



*DISEÑO DE SISTEMA DE SUSPENSIÓN TRASERA:
ALTERNATIVA UNI-TRACK*

DOCUMENTO 3: MEMORIA

DATOS DEL ALUMNO/A

NOMBRE: BEÑAT

APELLIDOS: URIARTE ITURREGI

FDO.:

FECHA: 11/09/2015

DATOS DEL DIRECTOR/A

NOMBRE: MIKEL

APELLIDOS: ABASOLO BILBAO

DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA

FDO.:

FECHA: 11/09/2015

Índice

3.1. DEFINICIÓN DE TERMINOS BÁSICOS	5
3.1.1. DEFINICIONES	5
3.1.2. ABREVIATURAS	5
3.2. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA	8
3.3. DATOS DE PARTIDA.....	10
3.3.1. REQUISITOS GENERALES DE DISEÑO DE LA ORGANIZACIÓN	10
3.3.2. REQUISITOS OFRECIDOS POR EL EQUIPO DE MOTOSTUDENT.....	14
3.4. ANTECEDENTES.....	16
3.4.1. INTRODUCCIÓN	16
3.4.1.1. Manejabilidad.....	16
3.4.1.2. Adherencia o agarre a la carretera.....	16
3.4.1.3. Estabilidad.....	16
3.4.1.4. Tipos de movimientos de una motocicleta: lineal y angular	17
3.4.1.5. Función del chasis	18
3.4.1.6. Principios de la suspensión.....	19
3.4.2. PARTES	23
3.4.2.1. Chasis	23
3.4.2.2. La suspensión	26
3.4.2.3. La suspensión delantera	30
3.4.2.4. La suspensión trasera	33
3.4.3. CONSIDERACIONES GEOMÉTRICAS	39
3.4.3.1. Geometría básica de una motocicleta.....	39
3.4.3.2. Avance.....	40
3.4.3.3. Lanzamiento	43
3.4.3.4. Distancia entre ejes.....	48
3.4.3.5. Rigidez del chasis.....	50
3.4.3.6. Peso y su posición	52
3.4.3.7. Movimientos angulares	55
3.5. ESTUDIO DE ALTERNATIVAS.....	58
3.5.1. ALTERNATIVAS DE SUSPENSIÓN TRASERA.....	58
3.5.1.1. Sistemas de suspensión de conexión directa	58

3.5.1.2. Sistema de suspensión de bieletas	59
3.5.1.2.1. Suspensión Full-floater	60
3.5.1.2.2. Suspensión Pro-link	61
3.5.1.2.3. Suspensión Uni-Trak	62
3.5.2. ALTERNATIVAS DE BASCULANTE.....	64
3.5.3. MATERIALES	68
3.5.3.1. Acero	68
3.5.3.2. Aluminio.....	69
3.6. SOLUCIÓN ADOPTADA.....	71
3.6.1. ESTUDIO DE LOS PARAMETROS Y ALTERNATIVAS DE LA SUSPENSIÓN TRASERA	71
3.6.1.1. Marco teórico	71
3.6.1.1.1. Análisis sistema de suspensión tradicional	71
3.6.1.1.2. Análisis sistema de suspensión Uni-trak.....	75
3.6.1.1.3. Variaciones de la geometría y su efecto	81
3.6.1.1.4. Distribución de cargas y cálculo de cargas en la situación más desfavorable	95
3.6.1.2. Marco metodológico	106
3.6.1.3. Técnicas y métodos	106
3.6.1.4. Procesamiento de datos	124
3.6.1.4.1 Definición de las cargas de entrada del sistema.....	124
3.6.1.4.2 Validación de la configuración	126
3.6.2. ELEMENTOS DE UNIÓN	134
3.6.2.1. Marco teórico	134
3.6.2.1.1. Los grados de libertad y su efecto en las uniones entre elementos rodamientos	134
3.6.2.1.2. Rótulas y cabezas de articulación	137
3.6.2.1.3. Rosca mínima y resistencia de ejes.....	139
3.6.2.2. Marco metodológico	146
3.6.2.3. Técnicas y métodos	147
3.6.2.3.1. Criterios de selección de los rodamientos.....	147
3.6.2.3.2. Criterios de selección de las rótulas y cabezas de articulación.....	147
3.6.2.3.3. Cálculo de la rosca mínima.....	147
3.6.2.4. Procesamiento de datos	148
3.6.2.4.1. Selección final de los rodamientos	148
3.6.2.4.2. Selección final de las rótulas y las cabezas de articulación	149

3.6.2.4.3. Validación de las roscas de los elementos de unión y resistencia de ejes.....	159
3.6.3. ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS DE LOS ELEMENTOS	160
3.6.3.1. Marco teórico	160
3.6.3.2. Marco metodológico	163
3.6.3.3. Balancín.....	170
3.6.3.3.1. Técnicas y métodos.....	174
3.6.3.3.2. Procesamiento de datos.....	176
3.6.3.4. Bieleta	178
3.6.3.4.1. Técnicas y métodos.....	180
3.6.3.4.2. Procesamiento de datos.....	185
3.6.4. DISEÑO PRELIMINAR DEL BASCULANTE.....	189
3.6.4.1. Marco teórico	190
3.6.4.2. Marco metodológico	195
3.6.4.3. Técnicas y métodos	200
3.6.4.4. Procesamiento de datos	203
3.6.4.4.1. Estudio de las rigideces.....	203
3.6.4.4.2. Diseño para la optimización del basculante.....	207
3.6.4.4.3. Análisis modal del basculante.....	209
3.6.4.4.4. Unión del basculante con el resto del sistema	209
3.7. RESULTADOS Y CONCLUSIONES.....	211
3.7.1. GEOMETRÍA DEFINITVA OBTENIDA MEDIANTE EL ESTUDIO DE LA RIGIDEZ REDUCIDA	211
3.7.2. COMPONENTES DEL SISTEMA	213
3.7.2.1. Balancín.....	213
3.7.2.2. Subconjunto de la bieleta	214
3.7.2.3. Basculante	217
3.7.3. UNIONES	220
3.7.3.1. Unión balancín-resorte	220
3.7.3.2. Unión balancín-bieleta	221
3.7.3.3. Unión bieleta-basculante	222
3.7.4. CONJUNTO FINAL	223
3.8. PROPUESTA TÉCNICA.....	229
3.8.1. FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA.....	229
3.8.2. PROCESOS DE PRODUCCIÓN	230

3.8.1.1. Introducción	230
3.8.1.2. Fabricación balancín	238
3.8.1.3. Fabricación tensor	239
3.8.1.4. Fabricación horquilla.....	239
3.8.1.5. Fabricación separadores	240
3.8.1.6. Fabricación basculante	240
3.8.3. PLANIFICACIÓN	241
3.8.2.1. Fase 1: Búsqueda de información e interiorización del tema.....	241
3.8.2.2. Fase 2: Familiarización con PTC Creo y pre-diseño del sistema Uni-Trak	241
3.8.2.3. Fase 3: Diseño mediante software del sistema Uni-Trak	242
3.8.2.4. Fase 4: Pre-diseño del basculante.....	242
3.8.2.5. Fase 5: Comprobación de todos los datos obtenidos.....	242
3.8.2.6. Fase 6: Definir los procesos de fabricación.....	243
3.8.2.7. Diagrama de Gantt	243
3.9. VALORACIONES GENERALES Y LÍNEAS FUTURAS	244
3.9.1. VALORACIONES GENERALES	244
3.9.1. LÍNEAS FUTURAS	245

3.1. DEFINICIÓN DE TERMINOS BÁSICOS

3.1.1. DEFINICIONES

- Amortiguamiento: Capacidad de un sistema o cuerpo para disipar energía cinética en otro tipo de energía.
- Coeficiente de rozamiento aerodinámico: Es un indicador del rozamiento aerodinámico que permite comparar los rozamientos de diversas formas, independientemente de su tamaño.
- Centro de gravedad: Un punto en un cuerpo donde se puede considerar que actúa su peso.
- Centro de presión: Punto de una superficie donde se puede considerar que actúa la fuerza aerodinámica total, produciendo la misma fuerza y momento.
- Coeficiente de rozamiento: La relación entre la fuerza de rozamiento y la fuerza normal.
- Constante del muelle: La relación entre la fuerza de compresión o extensión del muelle y el desplazamiento del mismo.
- Análisis cinemático: Tipo de análisis que estudia las leyes del movimiento de los cuerpos sin considerar las causas que lo originan (las fuerzas) y se limita, esencialmente, al estudio de la trayectoria en función del tiempo.
- Análisis dinámico: Este tipo de análisis comprende el análisis de las fuerzas, desplazamientos, velocidades y aceleraciones que aparecen en una estructura o mecanismo como resultado de los desplazamientos y deformaciones que aparecen en la estructura o mecanismo. Gran parte de estos análisis pueden ser simplificados al reducir el mecanismo o estructura a un sistema lineal, con lo que es posible aplicar el principio de superposición para trabajar con casos simplificados del mecanismo.

3.1.2. ABREVIATURAS

Análisis sistema de suspensión tradicional

\dot{y}_A : velocidad de desplazamiento vertical del punto A.

\dot{L}_m : velocidad de compresión del muelle.

MR: Motion Ratio o relación de velocidades.

F_e : fuerza elástica del resorte.

K_r : rigidez del sistema de suspensión.

Análisis sistema de suspensión Uni-trak

L_w : longitud de la proyección horizontal del basculante.

L_1 : distancia entre el amortiguador y la bieleta en dirección paralela a la bieleta.

L_1 : distancia entre el punto de anclaje balancín-chasis y balancín-muelle.

L_2 : distancia entre el punto de anclaje balancín-chasis y balancín-bieleta.

ω : velocidades angulares de los elementos de la suspensión.

G o CdG: centro de gravedad.

F_D : es la resistencia aerodinámica.

h_a : es la altura del centro de presiones donde se aplica la fuerza aerodinámica (F_D).

h : es la altura a la que se encuentra el centro de gravedad.

mg : es el peso del conjunto moto-piloto que se aplican en el centro de gravedad y se descomponen en dos ejes.

N_{sr} y N_{sf} : son las reacciones en la rueda delantera y en la trasera.

p : la distancia entre los dos ejes.

b : la distancia a la que se encuentra el centro de gravedad en referencia a la rueda trasera.

F_t : fuerza a tracción.

F_w : fuerza de rozadura que se divide en ambas ruedas.

α : pendiente en la que se encuentra el conjunto.

$m \cdot a$: fuerza inercial del sistema.

Rodamientos, rotulas y cabezas de articulación

P_0 : carga estática equivalente.

c_0 : capacidad de carga estática requerida.

s_0 : factor de seguridad estática.

Rosca mínima

d : diámetro externo de la rosca macho o tornillo.

d_2 : diámetro primitivo de la rosca macho.

d_3 : diámetro interno de la rosca macho.

D : diámetro (externo) de la rosca hembra o tuerca.

D_2 : diámetro primitivo de la rosca hembra.

D_1 : diámetro interno de la rosca hembra.

P : paso.

H : altura del triángulo base de la rosca.

A_c : área sección de corte.

d_{min} : diámetro mínimo de la rosca externa macho.

T : ancho de la sección de corte en la rosca hembra.

n : número de espiras.

Prediseño del basculante

k : rigidez del elemento en su dirección.

F : fuerza aplicada en la dirección en la que se quiere obtener la rigidez.

δ : desplazamiento de un punto determinado en el que se aplica la fuerza.

M : momento aplicado.

θ : ángulo que se ha girado el elemento.

3.2. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

El objeto de este proyecto es el diseño de un sistema de suspensión trasera regulable de una moto de competición. Para su diseño se van a tener en cuenta las especificaciones ofrecidas por la Competición Internacional MotoStudent, competición impulsada por la Fundación Moto Engineering Foundation y TechnoPark Motorland. Además, también se contará con unos parámetros de partida, ya definidos, por el equipo que competirá en dicha competición representando a la Escuela Técnica Superior de Ingeniería de Bilbao (ETSI). Teniendo en cuenta esos requerimientos, se va a diseñar el mejor sistema de suspensión trasera regulable posible dentro de tres modelos posibles.



Figura 3.2.1. Logo MotoStudent

Como bien se ha comentado anteriormente, la parte que corresponde a este proyecto es el diseño de una de las alternativas presentes de suspensión trasera, a pesar de que el diseño de la moto en su totalidad es labor de cada equipo, dentro de los requisitos estipulados. En concreto la competición consiste en el diseño de una moto de competición de combustión interna de 250 cc y 4T.

El sistema de suspensión forma una parte vital a la hora de lograr un confort adecuado para el piloto y un comportamiento que este acorde con un buen manejo y sea posible de regular para adaptarlo a las diferentes exigencias del circuito. Por lo tanto, debemos conseguir un diseño que cumpla ambos aspectos y también un basculante que nos aporte la suficiente rigidez y mayor ligereza posible.

Teniendo todo ello en cuenta, es conveniente el uso de un sistema de suspensión progresivo. Esto nos aportará mayor suavidad en un inicio y mayor rigidez según se aumenta el recorrido de la rueda. Esta característica la podremos conseguir con un muelle de paso variable, ya que los de paso constante tendrían una progresividad prácticamente lineal que no interesa, o mediante un sistema de bieletas que nos permitirá de alguna forma regular la suspensión dependiendo de las características del circuito. El sistema empleado será el segundo dado a que nos va permitir ajustar la suspensión sin necesidad de cambiar la suspensión por completo según exigencias.

Se trabajarán tres alternativas posibles dentro de las suspensiones traseras de competición, repartiendo el estudio, análisis y diseño de cada una de ellas. En el caso de este proyecto en concreto se estudiará la alternativa ofrecida por el fabricante Kawasaki, el sistema de suspensión trasera Uni-Trak.

3.3. DATOS DE PARTIDA

La organización pretende con esta competición, poner a prueba las habilidades y creatividad para innovar de los participantes por lo que existe un alto grado de flexibilidad a la hora de diseñar la moto. No obstante, se deberán cumplir un mínimo de requisitos exigidos en cuanto a seguridad y dimensiones en las áreas designadas por la misma competición. Analizando la serie de requisitos tanto exigidos por la propia organización de la competición como por el grupo formado por los ingenieros de ETSI, se destacarán en los siguientes apartados, cuáles serán los que nos competen a la hora del diseño del sistema de suspensión trasera.

3.3.1. REQUISITOS GENERALES DE DISEÑO DE LA ORGANIZACIÓN

Dimensiones

Aparte de unos requisitos básicos, las dimensiones son libres:

- Anchura mínima entre semimanillares es de 450 mm.

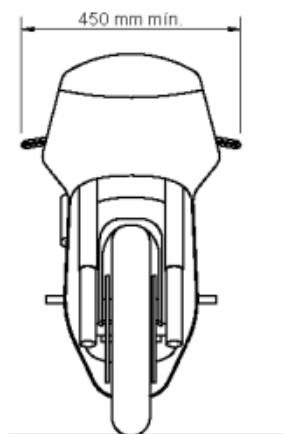


Figura 3.3.1. Anchura entre semimanillares.

- El ángulo mínimo de inclinación de la moto sin que ninguno de los elementos toque el suelo es de 50°. Estas mediciones se harán con la moto descargada pero con los líquidos y equipamientos para su funcionamiento.

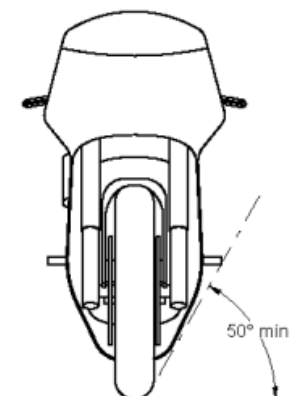


Figura 3.3.2. Ángulo mínimo de inclinación.

- La distancia libre con el suelo con la moto en posición vertical será de mínimo 100 mm en cualquier situación.

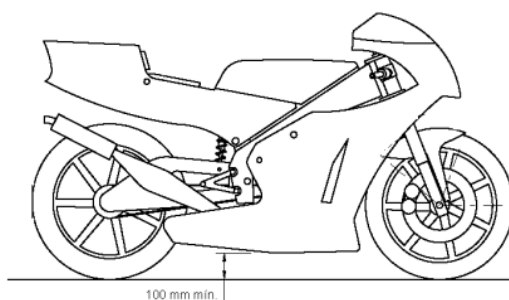


Figura 3.3.3. Distancia libre con el suelo.

- Limite frontal: Ningún elemento de la moto podrá sobrepasar la línea tangencial a la rueda delantera en vertical.

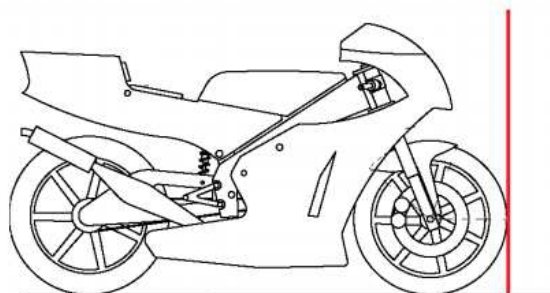


Figura 3.3.4. Limite frontal.

- Limite trasero: Ningún elemento de la moto podrá sobrepasar la línea tangencial a la rueda trasera en vertical.

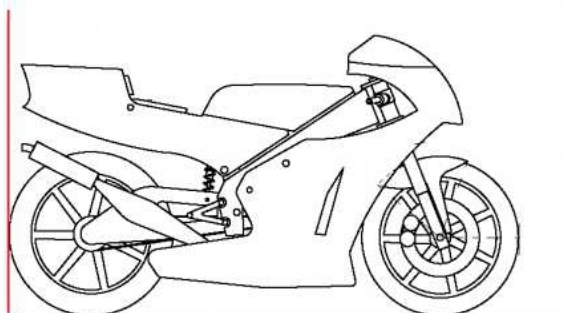


Figura 3.3.5. Limite trasero.

- Los neumáticos deberán estar a una distancia mínima de 15 mm de cualquier elemento de la moto, exceptuando las llantas, sea cual sea el estado de carga.
- La anchura máxima del asiento será de 450 mm. Ningún otro elemento podrá salir de esa anchura hacia atrás, excepto el sistema de escape.

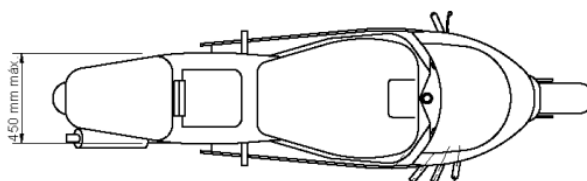


Figura 3.3.6. Anchura máxima del asiento.

- La anchura máxima del carenado será de 600 mm.

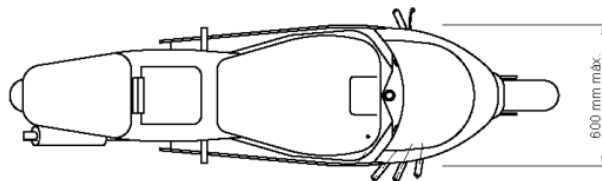


Figura 3.3.7. Anchura máxima del carenado.

Peso

El peso mínimo total de la moto sin piloto será de 95 Kg, incluyendo los líquidos que serán necesarios para su funcionamiento y al menos 1 litro de combustible. En ningún momento podrá estar el peso por debajo de este límite.

Sistema de suspensión

- Están prohibidos cualquier tipo de sistemas de suspensión activos o semi-activos y/o controles electrónicos de cualquier parámetro de suspensión, incluyendo los de control de altura.
- Los reglajes en la suspensión solo se podrán realizarse de forma manual y mediante ajustes mecánicos o hidráulicos.
- Los muelles deberán ser de aleaciones de acero
- En el caso de la amortiguación, se deberá emplear el proporcionado por la propia organización. Dicho amortiguador tiene las siguientes características:

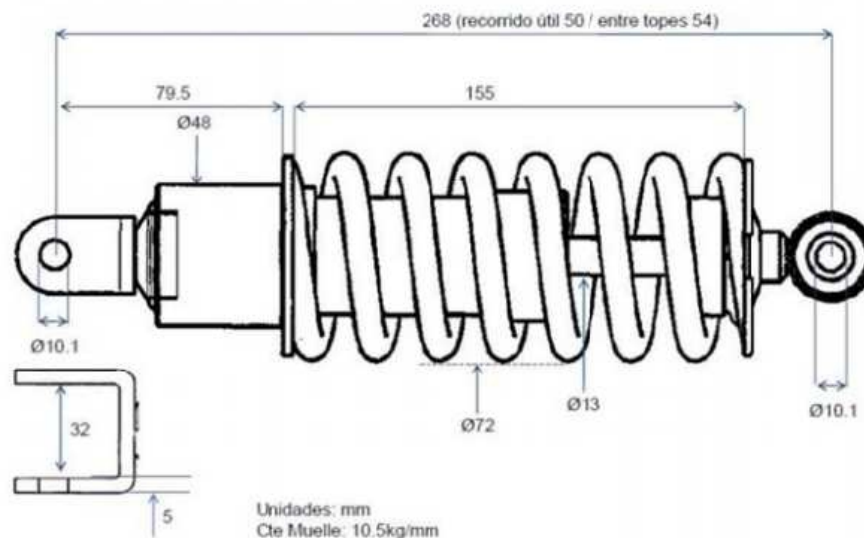


Figura 3.3.8. Características del amortiguador proporcionado por la organización.

- Este amortiguador puede ser modificado pero bajo ninguna circunstancia sustituido

Llantas y neumáticos

- Es obligatoria usar las llantas proporcionadas por la competición.
- No se permite modificación alguna de las llantas proporcionadas por la organización, salvo el repintado.
- Los ejes de la rueda no podrán salir más de 30 mm de su alejamiento en sus extremos.
- Los neumáticos también se incluyen en el kit inicial entregado por la competición. A los participantes se les proporcionará un juego de neumáticos slick delantero y trasero.
- Las dimensiones de las llantas ofrecidas por la organización se deberán tener en cuenta para saber el tamaño que deberá tener el basculante y son las siguientes:

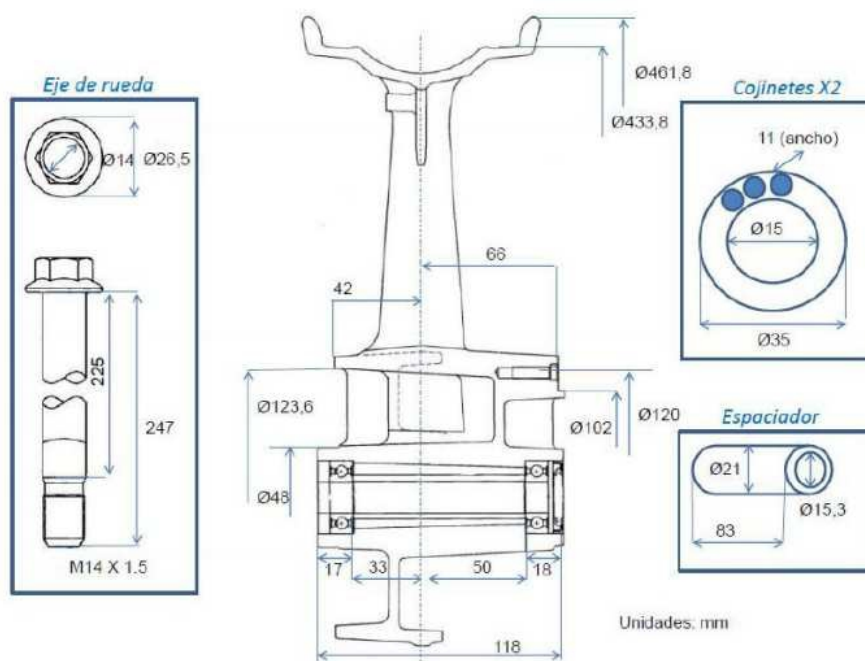


Figura 3.3.9. Dimensiones de la llanta proporcionada por la organización.

3.3.2. REQUISITOS OFRECIDOS POR EL EQUIPO DE MOTOSTUDENT

Existen además, otra serie de requisitos exigidos por el equipo de MotoStudent más allá de los que la organización exige por defecto:

- La longitud del basculante será de 525mm y tendrá una inclinación de 15°.

- En posición de equilibrio y con el piloto colocado ya en la moto, la rigidez reducida del sistema de suspensión trasero será de 20 N/mm y, como se ha mencionado varias veces, esta rigidez será progresiva.
- La carga máxima a soportar por el muelle será de 2500 N sin que el muelle se comprima del todo.

A la hora de resolver el problema, contamos con otros datos proporcionados también por este mismo equipo:

- La distancia entre los ejes de las ruedas es de 1250mm.
- La potencia máxima que puede proporcionar el motor es de 36 CV. Esta potencia se da a una velocidad de 11,11 mm/s.
- La suma de masa piloto-moto será de unos 1600 N.

3.4. ANTECEDENTES

3.4.1. INTRODUCCIÓN

3.4.1.1. Manejabilidad

Indica el tacto, facilidad y estilo con el que responde la motocicleta a nuestras acciones. Depende de varios factores, entre otros: la geometría, la rigidez del chasis, el peso y su distribución y el tipo de neumáticos y su tamaño. Uno de los factores más a tener en cuenta es también el piloto ya que sus respuestas tienen un gran efecto con la interacción global de las fuerzas dinámicas que controlan la moto.

3.4.1.2. Adherencia o agarre a la carretera

Hace referencia a la aptitud de la motocicleta de mantenerse en contacto a suelo a través de los neumáticos. Los factores más influyentes son el tipo de neumático y su tamaño, las características de la suspensión, del peso y su distribución, y de la rigidez entre ambas ruedas para mantener la relación correcta entre ambas. Aunque antiguamente los términos adherencia y manejabilidad iban prácticamente de la mano, hoy en día es necesario mantener un compromiso correcto entre ambos requerimientos, que resultan a veces contradictorios, adecuándolos al uso que se le quiera dar a la moto.

3.4.1.3. Estabilidad

Aunque existan varios tipos de estabilidad o inestabilidad que puedan afectar a la moto (estabilidad aerodinámica, la referida a “mantener el equilibrio”...), nosotros lo definiremos como:

- La aptitud para mantener la maniobra propuesta sin que exista tendencia adjunta a desviarse de la trayectoria elegida.
- La aptitud para volver a la maniobra propuesta cuando alguna fuerza externa produce alguna perturbación (viento lateral, bache...)

Tanto la manejabilidad, la adherencia y la estabilidad dependen de varios parámetros e incluso de la interacción entre ellos. Por lo que dependiendo de nuestro objetivo decidiremos mantener un compromiso u otro entre ellos.

3.4.1.4. Tipos de movimientos de una motocicleta: lineal y angular

Movimientos lineales: La moto se puede mover hacia delante controlado mediante el motor y frenos. Las ondulaciones en la carretera o las subidas y bajadas, en cambio, producen movimientos verticales y el viento lateral en la dirección lateral.

- Movimientos angulares: No resultan tan evidentes como los lineales. El movimiento angular total se puede describir completamente si consideramos que el movimiento tiene lugar alrededor de tres ejes separados que forman ángulos rectos entre ellos. Se conocen como eje de inclinación, eje de cabeceo y eje de guiñada.

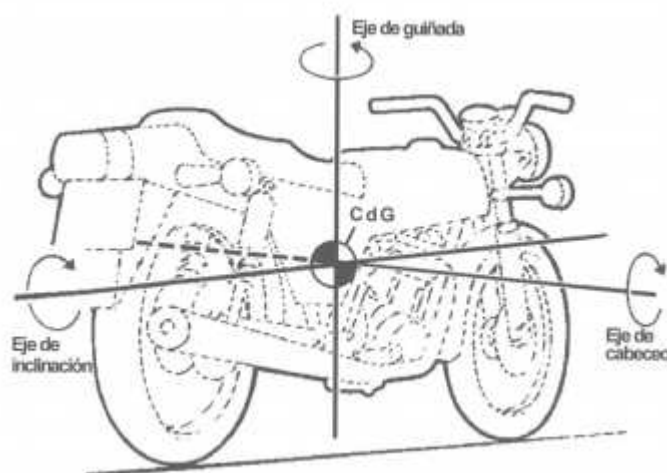


Figura 3.4.1. Ejes del movimiento angular.

- Movimiento de inclinación: Es el movimiento respecto al eje horizontal a lo largo de la moto que une las huellas de contacto del neumático trasero y delantero (aunque depende de nuestro marco de referencia por lo que podrá estar donde nosotros queramos). Es el movimiento que ocurre al tumbar la moto al tomar una curva.
- Movimiento de guiñada: Es el movimiento alrededor del eje vertical que tiene lugar al girar en una curva o también debido a alguna perturbación como es el ejemplo del viento lateral.

- **Movimiento de cabeceo:** Es el movimiento alrededor del eje horizontal que pasa la moto de lado a lado. Se debe al movimiento de la moto al acelerar o frenar o también por las irregularidades de la carretera.

Debido a los grandes ángulos de inclinación que se alcanzan al tomar las curvas, tanto el eje de cabeceo como el de guiñada, se mueven vertical y horizontalmente respecto a las coordenadas globales. Por ello se debe tener cuidado al especificar el sistema de ejes que vamos a utilizar (los principales en nuestro caso el eje de coordenadas de la maquina y el eje de coordenadas fijo, o de tierra, referidos inicialmente en términos de dirección inicial del viaje, antes de cualquier maniobra).

3.4.1.5. Función del chasis

Distinguimos dos tipos de funciones en un chasis: la función estática y la función dinámica. La función estática hace referencia al peso de la moto y al del piloto o pilotos, al del motor y la transmisión y accesorios necesarios como depósito de gasolina o aceite que debe soportar el chasis. Aunque pueda resultar menos obvia, la función dinámica es de importancia fundamental. En conjunto con el resto de la parte de ciclo (la suspensión y las ruedas), es el encargado de proporcionar dirección precisa, una buena manejabilidad, un buen agarre y un buen confort.

Para una dirección precisa, el chasis debe soportar los esfuerzos de torsión y flexión adecuadamente, de tal forma que las ruedas deben mantener una relación correcta entre ellas, a pesar de las considerables cargas impuestas por la transmisión, los baches, las curvas y los frenos. Esto significa que el eje de dirección debe mantenerse en el mismo plano que la rueda trasera, de forma que la geometría de dirección no se vea afectada por posibles deformaciones en el chasis.

A pesar de ello todo eso carece de sentido si las ruedas no están en contacto con la carretera, de aquí la importancia del agarre, sobre todo en el tren delantero. Una buena manejabilidad implica que la moto pueda responder con un pequeño esfuerzo físico, disminuyendo el cansancio en el piloto. Para ello son fundamentales los siguientes factores: centro de gravedad, peso total, la rigidez, la geometría de dirección, el tamaño de los neumáticos y los momentos de inercia de las ruedas y el conjunto (moto + piloto).

Teniendo en cuenta el cansancio en el piloto, el confort es otro factor a analizar. Se requiere una suspensión que absorba los baches sin afectar al piloto ni producir movimientos de cabeceo. El

chasis deberá cumplir todos estos criterios durante el tiempo de vida previsto para la moto sin que existan fallos y sin que se tenga que llevar a cabo un mantenimiento más allá del debido.

No debemos olvidar que todo diseño debe mantener un compromiso que se verá determinado por el uso que queremos darle a la moto, los materiales a nuestro alcance y el precio que el cliente esté dispuesto a pagar.

3.4.1.6. Principios de la suspensión

La función primordial de la suspensión consiste en separar al piloto y el resto de la estructura de la moto de los baches e irregularidades que se podrán encontrar en la carretera. De esta forma, el confort se verá mejorado y se mejorará la fiabilidad y longevidad de la misma máquina. Se podrá conseguir mediante un contacto lo más estrecho posible con el suelo constantemente de tal forma que tanto control como agarre mejoren.

Para comprender mejor su comportamiento, a continuación se analizarán sus principales parámetros:

- Muelle.
- Amortiguación.
- Masa suspendida y no suspendida.

Muelle

La constante elástica se define como la medida de la rigidez de un muelle que se determina midiendo la fuerza extra necesaria para comprimir (o extender en algún caso específico) una pequeña distancia previamente fijada. Su unidad se expresa en N/mm. Dependiendo del muelle esta constante puede variar o no. En el caso de que no varíe, la constante será lineal; mientras que si el valor de la constante no es la misma conforme varíe el recorrido, será progresiva. Este último es la constante (con su valor positivo, es decir, que la constante aumente al aumentar la carga) que se busca habitualmente en las motos.

Es importante que se diferencien los términos constante y carga. Llamamos carga a la fuerza total del muelle. En cambio, la constante, es la fuerza adicional que se emplea para comprimir el muelle una cantidad específica.

Dentro de este parámetro de la amortiguación, existen diferentes tipos de muelles:

- Muelles helicoidales: El material más común para su fabricación es el acero, aunque el titanio también puede emplearse por sus características mecánicas pero su precio es alto. Este tipo de muelles dispone tanto de una variante donde la constante es lineal, como de otra donde la constante es progresiva. Esto último se conseguirá cuando, por la compresión del muelle, las espiras más cercanas se hagan tope contra las otras, provocando una actuación muy parecida a la de una masa sólida y la constante irá aumentando.

Este resultado que buscamos se puede conseguir mediante dos métodos: uso de muelles con la misma constante pero menor paso, de tal forma que la de paso menor se comprima antes o el uso de muelles de constantes elásticas diferentes, dando lugar a una compresión diferente para cada una de ellas.



Figura 3.4.2. Muelles de pasos diferentes.

- Muelles de goma: Este tipo de “muelles” no son muy habituales. A pesar de que en algunas circunstancias se podría considerar un material muy versátil, su producción en serie es inviable o solo se podría permitir con unidades de bajo coste.
- Muelles de gas: Los gases producen una constante progresiva de forma automática. La magnitud de esta progresión de la constante, se verá determinada por la relación de compresión del sistema. Estos, son fácilmente ajustables a cualquier estado de carga.

La principal desventaja de este tipo viene al querer ajustarlo para una aplicación determinada. Si el piloto necesitase un muelle más blando, en el caso de los helicoidales, simplemente deberíamos sustituirlo por un muelle más blando. Pero con los muelles de gas no es tan sencillo. Se podría pensar que quitando algo de gas podríamos conseguir el efecto deseado pero, como la moto debe soportar su peso estático, la altura de la moto bajaría de tal forma que sea capaz de soportar ese peso. Esto acarrea un recorrido menor de la moto y una constante mayor. Si en vez de quitarle, se le añade el gas, la constante se disminuiría pero la altura en marcha incrementaría

haciendo necesarios baches para que comience a comprimirse. Solo sería posible conseguir otro efecto comprando otro muelle neumático de características similares a lo que se busca.



Figura 3.4.3. Partes del muelle de gas.

- Otros tipos: En algunas ocasiones se ha probado el uso de ballestas o barras de torsión aunque no lograron una gran aceptación. Aun ofreciendo mejoras en cuanto a la reducción del espacio y ofrecer distintos grados de progresividad, su producción en serie era inviable.

Amortiguación

- El amortiguador es el elemento encargado de absorber o disipar la energía. Mediante una resistencia mecánica se consigue este efecto pero, el amortiguador en sí, no tiene una tendencia natural de volver a su posición inicial y disipa la energía que absorbe como calor. Gracias a esto, se evitan movimientos incontrolados de la suspensión. Sin esta disipación, la energía se almacenaría en el muelle con energía potencial y sería transferida a la moto como energía cinética por completo, extendiendo la suspensión más allá de su posición normal. De esta forma se volvería a almacenar una gran cantidad de energía cinética que volvería a transferirse como potencial al muelle y así constantemente.

- El amortiguador permitirá que esta oscilación desaparezca o se vea notablemente reducida. Esta energía que hay que disipar depende de varios factores como pueden ser, el muelle, la masa de la moto y el uso que le estaremos dando.
- Aunque los amortiguadores viscosos tienen el comportamiento que se busca, dado a su complejidad a la hora de conseguirlos, los amortiguadores hidráulicos, son los más comunes y tienen esta forma de funcionamiento en su definición más simple: un amortiguador que comprime un pistón forzándolo a moverse dentro de un cilindro lleno de aceite. Este pistón puede estar agujereado para permitir que el aceite fluya de lado a lado del pistón. Dentro de este tipo de amortiguadores, podemos encontrar amortiguadores viscosos o hidrodinámicos (también conocida como amortiguación cuadrática). Esta última está presente en mayor proporción. Aun así, si no se hace ninguna modificación en ellos, aparecerán efectos no deseados. Algunas de estas modificaciones pueden ser el agrandamiento de los orificios y control sobre ellas mediante válvulas de escape o control de flujo, evitando así problemas como la amortiguación inadecuada en caso de velocidades muy elevadas o muy bajas. Mediante estas pequeñas modificaciones, podremos conseguir una curva de amortiguación que se aproxime a una línea recta. Se intenta que la respuesta se parezca lo máximo posible a la que podríamos conseguir con un amortiguamiento viscoso.

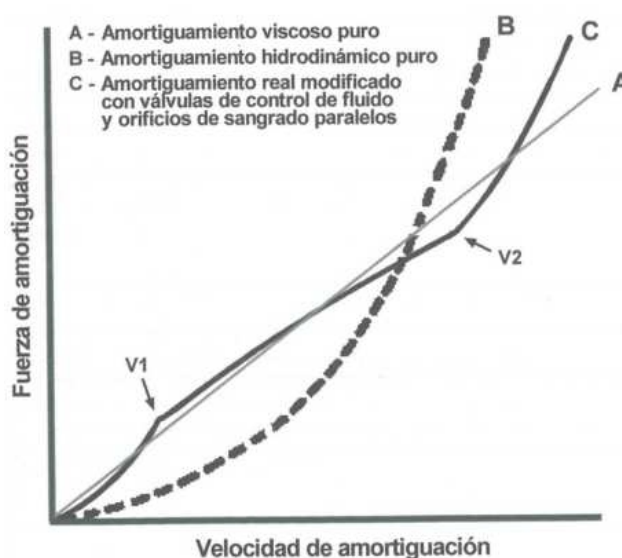


Figura 3.4.4. Características de algunas amortiguaciones. Hasta el punto V1 las válvulas están cerradas. De V1 a V2, se van abriendo de forma controlada. A partir de V2, estarán abiertas por completo.

3.4.2. PARTES

3.4.2.1. Chasis

El chasis es el cuerpo principal de la motocicleta donde el piloto irá ubicado así como el motor. De manera independiente al tipo de chasis, su estructura general, consta de una zona de anclaje de la suspensión delantera se denomina pipa de dirección, situándose en la parte más adelantada y más alta del chasis. El otro punto de anclaje es el eje del basculante, que debe combinarse con un soporte para el amortiguador trasero.

Al ser zonas sometidas a altos esfuerzos, deberán de tener una alta rigidez. Donde existe la variedad de chasis es en la parte que une estas dos zonas, pudiendo ser tanto tubos, chapas, vigas, etc.

El chasis es un elemento perfectamente rígido, exceptuando las piezas de suspensión y las unidas a ellas, por lo que los elementos se encuentran completamente fijados. Como consecuencia, el chasis define una serie de características estructurales que además influyen sobre el comportamiento de la motocicleta. Son por una parte las que definen la geometría de la moto, y por otra las que condicionan el reparto de pesos.

Tipos de chasis

Los tipos de chasis varían según el tipo de motocicleta, diferenciándose en dos grandes grupos teniendo en cuenta si son parte de una moto de pequeña o gran cilindrada. En este caso solo se analizarán los chasis de las motos de gran cilindrada ya que es el caso que nos compete en este proyecto.

Entre este tipo de chasis también no encontramos con diferentes variantes en su construcción. Dentro de los diferentes tipos de chasis para las motocicletas se puede distinguir dos tipos, los tubulares, formados por tubos de sección circular, y los realizados a partir de vigas de sección ancha.

En cuanto a los tubulares se refiere, se puede señalar los de simple cuna, que a su vez pueden ser completos o interrumpir su sección inferior usando el motor como elemento resistente. Una tercera posibilidad es la formación de una cuna simple, que se desdobla a la altura del motor.

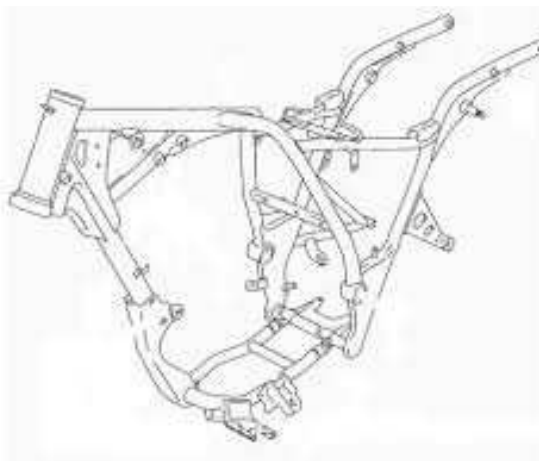


Figura 3.4.5. Chasis de cuna simple.

La doble cuna se puede considerar como una mejora del chasis anterior, manteniendo las mismas características a las cunas simples con la salvedad de la existencia de dos tubos delanteros T.

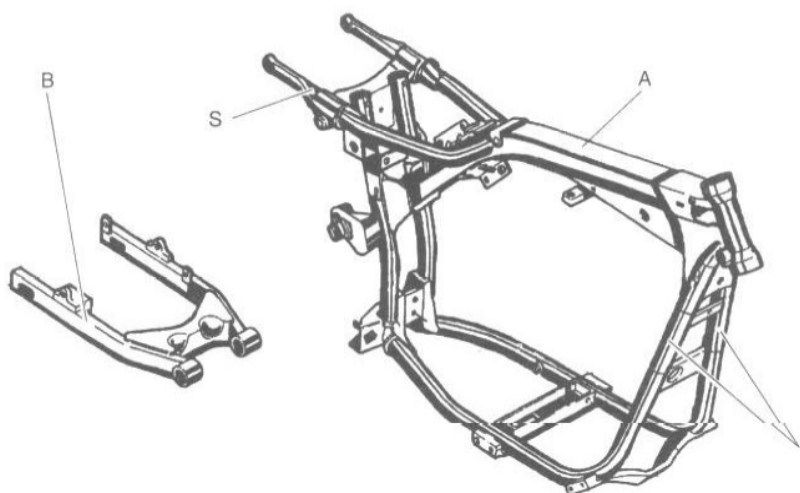


Figura 3.4.6. Chasis de doble cuna.

Los chasis de doble cuna son más rígidos que los de cuna simple por estar cerrados en casi todos los casos, formando una estructura más rígida.

Otra modelo de chasis tubulares son aquellos en los que el motor se encuentra colgado, adquiriendo éste una importante función resistente, aprovechando su gran rigidez. Hay algunos tipos de chasis, como los de espina central, en los que hay un único tubo grueso en la parte superior, pero lo más habitual es contar con una estructura superior de tubos que integra la pipa de dirección y el anclaje al basculante, pudiendo éste estar unido también al motor.

Una importante variedad de este tipo de chasis son los multitubulares de elementos rectos. En este tipo de chasis la estructura se forma únicamente con tubos rectos de modo que sólo trabajen a tracción y compresión. La forma más habitual es un elemento que una la pipa de dirección con el eje del basculante de una manera directa, con una serie de tubos que refuerzan esta función.

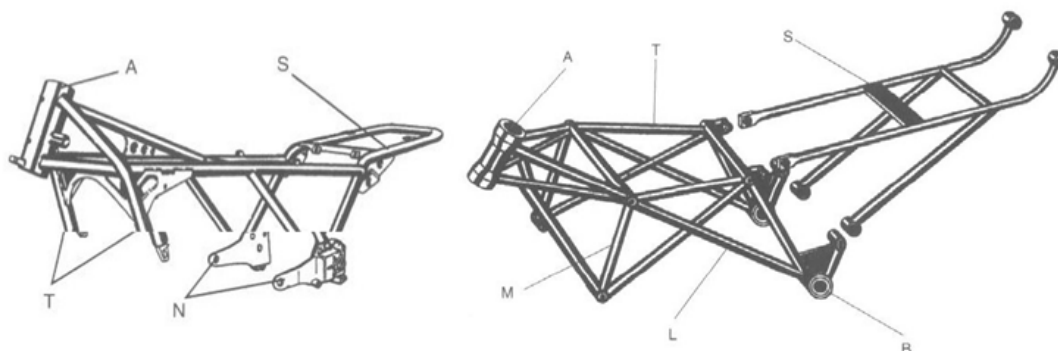


Figura 3.4.7. Chasis multitubular normal (izq.) y chasis multitubular de tubos rectos (dcha.).

En el segundo grupo de chasis, que son aquellos compuestos a partir de vigas (tubos de sección gruesa), la función resistente que anteriormente realizaba el entramado de tubos, ahora recae sobre un par de vigas, que une la pipa con el anclaje del basculante. En el caso de realizarse en aluminio en vez de acero, la pipa de dirección y el anclaje, que son las zonas que reciben mayor esfuerzo, suelen estar fundidas y son macizas.



Figura 3.4.8. Chasis de tipo doble viga.

3.4.2.2. La suspensión

Masa suspendida y masa no suspendida

La masa suspendida es la masa a la que está apoyada en la parte superior de la suspensión, siendo en una motocicleta toda la moto menos las ruedas, los frenos y parte de los componentes de la suspensión.

De esta forma, la masa no suspendida estará compuesta por la masa total de la moto menos la masa suspendida, es decir que estará compuesta por las ruedas, los frenos y parte de los componentes de la suspensión.

Aunque parezca sencillo, el cálculo de estos valores no es fácil de determinar debido a que dependen de algunos factores. Por ejemplo la masa de algunos componentes de la suspensión, como los muelles pueden dificultar de manera considerable su cálculo. Para evitar ese problema, el programa que se emplea para el modelaje del sistema no va tener en cuenta esa masa porque se puede considerar despreciable.

Cuando se vaya a repartir la proporción adecuada del total de la masa suspendida a cada uno de los trenes se realiza en la misma relación que la distribución de pesos estática, aunque esta distribución también tiene sus defectos debido a que no siempre la distribución será así.

Cuando se buscan las máximas prestaciones de la suspensión, lo que importa es la relación entre la masa suspendida y la no suspendida, interesando que ésta relación sea lo mayor posible, siendo difícil de conseguir este aspecto en motocicletas muy ligeras.

Relación entre la masa suspendida y la masa no suspendida

Se suele decir que contra mayor sea esta relación, mayor será el beneficio obtenido. Pero esto no suele cumplirse en todos los casos, debido a que las demandas de agarre en carretera y las del confort suelen ser opuestas.

Mientras que para el agarre se requiere la mínima variación dinámica de la fuerza vertical que existe entre el neumático y la carretera, para ello interesa que la masa no suspendida sea lo más pequeña posible; para mejorar el confort se querrá que se transmita la mínima fuerza posible a la

masa suspendida, viéndose favorecido este fenómeno si la masa no suspendida es muy grande cuando se alcanza un bache que sube hacia arriba (no ocurre lo mismo con las cavidades).

Con el fin de tener un buen agarre a la carretera (una respuesta rápida de la masa no suspendida) se necesita que esta relación entre ambas masas sea lo más grande posible.

Sin embargo existe un límite a la hora de tratar de aligerar la masa no suspendida y por lo tanto un incremento de la masa suspendida y de la constante del muelle mejora el agarre en las carreteras que se encuentren bacheadas y también aumenta la velocidad de respuesta de la masa no suspendida, teniendo por tanto las ruedas un mejor contacto con la superficie.

En el caso en el que se tiene un neumático entre la carretera y la llanta (masa no suspendida) que conduce a que con una masa no suspendida mayor aumenta el confort de la persona que conduce la motocicleta cuando la rueda impacta contra un bache, debido a que se reduce el impacto que llega al centro de gravedad. Suponiendo ahora que la rueda es infinitamente pesada; al impactar contra un bache, el neumático se deformaría para absorber el impacto pero la rueda no se movería y al no moverse no transmite ninguna perturbación al piloto.

El otro caso extremo ocurre cuando la masa no suspendida es nula, el impacto pasaría hasta el piloto a través de la rigidez del neumático actuando en serie con la rigidez de la suspensión. Para mejorar el confort del piloto, tanto la rueda como el neumático deben soportar grandes cargas. Cuando el neumático ha alcanzado la parte superior del bache, la mayor masa de la rueda tiende a seguir subiendo pudiendo llegar a despegarse del suelo, en detrimento del agarre a la carretera.

Después de todo lo anterior se llega a una solución de compromiso teniendo normalmente la relación entre la masa suspendida y la no suspendida un valor entorno a 4.5.

Distancia entre ejes

La distancia entre ejes puede tener cierto efecto en el comportamiento de la suspensión en determinadas circunstancias y cuando la motocicleta tiene un movimiento de cabeceo, el ángulo de cabeceo, en general, será inversamente proporcional a la distancia entre ejes.

Por ejemplo si se multiplica por dos la distancia entre ejes, el cabeceo se verá reducido a la mitad. Además si la motocicleta es más larga, también tendrá un momento de inercia de cabeceo mayor, de manera que se suavizará la respuesta.

Otro efecto menos apreciable que se combina con las condiciones de la superficie sobre la que se circula, para influir de manera notable en la calidad de la conducción. Al circular sobre una serie de baches, una superficie ondulada por ejemplo, los movimientos que se transmiten al piloto dependerán en gran parte de sí la distancia entre ejes es múltiplo de la longitud de onda de los baches.

En las curvas la distancia entre ejes coincide con la longitud de onda del bache, la parte delantera, la trasera y el centro de gravedad se mueve al unísono. Lo que sucede en este caso es que cada rueda está viajando sobre la misma parte del bache adyacente al mismo tiempo. Sin embargo, cuando la longitud del bache es el doble de la distancia entre ejes, cuando la rueda delantera está encima de un bache, la rueda trasera está en la parte más baja, de forma que los movimientos verticales delante y detrás son opuestos por lo que el centro de gravedad, que estará más o menos en el centro de la moto, posee un movimiento muy pequeño.

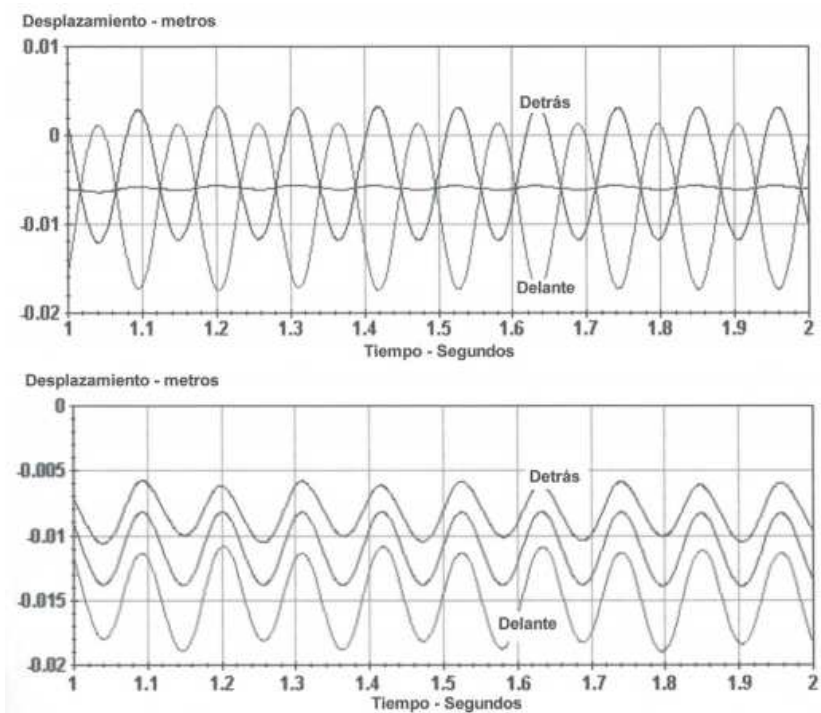


Figura 3.4.9. Desplazamiento de ruedas delantera, trasera y del CdG en baches.

Este último caso es de mayor comodidad para el piloto pero la moto poseerá un movimiento de cabeceo que consiste en que cuando la parte delantera sube, la trasera está bajando y viceversa, por lo que la motocicleta estará cabeceando hacia delante y hacia atrás.

Estas son las dos respuestas más extremas determinadas por la relación entre la distancia entre ejes y la longitud de onda del bache. Otros valores distintos de esta relación producirán una conducción que producirá cierto cabeceo combinado con cierto movimiento vertical.

Al diseñar una motocicleta y su suspensión no se conocerá la longitud de onda de una serie de baches que se encuentra la moto circulando y por tanto no será un parámetro que se pueda tener en cuenta para elegir la distancia entre ejes.

Altura de marcha y precarga

Hoy en día, la gran mayoría de los amortiguadores suelen incorporar un ajuste para la longitud inicial del muelle (precarga).

En el caso en el que se precargan los muelles no se tomarán mejor las cavidades que si se tuviese un chasis rígido por lo que en la actualidad se utilizan unos basculantes muy rígidos, un amortiguamiento eficiente y muelles blandos ajustados para permitir una cierta extensión de la suspensión ante las diferentes cavidades que se pueda encontrar la motocicleta en su trayectoria. La tendencia habitual que algunos diseñadores de chasis solían dedicar 1/3 del recorrido disponible para la extensión (también llamado hundimiento estático) y 2/3 para la compresión.

Debido a los efectos de transferencia de carga y a diversas respuestas dinámicas, al frenar y al acelerar, cada rueda puede ver reducida su carga. Durante la levantada de una de las ruedas, la delantera o la trasera, tanto la suspensión delantera como la trasera se estiran hasta llegar a sus topes de extensión y sería de esperar que el nivel de precarga de los muelles tuviese un efecto significativo en las respuestas transitorias de la suspensión durante este tipo de maniobras. Si los muelles de la suspensión están precargados, habrá dos aspectos principales a tener en cuenta:

- La posición estática de la suspensión: cuando está cargada está más cerca del tope de extensión y por tanto existe menos recorrido de suspensión disponible antes de llegar al tope.
- La fuerza de precarga: esto implica que cuando la suspensión hace tope lo hará de forma más violenta.

Además si se precarga los muelles, tanto la rueda delantera como la trasera se despegarán del suelo pudiéndose llegar incluso, en el caso de la rueda delantera a tener que soltar el freno, debido a que comenzaría a rebotar la rueda de forma creciente.

Los sistemas de suspensión trasera actuales se pueden ajustar de manera independiente la longitud del muelle y la longitud total del amortiguador.

El aumento de la altura de la parte trasera tiene varios efectos: la reducción del ángulo de lanzamiento y del avance, volviéndose la dirección de la moto más rápida; aumenta la altura del centro de gravedad, incrementándose la transferencia de carga al acelerar y frenar; altera la relación entre la altura del eje de la rueda trasera, la altura del eje del basculante y la altura del piñón de la cadena, afectando a las características del anti-squat, que se verá en otro capítulo y se aumenta también la carga en el tren delantero aunque dicho aumento no es demasiado.

3.4.2.3. La suspensión delantera

El tren delantero fue el primero en incorporar una suspensión. Muchos han sido los sistemas propuestos pero el primero de ellos con una amplia aceptación fue el tipo “girder”, al principio proponiendo un sistema de muelles laterales y después uno único situado en la pipa de dirección. En la mayoría de los casos el muelle tenía una forma de barril, ya que así se obtenía una dureza progresiva y era más sencillo de fijarlo por sus extremos. A pesar de los numerosos intentos y que la rigidez torsional fuese la adecuada, la rigidez lateral en muchas de ellas era muy baja. Ante este problema, algunos fabricantes rigidizaron el sistema forjando unas barras articuladas de forma integral con el alojamiento en el eje de la rueda delantera.

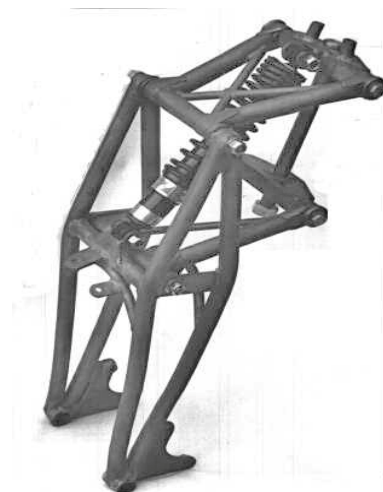


Figura 3.4.10. Sistema de suspensión tipo “girder” rigidizada lateralmente (único muelle en eje de dirección).

Más adelante, la horquilla telescópica con amortiguación hidráulica fue adquiriendo popularidad, la cual hoy en día se mantiene. En comparación con su antecesor, la horquilla “girder”, no necesitaba mantenimiento ni ser engrasada periódicamente, permite un mayor recorrido de la rueda, proporciona un avance casi constante (exceptuando el caso en el que la moto se hunde al frenar, entonces el avance se verá reducido) y tiene características de amortiguación muy superiores.



Figura 3.4.11. Horquilla telescópica.

Los motivos de esta popularidad que llegaron a alzarlo como el nuevo sistema casi adoptado de forma universal y el hecho de superar rápidamente a las horquillas tipo “girder”, se deben principalmente a su apariencia limpia, su bajo coste de producción y su bajo mantenimiento más

que a sus cualidades dinámicas. A pesar de que en comparación a su predecesor era superior, algunas seguían sin tener la suficiente rigidez torsional y lateral, especialmente en el caso de los de competición.

A pesar de ello, cuando el fabricante estaba interesado en la calidad y no en un coste bajo o aspecto más limpio, algunos ingenieros desecharon la idea de la horquilla telescópica, por sus defectos dinámicos y estructurales, y se prefirió emplear la suspensión de tipo “rueda empujada” (leading link). La elección de esta suspensión se debe a que proporcionaba mejor rigidez torsional y lateral, una menor masa no suspendida, mejor amortiguamiento (mediante el uso de sistemas parecidos al empleado en el tren trasero) y la posibilidad de usar una geometría de dirección que podía proporcionar un avance y una distancia entre ejes constante, dependiendo de la inclinación de los brazos que sujetaban la rueda.



Figura 3.4.12. Suspensión del tren delantero mediante sistema de rueda empujada.

En el caso en el que tenemos la misma inclinación en los dos brazos, la suspensión de rueda empujada puede tener las mismas características que la suspensión de rueda tirada (trailing link), excepto por la elevada inercia de dirección. Pero la dificultad de obtener un diseño limpio, provocó que no alcanzara popularidad aunque algunos fabricantes no desistieron en sus esfuerzos. Algunos de ellos consiguieron un comportamiento impecable en sus diseños. Una de las variantes ofrecidas consistía de unos brazos largos que se combinaban con una horquilla que pivotaba detrás de la rueda.



Figura 3.4.14. Suspensión del tren delantero mediante sistema de rueda tirada.

Hoy en día se ofrecen dos modelos, ofrecidos por dos grandes fabricantes, que ofrecen un sistema de suspensión alternativo:

- El diseño “telever” (ofrecido por BMW) mantiene en gran medida el aspecto limpio de las horquillas telescópicas y a la vez ofrece una mejor sujeción de la rueda y cierto control sobre el hundimiento que se produce al frenar.
- Para sistemas con el eje de dirección en el buje de la rueda, Yamaha, usa un sistema basculante monobrazo.

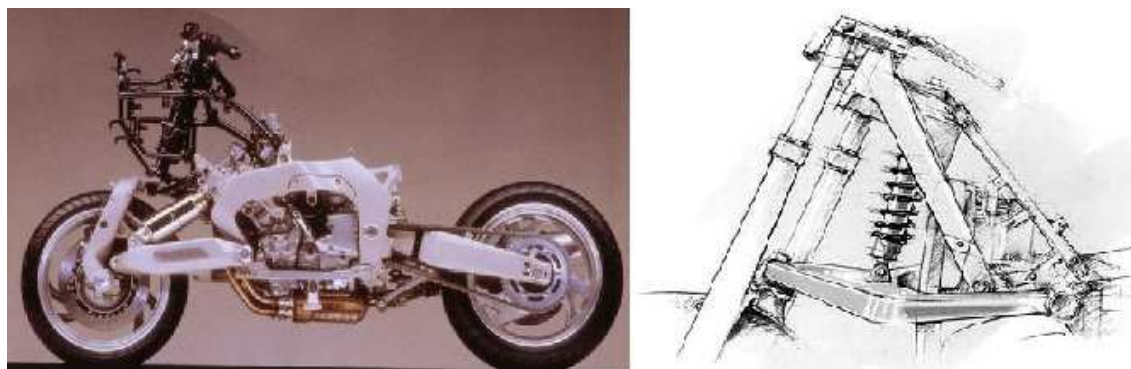


Figura 3.4.15. Esquema del diseño “telever” (izquierda) y Yamaha GTS con sistema basculante monobrazo (derecha).

3.4.2.4. La suspensión trasera

El comienzo del empleo de esta suspensión ocurre décadas más tarde que la suspensión delantera. La razón principal de ello es el uso de chasis rígidos en las competiciones y porque los primeros kits de conversión (kits pensados para instalarlos en las motocicletas de chasis rígidos) eran de baja calidad.

El primer sistema que se empezó a utilizar de forma amplia fue el sistema Plunger que se adaptaba fácilmente al chasis rígido. Aun así, seguía siendo un sistema con importantes limitaciones. Primero la incorporación de los muelles arruinaba por completo la triangulación de la parte trasera de la moto ya que cada lado podía flexionar de manera independiente en el plano vertical, pudiendo producir roturas por fatiga. En segundo lugar, la resistencia a inclinarse de la rueda dependía de la rigidez a la que estaba sujeto el eje de la rueda, al igual que se puede ver en los casos de horquillas telescópicas y de rueda empujada en las suspensiones delanteras. Pero debido al movimiento rectilíneo de la rueda, la cadena se tensaba considerablemente en los extremos del recorrido, limitando el rango de movimiento de la rueda. Debido a esto, la cadena tenía que montarse con mucha holgura en su posición estática de carga.

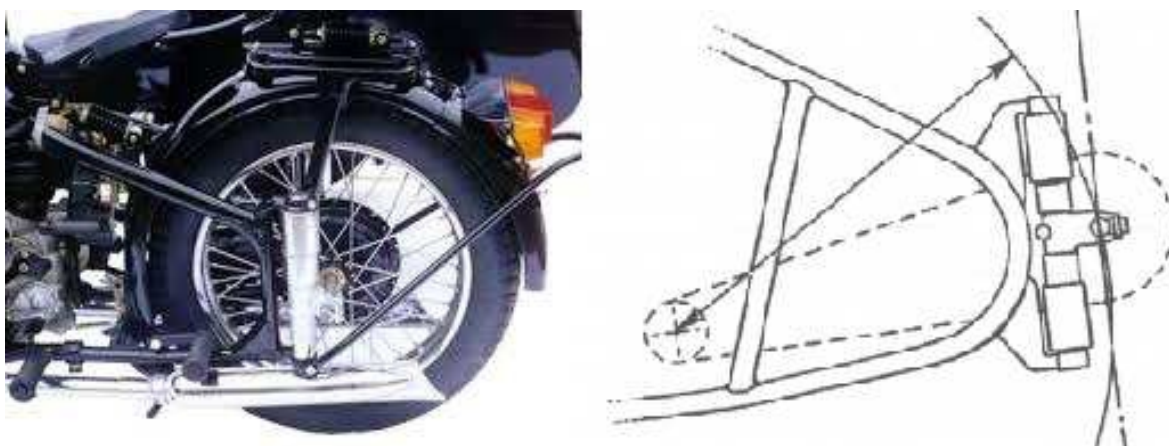


Figura 3.4.16. Sistema de suspensión Plunger.

Muchos fabricantes consideraron que los chasis que fabricaban no eran adecuados para instalarles una suspensión trasera con basculante pero muy pronto se reconoció que este tipo de suspensión trasera era mucho mejor que el sistema Plunger, convirtiéndose en su predecesor.

Algunos ejemplos de sistemas con basculante puede ser el Vincent-HRD que construyó un basculante triangulado. Mediante sus basculante que era muy ancho en la zona de pivotamiento y ambos brazos estaban triangulados, se conseguía un sistema muy resistente y resistente. Además el uso de rodamientos de aguja precargadas, eliminaba el juego.

Entre otros, Moto Guzzi, también optó por triangular el basculante que no mucho más tarde se cambió por un basculante plano fabricado soldando tubos de gran diámetro, afirmando que eran igual de rígidos a torsión y más sólido aún lateralmente dado a que la triangulación era solamente vertical en los basculantes anteriores.

Velocette, fabricante inglés, diseñó otro basculante que proporcionaba una gran rigidez sin necesidad de estar triangulado mediante un sistema formado por tubos de sección variable.

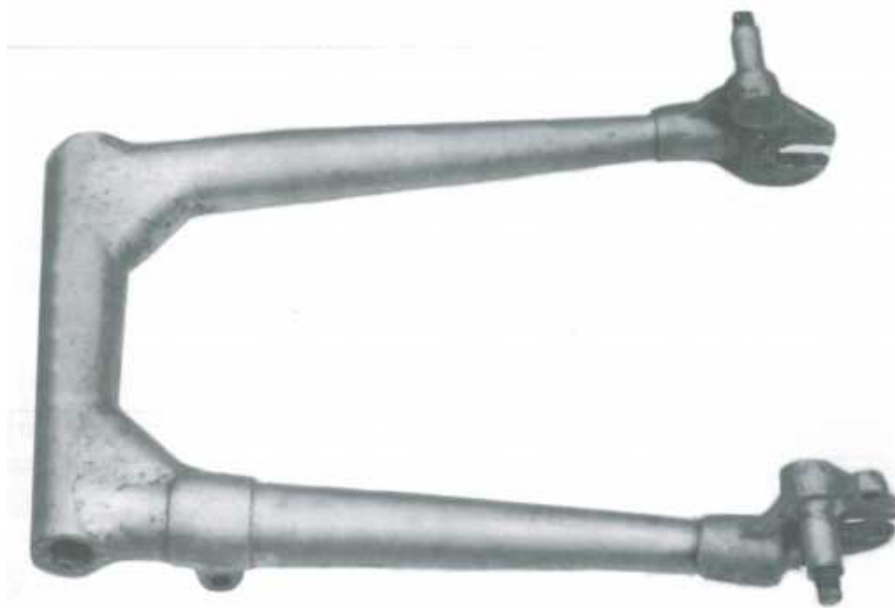


Figura 3.4.17. Basculante de Velocette.

Al carecer muchos de basculantes planos de una rigidez torsional adecuada, se empezaron a montar parejas de amortiguadores ajustados (uno en el lado izquierdo, otro en el derecho) con el fin de minimizar las causas de la torsión.

El chasis de Norton, *featherbed*, fue uno de los basculantes planos más renombrados. Aunque para los requerimientos de hoy en día, tanto el chasis como el basculante dejan mucho que desear en cuanto a la rigidez. Aún así, la mejora en comparación a su predecesor con suspensión tipo Plunger, *garden gate*, la mejora fue enorme.

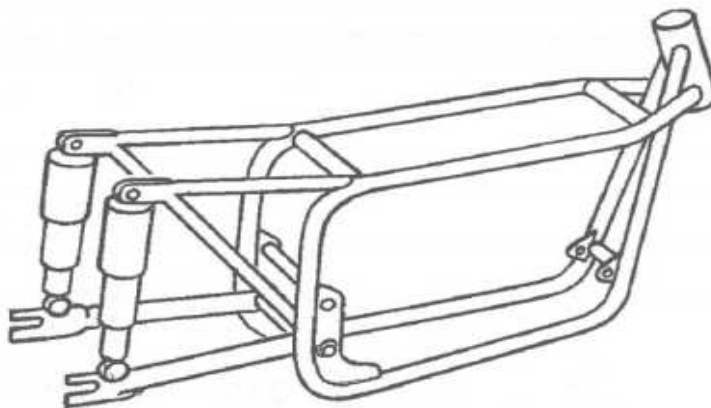


Figura 3.4.18. Sistema de suspensión trasera Norton featherbed.

Han existido grandes permutaciones con los tipos de basculante y amortiguadores. Por ejemplo, un basculante triangulado por encima de su eje de giro se presta a montar un monoamortiguador actuado por el extremo superior del basculante.

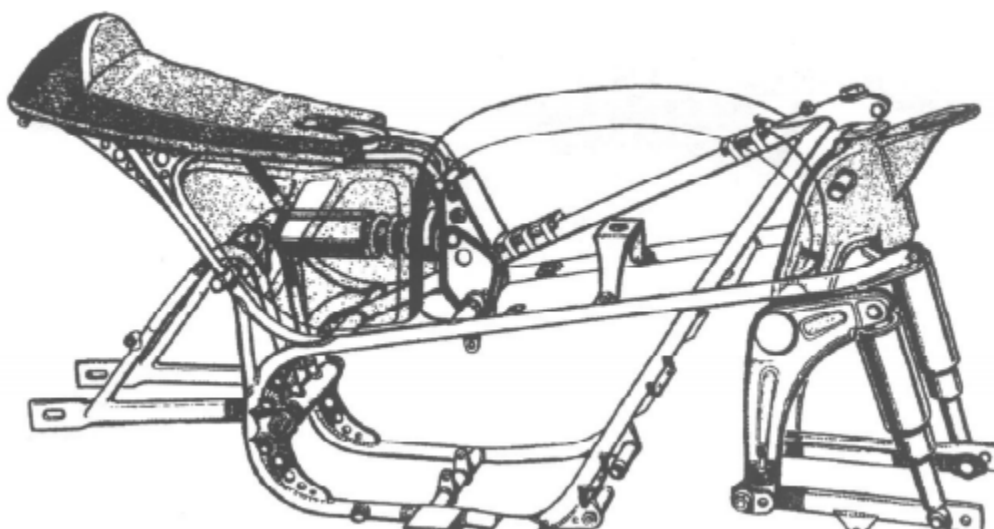


Figura 3.4.19. Basculante triangulado sobre el eje de giro con amortiguador monobrazo

También cabe mencionar el cambio del fabricante Vincent a un único amortiguador Armstrong en lugar del sistema empleado hasta entonces formado por muelles con amortiguador hidráulico separado, situado debajo del asiento, por su posterior uso por productores como Yamaha poniéndoles nombres modernos como monoshock o cantilever.



Figura 3.4.20. Cantilever (izquierda) y monoshock (derecha)

El primer basculante de Moto Guzzi estuvo triangulado por debajo del eje de giro con el propósito de bajar en centro de gravedad. Al principio se acoplo a dos amortiguadores muy largos que flanqueaban la rueda. Más tarde este diseño se iba a ver sustituido por un único amortiguador colocado debajo del motor, anclado en su extremo trasero y que era comprimido por delante con una varilla que pasaba a través del muelle.

Con el tiempo, surgió una nueva manera de amortiguar la parte trasera, mediante el uso de bieletas. El diseño inicial constaba de un único amortiguador que se situaba verticalmente detrás de la caja de cambios y se anclaba al chasis por su extremo inferior. El movimiento del basculante se transmitía al amortiguador por su parte superior, mediante un balancín que era empujado por una estructura en forma de A que estaba anclada a la mitad de los brazos al basculante. Este diseño original se desarrolló a posteriori, dando lugar a un nuevo diseño. Se triangulo el basculante por encima del eje de giro y se conecto el vértice del basculante al balancín por medio de una bieleta corta y en este caso el amortiguador ya no estaba anclado al chasis sino al propio basculante por detrás del eje de giro.

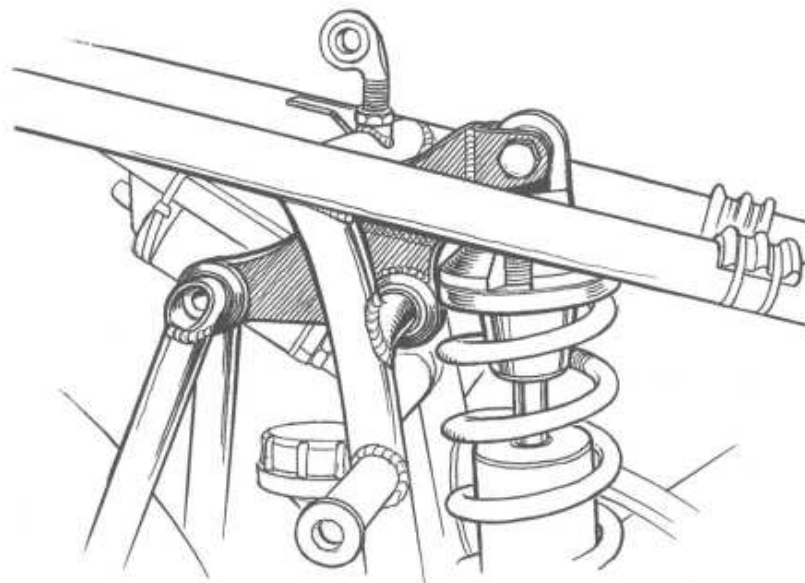


Figura 3.4.21. Uno de los primeras suspensiones con bieletas, diseñado por Kawasaki

El propósito general es conseguir una resistencia que se fuera endureciendo conforme la rueda subía (usando un muelle de dureza constante) de forma que se consiguiese un sistema sensible a los baches pequeños y que mantuviera el control en los grandes. Aunque la resistencia del muelle es directamente proporcional a la fuerza de compresión que soporta, la dureza de la suspensión en el eje de la rueda dependía de los ángulos que formaban los miembros del sistema. Este sistema tuvo una gran aceptación en la mayoría de fabricantes aunque los efectos de algunos cambios de ángulos de los miembros tendían a eliminar las ventajas del sistema. Por estos motivos algunos diseñadores prefirieron el uso de amortiguadores estándar pero usando muelles de dureza variable.

Una de las suspensiones traseras con bieletas más ingeniosas fue creada por el fabricante Yamaha. Consistía de un amortiguador colocado transversalmente y se comprimía por los dos lados a la vez mediante unas bieletas conectadas al extremo de un basculante triangulado. Su ventaja principal es el ahorro de espacio en el sentido longitudinal.

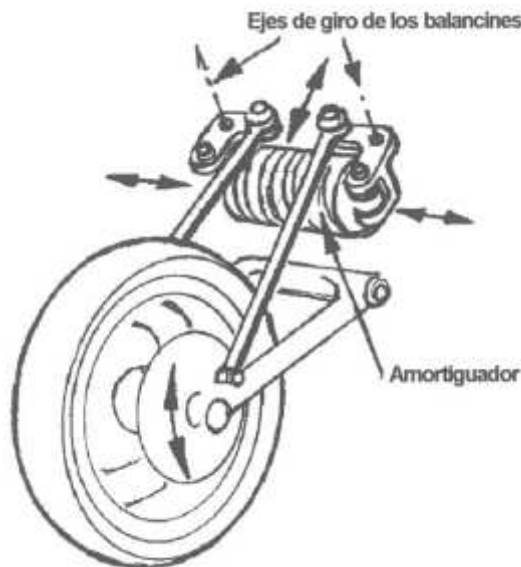


Figura 3.4.22. Suspensión trasera Yamaha OW61

Desde entonces la mayoría de fabricantes ha optado por un sistema de bieletas de algún tipo tanto por motivos de ahorro de espacio como con la necesidad de obtener un sistema de dureza progresiva. Aun así, no está definido ningún sistema de amortiguación trasera universal.

3.4.3. CONSIDERACIONES GEOMÉTRICAS

3.4.3.1. Geometría básica de una motocicleta

A continuación se mostrarán una serie de imágenes en las que se disponen los principales parámetros de los que dependerá la geometría.

Más adelante, se analizará cada uno de ellos para saber su influencia en el comportamiento de la moto.

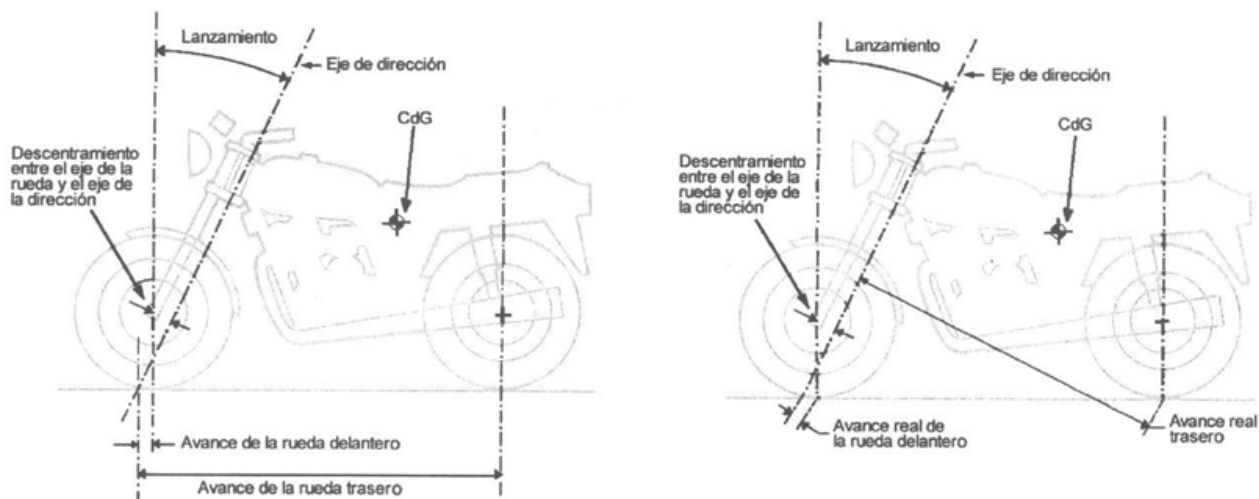


Figura 3.4.23. Geometría básica de la motocicleta.

Para poder entender con mayor claridad los conceptos que más adelante se irán explicando, en estos dibujos destacaremos los siguientes conceptos:

- El eje de dirección: es la línea sobre la cual gira el sistema de dirección.
- El lanzamiento: es la inclinación hacia atrás que tiene el eje de dirección.
- El avance: es la distancia que existe a nivel de suelo entre el centro de la huella de contacto del neumático y el punto en el que el eje de dirección intersecta con el suelo. A este avance se le conoce como avance de suelo, pero también existe otro avance que se conoce como avance real y se mide en ángulo recto con respecto al eje de dirección y se ve reducido con respecto al avance en el suelo al multiplicarse por el coseno del ángulo de lanzamiento (para un ángulo de lanzamiento típico es aproximadamente el 90% del avance en el suelo). Tanto la rueda trasera como la delantera tienen sus propios valores de avance tanto de avance en el suelo como de avance real.

Una vez aclarados estos tres parámetros, se procederá a explicar cada uno de ellos junto a su influencia en el comportamiento.

3.4.3.2. Avance

La función principal del avance es proporcionar una cierta estabilidad direccional y además es de gran importancia en el inicio de la fase de inclinación de la motocicleta al negociar una curva. Tanto el neumático delantero como el trasero pueden tocar el suelo por detrás del punto donde el eje de dirección lo toca, provocando un efecto de auto centrado en ambas ruedas. El avance

positivo y la fuerza lateral debida al ángulo de deriva (ángulo que existe entre el plano del neumático y la dirección de la tangente a la curva) se combinan para producir un momento alrededor del eje de dirección que tiende a poner a la rueda recta otra vez, proporcionando un cierto grado de estabilidad.

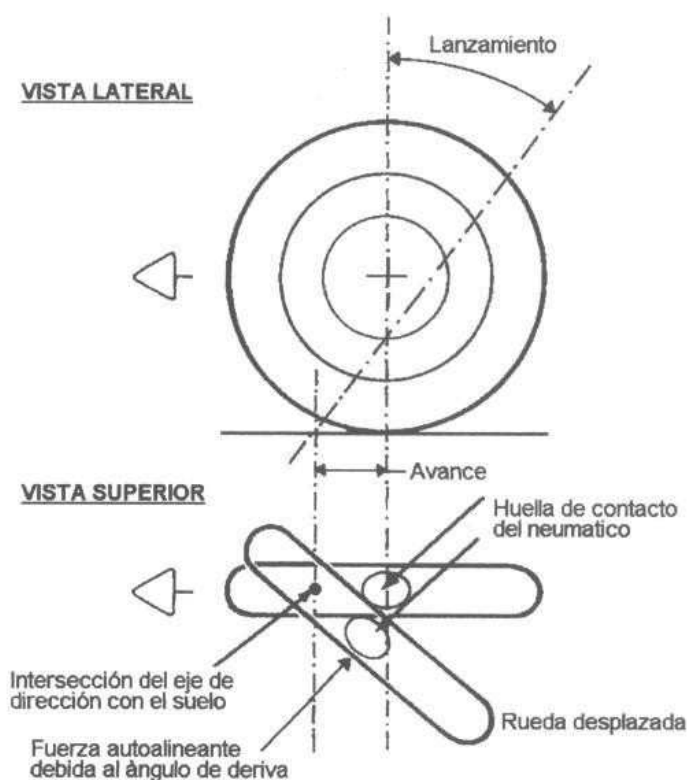


Figura 3.4.24. Auto alineación de la rueda.

Al haber avance positivo, es decir, como la huella de contacto queda por detrás del eje de dirección, esta fuerza actúa a través de un brazo de palanca que genera un momento corrector sobre la rueda girada. Esta será igual al avance real y distinto al avance en el suelo. Por tanto el avance real es el más importante de los avances, sin embargo el avance en el suelo es el más especificado comúnmente. En el caso en el que la dirección girase debido a alguna causa, como algún bache o el mal estado de la carretera, el avance positivo automáticamente contrarresta el giro proporcionando estabilidad direccional, siempre y cuando el efecto de inestabilidad no sea demasiado grande.

En el caso contrario donde la huella de contacto estuviese por delante del eje de dirección (avance negativo), el momento generado reforzaría la perturbación original provocando una mayor inestabilidad direccional en la moto.

Como se puede apreciar en las figuras previamente mostradas, el avance positivo de la rueda delantera (50-100 mm) es mucho menor que el de la rueda trasera (1300-1500 mm) y debido a esto se puede pensar que el avance trasero es mucho más importante que el delantero siendo en la realidad al contrario.

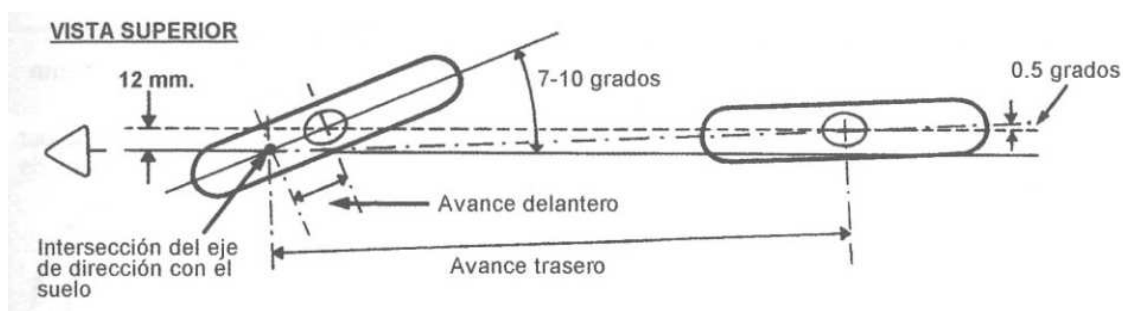


Figura 3.4.25. Avance en la rueda delantera.

Ante un desplazamiento lateral de la huella de contacto del neumático, debido a que el ángulo de deriva de la rueda trasera es mucho menor que el de la rueda delantera para un determinado desplazamiento lateral, la fuerza lateral que actúa en cada neumático será de la misma forma, es decir menor en la rueda trasera. Esta fuerza que se produce en la parte trasera tiene que actuar sobre gran parte de la moto y el piloto, que tienen una inercia mucho mayor, por lo que la respuesta es mucho menor que en el caso de la rueda delantera.

Por ello, aunque el avance de la rueda trasera sea grande, su efecto autoalineante se considera pequeño y esto queda compensado porque el efecto del desplazamiento de la rueda trasera en la estabilidad direccional también es pequeño. El avance es un medio para incrementar la tendencia a auto alinearse de las ruedas pero a medida que se aumenta dicho avance el beneficio obtenido será cada vez menor.

El avance en una motocicleta no tiene un valor fijo en todo el recorrido de ésta y existen varios factores como por ejemplo el ángulo de inclinación, el ángulo de dirección y el radio del perfil del neumático, que hace que varíe durante la conducción.

Aunque el propósito principal del avance de la rueda delantera es proporcionar una cierta estabilidad direccional, se producen otros efectos secundarios como el efecto direccional y el tacto en línea recta, que serán explicados a continuación.

Efecto direccional

En el caso en el que la motocicleta se incline parada hacia un lado y se gira el manillar, la pipa de dirección sube o baja, dependiendo de la posición de la dirección. El peso de la motocicleta, que actúa en la huella de contacto del neumático, produce un par alrededor del eje de dirección que tiende a girar la dirección hacia la posición en la que la pipa esté más baja, es decir, la posición de mínima energía potencial. Para un avance dado, éste ángulo de la dirección se ve afectado por el lanzamiento y por el diámetro de la rueda. Si se tiene un avance positivo, entonces el efecto de la inclinación es hacia el interior de la curva y sería en el otro sentido en el caso de que el avance sea negativo. Cuando la motocicleta se encuentra en movimiento, su peso efectivo y el del piloto que soporta la pipa se transmite al suelo a través de la huella de contacto del neumático.

Tacto en línea recta

A la hora de trazar una hipotética línea recta se tendría que realizar una serie de curvas de corrección con el manillar girando levemente de lado a lado todo el tiempo. Un pequeño desplazamiento de la dirección causa un ángulo de deriva del neumático, que produce un par autoalineante el cual depende de las propiedades del neumático, de la adherencia superficial y del avance para un ángulo de deriva dado. Así, a través de la dirección, se tendrá una indicación (dependiente del avance) de las condiciones de la carretera y de la cantidad de agarre disponible.

3.4.3.3. Lanzamiento

El lanzamiento es la inclinación del ángulo de dirección y entre otros factores resulta conveniente tener un lanzamiento normal por un lado por facilidad de construcción del chasis y por otro lado para conseguir un montaje directo del manillar. Sin embargo, para un mismo avance, una pipa de dirección vertical da problemas en ambos aspectos.

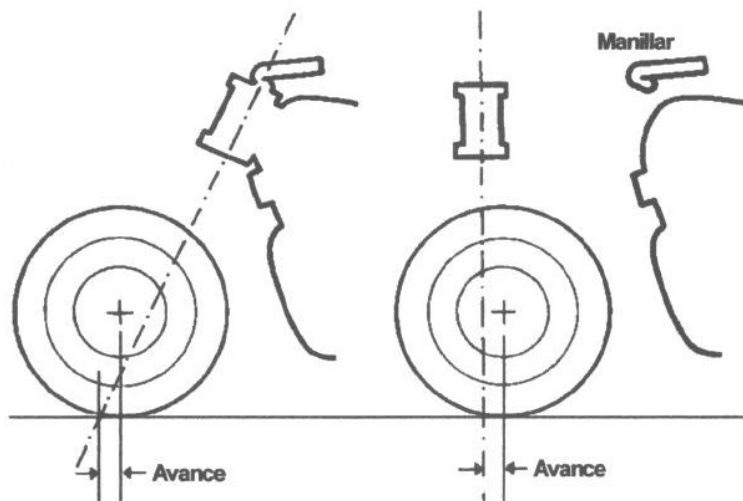


Figura 3.4.26. Lanzamiento.

El parámetro previamente explicado, el avance, depende del ángulo de lanzamiento y su valor más estable lo proporciona cuando con una inclinación comprendida entre 10-15 grados y un buen comportamiento direccional, aunque estos valores de ángulos sean mucho menores que los que habituales montados en las motocicletas comerciales.

Avance negativo

En el caso de grandes ángulos de giro de la rueda, el lanzamiento puede llegar a hacer que el avance sea negativo, si bien los ángulos de giro son muy amplios, sólo puede conseguirse a muy bajas velocidades.

En la figura que se muestra a continuación, se observa que con la dirección girada 90 grados se tiene un avance positivo con cero grados de lanzamiento y sin embargo para un ángulo de lanzamiento normal el avance puede llegar a ser incluso negativo.



Figura 3.4.27. Valores de avance para diferentes lanzamientos.

A pesar de que para obtener un avance negativo hace falta ángulos de giro de la dirección bastante elevados, también es cierto que con ángulos de giro pequeños se produce una cierta reducción en el avance. Este hecho puede provocar la necesidad de usar un avance inicial grande. Este es uno de los motivos por los cuales las motos de trial suelen utilizar ángulos de lanzamientos pequeños, debido a que sus maniobras a baja velocidad implican grandes ángulos de giro del manillar y con unos ángulos de lanzamientos pequeños se produce una menor reducción del avance efectivo.

Reducción del efecto provocado por el lanzamiento

Para un valor dado del avance en el suelo, el par autoalineante en la rueda delantera y horquilla depende de la longitud del brazo de palanca, es decir, depende del avance real (avance en el suelo multiplicado por el coseno del ángulo de lanzamiento).

Este brazo de palanca se reduce conforme aumenta el lanzamiento, para un valor determinado de avance, como se puede observar en la figura 3.4.28. Esto significa que se necesitará un mayor avance en el suelo conforme el ángulo de lanzamiento se hace mayor. Por tanto se puede afirmar que el ángulo de lanzamiento tiene un efecto anti-avance.

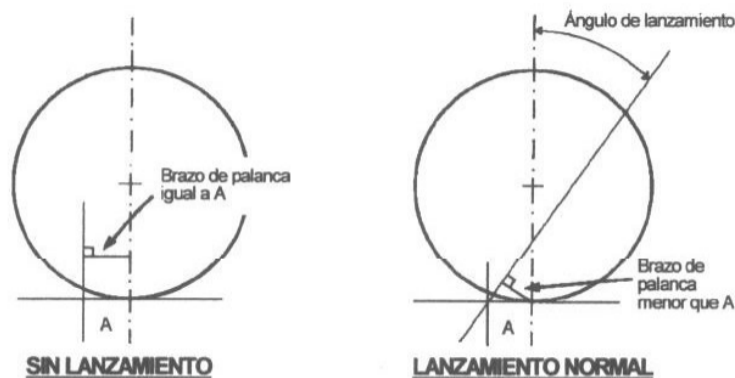


Figura 3.4.28. Brazo de palanca con diferentes lanzamientos.

Esta reducción en el avance real se ve favorecida cuando se aplica un cierto ángulo a la dirección.

Caída de la pipa de dirección

En el caso de que dispongamos de una motocicleta con avance positivo, en posición vertical, conforme se gire el manillar hacia un lado, la pipa de dirección irá bajando y cuanto mayor sea el ángulo de lanzamiento, mayor será la caída. Este hecho se observa en la figura 3.4.29 donde, para que se note mejor, se le ha dado a la motocicleta un ángulo de lanzamiento exagerado.

Para el caso de 90 grados de ángulo de lanzamiento se puede ver fácilmente la caída de la pipa de dirección al girar la dirección. Con cero grados de lanzamiento estos efectos no tienen lugar.

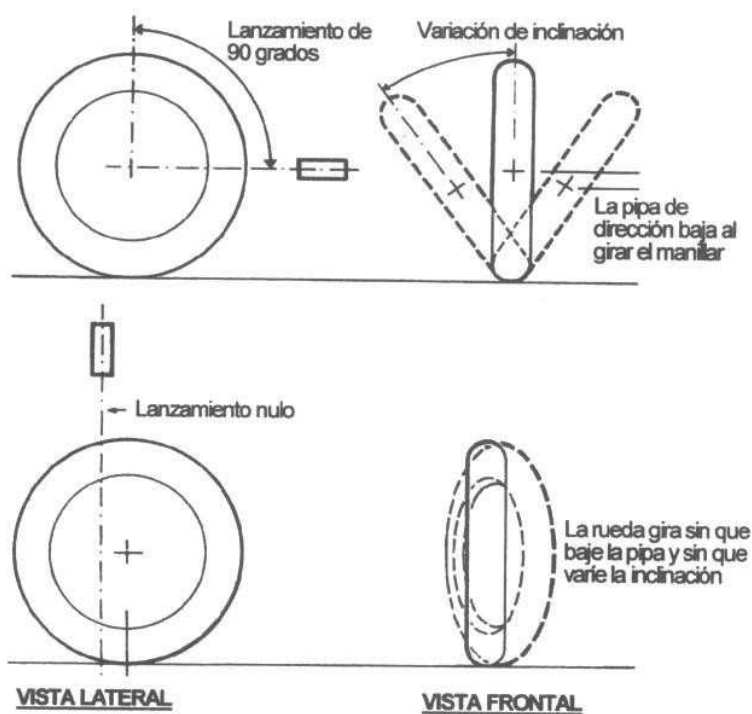


Figura 3.4.29. Caída pipa dirección.

Esta caída de la pipa de dirección provoca un efecto contrario a la propiedad autoalineante del lanzamiento porque para volver a girar el manillar hasta la posición de línea recta se debe levantar el peso que soporta la pipa de dirección. Este efecto es perjudicial para el equilibrio y para la estabilidad direccional mientras se viaja en línea recta, al contrario que sucede cuando se toma una curva debido a que ayuda a girar la rueda cuando se inclina la moto al tomarla.

Descentramiento del eje de la rueda

Se puede, en la figura 3.4.30, ver que para un lanzamiento de cero grados se necesita el mayor descentramiento. Aunque para un lanzamiento normal el avance en el suelo se ve reducido, un lanzamiento de cero grados requeriría menos avance y por tanto menos descentramiento. En general, siendo el resto de valores igual, es una ventaja tener un descentramiento mínimo debido a que proporciona una menor inercia alrededor del eje de dirección.

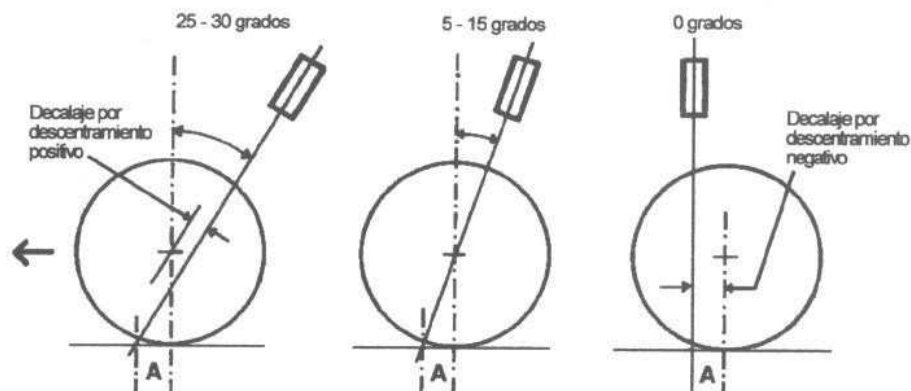


Figura 3.4.30. Descenramientos para diferentes ángulos de lanzamientos.

Cuando la motocicleta está parada, debido a que el decalaje desplaza el centro de gravedad de la rueda y de la horquilla por delante del eje de giro de la dirección, se produce un par que tiende a girar la rueda hacia el interior de la curva mientras la moto está inclinada.

3.4.3.4. Distancia entre ejes

Aunque por lo general con el aumento de la distancia entre ejes aumenta la estabilidad direccional y mayor el esfuerzo requerido para negociar las curvas, la distancia entre los distintos ejes de las ruedas tienen diferentes efectos.

Esto se debe a tres motivos principales, ángulo de giro requerido, ángulo de la rueda trasera y efectos de inercia.

Ángulo de giro requerido

Se puede observar en la figura 3.4.31 como en una motocicleta, a mayor distancia entre ejes se requiere un mayor giro de la rueda delantera para poder tomar la curva hacia el interior y como consecuencia también hace falta un mayor esfuerzo para negociar las curvas.

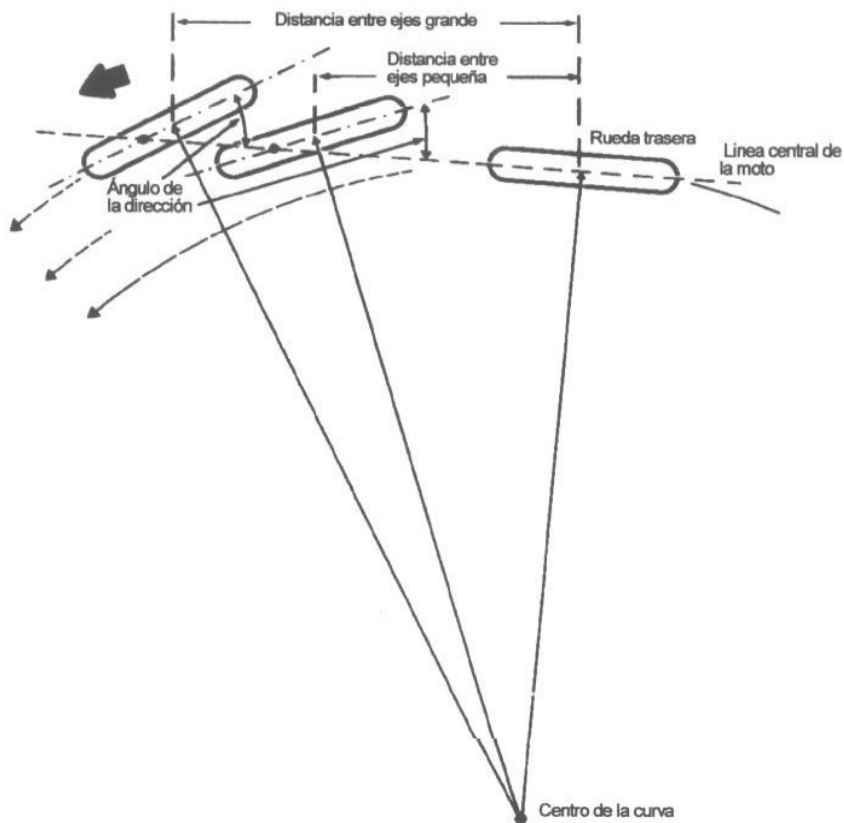


Figura 3.4.31. Ángulo de giro en curvas.

Ángulo de la rueda trasera

Para una determinada flexión lateral, el ángulo de la rueda trasera y la dirección de viaje se reducen a medida que la distancia entre ejes aumenta, lo cual mejora la estabilidad direccional.



Figura 3.4.32. Relación ángulo rueda trasera-distancia entre ejes.

Efectos de inercia

En situaciones de frenado y aceleración se produce una transferencia de peso en la que influye la distancia entre ejes, por ejemplo, para una altura dada del centro de gravedad, cuanto mayor sea la distancia entre ejes, menor será la transferencia de peso. Los momentos de inercia de los planos de cabeceo y de guiñada se incrementarían. Con esto lo que se consigue es hacer la motocicleta más estable.

Resumiendo, la distancia entre ejes es un compromiso que depende del uso que se le pretenda dar a la motocicleta. Por ejemplo, en casos en los que necesitemos una buena manejabilidad, principalmente a baja velocidad como pueden ser las motocicletas de trial, se necesita una distancia entre ejes pequeña, sin embargo para motos de turismo como es el caso de este proyecto, se necesita mayor distancia de ejes (alrededor de 1400-1550 mm) para conseguir una buena estabilidad direccional, aunque al ser la distancia entre eje demasiado larga se reduce la manejabilidad en el tráfico.

3.4.3.5. Rigidez del chasis

Al igual que con otros elementos, en la construcción del chasis habrá que enfrentarse a más problemas que llegar a un compromiso entre los distintos aspectos geométricos. Para que la motocicleta mantenga un buen comportamiento, se debe minimizar las muchas fuentes de flexión que posee. El aspecto más importante a tener en cuenta es mantener el alineamiento entre los planos medios de las ruedas y el eje de la dirección para tener una buena estabilidad direccional. En el tren delantero, que es el más importante de los dos, este alineamiento lo proporciona sobre todo la rigidez lateral de la horquilla y la rueda.

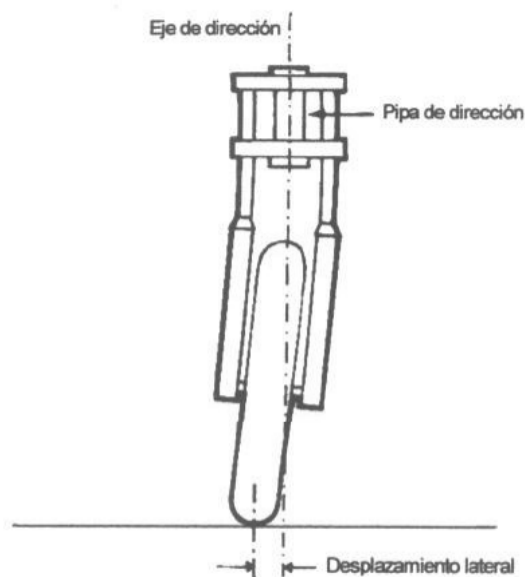


Figura 3.4.33. Flexión tren delantero.

En el caso de las horquillas telescópicas soportadas por una convencional pipa de dirección carecen de rigidez en un plano longitudinal; esto no tiene tanta importancia, excepto cuando se frena pudiendo crear problemas de temblores y rebotes de la rueda.

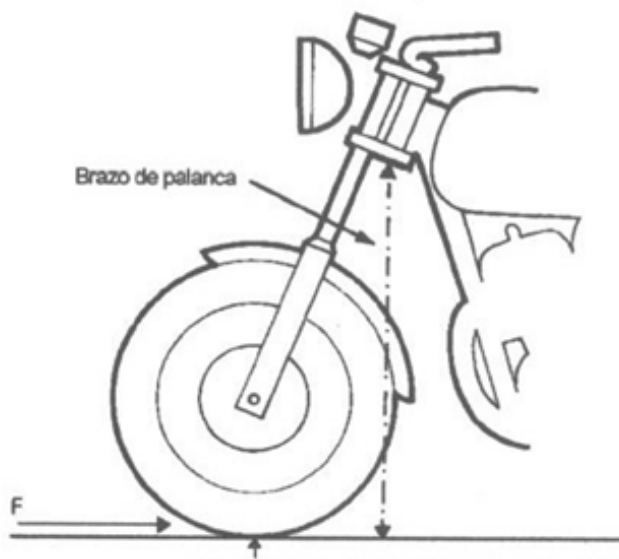


Figura 3.4.34. Horquilla telescópica soportando con una pipa convencional.

En condiciones normales, la rigidez torsional entre el manillar y el eje de la rueda no suele crear demasiados problemas. Mantener la rueda trasera alineada con el eje de dirección implica rigidez lateral de la rueda, rigidez torsional y lateral del chasis y del basculante. El piloto en recibe gran parte de la información del comportamiento de la motocicleta gracias al asiento y por tanto si

este tiene un comportamiento diferente al del chasis, el piloto estará recibiendo una información diferente a la que en realidad sucede.

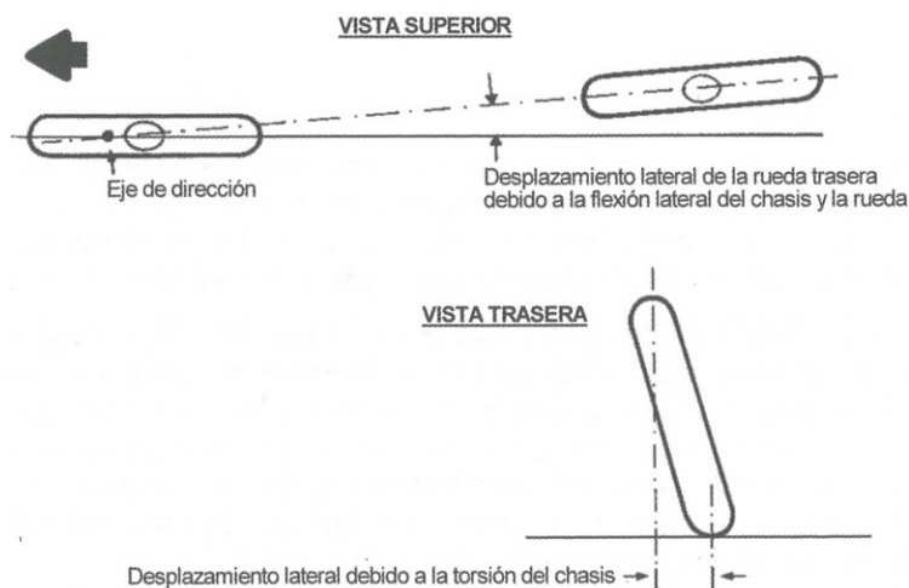


Figura 3.4.35. Desplazamiento de la motocicleta debido a torsión y flexión del chasis.

3.4.3.6. Peso y su posición

Cuanta menos masa posea la motocicleta mejor. De esta forma bajo una misma fuerza dada, la moto de menor peso acelerará antes. Esto no sólo significa una enérgica respuesta para un motor con una potencia dada sino que también implica que la motocicleta es más sensible a cualquier fuerza que haga el piloto.

Aparte de la masa de la motocicleta es muy importante su distribución y la ubicación del centro de gravedad, como se muestra a continuación.

Equilibrio

Para mantener un buen equilibrio, un peso contenido y un centro de gravedad bajo ayudan. En la figura 3.4.36 se observa como el par desestabilizador es directamente proporcional al peso y a la altura del centro de gravedad, para una determinada inclinación de la motocicleta, por lo que un centro de gravedad alto proporciona un mayor efecto desestabilizador.

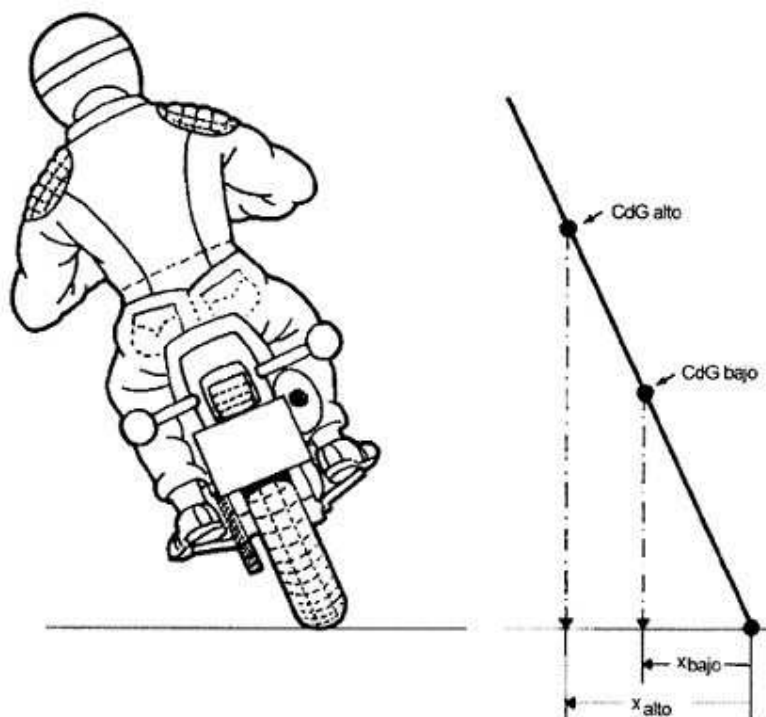


Figura 3.4.36. Par desestabilizador

Transferencia de carga

Durante la frenada, se transfiere la carga desde la rueda trasera hacia la delantera, al contrario que sucede en la aceleración. Si se aumenta la distancia entre ejes, la transferencia de carga disminuye y lo mismo ocurre si se baja el centro de gravedad o se reduce la masa. Sin embargo, la transferencia de masa no se ve afectada por la localización longitudinal del centro de gravedad, aunque con esto se controla la carga estática que soporta cada rueda.

Tracción

Dado que la fuerza propulsora que ejerce la rueda trasera que puede transmitir al suelo es proporcional a la carga que la rueda soporta, por lo que una distribución de peso cargada atrás mejora la tracción. Por otro lado hay que tener en cuenta que la rueda delantera se debe mantener en contacto con el suelo para que la moto pueda girar. Por tanto, una distribución de peso que cargue más el tren delantero ayuda a mejorar la estabilidad direccional.

Angulo de inclinación

Al tomar una curva, el ángulo de inclinación es necesario para equilibrar la fuerza centrífuga y a su vez se ve afectado por la altura del centro de gravedad. Un centro de gravedad bajo requiere un menor grado de inclinación pero que puede verse contrarrestado por un efecto opuesto debido a la anchura del neumático, ver figura 3.4.37.

En la figura 3.4.38 puede verse los distintos ángulos de inclinación requeridos para distintas alturas del centro de gravedad, debido a la anchura del neumático.

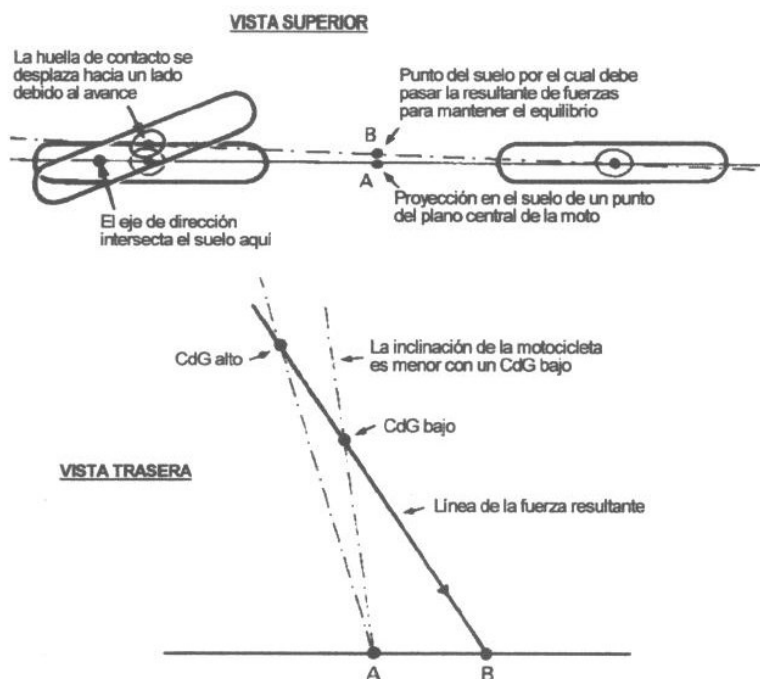


Figura 3.4.37. Distintos ángulos de inclinación para diferentes alturas del CdG.

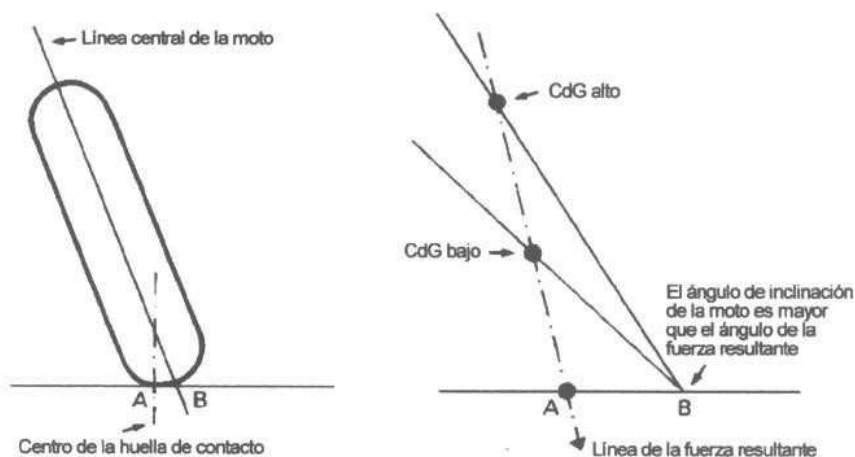


Figura 3.4.38. Distintos ángulos de inclinación para diferentes alturas del CdG.

3.4.3.7. Movimientos angulares

En los movimientos angulares de cabeceo, guiñada e inclinación, la distribución de masa es más importante que la cantidad de masa debido a que es la que interviene en los momentos de inercia, que nos da una medida del efecto de inercia alrededor de cada eje en particular y su valor determina la facilidad con la que se puede aplicar una aceleración angular a la moto alrededor de ese eje.

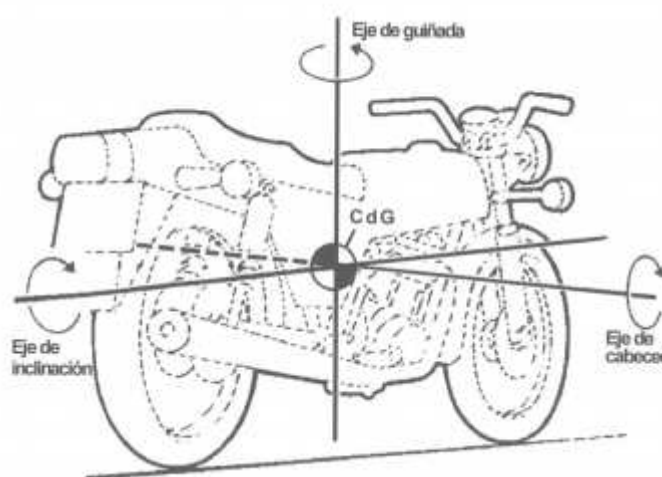


Figura 3.4.39. Ejes en los que se produce el movimiento angular.

Guiñada

Al circular por una curva, la motocicleta, como cualquier otro vehículo, se verá sometida a una aceleración de guiñada.

La elección de un momento de inercia alto mejora la estabilidad direccional mientras que un valor bajo facilita los cambios rápidos de dirección y minimiza los efectos de un derrapaje. En la práctica parece mejor conseguir un momento de guiñada bajo, que implica concentrar la masa de la motocicleta lo más cerca posible de su centro longitudinal. Con esta medida se reduce el momento de cabeceo también.

Cabeceo

Este movimiento angular controla la velocidad con la que la motocicleta se hunde hacia delante o hacia atrás cuando frena, acelera o avanza por un firme en malas condiciones. No es necesario que la respuesta de giro alrededor del eje sea muy rápida porque de esta forma se puede contribuir a mejorar el confort.

La definición geométrica del eje alrededor del cual la moto cabecea es complicada porque varía con la configuración de la moto. En el caso de este proyecto en el que la motocicleta tiene muelles en ambos trenes, delantero y trasero, el eje de cabeceo depende de la geometría de la suspensión y de la dureza de los muelles.

De los tres posibles movimientos angulares, el cabeceo es el único que supone fundamentalmente un movimiento de la masa suspendida con respecto a las ruedas, ya que la inclinación y la guiñada son movimientos relativos a las coordenadas de la tierra.

Inclinación

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

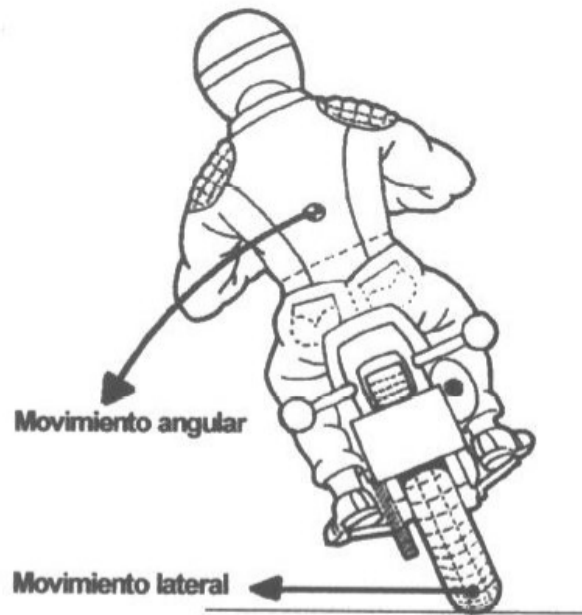


Figura 3.4.40. Movimiento angular y lineal.

3.5. ESTUDIO DE ALTERNATIVAS

3.5.1. ALTERNATIVAS DE SUSPENSIÓN TRASERA

Distinguimos dos tipos principales de suspensión trasera:

- Suspensión de conexión directa al basculante
- Sistema de bieletas

En este último grupo, se encuentran tres alternativas principales:

- Suspensión básica de bieletas. El balancín pivota respecto de un eje fijo al chasis de la moto y la biela es el elemento de unión de entre el balancín y el basculante, este sistema se le conoce como Uni-trak.
- Suspensión básica, alternativa de bieletas. En este caso el balancín va unido directamente al basculante y la biela es la que pivota respecto de un eje fijo unido al chasis, y sirve de elemento de unión del balancín al chasis, este tipo de configuración es conocida como Pro-link.
- Suspensión variante de bieletas. Es un nuevo diseño desarrollado recientemente presenta la característica de que el amortiguador se encuentra anclado directamente al basculante en vez de al chasis, como ocurría en los anteriores, esta suspensión es conocida como Full-Floater.

A continuación, analizaremos cada uno de los grupos y subgrupos previamente expuestos.

3.5.1.1. Sistemas de suspensión de conexión directa

Este tipo de sistema fueron los primeros en sustituir a los amortiguadores dobles que se empleaban para la construcción de la suspensión trasera. Dentro de este primer grupo, también distinguimos tres principales tipos: suspensión de conexión directa, suspensión con ángulo de inclinación y suspensión cantilever.

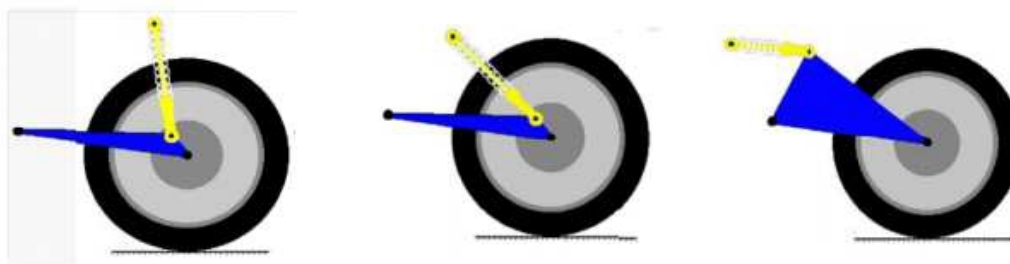


Figura 3.5.1. Suspensión de conexión directa (izq.), suspensión con ángulo de inclinación (centro) y suspensión cantiléver (dcha.).

Los tres sistemas muestran un comportamiento muy similar en cuanto a la rigidez, las únicas variaciones corresponden a la posición final de la rueda trasera. Además de eso, el modelo con cierto ángulo de inclinación muestra un carácter regresivo y el modelo que nos ofrece mayor progresividad es el modelo cantilever, aunque no se puede considerar una suspensión muy progresiva.

Por estas razones entre otras, no es un sistema que nos ofrezca el comportamiento que buscamos en una suspensión ya que el comportamiento general es bastante lineal y no nos permite más que unos pequeños ajustes.

3.5.1.2. Sistema de suspensión de bieletas

En el caso del sistema de suspensión trasera se produjo un gran desarrollo en un espacio de tiempo muy reducido. Se comenzó a desarrollar aquellos sistemas de suspensión que incluían un tipo de palanca en el amortiguador para reducir el movimiento longitudinal. Al introducirse el sistema monoshock con un basculante triangulado se produjo una amplia variedad de sistemas de bieletas.

Existen infinitos tipos de bieletas y balancines, y con todos se puede conseguir un funcionamiento óptimo, por lo tanto la decantación por un sistema u otro se basa fundamentalmente en el espacio que se dispone (entre otros factores).

La elección del sistema deseado se antoja complicada, no hay una fórmula exacta que nos diga cuál es la mejor solución para esta situación. La suspensión trasera no presenta una única función, sino que intervienen un interminable número de factores y funciones que deberá de suplir, desde aislar la moto y el piloto de los baches hasta garantizar una adherencia adecuada del neumático trasero al pavimento.

Una de las mayores premisas a la hora del diseño la constante más importante que se deberá de tener en cuenta es la constante de rigidez reducida de la rueda, que es el parámetro que refleja el comportamiento de la suspensión y de la moto a la hora de tomar un bache, o lo que es lo mismo, a la hora de recibir la fuerza que transmite la rueda trasera al mecanismo. Esto implica un mayor margen en la obtención de la progresividad de las curvas características.

Como se ha explicado anteriormente, es importante ajustar la suspensión para obtener unos valores entorno a 20 N/mm en los primeros instantes del desplazamiento del neumático incrementando su valor progresivamente. Debido a este factor se decide realizar un diseño basado en este tipo de suspensión, ya que nos otorga la posibilidad de manipular los valores de la rigidez, ajustándolos a las necesidades establecidas.

Los sistemas más comunes son tres, y se encuentran claramente diferenciados. Las suspensiones presentan una gran similitud, las únicas diferencias que presentan se basan en la disposición de sus elementos.

Los elementos que componen un sistema de suspensión trasera de bieletas son en los tres casos los siguientes:

- El triángulo de suspensión o balancín.
- La bieleta.
- El basculante.

A continuación analizaremos cada uno de los sistemas de suspensión de bieletas uno a uno.

3.5.1.2.1. Suspensión Full-floater

Este sistema de bieletas se caracteriza debido a que el extremo del amortiguador se encuentra directamente anclado al basculante. Hasta ahora, las suspensiones presentadas hasta el momento, el amortiguador se encontraba anclada al chasis de la moto. Esto puede resultar beneficioso en algunos aspectos y perjudicial en otros. Este tipo de sistema se le conoce como Full-Floater.



Figura 3.5.2. Sistema de suspensión Full-floater.

Este tipo de suspensión resulta interesante ya que aparte de soportar las fuerzas de compresión que se ejerce sobre el basculante sino que también las fuerzas del balancín en el mismo. Además, será necesario realizar un estudio a pandeo de la bieleta en este caso.

Este tipo de suspensión tiene mayor uso en el caso de bicis de montaña más que en el ámbito del motociclismo.

3.5.1.2.2. Suspensión Pro-link

Se trata de un diseño muy semejante al Uni-trak, pero en este caso será la biela la que se encuentre anclada al chasis y el triángulo de suspensión no cuente con ningún tipo de ligadura al chasis.

A continuación se presenta una figura del esquema del mismo:

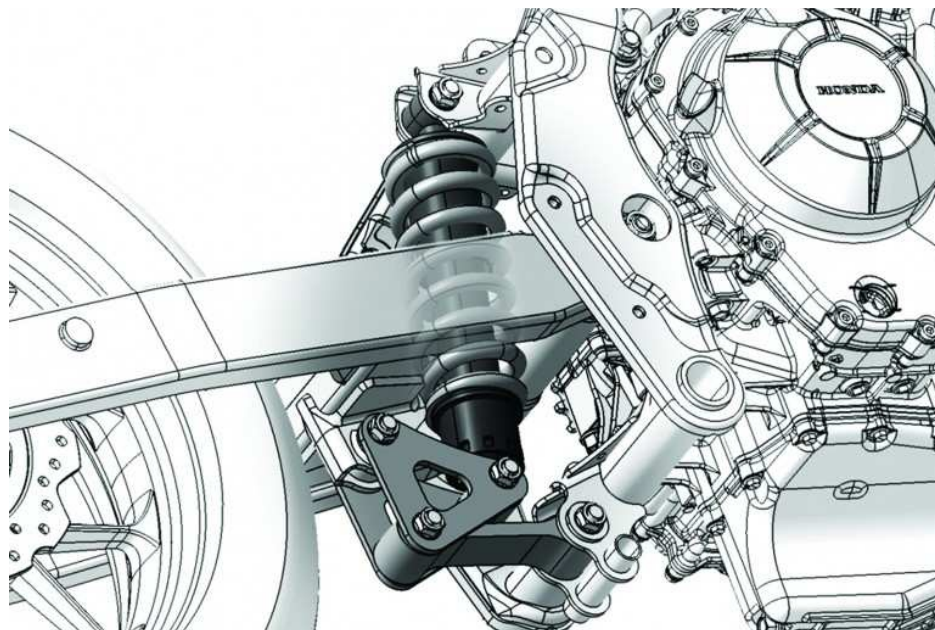


Figura 3.5.3. Sistema de suspensión Pro-link

En el caso de esta configuración, también tenemos distintas alternativas del mismo sistema.

Una de las características importantes que presenta, es que reduciendo la longitud de la biela se pueden obtener curvas muy progresivas, lo que es de gran interés. Dicha progresividad también se puede obtener con el sistema anterior, pero se deberían de realizar diferentes modificaciones en otros elementos. Este tipo de suspensión es uno de los más empleados en la actualidad.

3.5.1.2.3. Suspensión Uni-Trak

Como bien se ha indicado anteriormente el sistema de bieletas consta del basculante, la biela, el balancín o triángulo de suspensión y el resorte.

Este tipo de configuración es conocida como sistema de suspensión trasera, Uni-Trak. La característica principal que presenta este sistema es que el triángulo de suspensión o balancín se encuentra ligado al chasis, usando como elemento de unión al basculante una biela.

Este modelo cuenta con tres puntos de anclaje al chasis, tal y como se muestra en la figura.



Figura 3.5.4. Sistema de suspensión Uni-Trak.

Este sistema puede tener infinitas disposiciones de sus elementos, así como variaciones geométricas en todos ellos hasta obtener los requerimientos apropiados. Los diferentes variantes dan características semejantes, es decir, que con dos configuraciones diferentes se pueden obtener prácticamente los mismos resultados. Es cierto, que dependiendo de las características de la curva que nos interesa nos podremos beneficiar más o menos de una configuración u otra.

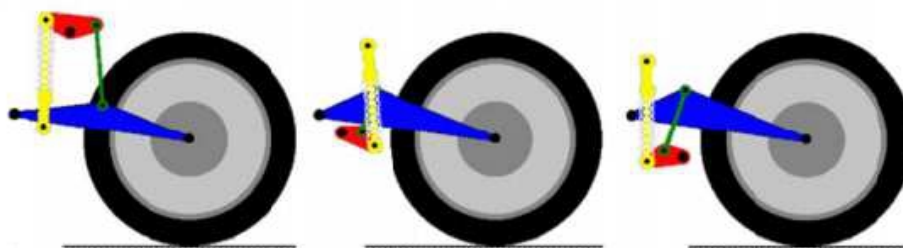


Figura 3.5.5. Distintas disposiciones del sistema de bieletas Uni-Trak.

Una de las ventajas que puede presentar este tipo de sistema es que el elemento de tres puntos de unión se encuentra anclado a un sistema fijo, por lo que puede tenerse una mejor referencia del movimiento que describirá el mecanismo. Este aspecto tampoco presenta una gran ventaja frente al resto de sistemas, ya que no afecta al diseño que se va a realizar.

3.5.2. ALTERNATIVAS DE BASCULANTE

Algunos ejemplos de sistemas con basculante puede ser el Vincent-HRD que construyó un basculante triangulado. Mediante sus basculante que era muy ancho en la zona de pivotamiento y ambos brazos estaban triangulados, se conseguía un sistema muy resistente y resistente. Además el uso de rodamientos de aguja precargadas, eliminaba el juego.

Entre otros, Moto Guzzi, también optó por triangular el basculante que no mucho más tarde se cambió por un basculante plano fabricado soldando tubos de gran diámetro, afirmando que eran igual de rígidos a torsión y más sólido aún lateralmente dado a que la triangulación era solamente vertical en los basculantes anteriores.

Velocette, fabricante inglés, diseñó otro basculante que proporcionaba una gran rigidez sin necesidad de estar triangulado mediante un sistema formado por tubos de sección variable.

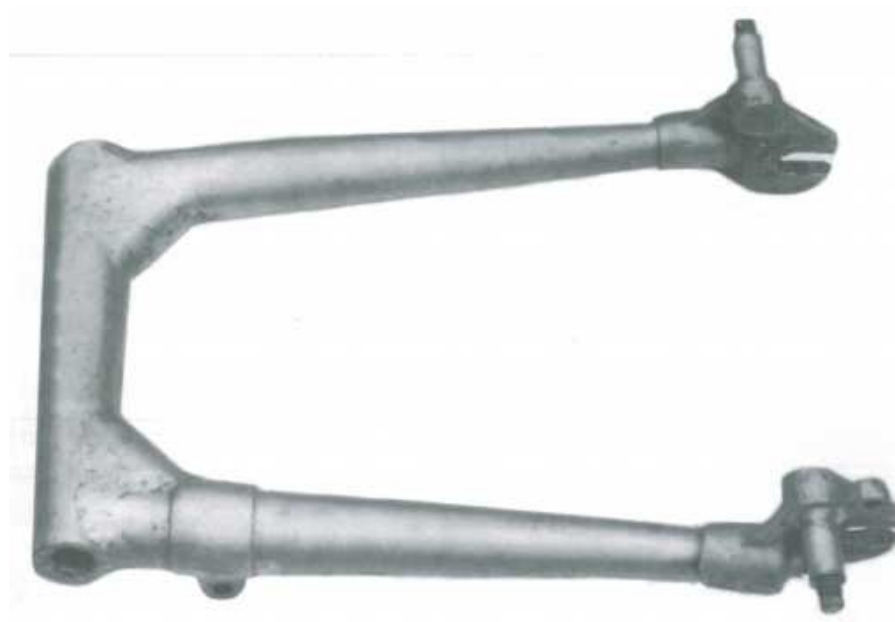


Figura 3.5.6. Basculante de Velocette.

Al carecer muchos de basculantes planos de una rigidez torsional adecuada, se empezaron a montar parejas de amortiguadores ajustados (uno en el lado izquierdo, otro en el derecho) con el fin de minimizar las causas de la torsión.

El chasis de Norton, *featherbed*, fue uno de los basculantes planos más renombrados. Aunque para los requerimientos de hoy en día, tanto el chasis como el basculante dejan mucho que desear

en cuanto a la rigidez. Aún así, la mejora en comparación a su predecesor con suspensión tipo Plunger, *garden gate*, la mejora fue enorme.

Han existido grandes permutaciones con los tipos de basculante y amortiguadores. Por ejemplo, un basculante triangulado por encima de su eje de giro se presta a montar un monoamortiguador actuado por el extremo superior del basculante.

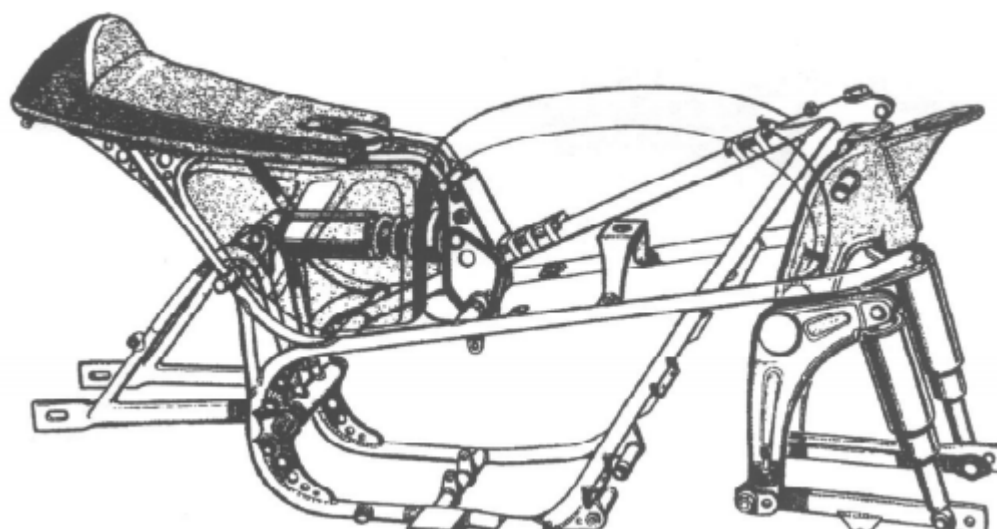


Figura 3.5.7. Basculante triangulado sobre el eje de giro con amortiguador monobrazo

Como se puede observar si analizamos un poco la historia de los basculantes, la primera duda que se nos plantea es el uso de un basculante de doble brazo o de un único brazo (monobrazo).

Doble brazo o monobrazo

Este tipo de basculante ha sido muy común en motocicletas de pequeña cilindrada. Aun así, el fabricante Elf revolucionó el sistema, haciéndola viable para motos de mayor cilindrada, incluso para las motos de competición.

Desde entonces, cada fabricante ha optado por una de las dos alternativas, no sin ser objeto de grandes discusiones. Fabricantes como Ducati, Honda o BMW (aunque solo para las motos con transmisión cardan) han optado en alguno de sus modelos por los basculantes monobrazo. El basculante de doble brazo es, en cambio, el más empleado hoy en día.



Figura 3.5.8. Basculante monobrazo.



Figura 3.5.9. Basculante doble brazo tubular

Para analizar las ventajas o desventajas que pueda ofrecer cada uno de los sistemas, teniendo en cuenta que los dos cuentan con la misma longitud y puntos de anclaje en nuestro diseño, debemos analizar ciertos factores: rigidez estructural, peso y masa no suspendida.

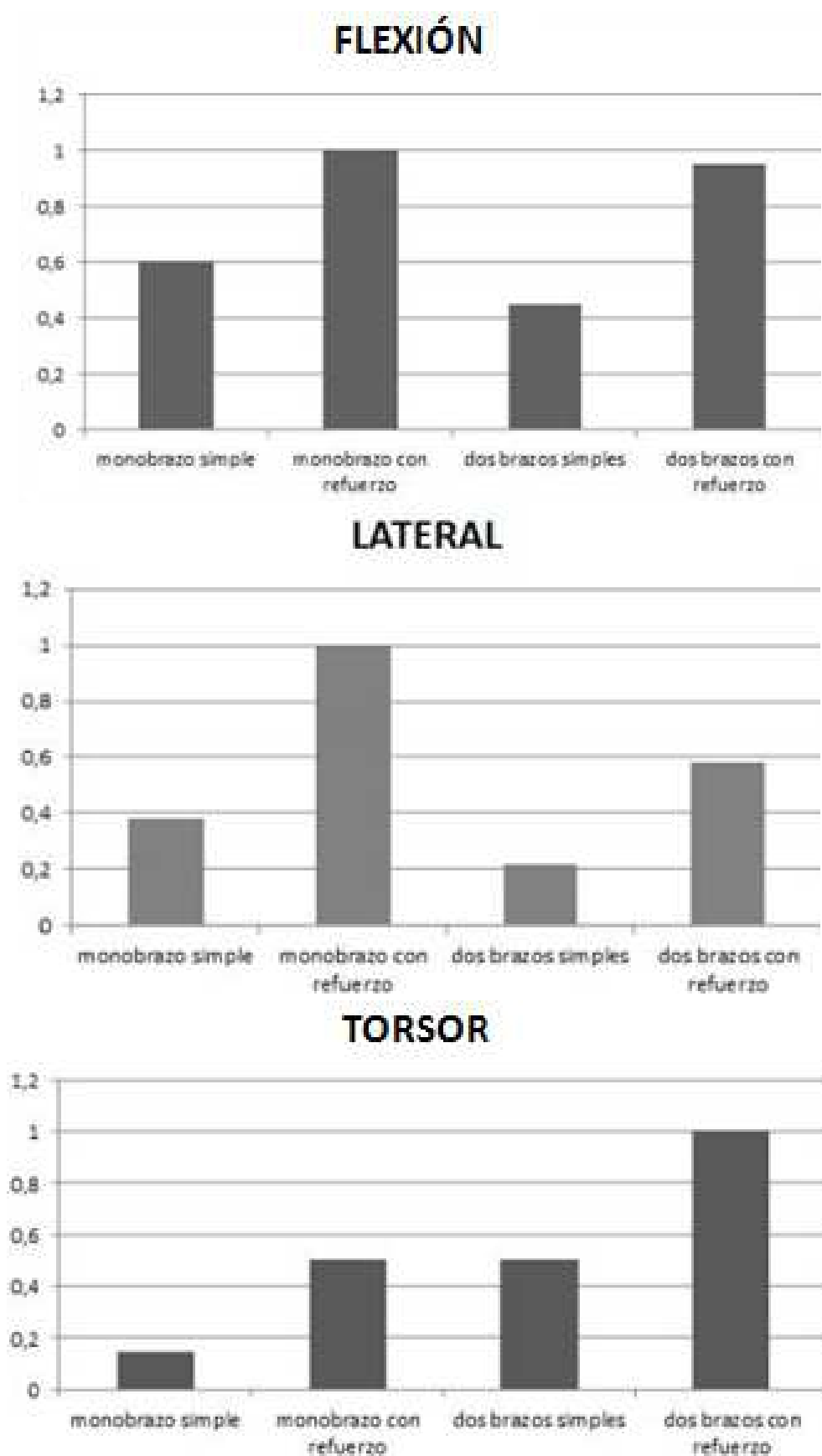


Figura 3.5.10. Resultados de diferentes rigideces de los diferentes basculantes.

Como se puede observar en ambos casos obtenemos resultados similares y lo mismo sucede en el caso del peso y la masa no suspendida. Por lo que ninguno de los dos consigue destacar excesivamente sobre el otro.

Aunque haya excepciones en los que nos encontremos con dos amortiguadores montados casi verticalmente, uno a cada rueda; actualmente, el diseño de la suspensión trasera con basculante se ha convertido en un diseño universal con la aceptación de la gran parte de los fabricantes. Esta apuesta ha logrado que se hayan incluido mejoras a lo largo del tiempo. Los demás sistemas, como el comentado anteriormente, se usan para motocicletas de uso muy concreto como podría ser la de las motos de campo.

Una de esas mejoras podría ser el incremento de la rigidez estructural. Esto ha traído beneficios en el comportamiento dinámico de las motos, por ejemplo. Aparte de estas ventajas estructurales, estos diseños proporcionan gran libertad en el diseño.

Esta dificultad de elegir un tipo de basculante mejor que el otro, es un tema de amplia discusión hoy en día. Se puede lograr que los dos tipos de basculante ofrezcan la misma calidad de trabajo y prestaciones por lo que las diferencias entre ambas dependerán de pequeños detalles (como podría ser el facilitar el cambio de ruedas) o simplemente por estética.

3.5.3. MATERIALES

Los materiales que se van a emplear para la fabricación de los elementos de la suspensión son el acero y el aluminio. Ahora, se mostrarán sus principales características y se expondrá la razón de su elección.

3.5.3.1. Acero

Es una mezcla de hierro con una cantidad de carbono variable entre el 0,03 % y el 2,14 % en masa de su composición, dependiendo del grado. Si la aleación posee una concentración de carbono mayor al 2,14 % se producen fundiciones que, en oposición al acero, son mucho más frágiles y no es posible forjarlas sino que deben ser moldeadas.

La diferencia principal entre el hierro y el acero se halla en el porcentaje del carbono: el acero es hierro con un porcentaje de carbono de entre el 0,03 % y el 1,075 %, a partir de este porcentaje se consideran otras aleaciones con hierro.

- Aunque es difícil establecer las propiedades físicas y mecánicas del acero debido a que estas varían con los ajustes en su composición y los diversos tratamientos térmicos, químicos o mecánicos, con los que pueden conseguirse aceros con combinaciones de características adecuadas para infinidad de aplicaciones, se pueden citar algunas propiedades genéricas que pueden resultar de gran interés:
- Es un material muy tenaz, especialmente en alguna de las aleaciones usadas para fabricar herramientas.
- Es maleable. Se pueden obtener láminas delgadas.
- Permite una buena mecanización en máquinas herramientas antes de recibir un tratamiento térmico.
- Se puede soldar con facilidad.
- La corrosión es la mayor desventaja de los aceros ya que el hierro se oxida con suma facilidad incrementando su volumen y provocando grietas superficiales que posibilitan el progreso de la oxidación hasta que se consume la pieza por completo.

3.5.3.2. Aluminio

Dentro de la familia de aluminios, existen varios tipos de aluminio según su composición ya que se trata de una aleación de distintos metales. El aluminio que se empleará en nuestras piezas será principalmente el aluminio 6061.

Aluminio 6061

El aluminio 6061 es una aleación de aluminio endurecido que contiene como principales elementos aluminio, magnesio y silicio. Es una de las aleaciones más comunes de aluminio para uso general, especialmente estructuras de alta resistencia que requieran un buen comportamiento frente a la corrosión, camiones, barcos, vehículos ferroviarios, mobiliario y tuberías.

Dentro del aluminio 6061 habrá dos variables de la misma que emplearemos para la construcción de los elementos.

- Aluminio 6061-T4: La forma templada T4 de la aleación tiene una resistencia máxima a la tracción de 207 MPa y un límite elástico de 110 MPa con una elongación en su longitud del 16%. Uno de sus usos más comunes y más interesantes para nosotros es su empleo habitual para la fabricación de piezas y separadores de coches y motos.

- Aluminio 6061-T6: La forma templada T6 presenta una resistencia máxima a la tracción de 290 MPa y un límite elástico de 241 MPa. Otros valores que pueden alcanzarse son 310 MPa y 275 MPa respectivamente. En formas de 6.35 mm o menor sección, la elongación es del 8% o más; en secciones mayores la elongación ronda el 10%. El valor típico de conductividad térmica para la 6061-T6 a 80°C se encuentra alrededor de los 152 W/m·K. Esta variable resulta interesante para aquellas piezas que deben soportar cargas mayores ya que su límite elástico es algo mayor que en el otro caso.

3.6. SOLUCIÓN ADOPTADA

3.6.1. ESTUDIO DE LOS PARAMETROS Y ALTERNATIVAS DE LA SUSPENSIÓN TRASERA

3.6.1.1. Marco teórico

3.6.1.1.1. Análisis sistema de suspensión tradicional

Mediante el estudio del sistema tradicional, se quiere conocer el funcionamiento del sistema de forma más precisa y así poder conocer los distintos parámetros que actúan en él y la relación entre ellos.

Para obtener una mayor simplicidad en los cálculos, se recurre a un modelo reducido, que presenta mayor simplicidad en el análisis, ofreciéndonos unos resultados finales fiables.

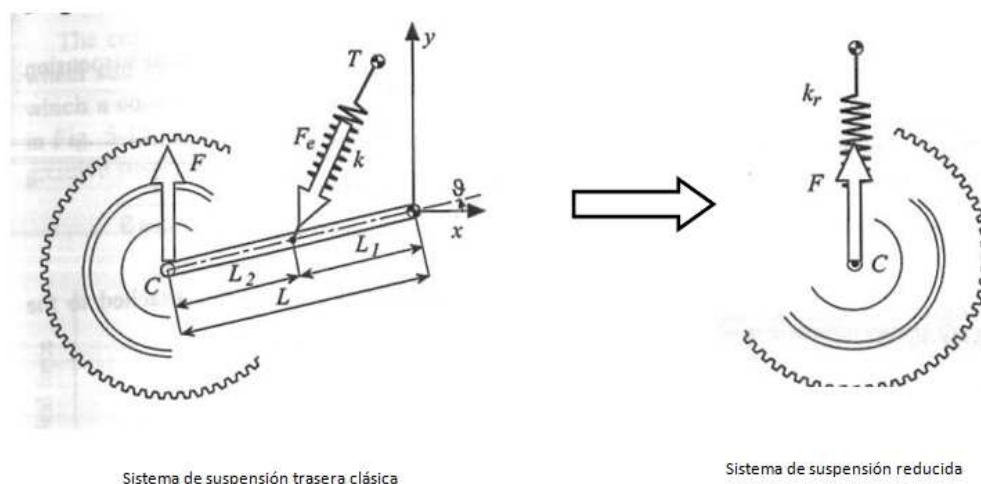


Figura 3.6.1. Sistema tradicional simplificado.

Se procederá a realizar el estudio de dicho modelo simplificado. Primero de todo, definiremos las velocidades de los dos puntos móviles del sistema, A y B, ya que los puntos C y O son puntos anclados al chasis que no presentarán ningún movimiento.

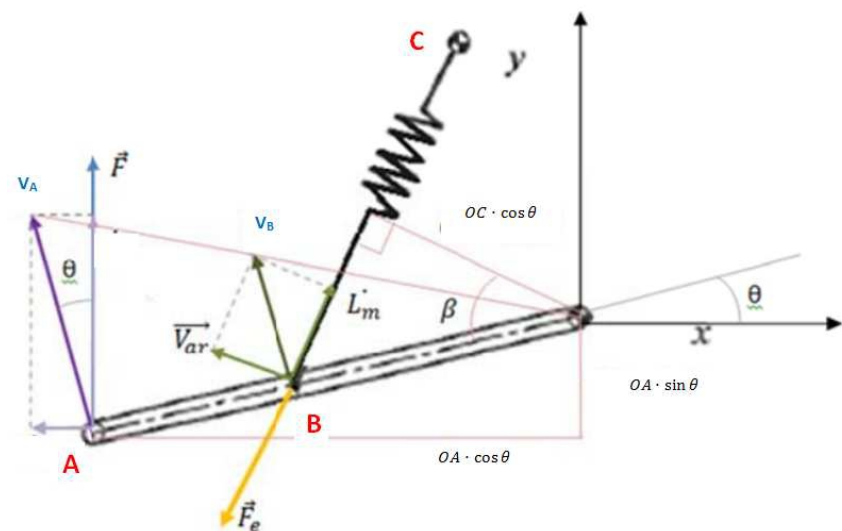


Figura 3.6.2. Esquema de velocidades del sistema de suspensión clásica.

Al ser una barra en la que aparecen fuerzas, lo que genera momentos, si aplicamos la sumatoria de momentos en el punto O y considerando la aceleración angular nula, obtenemos las siguientes expresiones.

$$\sum \vec{M}_0 = I \cdot \ddot{\alpha}$$

$$-OC \cdot \cos \theta \cdot F + F_e \cdot OB \cdot \cos \beta = 0$$

$$F = F_e \cdot \frac{OB \cdot \cos \beta}{OA \cdot \cos \theta} \tag{Ecuación 1}$$

Se estudian ahora las velocidades de los puntos móviles (A y B) respecto al punto fijo O.

$$\vec{V}_A = \dot{\theta} \cdot \overline{OA} \tag{Ecuación 2}$$

$$\vec{V}_B = \dot{\theta} \cdot \overline{OB} \tag{Ecuación 3}$$

Si relacionamos ambas velocidades obtenemos la siguiente ecuación:

$$\frac{V_B}{V_A} = \frac{\dot{\theta} \cdot \overline{OB}}{\dot{\theta} \cdot \overline{OA}} = \frac{\overline{OB}}{\overline{OA}} = \frac{L_1}{L}$$

Los valores de las velocidades serán las próximas:

$$\dot{y}_A = V_A \cdot \cos \theta \rightarrow V_A = \frac{\dot{y}_A}{\cos \theta} \tag{Ecuación 4}$$

$$\dot{L}_m = V_B \cdot \cos \theta \rightarrow V_B = \frac{\dot{L}_m}{\cos \theta} \tag{Ecuación 5}$$

Relacionando de nuevo las velocidades:

$$\frac{V_B}{V_A} = \frac{\dot{L}_m / \cos \beta}{\dot{y}_A / \cos \theta} = \frac{\overline{OB}}{\overline{OA}} \rightarrow \frac{\dot{L}_m \cdot \cos \theta}{\dot{y}_A \cdot \cos \beta} = \frac{\overline{OB}}{\overline{OA}}$$

De esta última ecuación podemos definir la relación entre la velocidad de deformación del resorte o velocidad del amortiguador (L_m) y la velocidad vertical de la rueda (y_A), también conocida como MR o Motion Ratio.

$$\frac{\dot{L}_m}{\dot{y}_A} = \frac{\overline{OB} \cdot \cos \beta}{\overline{OA} \cdot \cos \theta} = MR \quad \text{Ecuación 6}$$

Combinando esta ecuación con la ecuación 1 del equilibrio de fuerzas, se obtiene la siguiente expresión de la fuerza reducida en el punto A, que relaciona la fuerza elástica ejercida por el muelle y la relación de velocidad MR.

$$F = F_e \cdot \frac{\overline{OB} \cdot \cos \beta}{\overline{OA} \cdot \cos \theta} = F_e \cdot MR \quad \text{Ecuación 7}$$

Para obtener la rigidez, debemos saber que es la derivada de la fuerza o lo que es lo mismo la pendiente de la función que define la fuerza del mecanismo.

$$k_r = \frac{dF}{dy_A} \quad \text{Ecuación 8}$$

$$F_e \cdot MR \rightarrow k_r = \frac{dF}{dy_A} = \frac{dF_e}{dy_A} \cdot \tau + F_e \cdot \frac{dMR}{dy_A}$$

Esta última ecuación se puede simplificar ya que, según Cossalter, la última derivada de la ecuación anterior se considera despreciable en una primera aproximación.

La fuerza elástica del resorte se define con la siguiente ecuación.

$$F_e = k \cdot (L_m - L_{m0}) \quad \text{Ecuación 9}$$

Donde se puede ver que la fuerza elástica del muelle es igual al producto de la constante elástica del muelle (k) y la variación de su longitud (resta de la longitud final y la inicial).

Teniendo en cuenta que el desplazamiento inicial es el punto de partida y por lo tanto el valor de L_{m0} siendo 0, la ecuación de la rigidez será la siguiente:

$$k_r = \frac{dF}{dy_A} = \frac{dF_e}{dy_A} \cdot MR = \frac{d[k \cdot (L_m - L_{\text{mte}})]}{dy_A} \cdot MR = k \cdot \frac{dL_m}{dy_A} \cdot MR$$

Si derivamos respecto al tiempo la ecuación anterior, obtenemos la siguiente expresión:

$$k_r = k \cdot \frac{dL_m/dt}{dy_A/dt} \cdot MR = k \cdot \frac{\dot{L}_m}{\dot{y}_A} \cdot MR = k \cdot MR^2 \tag{Ecuación 10}$$

Se puede observar que la rigidez reducida, k_r , es igual al producto de la constante de rigidez (k) y el cuadrado de la relación de velocidades MR.

Para obtener los valores de la rigidez reducida nos falta obtener el valor de MR. Esta relación de velocidades depende de algunos factores como la geometría del mecanismo y varía según el desplazamiento vertical de la rueda.

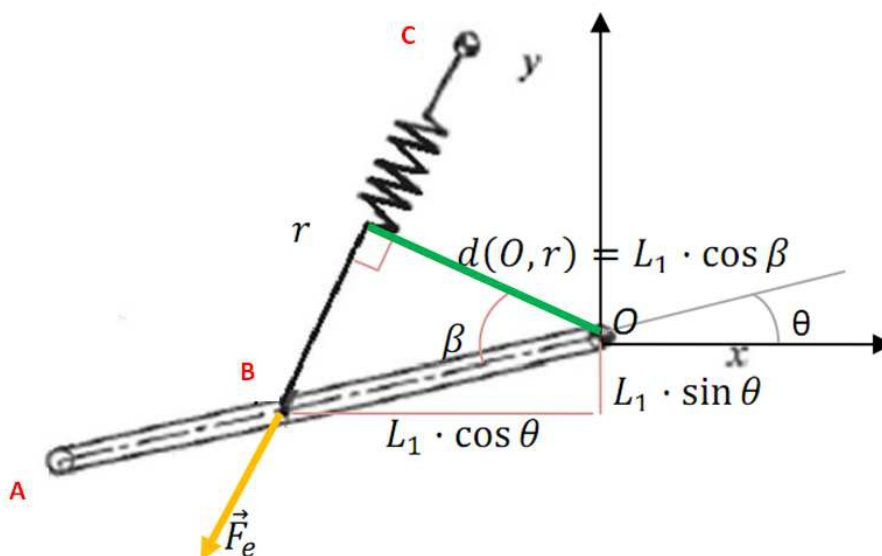


Figura 3.6.3. Distancias en el sistema de suspensión tradicional.

Sabemos que la distancia entre la recta \overline{CB} y el punto O es de $L_1 \cdot \cos \beta$. Aun así, se obtendrá esta distancia mediante ecuaciones geométricas.

Se debe determinar la recta r. Para ello, tenemos dos puntos conocidos C (X_C, Y_C) y B ($-L_1 \cdot \cos \theta, -L_1 \cdot \sin \theta$). De nuevo usando una ecuación geométrica podremos obtener la ecuación de la recta con estos dos puntos.

$$\frac{y - Y_1}{x - X_1} = \frac{Y_2 - Y_1}{X_2 - X_1} \tag{Ecuación 11}$$

$$\frac{y - Y_C}{x - X_C} = \frac{-L_1 \cdot \sin \theta - Y_C}{-L_1 \cdot \cos \theta - X_C}$$

$$x \cdot (Y_C + L_1 \sin \theta) - y \cdot (X_C + L_1 \cos \theta) + L_1 \cdot (Y_C \cos \theta - X_C \sin \theta) = 0$$

Una vez definida la ecuación de la recta, la distancia entre el punto fijo O (X_0, Y_0) y una recta r ($Ax + By + C = 0$) se puede obtener mediante la siguiente expresión geométrica.

$$d(0, r) = \frac{|Ax_0 + By_0 + C|}{\sqrt{A^2 + B^2}} \quad \text{Ecuación 12}$$

Teniendo en cuenta que se tomará como punto de origen el punto O, sus coordenadas serán (0,0).

$$d(0, r) = \frac{|0 \cdot (Y_C + L_1 \sin \theta) - 0 \cdot (X_C + L_1 \cos \theta) + L_1 \cdot (Y_C \cos \theta - X_C \sin \theta)|}{\sqrt{(Y_C + L_1 \sin \theta)^2 + (X_C + L_1 \cos \theta)^2}}$$

$$d(0, r) = \frac{|L_1 \cdot (Y_C \cos \theta - X_C \sin \theta)|}{\sqrt{Y_C^2 + (L_1 \sin \theta)^2 + 2Y_C L_1 \sin \theta + X_C^2 + (L_1 \cos \theta)^2 + 2X_C L_1 \sin \theta}}$$

Sabiendo que $\sin^2 \theta + \cos^2 \theta = 1$:

$$d(0, r) = \frac{|L_1 \cdot (Y_C \cos \theta - X_C \sin \theta)|}{\sqrt{Y_C^2 + X_C^2 + L_1^2 + 2L_1(Y_C \sin \theta + X_C \cos \theta)}} = L_1 \cdot \cos \beta$$

Teniendo en cuenta la relación de velocidades obtenidas en la ecuación 6 y la ecuación anterior, obtenemos la siguiente ecuación.

$$OB \cdot \cos \beta = L_1 \cdot \cos \beta = \frac{L_m}{y_A} \cdot L \cdot \cos \theta = MR \cdot L \cdot \cos \theta$$

Teniendo en cuenta todo esto, la ecuación de relación de velocidades MR que obtenemos es la siguiente:

$$MR = \frac{|L_1 \cdot (Y_C \cos \theta - X_C \sin \theta)|}{\sqrt{Y_C^2 + X_C^2 + L_1^2 + 2L_1(Y_C \sin \theta + X_C \cos \theta)}} \cdot \frac{1}{L \cos \theta}$$

3.6.1.1.2. Análisis sistema de suspensión Uni-trak

Análisis cinemático del sistema de suspensión Uni-trak

El sistema de suspensión que se va analizar es un sistema de bieletas llamado Uni-trak. Este tipo de suspensión, suele estar compuesto por cuatro elementos principales: el basculante, el triángulo

de suspensión o balancín, la bieleta y el resorte. Estos elementos, como podremos ver en el esquema de la Figura 3.6.4, estas anclados a unos puntos fijos del chasis.

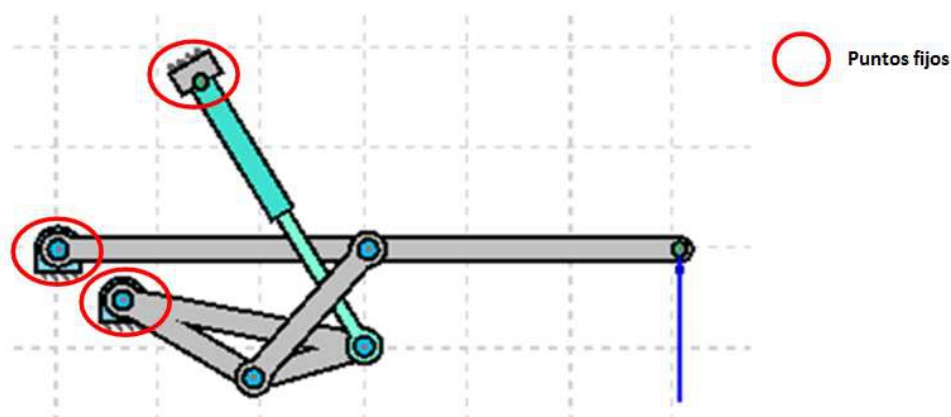


Figura 3.6.4. Esquema del mecanismo.

A lo largo de su trayecto, la moto se enfrentará a diferentes baches y resaltos que harán que aparezca una fuerza en la unión del basculante con la rueda (tal y como se puede ver en la imagen superior indicado con una flecha azul). Esta fuerza hace trabajar al mecanismo. Esta fuerza causa reacciones en el resto de los elementos de la suspensión que deberán estar en equilibrio.

Se realizará un estudio de fuerzas para comprobar la relación que existe entre la fuerza provocada por la rueda y la fuerza generada por el muelle. Es importante conocer los parámetros geométricos que se definen en la figura ya que posteriormente se realizarán las modificaciones geométricas en función de los mismos.

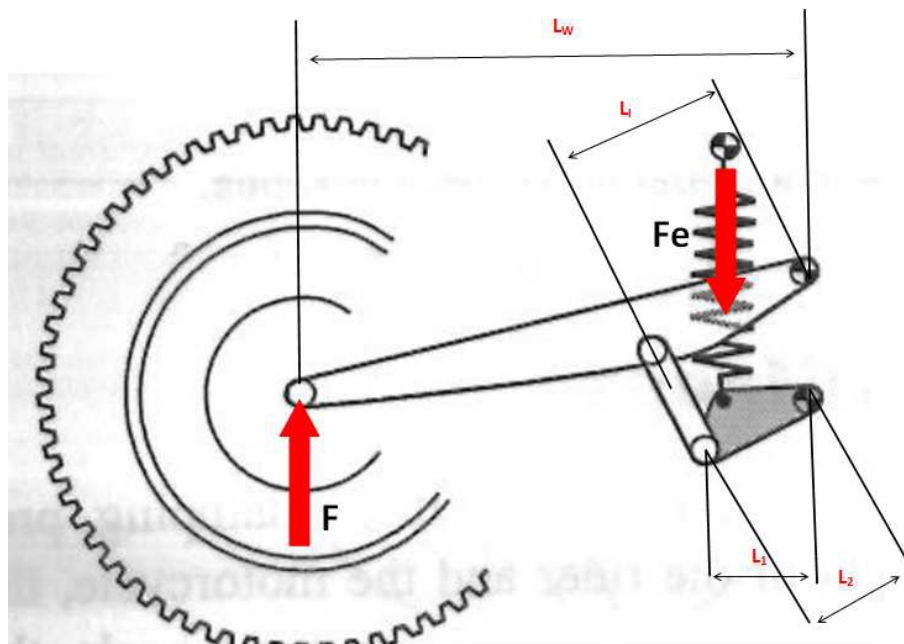


Figura 3.6.5. Fuerzas y dimensiones principales del sistema de suspensión Uni-trak.

Donde cada una de las dimensiones anteriormente expuestas representa lo siguiente:

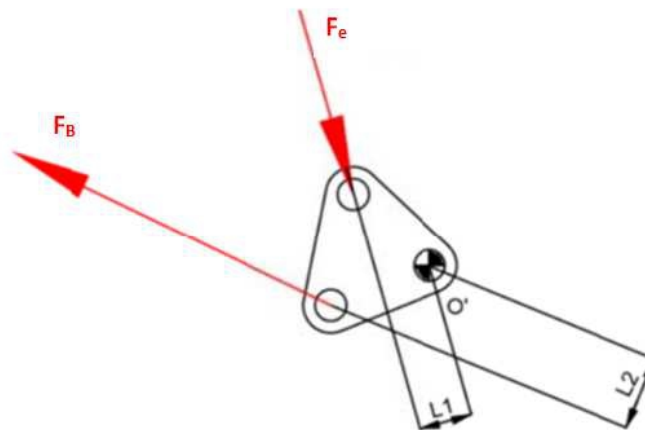
L_w : será la proyección horizontal del basculante.

L_i : la distancia entre el punto de anclaje de la bieleta con el basculante y el punto fijo de unión del basculante, distancia tomada en dirección perpendicular a la bieleta.

L_1 : distancia entre la unión del resorte con el triangulo de suspensión y la unión fija del triangulo de suspensión, cogiéndola en perpendicular al muelle.

L_2 : la distancia entre el punto de anclaje de la bieleta con el triangulo de suspensión y el punto fijo de unión del triangulo de suspensión, distancia tomada en dirección perpendicular a la bieleta.

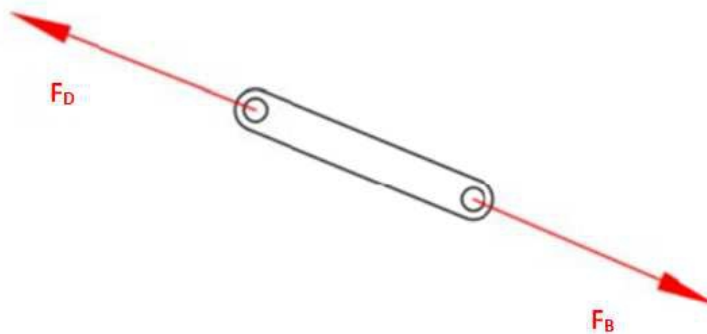
Una vez se han definido estos parámetros, se procede al cálculo de las reacciones de cada elemento. Para ello, se supone que estos elementos carecen de masa, despreciando la inercia de los elementos.

Balancín*Figura 3.6.6. Reacciones balancín.*

$$\sum M_{o'} = 0$$

$$F_e \cdot L_1 - F_B \cdot L_2 \Rightarrow F_B = F_e \cdot \frac{L_1}{L_2}$$

Ecuación 13

Bieleta*Figura 3.6.7. Reacciones bieleta.*

$$F_B = F_D$$

Ecuación 14

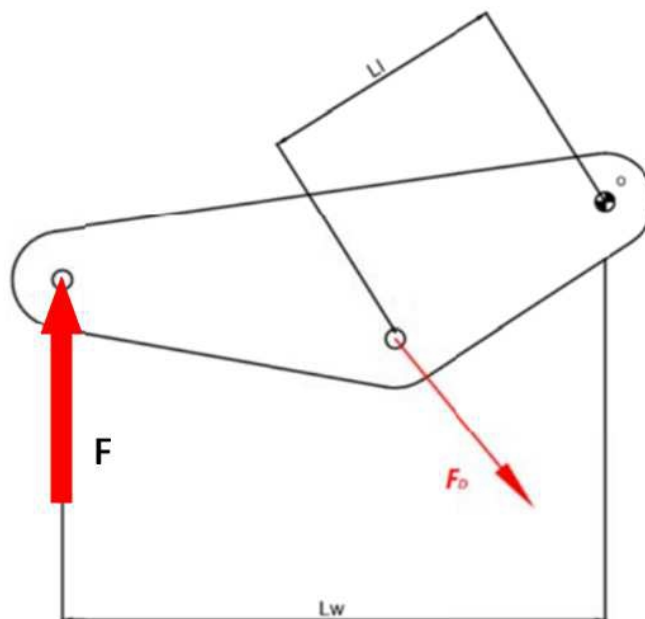
Basculante

Figura 3.6.8. Reacciones basculante.

$$\sum M_o = 0$$

$$F \cdot L_w - F_D \cdot L_l \Rightarrow F = F_D \cdot \frac{L_l}{L_w}$$

Ecuación 15

Después de este análisis, si se introduce el valor de la fuerza en el punto D, obtenemos la siguiente expresión:

$$F = F_e \cdot \frac{L_1}{L_2} \cdot \frac{L_l}{L_w} \Rightarrow MR = \frac{L_1}{L_2} \cdot \frac{L_l}{L_w} \Rightarrow F = F_e \cdot MR$$

De esta forma llegamos a la misma conclusión que en la suspensión tradicional donde la fuerza que ejerce el muelle será proporcional a la fuerza ejercida por la rueda entre el parámetro que se ha definido como MR o Motion Ratio.

Mediante el análisis cinemático del sistema se podrá concluir en el mismo resultado. Tal y como se planteó en el caso de la suspensión clásica, se define MR como la siguiente relación:

$$MR = \frac{\dot{L}_m}{\dot{Y}_c}$$

Ecuación 16

Donde,

L_m : es la velocidad relativa del muelle.

\dot{Y}_C : es la velocidad de desplazamiento vertical del punto C.

Las velocidades que aparecen en el mecanismo son las siguientes.

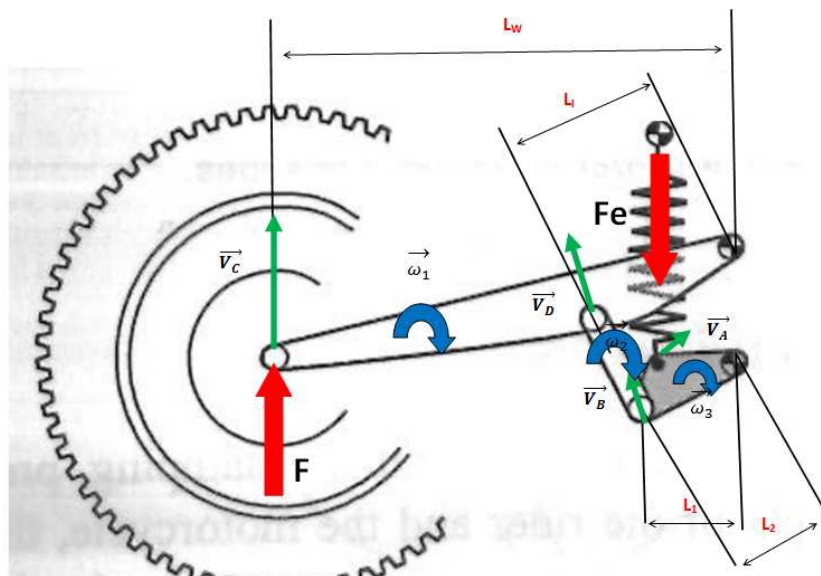


Figura 3.6.9. Diagrama de velocidades de la que está compuesto el sistema Uni-trak.

A continuación, se procede al análisis cinemático del sistema.

Punto C

Se empieza el análisis por este punto ya que la velocidad en el punto C es perfectamente conocida. La única incógnita que se plantea es la velocidad angular ω_1 , que hace referencia a la velocidad de giro del basculante.

$$\vec{V}_C = \vec{V}_O + \begin{matrix} \omega_1 \cdot \overline{OC} \\ \perp \overline{OC} \end{matrix} \Rightarrow \vec{V}_C = \omega_1 \cdot \overline{OC}$$

Punto D

$$\vec{V}_D = \begin{matrix} \omega_1 \cdot \overline{OD} \\ \perp \overline{OD} \end{matrix}$$

Punto B

$$\vec{V}_B = \begin{matrix} \omega_3 \cdot \overline{O'B} \\ \perp \overline{O'B} \end{matrix} = \begin{matrix} \omega_1 \cdot \overline{OD} \\ \perp \overline{OD} \end{matrix} + \begin{matrix} \omega_2 \cdot \overline{DB} \\ \perp \overline{DB} \end{matrix}$$

Una vez planteadas estas ecuaciones, con el fin de simplificar los cálculos se plantea un cambio en el sistema de coordenadas en el punto B.

$$\omega_3 \cdot \overline{O'B} \cdot \sin \alpha = \omega_2 \cdot \overline{OD} \cdot \sin \beta$$

Sabemos que:

$$\begin{cases} \overline{O'B} \cdot \sin \alpha = L_1 \\ \overline{OD} \cdot \sin \beta = L_2 \end{cases}$$

Y por lo tanto:

$$\omega_3 = \omega_1 \cdot \frac{L_1}{L_2}$$

Siguiendo la táctica anterior pero en el punto A, obtenemos los siguientes datos:

$$L\dot{m} = \omega_3 \cdot \overline{OA} \cdot \sin \gamma = \omega_1 \cdot \frac{L_1}{L_2} \cdot L_1$$

Para concluir, se relacionan $L\dot{m}$ (que es la velocidad relativa del muelle) e \dot{Y}_C (que es la velocidad de desplazamiento vertical del punto C) para obtener la expresión de MR.

$$\overline{V}_C = \dot{Y}_C = \omega_1 \cdot \overline{OC}$$

$$MR = \frac{L\dot{m}}{\dot{Y}_C} = \frac{\omega_1 \cdot \frac{L_1}{L_2} \cdot L_1}{\omega_1 \cdot L_W} = \frac{L_1 \cdot L_1}{L_W \cdot L_2}$$

Como se puede observar se obtiene el mismo resultado.

3.6.1.1.3. Variaciones de la geometría y su efecto

En este apartado se analizarán distintos factores que afectan en el diseño de la suspensión trasera Uni-trak a la hora de buscar un funcionamiento óptimo. A pesar que las cualidades para este funcionamiento variarán dependiendo de la funcionalidad de la moto, en el caso que concierne a este proyecto, se tendrán en cuenta las especificaciones correspondientes a una moto de competición. De esta forma, el confort tomará un segundo lugar y se diseñará centrándose en un agarre máximo de los neumáticos y evitar una transmisión excesiva de esfuerzos a los componentes de la suspensión.

Para ver si se cumplen los parámetros necesarios, se analizarán las curvas de rigidez de las diferentes alternativas y se realizará un análisis cinemática correspondiente.

Los diseños expuestos abajo son completamente aleatorios y su fin es determinar cómo varían los diferentes parámetros de la suspensión dependiendo de las posibles variables en cuanto a la geometría de los componentes de la suspensión. Mediante este análisis se podrá tener una idea de la primera geometría de la suspensión Uni-trak que se va a diseñar e ir adaptándola a las exigencias vigentes acorde a este estudio previo.

Bieleta

Es uno de los principales elementos de la suspensión y aquella que nos permitirá regular su tamaño en cierta medida, ofreciendo la posibilidad de la construcción de una suspensión regulable. Además, es una de los principales elementos que nos permitirá conseguir la rigidez progresiva.

Para el estudio de cómo su tamaño afecta a la curva de rigidez, las dimensiones primeras que se le darán a la bieleta se muestran en la Figura 3.6.10.

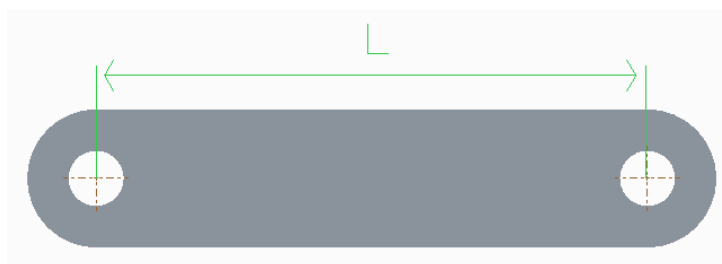
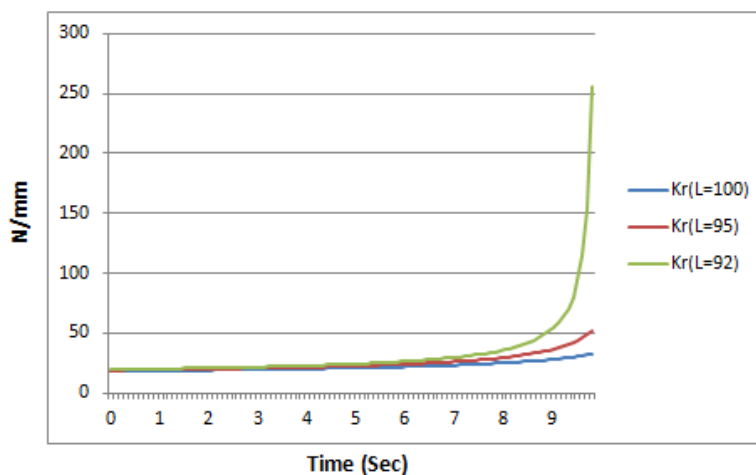


Figura 3.6.10. Longitud de la bieleta para su primer análisis, $L=100$ mm.

Cabe recordar que esta primera longitud es una medida que se puede seleccionar aleatoriamente. Dado a que mediante sus posteriores cambios de longitud, analizaremos el efecto que su acortamiento o elongación produce en la curva de rigidez. Esto nos permitirá decidir mejor las dimensiones que este elemento tendrá en la primera alternativa de la suspensión Uni-trak que se diseñe y el efecto de sus posteriores posibles modificaciones a la hora de optimizar su función.

Primero de todo, probaremos que sucede en la curva sometiendo a esta pieza a una supuesta regulación de acortamiento.

Acortamiento de la bieleta - Curva de la rigidez



Gráfica 1. Curva de la rigidez reducida para distintas longitudes de bieleta.

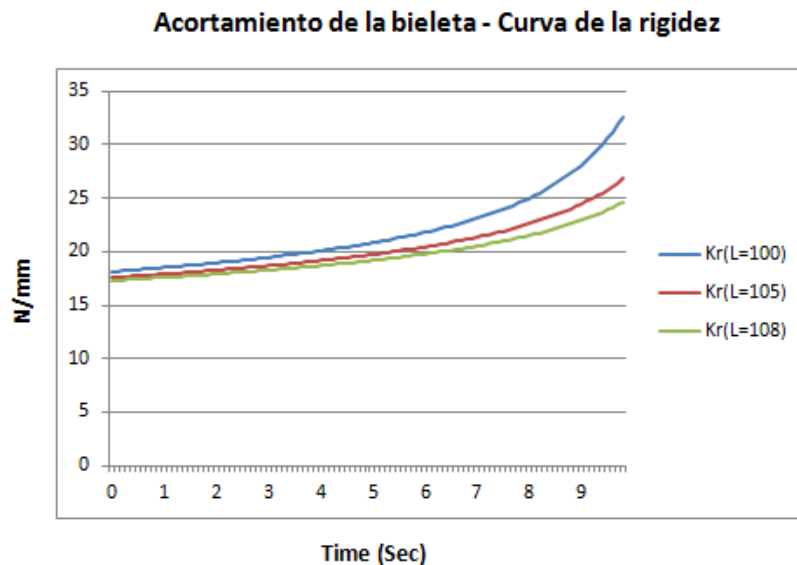
Como se puede observar, la longitud de la bieleta afecta a la progresividad de la suspensión. A menor longitud, la progresividad que se obtiene es mayor. Aun así se deberá tener cuidado con una de las condiciones exigidas por MotoStudent, que como se ha calculado antes, en situación de reposo con el piloto montado sobre la moto, la rigidez debe ser de 20 N/mm. Esta situación de carga se corresponde a la situación en la que tenemos 800 N de fuerza ejercida en la rueda trasera. En la tabla 1 se podrá observar los valores que se alcanzarían en cuanto a la rigidez reducida en esa situación

Time (Sec)	Longitud bieleta = 100			Longitud bieleta =95			Longitud bieleta =92		
	F_muelle (N)	F_rueda (N)	Kr	F_muelle (N)	F_rueda (N)	Kr	F_muelle (N)	F_rueda (N)	Kr
3.2	1490.7805	643.8932	19.5880	1603.5046	712.7219	20.7438	1769.4256	806.0034	21.7871
3.3	1532.7595	663.0150	19.6466	1646.7112	733.3247	20.8232	1813.7048	828.0967	21.8886
3.4	1574.8010	682.2349	19.7063	1690.0020	754.0673	20.9043	1858.0900	850.3784	21.9928
3.5	1616.9058	701.5555	19.7671	1733.3787	774.9539	20.9872	1902.5834	872.8550	22.0997
3.6	1659.0749	720.9793	19.8291	1776.8427	795.9890	21.0720	1947.1876	895.5336	22.2094
3.7	1701.3093	740.5090	19.8922	1820.3959	817.1774	21.1588	1991.9050	918.4217	22.3222
3.8	1743.6100	760.1475	19.9566	1864.0400	838.5238	21.2476	2036.7382	941.5271	22.4380
3.9	1785.9782	779.8977	20.0222	1907.7767	860.0336	21.3386	2081.6901	964.8582	22.5571
4	1828.4149	799.7627	20.0892	1951.6081	881.7122	21.4318	2126.7635	988.4239	22.6797
4.1	1870.9214	819.7459	20.1575	1995.5360	903.5654	21.5273	2171.9615	1012.2334	22.8059
4.2	1913.4988	839.8505	20.2273	2039.5627	925.5992	21.6253	2217.2872	1036.2968	22.9358
4.3	1956.1484	860.0802	20.2985	2083.6902	947.8201	21.7258	2262.7440	1060.6247	23.0697
4.4	1998.8715	880.4387	20.3713	2127.9208	970.2349	21.8289	2308.3354	1085.2283	23.2078
4.5	2041.6695	900.9301	20.4456	2172.2570	992.8508	21.9349	2354.0650	1110.1196	23.3503

Tabla 1. Evolución de la rigidez acortando la longitud de la bieleta.

Se puede observar que si el acortamiento es excesivo, los valores de esta rigidez aumentan y podrían no favorecer a las condiciones que buscamos en la situación de reposo.

En el caso contrario, en el caso en el que la longitud mínima fuese 100 mm y la suspensión se regulara alargando la bieleta, la situación que se podrá tener será la siguiente.



Gráfica 2. Curva de la rigidez reducida para distintas longitudes de bieleta.

Como se puede apreciar, la progresividad es menor al alargar la bieleta, efecto que probablemente se busque en algún caso de uso de esta suspensión. A su vez, como ya hemos comentado antes la rigidez que se busca para el reposo, aumentando la longitud disminuiríamos esta rigidez inicial.

Time (Sec)	Longitud bieleta = 100			Longitud bieleta = 105			Longitud bieleta = 108		
	F_muelle (N)	F_rueda (N)	Kr	F_muelle (N)	F_rueda (N)	Kr	F_muelle (N)	F_rueda (N)	Kr
4.0	1828.4149	799.7627	20.0892	1827.8356	780.9586	19.1677	1846.6679	779.3584	18.7019
4.1	1870.9214	819.7459	20.1575	1869.3019	799.7685	19.2202	1887.5768	797.5846	18.7471
4.2	1913.4988	839.8505	20.2273	1910.8214	818.6679	19.2737	1928.5302	815.8857	18.7930
4.3	1956.1484	860.0802	20.2985	1952.3949	837.6591	19.3281	1969.5286	834.2637	18.8396
4.4	1998.8715	880.4387	20.3713	1994.0233	856.7447	19.3835	2010.5728	852.7203	18.8870
4.5	2041.6695	900.9301	20.4456	2035.7073	875.9270	19.4399	2051.6633	871.2576	18.9352
4.6	2084.5439	921.5584	20.5217	2077.4480	895.2087	19.4974	2092.8008	889.8774	18.9843
4.7	2127.4960	942.3280	20.5995	2119.2462	914.5926	19.5561	2133.9861	908.5820	19.0342
4.8	2170.5276	963.2435	20.6791	2161.1030	934.0815	19.6159	2175.2198	927.3736	19.0850
4.9	2213.6402	984.3097	20.7605	2203.0194	953.6786	19.6769	2216.5029	946.2545	19.1368
5.0	2256.8354	1005.5318	20.8440	2244.9964	973.3870	19.7392	2257.8360	965.2272	19.1895
5.1	2300.1152	1026.9152	20.9295	2287.0352	993.2101	19.8028	2299.2200	984.2942	19.2432
5.2	2343.4813	1048.4654	21.0172	2329.1370	1013.1513	19.8677	2340.6559	1003.4582	19.2980
5.3	2386.9356	1070.1885	21.1071	2371.3029	1033.2145	19.9341	2382.1445	1022.7221	19.3539
5.4	2430.4802	1092.0908	21.1994	2413.5342	1053.4035	20.0019	2423.6867	1042.0888	19.4109

Tabla 2. Evolución de la rigidez alargando la longitud de la bieleta.

El valor de la rigidez inicial disminuye como se puede ver con la elongación de la bieleta.

Balancín

El estudio en el caso del balancín es algo más complejo que con la bieleta. En este caso se podrán modificar varios parámetros y no uno único como en el caso de la bieleta.

Para facilitar el análisis, veremos que parámetros afectan a la rigidez reducida directamente o como se pueden modificar las distancias que afectan a la rigidez haciendo pequeños cambios geométricos en el balancín.

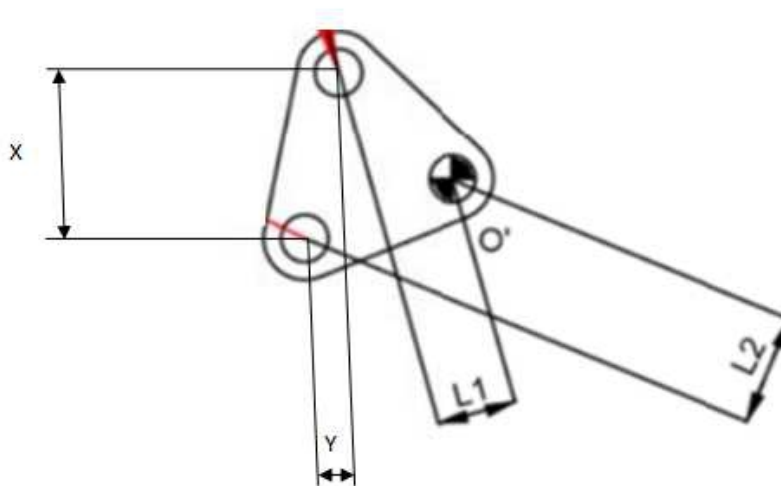


Figura 3.6.11. Imagen con las dimensiones relacionadas.

$$MR = \frac{L_1 \cdot L_L}{L_2 \cdot L_W} \quad \text{Ecuación 17}$$

Como se puede observar, los valores que podemos modificar en el balancín que afecten a esos parámetros son los valores de x e y.

Primero empezaremos variando el valor de x, de tal forma que variemos el valor de L_1 . Optaremos por aumentar el valor de x y como se puede observar, esto aumentará el valor de L_1 . Esto disminuirá el valor de la relación de velocidades, disminuyendo el valor de la rigidez reducida en una proporción mayor, ya que se encuentra elevado al cuadrado en la ecuación de la rigidez reducida.

$$MR \uparrow = \frac{L_1 \uparrow \cdot L_L}{L_2 \cdot L_W} \Rightarrow K_r \uparrow = K \cdot (MR \uparrow)^2 \quad \text{Ecuación 18}$$

Teniendo en cuenta esto, comprobaremos si mediante el análisis en PTC Creo los resultados siguen la tendencia expuesta.

La primera geometría que vamos a analizar y en la que modificaremos el valor de x es la de la Figura 3.6.12.

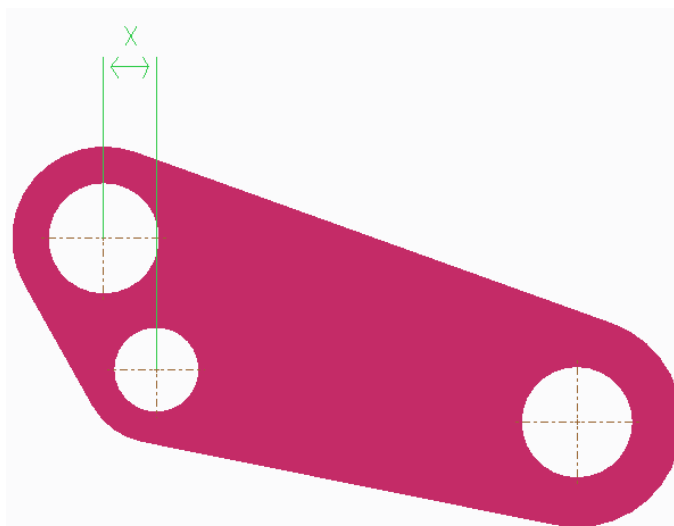
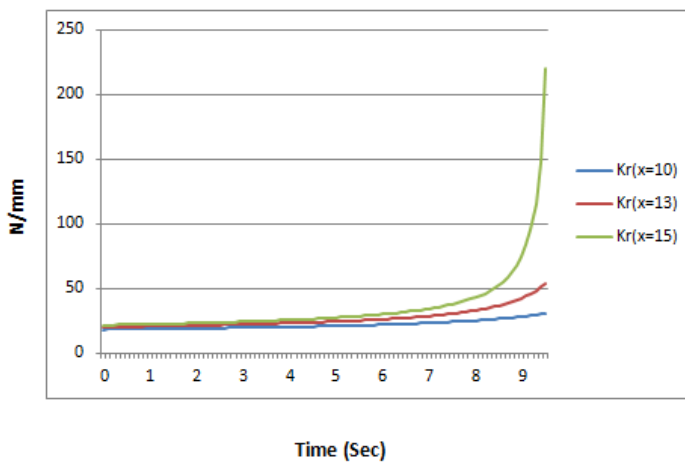


Figura 3.6.12. Geometría inicial con valor de $x=10$.

Optando por la elongación de este parámetro, las curvas de rigidez que obtenemos son las que se muestran en la gráfica 3.

Alargamiento parámetro x - Curva de la rigidez



Gráfica 3. Curvas de rigidez en el caso de cambio de posición en las uniones del balancín, variando el parámetro x .

Como se puede observar, con el aumento de la distancia entre esos dos puntos, la progresividad del sistema de suspensión aumenta de forma considerable. Aun así, como en casos anteriores, debemos analizar el efecto de esta variación sobre la exigencia del valor de 20 N/mm en la situación de reposo formada por la moto y el piloto (800N). Para ello, analizaremos la tabla que se encuentra abajo.

	x=10			x=13			x=15		
	F_muelle (N)	F_rueda (N)	Kr	F_muelle (N)	F_rueda (N)	Kr	F_muelle (N)	F_rueda (N)	Kr
3	1407.0062	605.9347	19.4737	1572.5544	720.2523	22.0266	1679.5814	804.7318	24.1040
3.1	1448.8630	624.8672	19.5304	1617.0827	742.1247	22.1146	1726.1730	829.0929	24.2230
3.2	1490.7805	643.8932	19.5880	1661.7000	764.1491	22.2045	1772.8802	853.6663	24.3448
3.3	1532.7595	663.0150	19.6466	1706.4082	786.3300	22.2963	1819.7055	878.4590	24.4698
3.4	1574.8010	682.2349	19.7063	1751.2089	808.6721	22.3902	1866.6515	903.4790	24.5980
3.5	1616.9058	701.5555	19.7671	1796.1038	831.1804	22.4863	1913.7208	928.7343	24.7295
3.6	1659.0749	720.9793	19.8291	1841.0947	853.8604	22.5845	1960.9164	954.2335	24.8645
3.7	1701.3093	740.5090	19.8922	1886.1837	876.7175	22.6851	2008.2410	979.9859	25.0033
3.8	1743.6100	760.1475	19.9566	1931.3726	899.7575	22.7881	2055.6977	1006.0011	25.1459
3.9	1785.9782	779.8977	20.0222	1976.6636	922.9868	22.8936	2103.2899	1032.2894	25.2926
4	1828.4149	799.7627	20.0892	2022.0589	946.4117	23.0018	2151.0207	1058.8617	25.4436
4.1	1870.9214	819.7459	20.1575	2067.5606	970.0393	23.1127	2198.8939	1085.7296	25.5991
4.2	1913.4988	839.8505	20.2273	2113.1712	993.8767	23.2266	2246.9131	1112.9056	25.7593
4.3	1956.1484	860.0802	20.2985	2158.8932	1017.9317	23.3434	2295.0822	1140.4028	25.9244
4.4	1998.8715	880.4387	20.3713	2204.7291	1042.2124	23.4634	2343.4053	1168.2352	26.0949
4.5	2041.6695	900.9301	20.4456	2250.6817	1066.7276	23.5868	2391.8868	1196.4180	26.2708
4.6	2084.5439	921.5584	20.5217	2296.7538	1091.4862	23.7136	2440.5312	1224.9670	26.4527
4.7	2127.4960	942.3280	20.5995	2342.9484	1116.4982	23.8440	2489.3433	1253.8997	26.6407

Tabla 3. Evolución de la rigidez alargando la longitud del parámetro x del balancín.

Conforme aumentamos esta distancia, el valor de la rigidez reducida aumenta en ese preciso instante. De esta forma, se comprueba que la conclusión que se ha obtenido de la ecuación 18 son ciertas: el valor de la rigidez aumenta conforme aumentamos la distancia horizontal entre ambas uniones.

Otra de las variaciones que se pueden hacer en la geometría es variar la distancia L_2 . Este parámetro se modificará cambiando la distancia vertical entre los puntos de unión muelle-balancín y balancín-bieleta que llamaremos y . Su valor inicial será de 25 mm y aumentaremos esta distancia para analizar sus efectos.

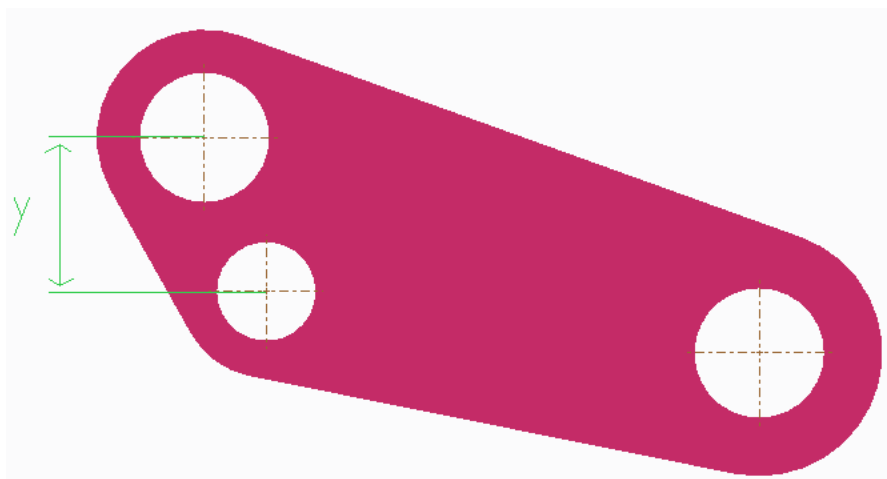


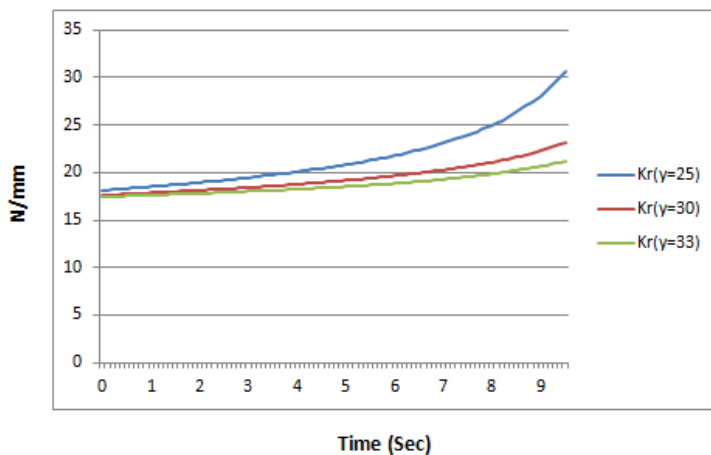
Figura 3.6.13. Geometría inicial con valor de y=25.

Como ya se ha hecho en el caso anterior, si tenemos en cuenta la ecuación de la rigidez que se ha empleado relacionando las distancias, el aumento de y, incrementaría el valor de L_2 y a su vez la relación de velocidades se disminuirá. En consecuencia la rigidez reducida se debería reducir conforme aumentamos la distancia vertical entre estas uniones.

$$MR \downarrow = \frac{L_1 \cdot L_L}{L_2 \uparrow \cdot L_W} \Rightarrow K_r \downarrow = K \cdot (MR \downarrow)^2$$

Ecuación 19

Alargamiento parámetro y - Curva de la rigidez



Grafica 4. Curvas de rigidez en el caso de cambio de posición en las uniones del balancín, variando el parámetro y.

Se comprueba que con el aumento de esta distancia, la pendiente de la rigidez se convierte en más horizontal y por tanto más constante a lo largo del recorrido. En cuanto a la rigidez en situación de reposo, parece que con el aumento se disminuye también, pero lo comprobaremos mejor analizando la Tabla 4 de valores.

Time (Sec)	y=25			y=30			y=33		
	F_muelle (N)	F_rueda (N)	Kr	F_muelle (N)	F_rueda (N)	Kr	F_muelle (N)	F_rueda (N)	Kr
4	1828.4149	799.7627	20.0892	1719.2667	726.8744	18.7682	1910.8799	796.7319	18.2535
4.1	1870.9214	819.7459	20.1575	1760.3495	744.9795	18.8053	1951.3878	814.1908	18.2791
4.2	1913.4988	839.8505	20.2273	1801.4733	763.1481	18.8431	1991.9249	831.6946	18.3051
4.3	1956.1484	860.0802	20.2985	1842.6389	781.3818	18.8815	2032.4916	849.2444	18.3315
4.4	1998.8715	880.4387	20.3713	1883.8467	799.6821	18.9205	2073.0882	866.8415	18.3583
4.5	2041.6695	900.9301	20.4456	1925.0973	818.0507	18.9603	2113.7151	884.4868	18.3857
4.6	2084.5439	921.5584	20.5217	1966.3913	836.4893	19.0007	2154.3726	902.1817	18.4135
4.7	2127.4960	942.3280	20.5995	2007.7292	854.9997	19.0419	2195.0611	919.9274	18.4418
4.8	2170.5276	963.2435	20.6791	2049.1118	873.5838	19.0839	2235.7812	937.7254	18.4706
4.9	2213.6402	984.3097	20.7605	2090.5397	892.2435	19.1267	2276.5331	955.5769	18.5000
5	2256.8354	1005.5318	20.8440	2132.0137	910.9809	19.1703	2317.3174	973.4835	18.5300
5.1	2300.1152	1026.9152	20.9295	2173.5343	929.7982	19.2147	2358.1346	991.4467	18.5606
5.2	2343.4813	1048.4654	21.0172	2215.1024	948.6976	19.2600	2398.9851	1009.4682	18.5917
5.3	2386.9356	1070.1885	21.1071	2256.7189	967.6815	19.3063	2439.8695	1027.5496	18.6235

Tabla 4. Evolución de la rigidez alargando la longitud del parámetro y del balancín.

Como ya se había pronosticado mediante la ecuación y comprobado con las curvas, con el aumento de la distancia vertical y , se disminuye la rigidez reducida que nos ofrece el conjunto de la suspensión.

Estos dos parámetros, x e y , serán los parámetros que modificaremos en los siguientes estudios que realicemos con todo el conjunto para obtener la geometría exacta de los puntos de unión del balancín. Conociendo su comportamiento, resultará más sencillo su diseño de prueba y error que realicemos en los ensayos.

Basculante

En el caso del basculante tenemos ciertas limitaciones en cuanto a los parámetros que se pueden modificar. Por ejemplo, la longitud del basculante viene determinada por la propia competición ($L_W = 525$ mm) y el diámetro de la rueda viene definida también por lo que habrá que tener cuidado con la posición a la que se coloque la unión con la bieleta.

Teniendo en cuenta la ecuación que se ha planteado antes, en el que se obtenía la relación de velocidades mediante la relación de distancias, la forma en la que podemos variar esta relación es por medio del otro parámetro que no se mantiene constante.

$$MR \uparrow = \frac{L_1 \cdot L_{L1}}{L_2 \cdot L_W} \Rightarrow K_r \uparrow = K \cdot (MR \uparrow)^2 \quad \text{Ecuación 20}$$

Como se puede ver en la expresión anterior, el incremento de la distancia entre la unión bieleta-basculante y la unión con el chasis del basculante, aumenta la rigidez del sistema de suspensión.

Para conseguir comprobar si esto sucede, solo se puede variar la posición del punto de unión de la bieleta y el basculante, ya que los otros dos se mantienen fijos y están definidos. Para aumentar esa distancia se pueden modificar dos parámetros en este caso también: aumentar la distancia vertical (y) o mover hacia la izquierda la unión con la bieleta (x).

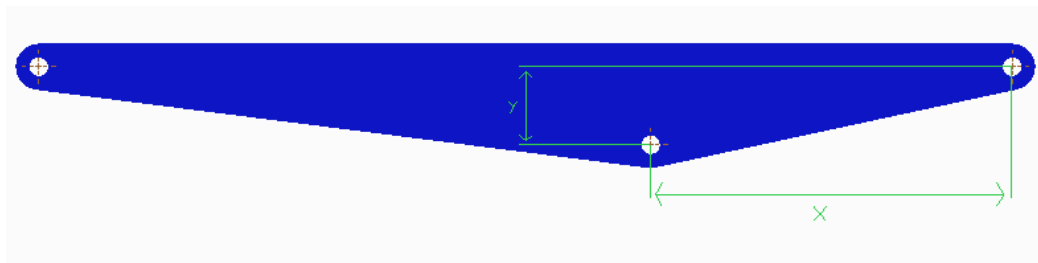
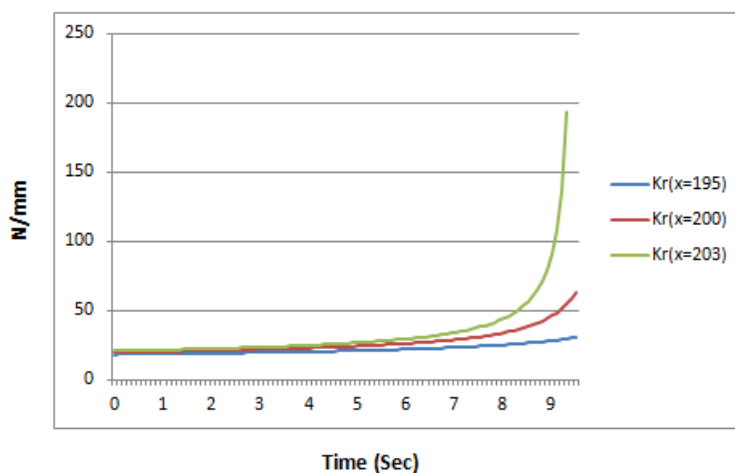


Figura 3.6.14. Parámetros a modificar para aumentar la distancia entre ambas uniones.

Primero de todo, aumentaremos la distancia x con el que debemos tener un poco de cuidado y no excedernos, ya que no puede interferir con la posición de la rueda.

Alargamiento parámetro x - Curva de la rigidez

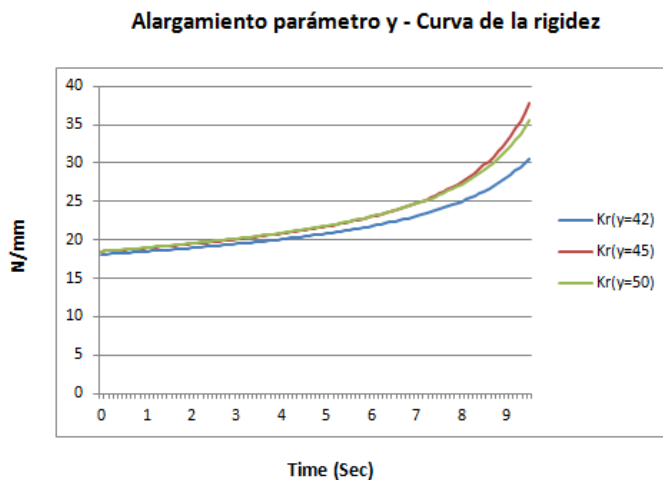
Grafica 5. Curvas de rigidez en el caso de cambio de posición en las uniones del basculante, variando el parámetro x .

Al aumentar el valor de x , la curva obtiene un carácter constante y menos progresivo. Aun así, se deberá tener cuidado con una de las condiciones exigidas por MotoStudent, que como se ha calculado antes, en situación de reposo con el piloto montado sobre la moto, la rigidez debe ser de 20 N/mm. Esta situación de carga se corresponde a la situación en la que tenemos 800 N de fuerza ejercida en la rueda trasera. En la tabla 5 se podrá observar los valores que se alcanzarían en cuanto a la rigidez reducida en esa situación.

Time (Sec)	x=195			x=200			x=203		
	F_muelle (N)	F_rueda (N)	Kr	F_muelle (N)	F_rueda (N)	Kr	F_muelle (N)	F_rueda (N)	Kr
3	1407.0062	605.9347	19.4737	1600.7850	727.9900	21.7157	1668.4731	785.3930	23.2662
3.1	1448.8630	624.8672	19.5304	1645.0002	749.6770	21.8075	1714.2458	809.0360	23.3872
3.2	1490.7805	643.8932	19.5880	1689.3098	771.5253	21.9014	1760.1397	832.8988	23.5115
3.3	1532.7595	663.0150	19.6466	1733.7158	793.5401	21.9974	1806.1574	856.9891	23.6390
3.4	1574.8010	682.2349	19.7063	1778.2199	815.7265	22.0957	1852.3020	881.3154	23.7700
3.5	1616.9058	701.5555	19.7671	1822.8241	838.0904	22.1963	1898.5762	905.8866	23.9046
3.6	1659.0749	720.9793	19.8291	1867.5306	860.6376	22.2995	1944.9831	930.7121	24.0430
3.7	1701.3093	740.5090	19.8922	1912.3414	883.3744	22.4052	1991.5261	955.8018	24.1854
3.8	1743.6100	760.1475	19.9566	1957.2588	906.3074	22.5135	2038.2086	981.1664	24.3320
3.9	1785.9782	779.8977	20.0222	2002.2852	929.4435	22.6247	2085.0340	1006.8172	24.4830
4	1828.4149	799.7627	20.0892	2047.4229	952.7902	22.7389	2132.0061	1032.7661	24.6386
4.1	1870.9214	819.7459	20.1575	2092.6746	976.3553	22.8561	2179.1289	1059.0260	24.7991
4.2	1913.4988	839.8505	20.2273	2138.0430	1000.1470	22.9765	2226.4065	1085.6104	24.9648
4.3	1956.1484	860.0802	20.2985	2183.5307	1024.1740	23.1003	2273.8432	1112.5339	25.1359

Tabla 5. Evolución de la rigidez alargando la longitud del parámetro x en el basculante.

Como ya pronosticaba, la rigidez aumenta con el crecimiento de la distancia en horizontal entre los dos puntos de unión. Lo mismo debería ocurrir en el caso de aumentar la distancia del parámetro vertical.



Grafica 5. Curvas de rigidez en el caso de cambio de posición en las uniones del basculante, variando el parámetro y.

Time (Sec)	y=42			y=45			y=50		
	F_muelle (N)	F_rueda (N)	Kr	F_muelle (N)	F_rueda (N)	Kr	F_muelle (N)	F_rueda (N)	Kr
3.3	1532.7595	663.0150	19.6466	1788.5096	786.4079	20.3003	1544.0044	680.4207	20.3914
3.4	1574.8010	682.2349	19.7063	1831.2262	806.6171	20.3723	1586.7985	700.5258	20.4642
3.5	1616.9058	701.5555	19.7671	1874.0165	826.9531	20.4458	1629.6660	720.7529	20.5383
3.6	1659.0749	720.9793	19.8291	1916.8816	847.4195	20.5209	1672.6079	741.1054	20.6139
3.7	1701.3093	740.5090	19.8922	1959.8231	868.0204	20.5975	1715.6257	761.5867	20.6911
3.8	1743.6100	760.1475	19.9566	2002.8422	888.7597	20.6759	1758.7206	782.2005	20.7698
3.9	1785.9782	779.8977	20.0222	2045.9406	909.6419	20.7560	1801.8940	802.9505	20.8501
4	1828.4149	799.7627	20.0892	2089.1197	930.6715	20.8380	1845.1472	823.8408	20.9321
4.1	1870.9214	819.7459	20.1575	2132.3812	951.8533	20.9218	1888.4818	844.8755	21.0160
4.2	1913.4988	839.8505	20.2273	2175.7268	973.1923	21.0077	1931.8993	866.0592	21.1016
4.3	1956.1484	860.0802	20.2985	2219.1583	994.6938	21.0956	1975.4014	887.3964	21.1892
4.4	1998.8715	880.4387	20.3713	2262.6775	1016.3635	21.1857	2018.9896	908.8921	21.2787
4.5	2041.6695	900.9301	20.4456	2306.2862	1038.2072	21.2780	2062.6657	930.5514	21.3704

Tabla 6. Evolución de la rigidez alargando la longitud del parámetro y en el basculante.

Como se puede observar, en el caso de esta distancia vertical, se llega a las mismas conclusiones que en el caso de la referencia horizontal. Como se podía imaginar, entonces, los datos ofrecidos por el programa y los calculados mediante las formulas matemáticas coinciden, ya que aumentando cualquiera de los parámetros alejaríamos los puntos de unión y viceversa con su consecuente efecto en la rigidez.

3.6.1.1.4. Distribución de cargas y cálculo de cargas en la situación más desfavorable

Esfuerzos sobre la suspensión Uni-trak

Entre las diversas fuerzas que pueden afectar en el comportamiento de una motocicleta, no solo encontramos aquellas que se ejercen entre la rueda y la carretera, también se pueden ver otros esfuerzos como las fuerzas aerodinámicas provocadas por el movimiento de la motocicleta, la inclinación tanto de la motocicleta como de la propia carretera por la que se circula o la fuerza que aparece en posibles casos de aceleración o desaceleración de la moto.

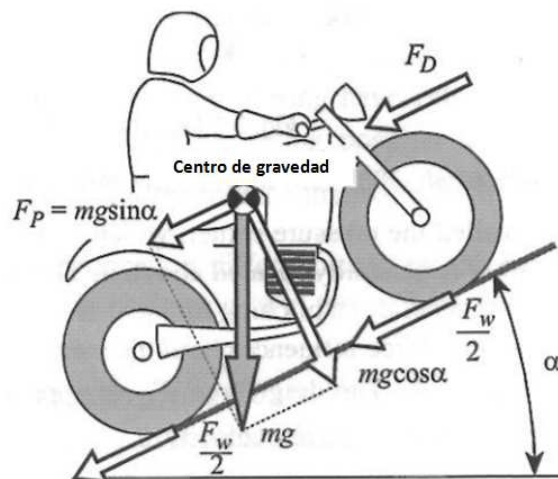


Figura 3.6.15. Esfuerzos sobre la motocicleta.

Como se puede observar, nos encontramos con varios esfuerzos que se pueden clasificar en los siguientes grupos:

- Resistencia del neumático al circular o fuerza de rozamiento.
- Resistencia aerodinámica en el desplazamiento hacia delante.
- El peso del conjunto moto-piloto. En este caso al tratarse de un caso en el que nos encontramos con una pendiente α , esta se deberá descomponer en los ejes x e y.

La potencia ofrecida por el motor debe ser igual al sumatorio de fuerzas que se oponen al movimiento.

A continuación, analizaremos las tres categorías anteriores con mayor detalle.

RESISTENCIA DEL NEUMÁTICO AL CIRCULAR

De forma general, la fuerza de rozamiento o la resistencia del neumático se considera que equivale al 2% del peso del conjunto moto-piloto.

RESISTENCIA AERODINAMICA

Todas las fuerzas aerodinámicas se pueden representar por medio de tres fuerzas, que se supone que estarán aplicados en el centro de gravedad, y tres momentos, cada uno de ellos alrededor de un eje x, y o z, como se puede ver en la Figura 3.6.16.

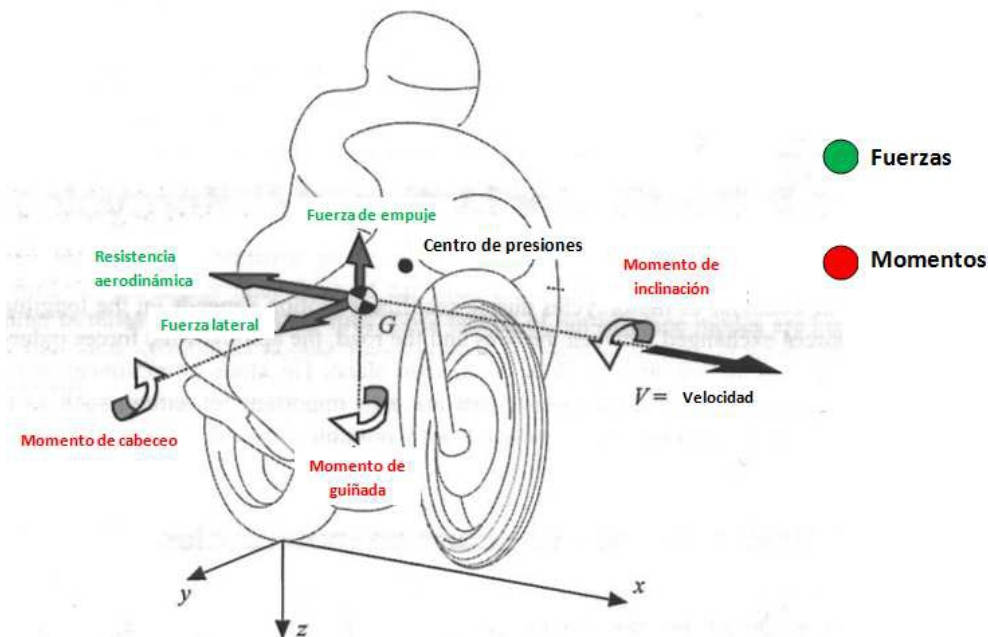


Figura 3.6.16. Fuerzas aerodinámicas en la motocicleta.

Las fuerzas más importantes son la fuerza de empuje y la resistencia aerodinámica. Estas fuerzas están aplicadas en el centro de presiones que se ha mostrado en la figura anterior y no en el centro de gravedad. Generalmente este punto se encuentra algo por encima del centro de gravedad. Es por ello que al trasladarlos al centro de gravedad provocan el momento de cabeceo en el eje y.

La resistencia aerodinámica, que se llamará F_D , se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$F_D = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_D \cdot A \cdot V^2 \tag{Ecuación 21}$$

Donde,

ρ : es la densidad del fluido que rodea el mecanismo (generalmente aire, cuyo valor equivale a $1,167 \text{ kg/m}^3$ en una situación de presión atmosférica de 987 mbar y 20°C).

A : área frontal de la motocicleta.

C_D : representa el coeficiente de resistencia aerodinámico.

V : es la velocidad a la que circula la motocicleta.

El valor de C_D está influenciado por la forma de la moto, principalmente por el carenado de la moto. Además, se puede ver que la magnitud de esta fuerza depende en gran medida de la

velocidad a la que se circula, pudiendo considerar esta fuerza despreciable en el caso de pequeñas velocidades.

En el caso de la fuerza de empuje, la expresión para su cálculo es muy similar al de la resistencia aerodinámica, pero en este caso tendremos el coeficiente de empuje C_L en lugar del coeficiente de resistencia aerodinámica C_D .

$$F_D = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_L \cdot A \cdot V^2 \quad \text{Ecuación 22}$$

Esta fuerza puede resultar peligrosa ya que reduce la fuerza de los neumáticos y por tanto la adherencia, especialmente peligroso en el caso del neumático delantero porque su posición es más próxima al centro de gravedad y por tanto su efecto también.

Las características aerodinámicas se suelen dar con los valores de $C_D \cdot A$ y $C_L \cdot A$.

El valor del producto $C_D \cdot A$ oscila entre diferentes valores según el uso de la motocicleta. En el caso que nos compete, en las motos de competición, su valor $0,22 \text{ m}^2$ o incluso valores menores. Este valor puede cambiar tanto por la geometría de la motocicleta, pudiendo variar por el uso de componentes diferentes entre $0,01\%$ y $0,08\%$, como por la posición del cuerpo del piloto, llegando a haber variaciones de entre el 5% y el 20% dependiendo de la posición.

En el caso del $C_L \cdot A$, podremos obtener dicho valor mediante el área aproximada de una moto de competición como las que se quiere diseñar, que suele ser alrededor de 32 m^2 .

En cuanto a las fuerzas laterales, si no hay viento o fuerza aplicada en dirección del eje y , su valor será nulo y se podrán analizar las fuerzas solo en el plano $x-z$, ya que no existirían fuerzas fuera de él.

RESISTENCIA CAUSADA POR EL PESO EN UNA PENDIENTE

En este caso, lo único a tener en cuenta es que el peso del conjunto moto-piloto se va dividir en dos ejes para poder coincidir con el eje de coordenadas del resto de las fuerzas. De esta forma tendremos los siguientes esfuerzos en cada eje:

Eje z : $mg \cdot \cos \alpha$

Eje x : $mg \cdot \sin \alpha$

Calculo del centro de gravedad

Para conocer la distribución de cargas en una motocicleta, es necesario saber la posición del centro de gravedad. Esto nos condicionará la distribución de las cargas que afectan a la moto. Generalmente suele encontrarse cerca del conjunto del motor ya que esta supone alrededor del 25% de la masa.

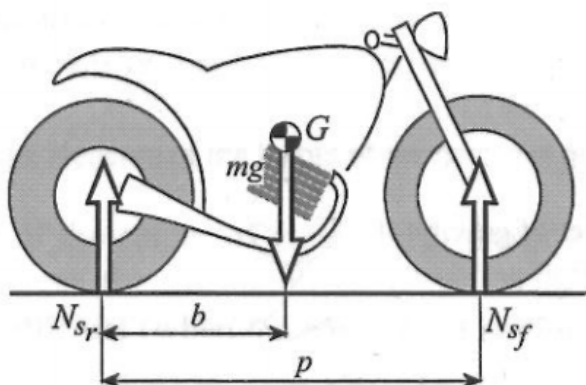


Figura 3.6.17. Posición longitudinal del centro de gravedad.

Donde, la distancia b corresponde a la longitud entre el centro de gravedad y el punto de contacto de la rueda trasera, la p es la distancia entre los ejes de las dos ruedas y N_{sr} y N_{sf} son las reacciones que aparecen en los puntos de apoyo de las ruedas por el peso del conjunto.

Para la ubicación del centro de gravedad el análisis que se realiza es estático.

Planteando el equilibrio de esfuerzos, obtenemos la siguiente expresión:

$$b = \frac{N_{sf} \cdot p}{mg} = p - \frac{N_{sr} \cdot p}{mg} \quad \text{Ecuación 23}$$

Por lo general, las cargas en las ruedas se expresan en porcentajes y de ahí la ecuación cambia.

$$\frac{\% \text{ carga delantera}}{\% \text{ carga trasera}} = \frac{N_{sf}/mg}{N_{sr}/mg} = \frac{b/p}{(p-b)/p}$$

Esta distribución de cargas, en el caso de las motos de carreras, suele ser mayor en la parte frontal de la moto bajo las condiciones de cargas estáticas por lo general. A la parte frontal le corresponde una carga de entre el 50-57 %, mientras que a la trasera 43-50%.

Si la carga en la parte delantera es mayor que en la trasera, la transferencia de carga será mayor y esto hará que tengamos mayor adherencia en la parte delantera, dificultando que perdamos el contacto con la superficie en la rueda delantera. Es por esta razón por lo que las motos de competición están más cargadas en su parte frontal. Esto además ayuda a compensar las cargas aerodinámicas que hacen que se aumenten las cargas en el neumático frontal y disminuyan en la trasera.

Si se plantea una situación más acorde con la realidad, con el piloto sobre la moto, el centro de gravedad se verá ligeramente desplazado para la parte posterior de la moto. De esta forma, la capacidad de frenada aumenta y se dificulta el vuelco de la moto hacia delante.

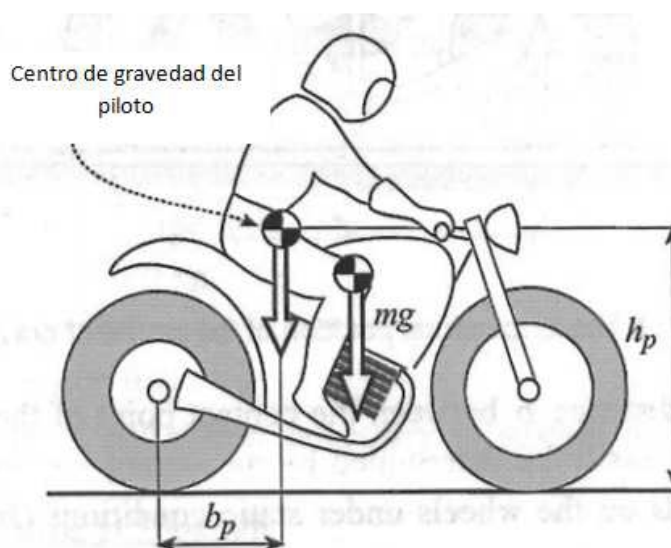


Figura 3.6.8. Desplazamiento del centro de gravedad a consecuencia del peso del motorista.

Con este desplazamiento hacia la parte trasera de la moto, la distribución de cargas será diferente y para el cálculo de su posición se tomará como referencia que la carga se distribuye equitativamente en ambas partes (50%-50%).

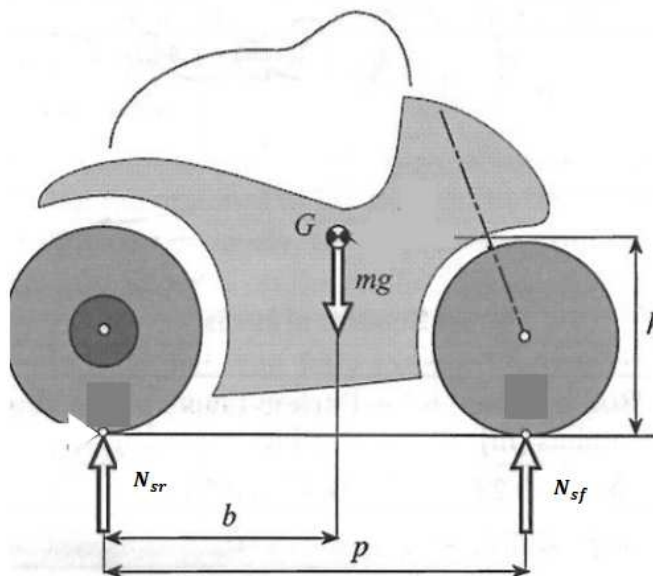


Figura 3.6.19. Distribución de cargas con el conjunto de moto-piloto.

Suponiendo una distribución igual en ambas partes de la moto y que la longitud entre ejes de las dos ruedas (p) es de 1,25 m según los datos ofrecidos, podremos obtener que la posición del centro de gravedad respecto a la rueda trasera sea la siguiente.

$$\frac{\% \text{ carga delantera}}{\% \text{ carga trasera}} = \frac{b/p}{(p-b)/p} = \frac{\% 50}{\% 50} = \frac{b/1250}{(1250-b)/1250} \Rightarrow b = 625 \text{ mm}$$

El resultado obtenido se encuentra en la mitad de los ejes de la rueda como era lógico al tratarse de una distribución igual en las dos partes de la moto. Además, cuando el piloto se retire de la moto, la distribución será mayor en la parte delantera al desplazarse el centro de gravedad hacia la parte delantera de la moto.

El otro factor a tener en cuenta es la altura del centro de gravedad que depende de coeficiente de tracción entre la rueda y la carretera tanto en la conducción como en la frenada. Con una tracción baja, es conveniente que la altura de del centro de gravedad sea mayor ya que esto ayudará en aumentar la capacidad de frenada y aceleración. En el caso de coeficientes altos, una menor altura del centro de gravedad ayudará a no llegar a casos límites de aceleración o frenada que puedan ocasionar vuelcos.

Por ello, se puede observar que la longitud y la altura del centro de gravedad deberán mantener un compromiso según la potencia o el uso que se le dará la motocicleta. Motocicletas de uso en

cualquier terreno, como pueden ser las motos de Cross, tienen un centro de gravedad más alto que aquellas motos potentes de carreras que se decantan por centros de gravedad más bajos. Para entender mejor el efecto de las distintas configuraciones posibles de la motocicleta según la posición que tenga su centro de gravedad (G), a continuación de mostraré un pequeño resumen:

- G adelantada: Se compensa la distribución de cargas en la aceleración, por el efecto de las fuerzas aerodinámicas. En la frenada aumenta la posibilidad de riesgo. Puede haber riesgo de sobre viraje.
- G atrasada: El efecto es el contrario al caso anteriormente expuesto. En la aceleración el riesgo de perder el contacto en la rueda delantera aumenta, mientras que en la frenada, su capacidad se ve favorecida.
- G elevada: En situación de aceleración, la rueda delantera tiende a levantarse. En la frenada, nos encontramos con el problema de un posible vuelco.
- G bajada: En situación de aceleración, la rueda trasera tiende a resbalar y en la frenada esta situación se da en la parte delantera.

Teniendo en cuenta los distintos factores, la altura del centro de gravedad varía entre los 0,4-0,55 m, aunque en presencia del piloto esta altura cambia a 0,5-0,7 m. Estos valores son orientativos ya que dependiendo de la masa del piloto o la geometría de la propia moto estos valores cambian.

En competición, la relación entre la distancia entre ejes de las ruedas (p) y la altura del centro de gravedad es de 0,3-0,4. Tomaremos el valor de 0,4 como válido para el cálculo de la altura de G.

$$\begin{cases} p = 1250 \text{ mm} \\ h/p = 0,4 \end{cases} \Rightarrow h = 500 \text{ mm}$$

Como ya se ha expuesto anteriormente, la altura oscilará entre 0,5-0,7 m en el caso que el piloto este sobre la moto tal y como lo corrobora el cálculo realizado. Para el cálculo de la carga más desfavorable, tomaremos este valor como valor orientativo y también el de 0,7 m para saber cual de ambas es la más extrema.

3.6.1.1.5 Cálculo de la carga más desfavorable

Para el cálculo de la carga más desfavorable que puede soportar el mecanismo, el primer cálculo a realizar es el tope de fuerza que puede soportar el muelle que vamos a emplear.

Conociendo que el recorrido útil del muelle son 50 mm y que su rigidez elástica (K) son 105 N/mm, podremos obtener la fuerza elástica máxima que puede soportar el resorte.

$$F_{e_{\max}} = K \cdot \text{Recorrido útil} = 105 \text{ N/mm} \cdot 50\text{mm} = 5250 \text{ N}$$

Esta carga será la máxima que podrá transmitir nuestro balancín a la unión con el muelle para evitar que suceda ningún problema.

Por tanto, se debe comprobar que en la peor de las condiciones de carga la moto nunca supere los 5250 N en el muelle para que no se supere el recorrido útil en ningún momento.

A continuación se expondrá la situación más desfavorable junto a su diagrama de esfuerzos. Esta situación corresponde a la figura 3.6.20 que se ha mostrado al principio. Se mostrará de nuevo la misma figura con el resto de las cargas que aparecen sobre el mecanismo.

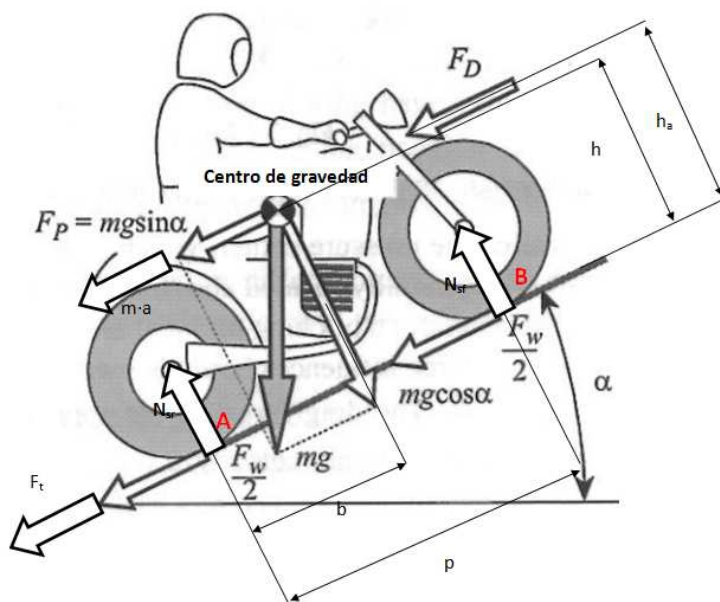


Figura 3.6.20. Esfuerzos en la situación más desfavorable.

Donde,

F_D : es la resistencia aerodinámica.

h_a : es la altura del centro de presiones donde se aplica la fuerza aerodinámica (F_D).

h : es la altura a la que se encuentra el centro de gravedad.

mg : es el peso del conjunto moto-piloto que se aplican en el centro de gravedad y se descomponen en dos ejes.

N_{sr} y N_{sf} : son las reacciones en la rueda delantera y en la trasera.

p : la distancia entre los dos ejes.

b : la distancia a la que se encuentra el centro de gravedad en referencia a la rueda trasera.

F_t : fuerza a tracción.

F_w : fuerza de rozadura que se divide en ambas ruedas.

α : pendiente en la que se encuentra el conjunto.

$m \cdot a$: fuerza inercial del sistema.

Con objeto de simplificar los cálculos, se tendrán en cuenta los siguientes aspectos, algunas de ellas previamente comentadas:

- En cuanto a las fuerzas:
 - La fuerza de empuje aerodinámica se puede considerar nula, y por tanto, la resistencia aerodinámica, F_D , es también despreciable.
- La altura del centro de presiones (donde se aplica F_D) y la del centro de gravedad es muy similar, por lo que se considerarán iguales: $h_a = h$

En cuanto a los datos que se proporcionan desde un principio, tenemos las siguientes:

- Teniendo en cuenta que las pendientes en el caso de la competición no son elevadas, la pendiente $\alpha = 5^\circ$.
- El peso del conjunto moto-piloto (m) será de 160 kg.
- La potencia del motor es de 36 CV y la velocidad a la que se da dicha potencia es de 11,11 m/s.

Teniendo en cuenta esas apreciaciones se planteará el equilibrio de esfuerzos en el punto A de la Figura 3.6.20.

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow mg \cdot \sin \alpha \cdot h + mg \cdot \cos \alpha \cdot (p - b) + m \cdot a \cdot h + F_D \cdot h - N_{sf} \cdot p$$

$$N_{sf} = \frac{mg \cdot \sin \alpha \cdot h + mg \cdot \cos \alpha \cdot (p - b) + m \cdot a \cdot h}{p} \quad \text{Ecuación 24}$$

El dato que nos falta de para obtener el resultado en la ecuación anterior es la aceleración (a). Se obtendrá con la siguiente relación de formulas dinámicas.

$$\begin{cases} P = F \cdot v \\ F = m \cdot a \end{cases} \Rightarrow a = \frac{P}{m \cdot v} \quad \text{Ecuación 25}$$

Donde, siguiendo los datos anteriores:

$$a = \frac{36 \text{ CV} \left(\frac{735,5 \text{ W}}{1 \text{ CV}} \cdot \frac{1 \text{ kg} \cdot \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}^3} \right)}{1 \text{ W}} \right)}{160 \text{ kg} \cdot 11,11 \text{ m/s}} = 26478 \text{ kg} \cdot \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}^3} \right) = 14,8954 \text{ m/s}^2$$

Una vez hemos obtenido el valor de la aceleración, se calculará la carga en la rueda trasera para el límite de 5250 N en el muelle. Como ya se ha comentado, se realizará el cálculo para la situación de h=500 mm y h=700 mm.

- h=500 mm:

$$\begin{aligned} N_{sf(h=500)} &= \\ &= \frac{160 \cdot 9,81 \cdot \sin 5 \cdot 500 + 160 \cdot 9,81 \cdot \cos 5 \cdot (1250 - 625) + 160 \cdot 14,8954 \cdot 500}{1250} = 1789,8391 \text{ N} \end{aligned}$$

- h=700 mm:

$$\begin{aligned} N_{sf(h=700)} &= \\ &= \frac{160 \cdot 9,81 \cdot \sin 5 \cdot 500 + 160 \cdot 9,81 \cdot \cos 5 \cdot (1250 - 625) + 160 \cdot 14,8954 \cdot 700}{1250} \\ &= 2171,1613 \text{ N} \end{aligned}$$

Al considerar siempre el caso más desfavorable, este corresponde a la mayor altura del centro de gravedad. Aplicando un coeficiente de seguridad a la fuerza obtenida, sabemos que la fuerza en la rueda trasera no debe superar los 2500 N en ningún momento para su correcto funcionamiento. Este dato es el que se utilizará en el posterior análisis tanto por ordenador como manual.

Para comprobar la validez del sistema que se ha diseñado, para un esfuerzo de 5250 N del resorte, el valor de la fuerza en la rueda trasera deberá ser mayor que 2500 N. De esta forma, nos aseguraremos que no se dará esa situación en ningún momento, evitando así el fallo.

3.6.1.2. Marco metodológico

Una vez analizado el cambio de comportamiento en la configuración que nos ofrece modificar los diferentes elementos de la suspensión, se procederá obtener la configuración necesaria para cumplir los requisitos que se exigen.

Primero de todo, se creará una configuración inicial que será orientativo y que se irá perfeccionando gracias al estudio previo hasta cumplir las exigencias.

Lo primero que se comprobará será que los elementos cumplen los límites que exige la competición, como es la longitud del basculante por ejemplo que ya viene determinada por la competición. Después, mediante un análisis cinemático obtenemos la curva de rigidez. Comprobaremos que la rigidez se mantiene constante en su fase inicial y aumenta su pendiente de gorma considerable en su parte final.

Una vez se haya cumplido ese requisito, comprobaremos si la rigidez reducida es de 20 N/mm en estado de reposo. Para ello se comprobará el punto exacto en el que la fuerza ejercida sobre la rueda corresponde a 800 N y se comparará ese instante en la curva de rigidez reducida para ver si su valor es cercano al que se busca.

Uno de los últimos requisitos es el que nos permite comprobar que la suspensión no va llegar a su tope. Para ello, debemos comparar la grafica en la que se muestra la fuerza en el muelle y la fuerza ejercida en la rueda trasera. Cuando la fuerza en el muelle es de 5250 N, la fuerza ejercida debe ser mayor que 2500 N.

Como último requisito, analizaremos las reacciones en los puntos de unión entre elementos con el objetivo de ver si son excesivos o en cambio son aceptables.

3.6.1.3. Técnicas y métodos

Primera alternativa

Para el dimensionamiento geométrico del conjunto del sistema de suspensión, se analizará esta primera alternativa. Las dimensiones cumplen los requerimientos geométricos que se exigen en la competición. Siguiendo esos primeros requerimientos se ha conformado esta primera alternativa. A continuación, se mostrará el conjunto y las dimensiones de los distintos elementos que la forman.

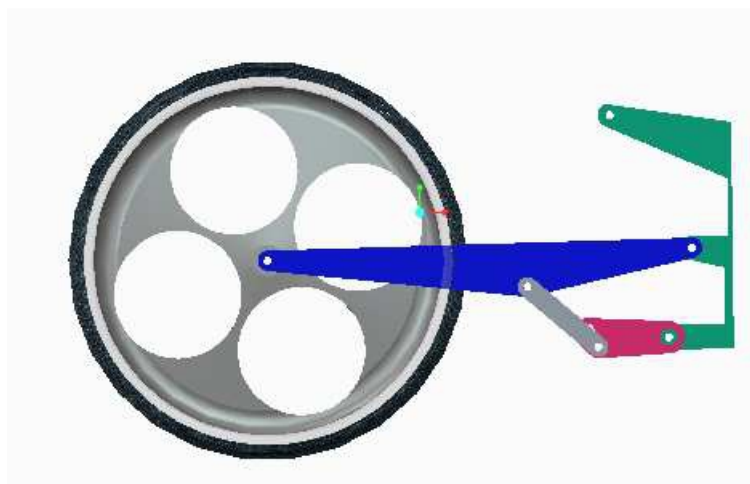


Figura 3.6.21. Primera alternativa del modelo.

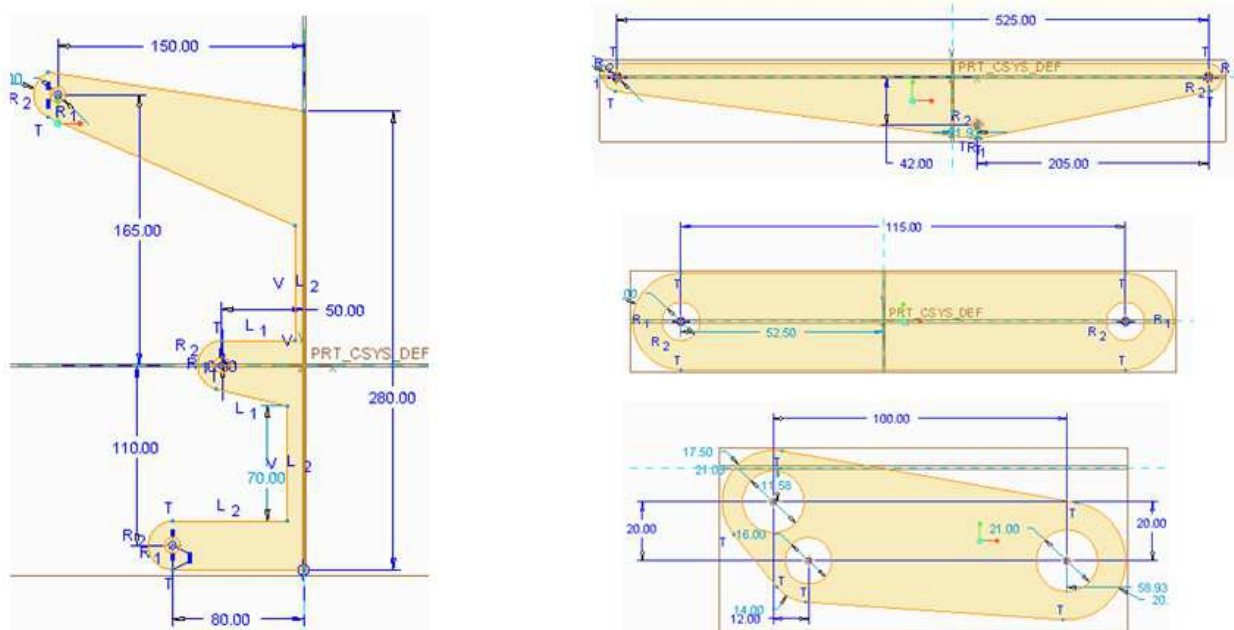


Figura 3.6.22. Geometría de las piezas de la primera alternativa.

Como se ha dicho, esta primera alternativa cumple los criterios geométricos debidos, ya que ese ha sido el criterio para su diseño a falta de más datos. Para ir recabando más información acerca de este primer modelo, comenzaremos con el análisis de la curva de rigidez que obtendremos tras un análisis cinemático del sistema.

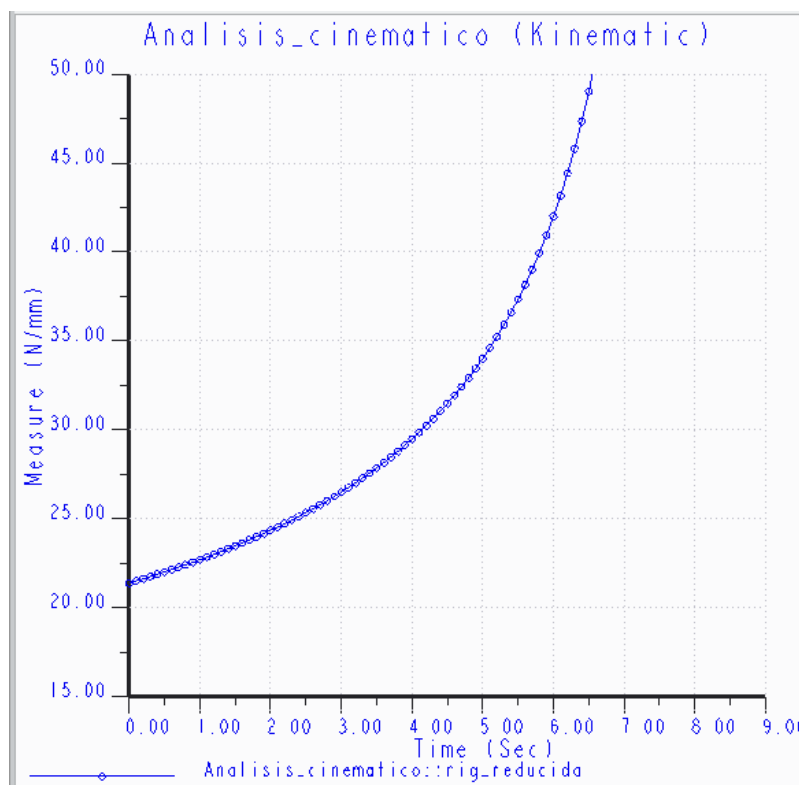


Figura 3.6.23. Curva de rigidez reducida del primer modelo.

La curva tiene un aspecto progresivo lo cual resulta interesante, pero tiene una progresividad bastante lineal. Carece, además, de un primer periodo de cierta constancia en su valor.

Como ya se ha especificado y demostrado en apartados anteriores, la carga que soportará la rueda con el peso del conjunto de la moto y el piloto rondará los 800 N. Para ese momento inicial la rigidez reducida del sistema debe ser de un valor lo más próximo posible a los 20 N/mm. Para calcular si en el caso de este modelo se cumple tal requisito, se compararán las siguientes dos graficas.

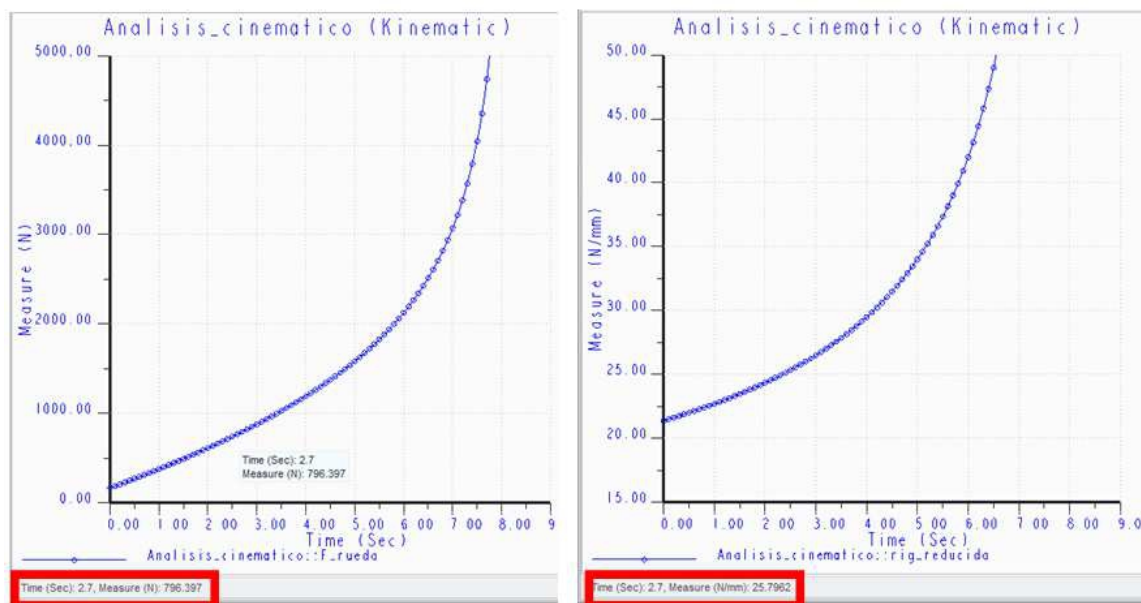


Figura 3.6.24. Gráfica de la fuerza ejercida en la rueda (izq.) y gráfica de la curva de rigidez reducida (dcha.).

La rigidez asciende a los 25,7962 N/mm para los 800 N en la rueda. Valor excesivo para el uso que le queremos dar a nuestra suspensión. Aun así, se continuará con su análisis para valorar si en otros aspectos esta alternativa muestra mejores resultados aplicables a las próximas.

Otro de los criterios a cumplir se refiere a la fuerza que se ejerce en la rueda cuando el amortiguador llega a la situación de colapso, es decir, cuando su recorrido alcance los 50 mm de máximo. Como se ha calculado con anterioridad, en la situación más crítica la rueda alcanzará los 2,5 KN de fuerza máxima por lo que debemos conseguir que la fuerza en nuestra rueda sea mayor que eso cuando se alcancen ese extremo. De esta forma conseguiremos evitar cualquier situación de colapso porque nuestro mecanismo es capaz de soportar fuerzas superiores a ese límite calculado.

Analizaremos las graficas correspondientes a la fuerza en el muelle y la fuerza en la rueda. Se analizará el punto en el que el muelle alcance los 5250 N que como se ha dicho es la fuerza que equivale a los 50 mm de recorrido. Después de concretar ese punto, se comparará con la grafica de la fuerza en la rueda que deberá ser mayor que la situación límite.

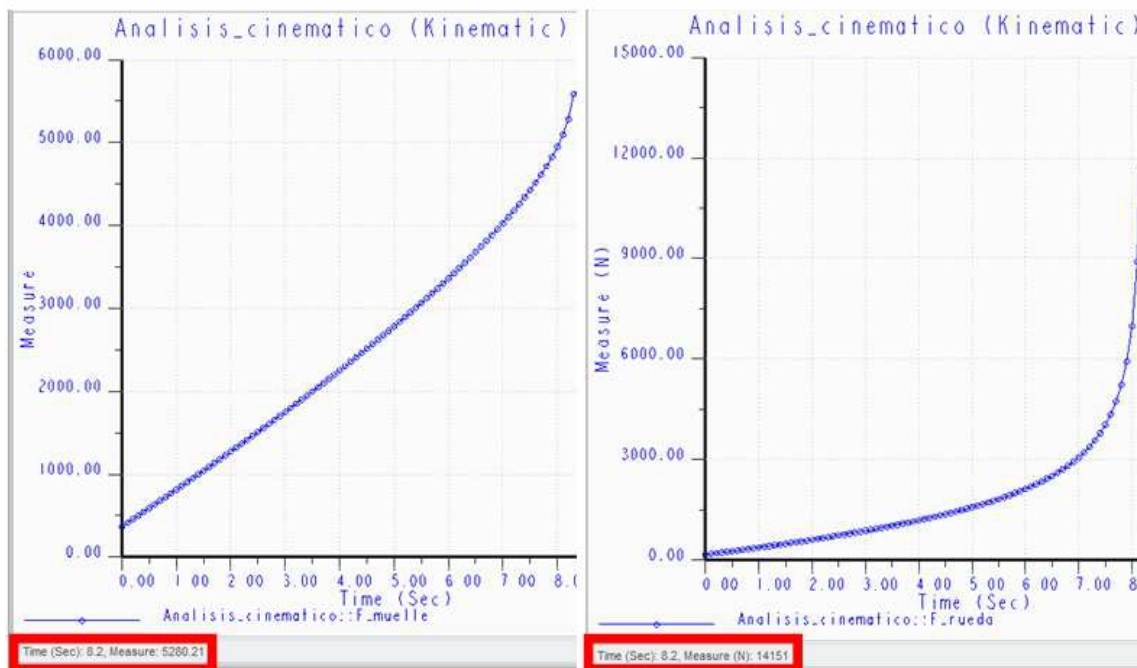


Figura 3.6.25. Gráfica de la fuerza en el muelle (izq.) y gráfica de la fuerza ejercida por la rueda en el basculante (dcha.).

Podemos observar que el valor para la carga de 5250 N en el muelle, corresponde un valor de 14151 N. Es un valor superior al necesario pero se considera excesivamente alta. Por lo que a este aspecto respecta, aunque cumpla el requisito establecido, será otro aspecto más a mejorar.

Para finalizar se analizarán las reacciones en los puntos de unión entre elementos con el fin de comparar con el resto de las alternativas y decidir si son desproporcionadas o se ajustan a la realidad. Supone un dato muy interesante ya que las dimensiones de los elementos de unión estarán determinadas por esos valores, lo que puede suponer un problema si las cavidades para colocarlas se encuentran muy cerca y las reacciones son excesivamente altas. Cabe detallar que estas reacciones se calcularan en la situación más límite que se encontrará la suspensión que será la situación de 2,5 KN en la rueda trasera que se ejerce directamente con ese mismo valor en el basculante.

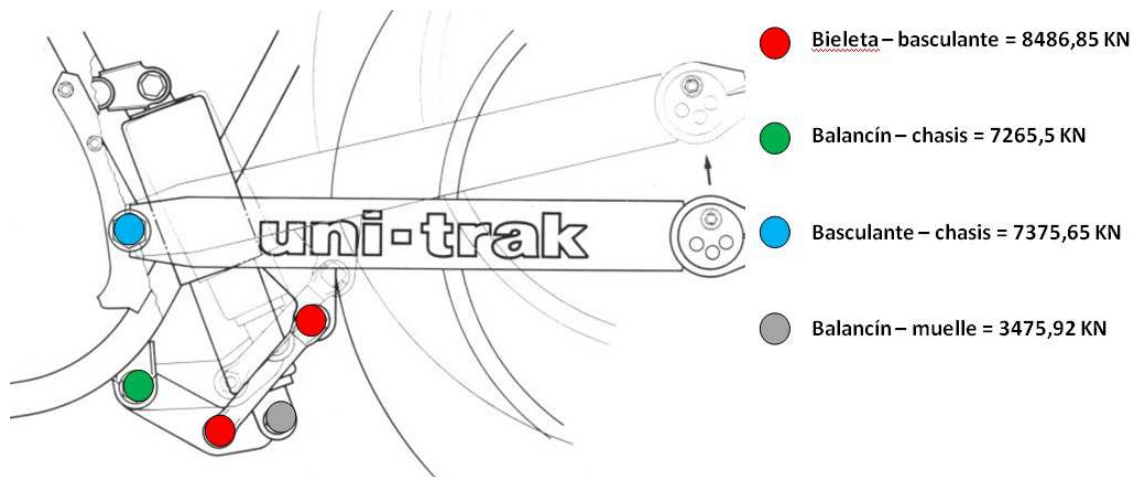


Figura 3.6.26. Reacciones en los puntos de unión entre elementos de la primera alternativa.

La bieleta trabajará a tracción o compresión por lo que las reacciones en sus extremos serán de igual modulo pero direcciones opuestas.

Parámetros	Situación	Magnitud
Rigidez reducida	$F_{rueda}=800\text{ N}$	25,7962 N/mm
Fuerza ejercida en la rueda (F)	$F_{muelle}= 5250\text{ N}$	14151 N
Reacciones		
Bieleta - basculante	8486,85 KN	
Balancín - chasis	7265,5 KN	
Basculante - chasis	7375,65 KN	
Balancín - muelle	3475,92 KN	

Tabla 6. Resumen de los valores obtenidos en la primera alternativa.

En el caso de las reacciones, conseguimos un aspecto interesante y a mantener para las próximas alternativas. Los valores no son altos por lo que no interferirán a la hora de diseñar la geometría para este caso y tampoco para los próximos si se consigue mantener este aspecto.

Resumiendo el cumplimiento de los requisitos planteados por la competición, este diseño no resulta de interés desde un punto de vista global. Aun así, los datos obtenidos resultan de carácter necesario para guiar los siguientes diseños hasta conseguir la alternativa óptima.

Segunda alternativa

Dado a los resultados poco interesantes obtenidos en el primer ensayo, se han hecho unos pequeños cambios en la geometría con el fin de acercarnos a con mayor calidad de resultado a los criterios presentados.

Se mostrarán a continuación las medidas de las distintas piezas y su geometría.

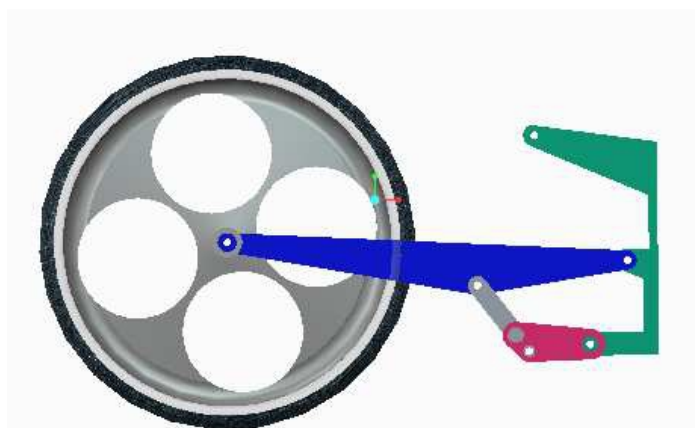


Figura 3.6.27. Segunda alternativa del modelo.

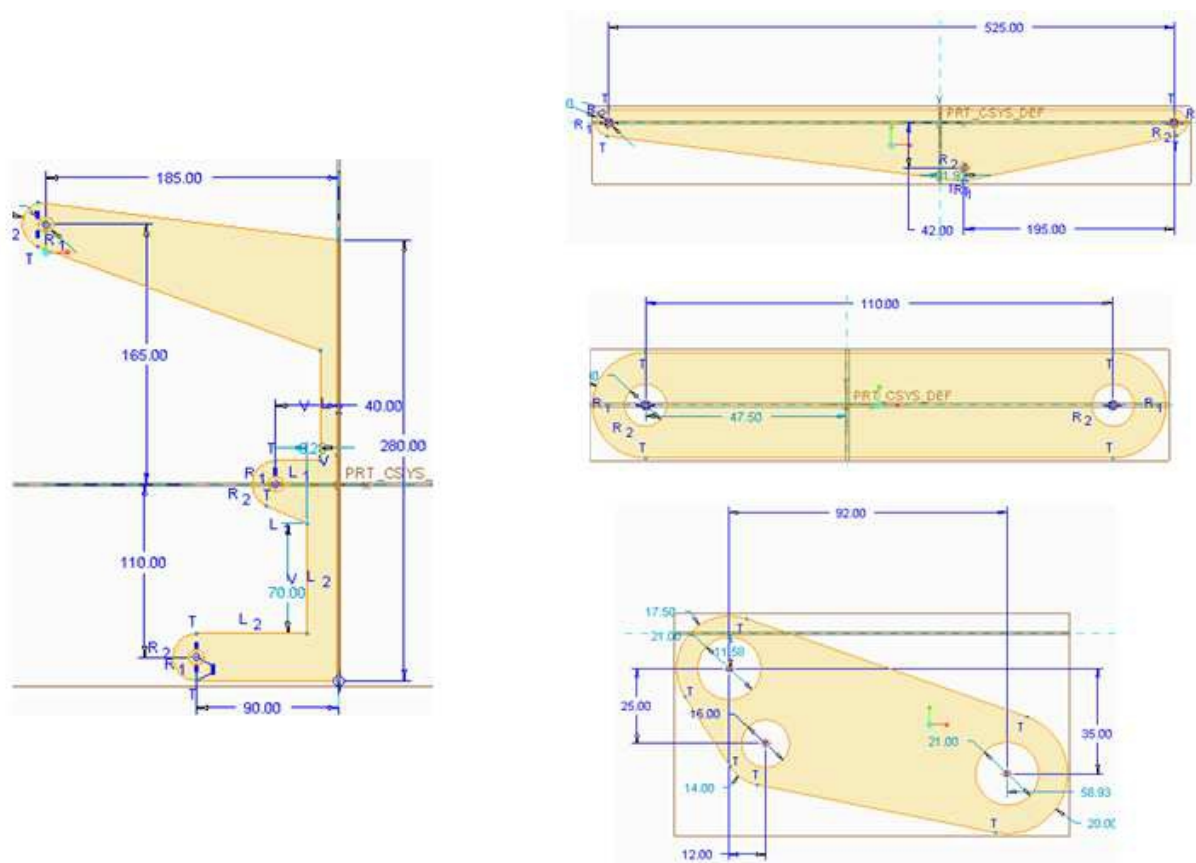


Figura 3.6.28. Geometría de las piezas de la segunda alternativa.

La nueva geometría expuesta cumple los requisitos geométricos de la competición por lo que se procederá al análisis de los siguientes criterios.

Primero de todos, se analizará la curva de rigidez del nuevo modelo.

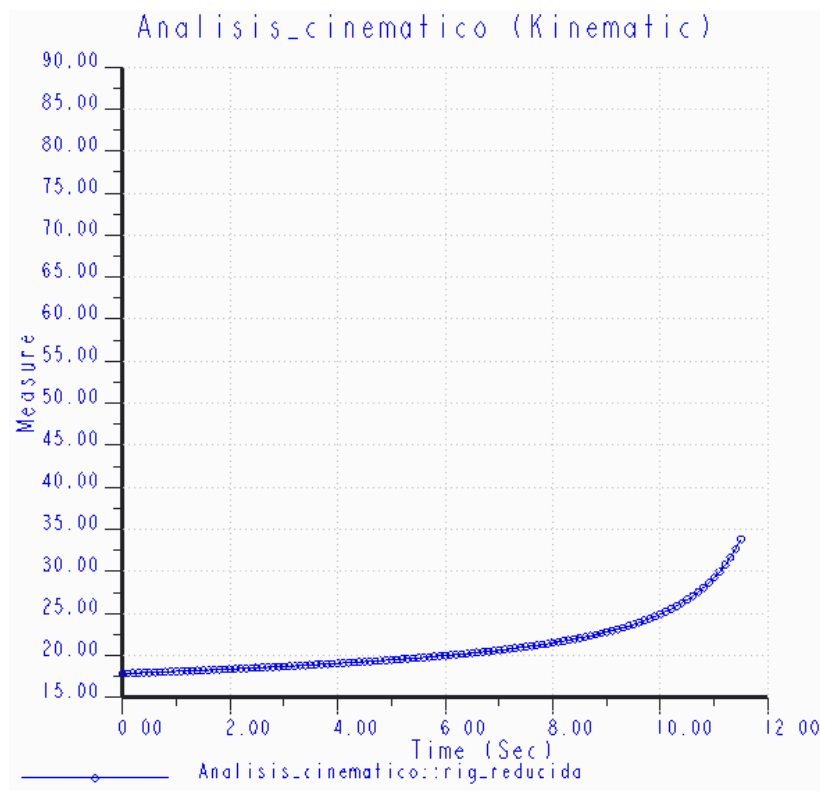


Figura 3.6.29. Curva de rigidez reducida del segundo modelo.

Esta grafica nos muestra un aspecto muy interesante de esta alternativa en comparación a la otra: la constancia en el intervalo inicial. En cambio, el valor final de la rigidez tras el análisis no parece tan elevada como se podría estar buscando, dando lugar a una posible que a primera vista parece excesivamente pequeña para los propósitos exigidos.

Siguiendo con el análisis de la rigidez reducida del sistema de suspensión, otro de los aspectos a tener en cuenta, es la rigidez inicial del sistema en reposo y con el piloto encima. Como se ha expuesto anteriormente esa fuerza equivale a 800N y la rigidez inicial deberá estar cerca de los 20 N/mm.

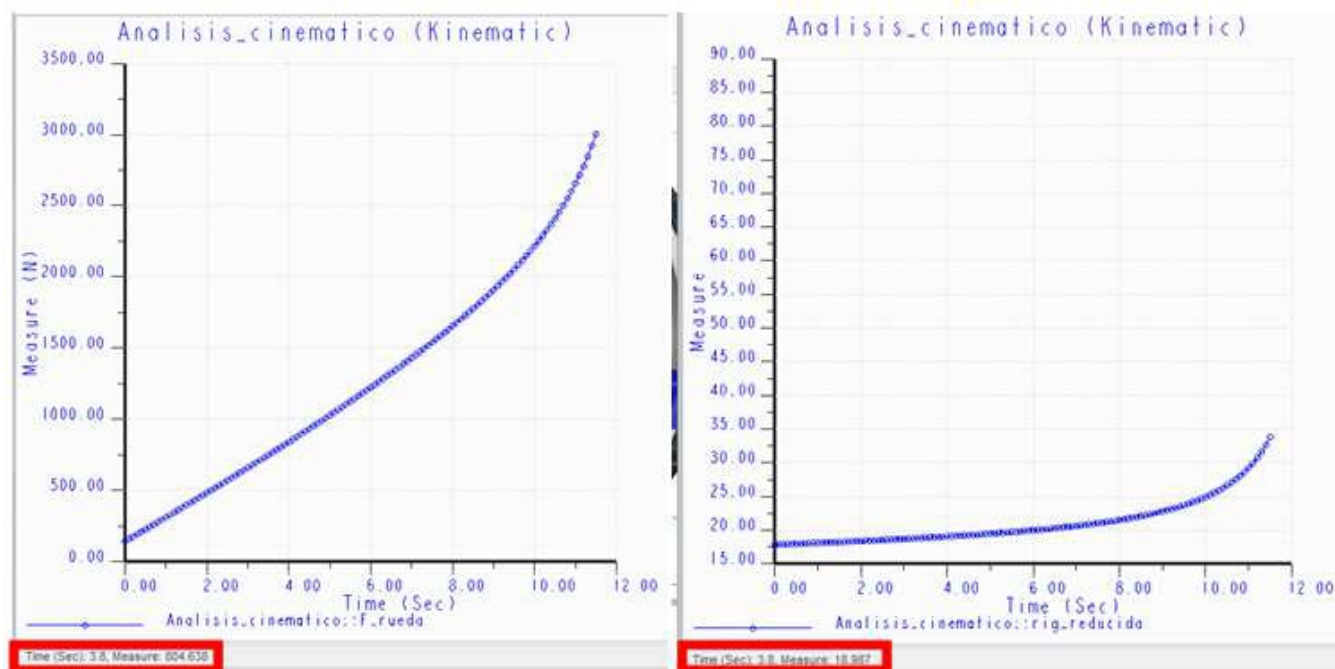


Figura 3.6.30. Gráfica de la fuerza ejercida en la rueda (izq.) y gráfica de la curva de rigidez reducida (dcha.).

En el análisis ese valor de la fuerza en la rueda se alcanza a los 3,8 s que si lo comparamos con el valor en la curva de rigidez corresponde al valor de 18,967 N/mm. Como ya se ha dicho, el valor que obtenemos con dicha geometría para la situación de reposo se encuentra por debajo de lo exigido. El margen no parece excesivo aunque es un aspecto a mejorar en futuras alternativas.

Analizaremos la fuerza que se ejerce en la rueda cuando el amortiguador llega a la situación de colapso para el cumplimiento del próximo criterio de diseño, es decir, cuando su recorrido alcance los 50 mm de máximo. Esta situación corresponde al valor más crítico al que se somete la rueda que alcanzará los 2,5 KN de fuerza máxima, por lo que debemos conseguir que la fuerza en nuestra rueda sea mayor que eso cuando se alcancen ese extremo. De esta forma conseguiremos evitar cualquier situación de colapso porque nuestro mecanismo es capaz de soportar fuerzas superiores a ese límite calculado.

Las graficas correspondientes a la fuerza en el muelle y la fuerza en la rueda nos proporcionarán la información necesaria para ello. Se analizará el punto en el que el muelle alcance los 5250 N que como se ha dicho es la fuerza que equivale a los 50 mm de recorrido. Después de concretar ese punto, se comparará con la grafica de la fuerza en la rueda que deberá ser mayor que la situación límite.

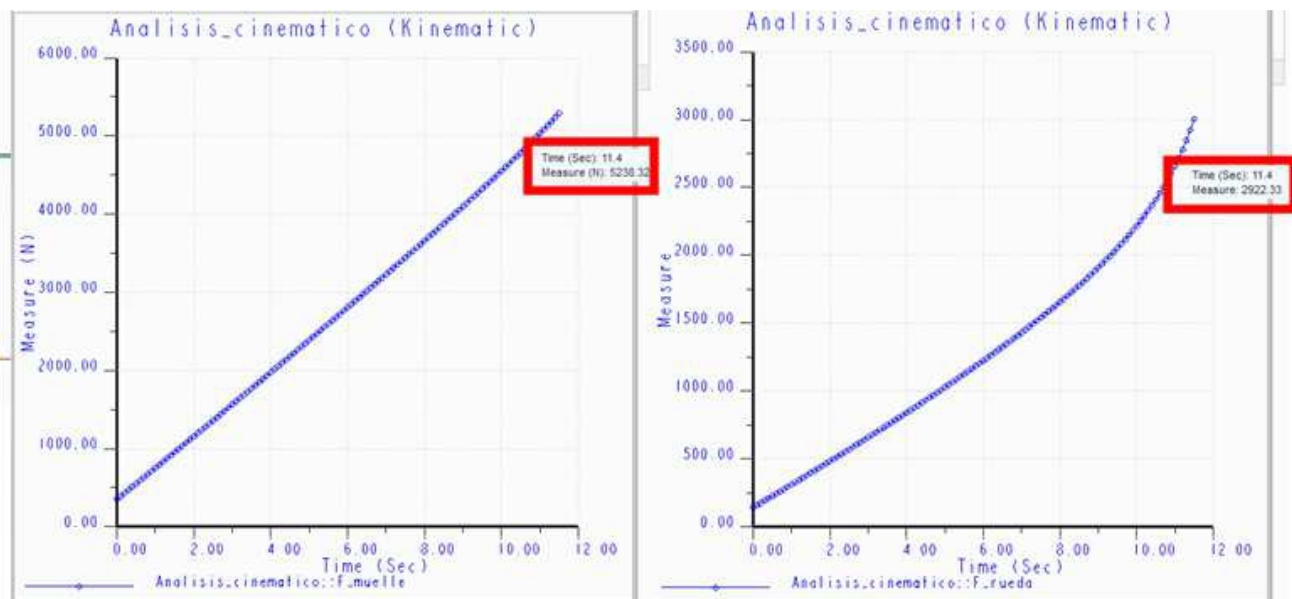


Figura 3.6.31. Gráfica de la fuerza en el muelle (izq.) y gráfica de la fuerza ejercida por la rueda en el basculante (dcha.).

Se alcanza una fuerza de 2922,33 N para el caso de máxima fuerza del muelle en todo su recorrido. Se cumple el requisito planteado antes.

$$2922,33 \text{ N} > 2500 \text{ N}$$

A continuación, se mostrarán las reacciones en las uniones entre elementos que obtendremos con el análisis estático.

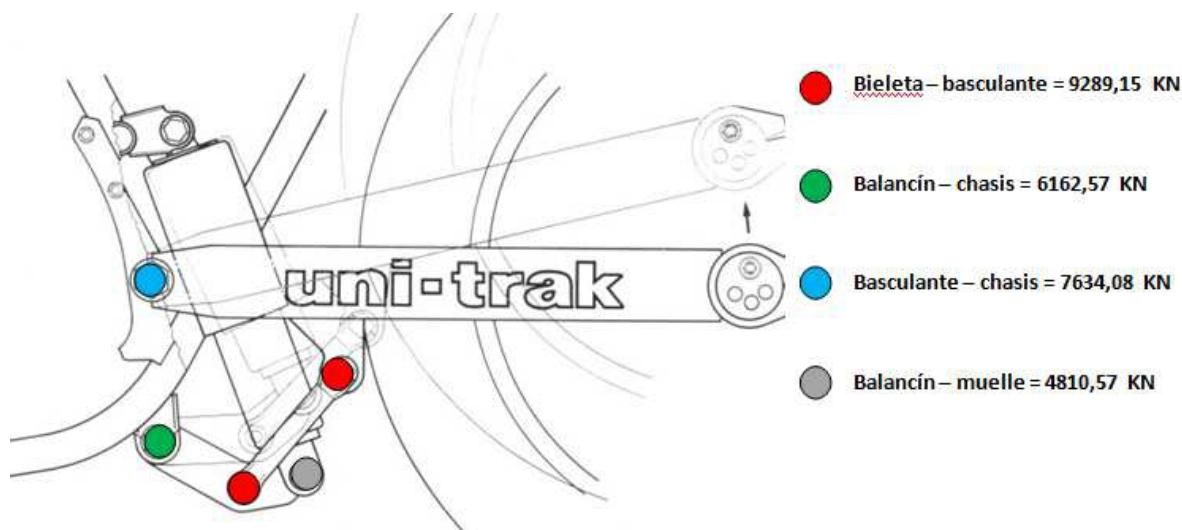


Figura 3.6.32. Reacciones en los puntos de unión entre elementos de la segunda alternativa.

Cabe recordar, como se ha añadido antes, la bieleta trabajará a tracción o compresión por lo que las reacciones en sus extremos serán de igual modulo pero direcciones opuestas.

Las reacciones son aceptables y se dan como validas para el posterior diseño de cada uno de los elementos. No parece que el tamaño de rotulas, rodamientos y de más elementos de unión puedan afectar al diseño expuesto.

Para el caso de límite máximo de carga, analizaremos la rigidez reducida correspondiente.

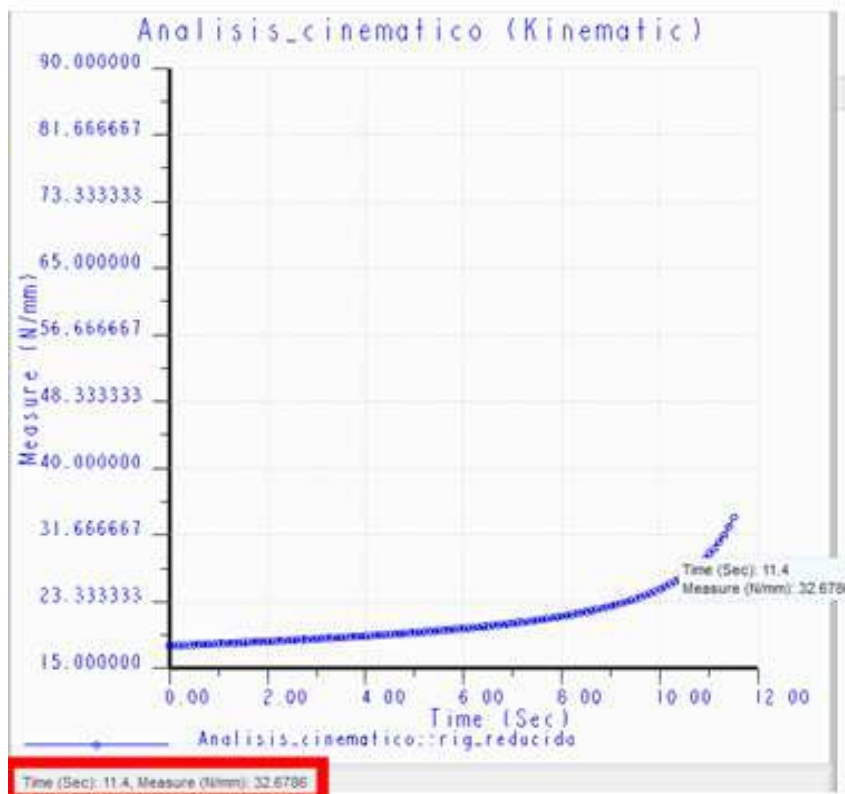


Figura 3.6.33. Grafica rigidez reducida para valor límite.

Como se ha mencionado en el análisis de la curva de rigidez de esta alternativa, la rigidez reducida final es muy pequeña para nuestro objetivo.

Para finalizar, una tabla con un breve resumen de los datos obtenidos y su posterior análisis global.

Parámetros	Situación	Magnitud
Rigidez reducida	$F_{rueda}=800\text{ N}$	18,967 N/mm
	$F_{rueda}=2500\text{ N}$	32,6786 N/mm
Fuerza ejercida en la rueda (F)	$F_{muelle}= 5250\text{ N}$	2922,33 N
Reacciones		
Bieleta - basculante	9289,15 KN	
Balancín - chasis	6162,57 KN	
Basculante - chasis	7634,08 KN	
Balancín - muelle	4810,57 KN	

Tabla 7. Resumen de los valores obtenidos en la segunda alternativa.

La rigidez reducida en situación de reposo es relativamente pequeña y la de la situación límite no es tan grande como debería ser a pesar que la constancia en el periodo inicial del recorrido es muy buena. Las reacciones, a su vez, son aceptables. Por todo ello, se deberá mejorar esta alternativa para ajustar esos últimos parámetros a los criterios que se buscan.

Tercera alternativa

Por último, se mostrará la tercera alternativa de las distintas geometrías, cuyo proceso de estudio presenta el mismo procedimiento que en los casos anteriores. Primero se mostrará la geometría del conjunto y se especificarán las medidas de cada una de las piezas, que han sido modificadas según los criterios anteriormente analizados.

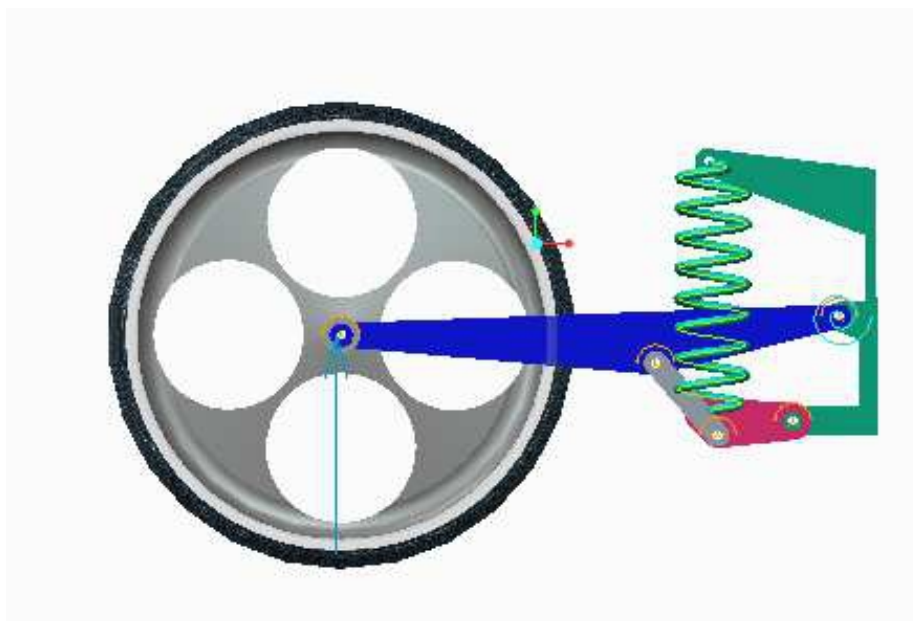


Figura 3.6.34. Tercera alternativa del modelo.

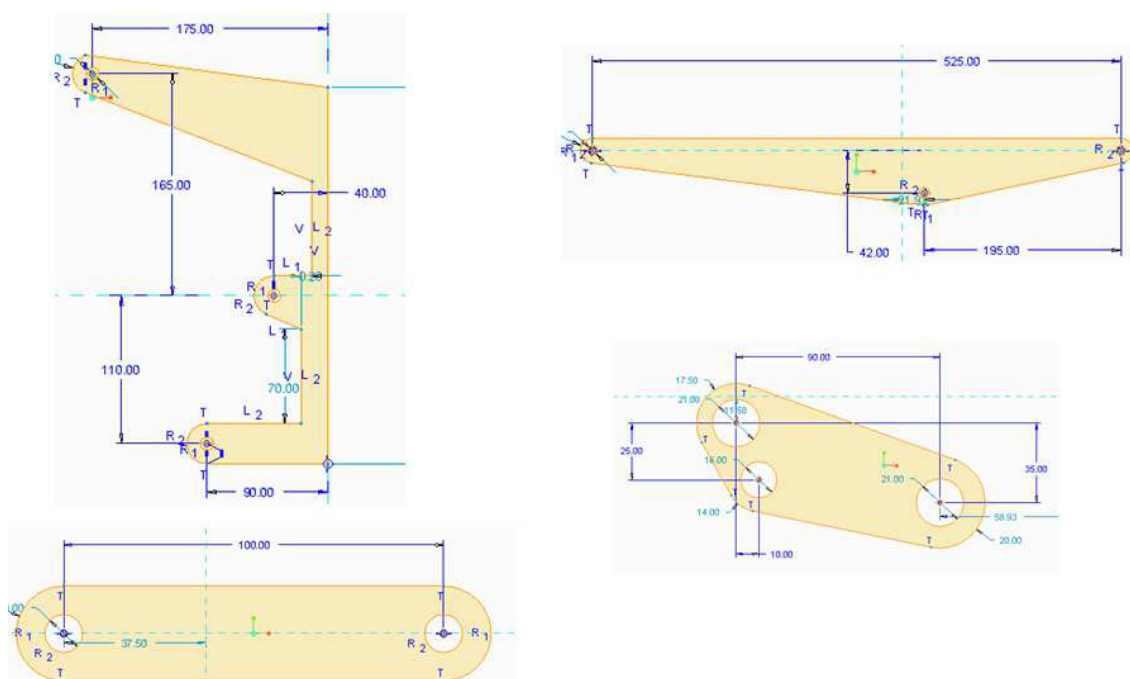


Figura 3.6.35. Geometría de las piezas de la tercera alternativa.

Como se puede ver, las dimensiones cumplen los requisitos geométricos exigidos por la competición por lo que se puede proceder al análisis de la geometría en su conjunto.

Primero se analizará la exigencia de la rigidez. Para ello analizaremos la curva de rigidez obtenida que se montará a continuación.

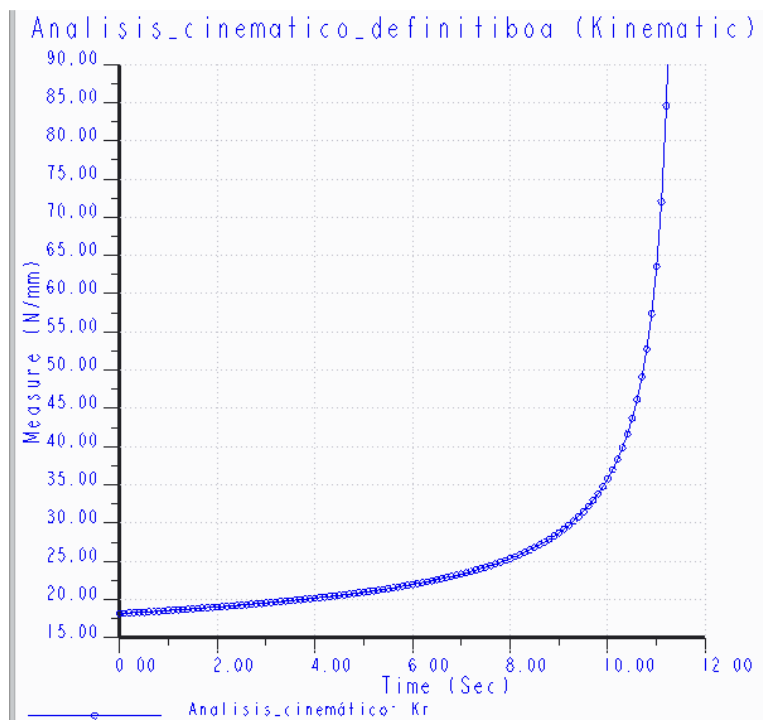


Figura 3.6.36. Curva de rigidez reducida del tercer modelo.

Como se puede observar, la grafica nos muestra un conjunto cuya rigidez se mantiene bastante constante al inicio, respetando uno de las premisas que se piden para el diseño. En cambio en la parte final muestra una pendiente muy pronunciada lo que evitará el bloque del sistema, aspecto importante a la hora de su uso.

Otro de los aspectos a tener en cuenta, es la rigidez inicial del sistema en reposo y con el piloto encima. Como se ha expuesto anteriormente esa fuerza equivale a 800N y la rigidez inicial deberá estar cerca de los 20 N/mm.

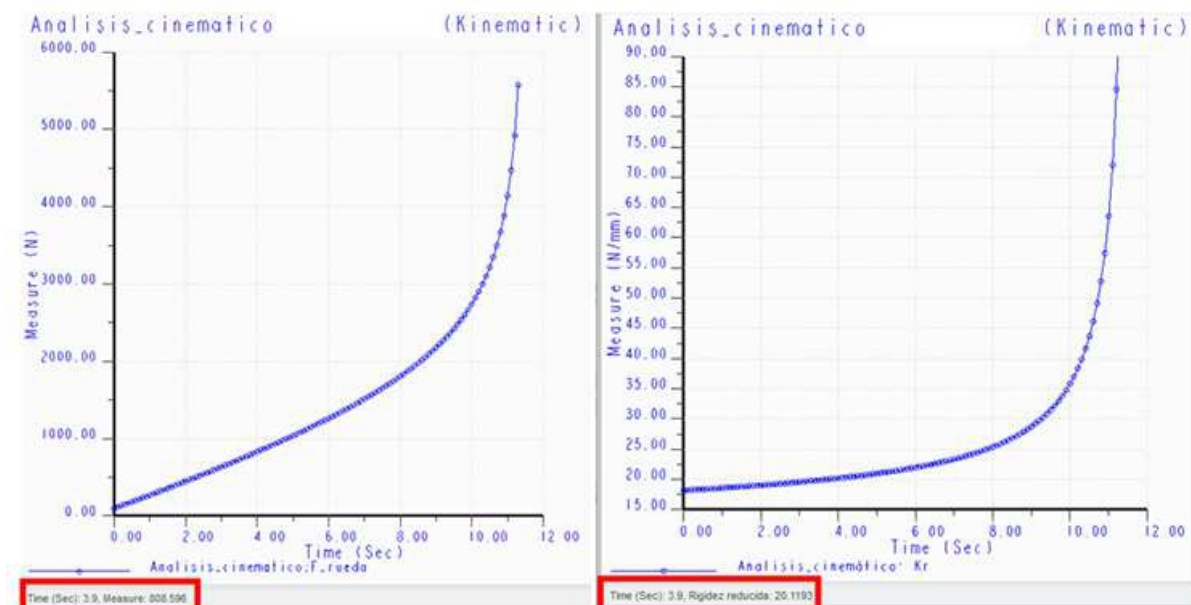


Figura 3.6.37. Gráfica de la fuerza ejercida en la rueda (izq.) y gráfica de la curva de rigidez reducida (dcha.).

El sistema adquiere un valor de 20,1193 N/mm cuando la fuerza ejercida sobre la rueda trasera alcanza el valor estimado. Se podría decir que cumple lo exigido para el diseño óptimo. Además de eso, podemos observar que se mantiene casi constante al inicio, detalle que resulta interesante.

Otro de los criterios a cumplir se refiere a la fuerza que se ejerce en la rueda cuando el amortiguador llega a la situación de colapso, es decir, cuando su recorrido alcance los 50 mm de máximo. Como se ha calculado con anterioridad, en la situación más crítica la rueda alcanzará los 2,5 KN de fuerza máxima por lo que debemos conseguir que la fuerza en nuestra rueda sea mayor que eso cuando se alcancen ese extremo. De esta forma conseguiremos evitar cualquier situación de colapso porque nuestro mecanismo es capaz de soportar fuerzas superiores a ese límite calculado.

Analizaremos las graficas correspondientes a la fuerza en el muelle y la fuerza en la rueda. Se analizará el punto en el que el muelle alcance los 5250 N que como se ha dicho es la fuerza que equivale a los 50 mm de recorrido. Después de concretar ese punto, se comparará con la grafica de la fuerza en la rueda que deberá ser mayor que la situación límite.

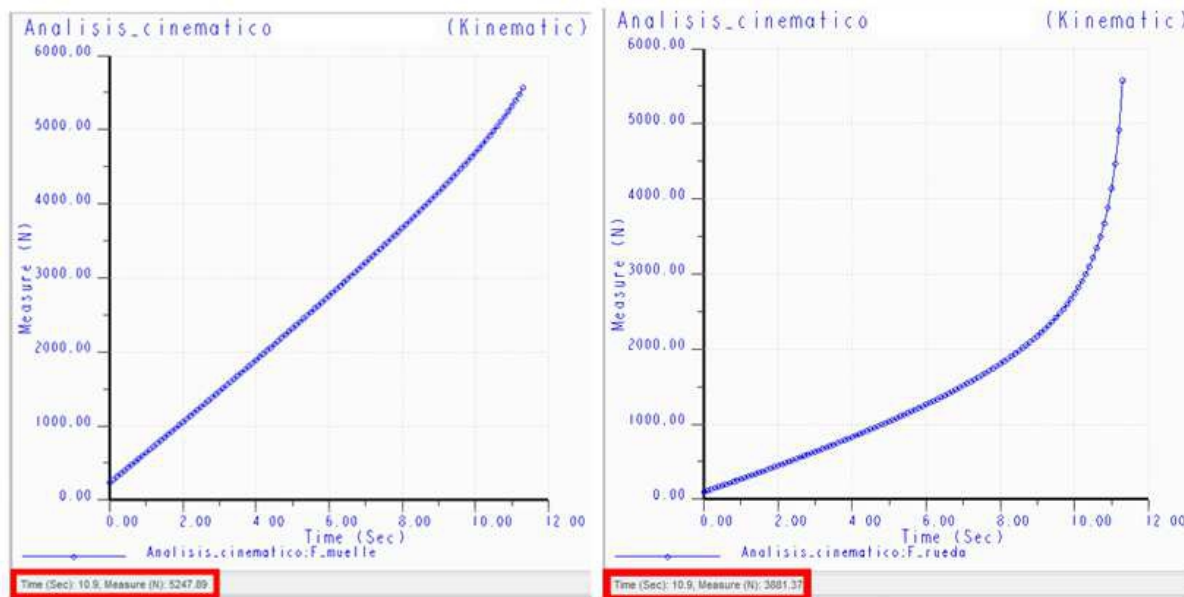


Figura 3.6.38. Gráfica de la fuerza en el muelle (izq.) y gráfica de la fuerza ejercida por la rueda en el basculante (dcha.).

Observamos que la magnitud que alcanza la fuerza ejercida por la rueda en la situación de recorrido máximo, es superior a la fuerza en la situación más extrema. De esta forma sabemos que se evitará el colapso.

$$3881,37 \text{ N} > 2500 \text{ N}$$

Una vez cumplidos de una forma notablemente satisfactoria estos criterios, analizaremos las distintas reacciones en las uniones entre elementos.

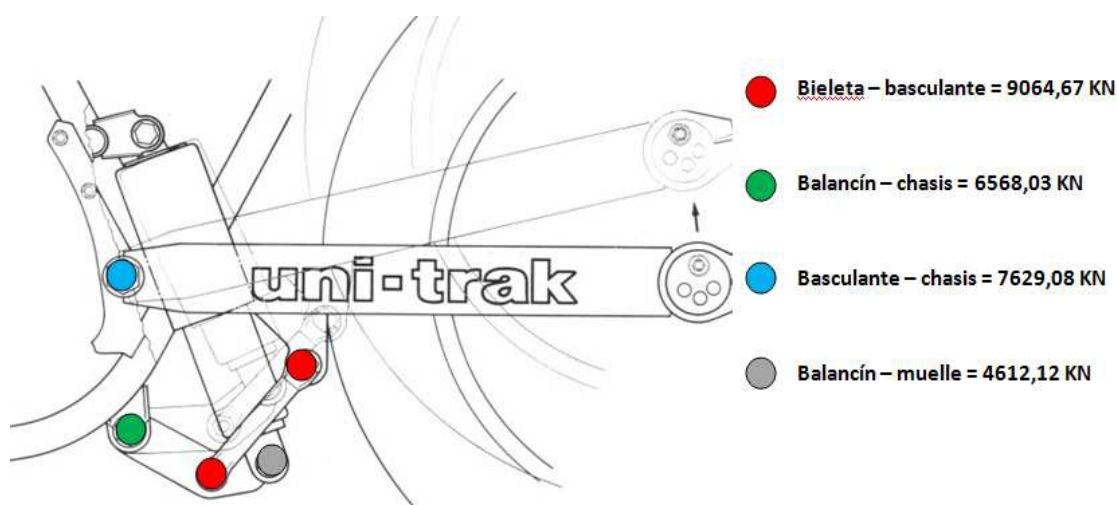


Figura 3.6.39. Reacciones en los puntos de unión entre elementos de la tercera alternativa.

Cabe recordar, como se ha añadido antes, la bieleta trabajará a tracción o compresión por lo que las reacciones en sus extremos serán de igual modulo pero direcciones opuestas.

Excepto en la unión entre la bieleta y el basculante, las demás reacciones se pueden considerar no muy elevadas o al menos suficientes para que los elementos de unión no interfieran en el diseño.

Analizando la curva de la rigidez reducida del sistema, podemos ver que en la fase final adquiere valores elevados, pero la razón para ello es que se ha dejado correr un poco más al análisis para analizar la situación posterior en caso que se utilizara un muelle de mayor recorrido. En el punto límite de los 2,5 KN el resorte alcanzaría una rigidez de 57,4368 N/mm.

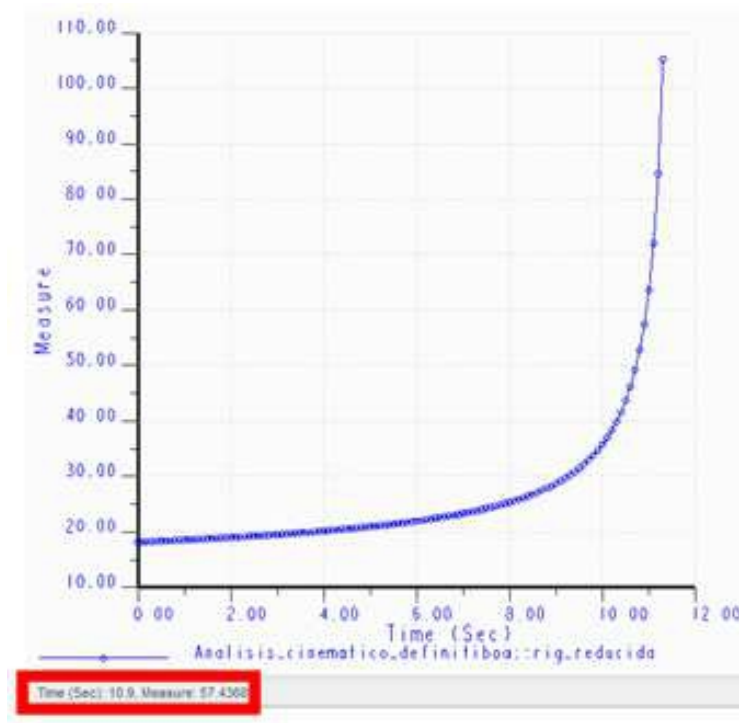


Figura 3.6.40. Grafica rigidez reducida para valor límite.

Después de comprobar que cumple los criterios expuestos y las reacciones se consideran no elevadas en comparación, se ha elegido esta alternativa para su posterior desarrollo. Tiene una menor linealidad que el resto, cumpliendo rigurosamente la normativa en cuanto a geometría.

Para concluir se añadirá una pequeña tabla a modo de resumen con los resultados obtenidos.

Parámetros	Situación	Magnitud
Rigidez reducida	$F_{rueda}=800 \text{ N}$	20,1193 N/mm
	$F_{rueda}=2500 \text{ N}$	57,4368 N/mm
Fuerza ejercida en la rueda (F)	$F_{muelle}= 5250 \text{ N}$	3881,37 N
Reacciones		
Bieleta - basculante	9064,67 N	
Balancín - chasis	6568,03 N	
Basculante - chasis	7629,08 N	
Balancín - muelle	4612,12 N	

Tabla 8. Resumen de los valores obtenidos en la tercera alternativa.

3.6.1.4. Procesamiento de datos

3.6.1.4.1 Definición de las cargas de entrada del sistema

Cálculo y comprobación de las reacciones

En este apartado se realizará un cálculo de las reacciones de las uniones entre los elementos que forman el sistema de suspensión. De esta forma, comprobaremos que los datos obtenidos mediante el programa Creo Parametric 2.0. La importancia de comprobar si estos valores son correctos se debe a que de ellos depende la selección de los elementos de unión que se realizará posteriormente. Nos ayudará a la hora de verificar si las expresiones obtenidas son las mismas que se han empleado para el desarrollo de la misma en el programa.

Como ya se ha explicado a la hora de analizar las distintas alternativas estudiadas hasta conseguir el diseño idóneo, las reacciones se analizarán para el caso más desfavorable, cuando la fuerza ejercida por la rueda en el basculante alcance los 2,5 KN.

Para comenzar con la comprobación de estos valores, necesitaremos una serie de datos que obtendremos del mismo programa. Una de ellas será la distancia entre los distintos puntos de unión de la geometría que se está diseñando.

Las fuerzas que conocemos desde el inicio serán la fuerza ejercida por la rueda al basculante y la fuerza del muelle que se podrá calcular analizando su recorrido hasta la situación más desfavorable que se está analizando. En este caso se corresponde al instante de $t= 9,65s$.

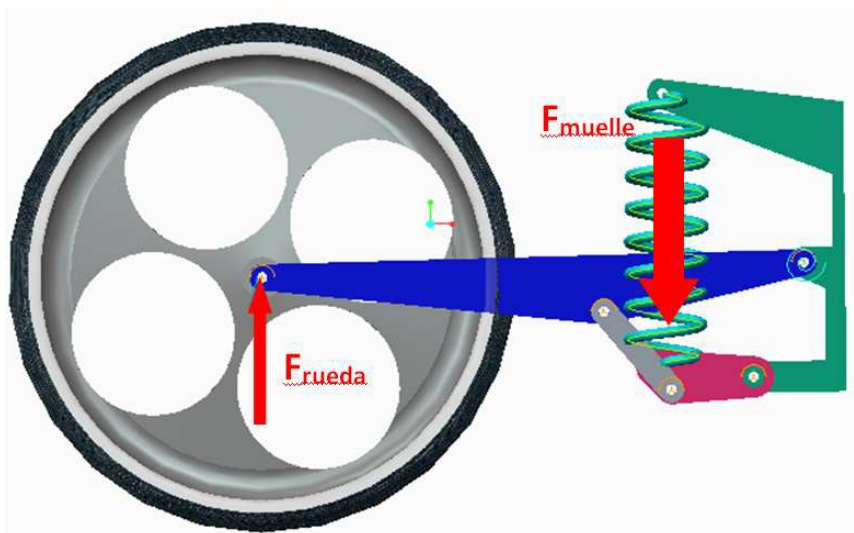


Figura 3.6.41. Esfuerzos que son datos.

La fuerza elástica en el muelle se podrá conseguir analizando el recorrido realizado en el momento más crítico. Este dato se sacará mediante el Creo Parametric. Gracias a la ecuación de la fuerza elástica de un muelle obtenemos el siguiente valor:

$$F_{\text{muelle}} = K \cdot (L_{m0} - L_m) = 105 \text{ N/mm} \cdot (268 - 224,075) \text{ mm} = 4612,125 \text{ N}$$

Aparte del dato obtenido, se pudo corroborar que en el momento más crítico no se supera los 50 mm de recorrido máximo. Por lo tanto, podemos ver que los datos principales, además de las medidas entre los diferentes puntos que se especificarán detalladamente al analizar cada uno de ellos, son los siguientes:

$$F_{\text{muelle}} = 4,6 \text{ KN}$$

$$F_{\text{rueda}} = 2,5 \text{ KN}$$

3.6.1.4.2 Validación de la configuración

Comprobación de las reacciones en el balancín

En el caso del balancín, se encuentra unido a las siguientes piezas: el chasis, la bieleta y el muelle. En el caso de la bieleta la dirección de la fuerza que actúa sobre él y afectará al balancín es en la misma dirección del eje de la bieleta, ya que este elemento soportará esfuerzos de tracción o compresión solamente al tratarse de un elemento barra. Por otro lado la magnitud de la fuerza elástica ejercida por el resorte es conocida y calculada anteriormente. La dirección también es conocida, la misma que la del propio muelle.

A continuación se mostrará un esquema de las reacciones que aparecerán sobre la pieza. Además también se añadirá un esquema en el que se expondrán las dimensiones geométricas que necesitaremos para su cálculo después.

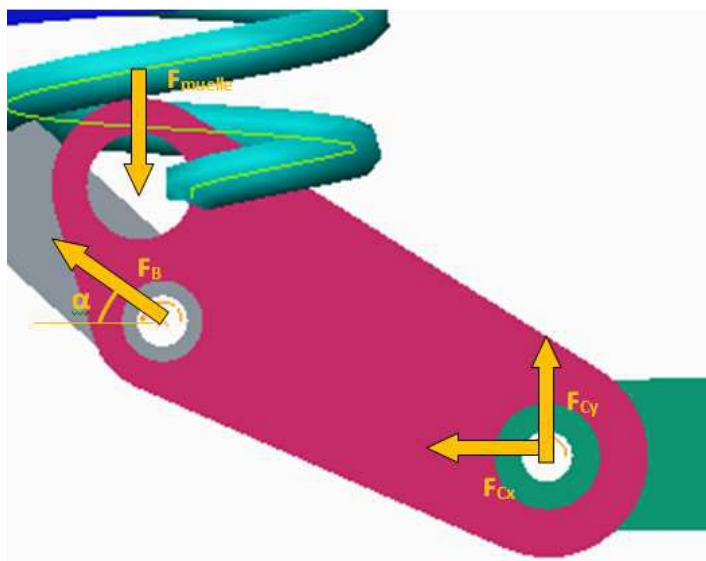


Figura 3.6.42. Diagrama de reacciones en el balancín.

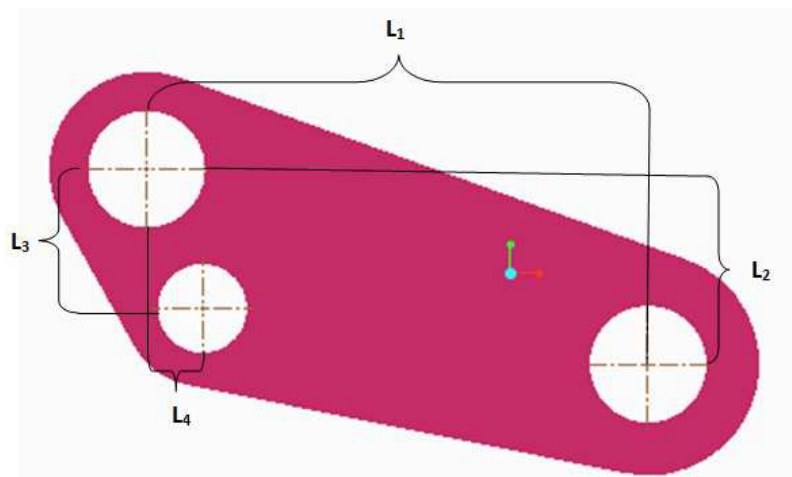


Figura 3.6.43. Geometría del balancín para el estudio de reacciones.

Se plantearán los equilibrios de momentos en los tres puntos de unión para obtener los valores necesarios.

$$\sum M_{muelle} = 0 \Rightarrow F_{Cy} \cdot L_1 + F_{Cx} \cdot L_2 + F_B \operatorname{sen} \alpha \cdot L_4 - F_B \operatorname{cos} \alpha \cdot L_4 = 0 \quad \text{Ecuación 26}$$

$$\sum M_B = 0 \Rightarrow F_{muelle} \cdot L_4 + F_{Cx} \cdot (L_2 - L_3) + F_{Cy} \cdot (L_1 - L_4) = 0 \quad \text{Ecuación 27}$$

$$\sum M_C = 0 \Rightarrow F_{muelle} \cdot L_1 - F_B \operatorname{sen} \alpha \cdot (L_1 - L_4) - F_B \operatorname{cos} \alpha \cdot (L_2 - L_3) = 0 \quad \text{Ecuación 28}$$

Los datos geométricos que proporciona el programa son los siguientes.

$$L_1 = 90 \text{ mm}$$

$$L_2 = 35 \text{ mm}$$

$$L_3 = 25 \text{ mm}$$

$$L_4 = 12 \text{ mm}$$

$$\alpha = 28,22^\circ$$

Gracias a los datos que sabemos y a la última ecuación de equilibrio de momentos en el punto de unión entre el chasis y el balancín, conseguiremos despejar una de las incógnitas que será la reacción entre bieleta y balancín. Seguido, resolveremos las reacciones en el chasis.

$$F_B = \frac{-F_{muelle} \cdot 90}{-78 \cdot \operatorname{sen} \alpha + 10 \operatorname{cos} \alpha} = 8,9 \text{ KN}$$

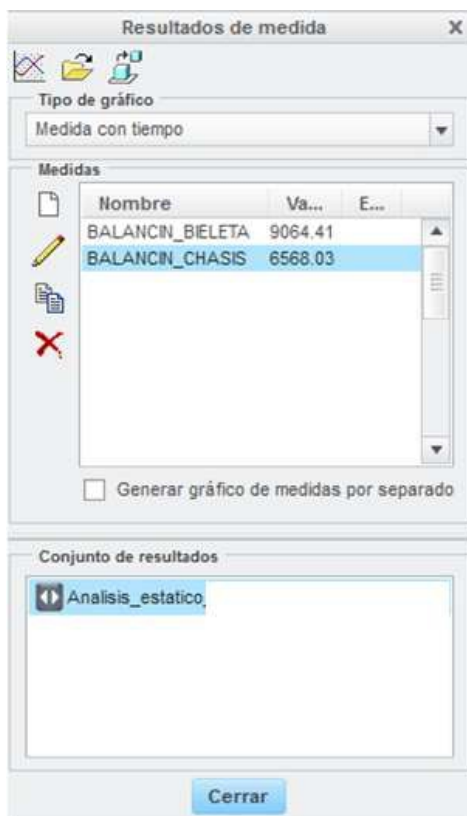


Figura 3.6.45. Reacciones en el balancín mediante Creo Parametric.

Como se puede observar los valores son muy parecidos por lo que se da por valido los valores conseguidos.

Valores de los esfuerzos (KN)	PTC Creo	Comprobación
Unión balancín-bieleta	9,1	8,9
Unión balancín-chasis	6,6	6,59

Tabla 9. Resumen de los valores.

Análisis de las reacciones en la bieleta

La bieleta es un elemento barra que trabajara a tracción o compresión. En este caso será a tracción por lo que las fuerzas tendrán el mismo modulo y dirección pero en sentido contrario. El valor obtenido corresponde al de la unión entre bieleta y balancín. Con estos datos, el esquema que se plantea para esta pieza es el siguiente.

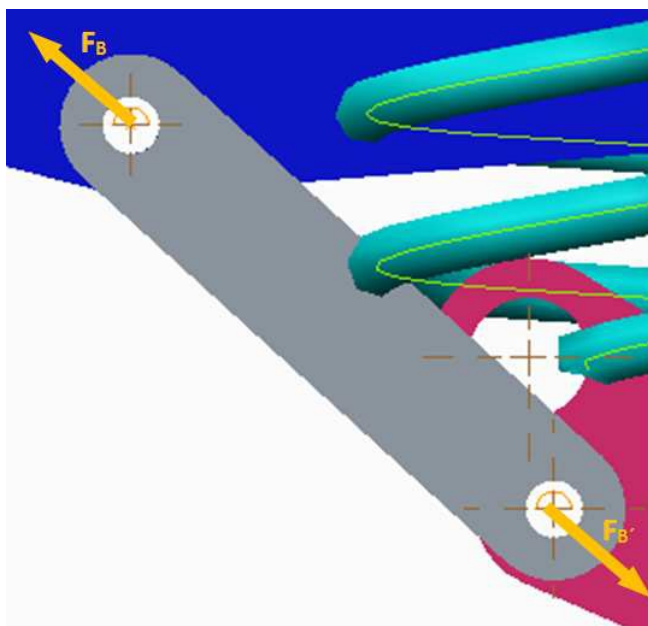


Figura 3.6.46. Diagrama de reacciones en la bieleta.

$$F_B = F_{B'} = 9,1 \text{ KN}$$

Análisis de las reacciones en el basculante

El basculante está unido al chasis, a la bieleta y al eje de la rueda. Los esfuerzos en los puntos de unión con la bieleta y el eje de la rueda son conocidos, uno porque se ha obtenido mediante el cálculo en piezas anteriores y el otro porque es el dato que se ha obtenido mediante el análisis de la situación más desfavorable.

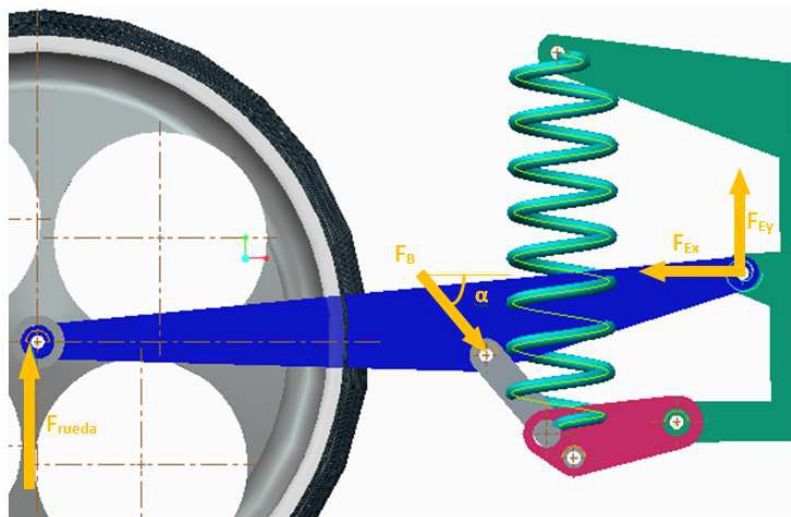


Figura 3.6.47. Diagrama de reacciones en el basculante.

$$F_{rueda} = 2,5 \text{ KN}$$

$$F_B = 9,06 \text{ KN}$$

Se plantearán de nuevo las formulas que equilibrios de momentos en los tres puntos de unión citados anteriormente.

$$\sum M_E = 0 \Rightarrow - F_{rueda} \cdot L_5 + F_B \text{sen}\alpha \cdot L_6 + F_B \text{cos}\alpha \cdot L_7 = 0 \tag{Ecuación 29}$$

$$\sum M_B = 0 \Rightarrow F_{Ey} \cdot L_6 - F_{Ex} \cdot L_7 - F_{rueda} \cdot (L_5 - L_6) = 0 \tag{Ecuación 30}$$

$$\sum M_F = 0 \Rightarrow F_{Ey} \cdot L_5 - F_B \text{sen}\alpha \cdot (L_5 - L_6) - F_B \text{cos}\alpha \cdot L_7 = 0 \tag{Ecuación 31}$$

Las dimensiones geométricas que obtenemos por medio del programa son los que se muestran abajo.

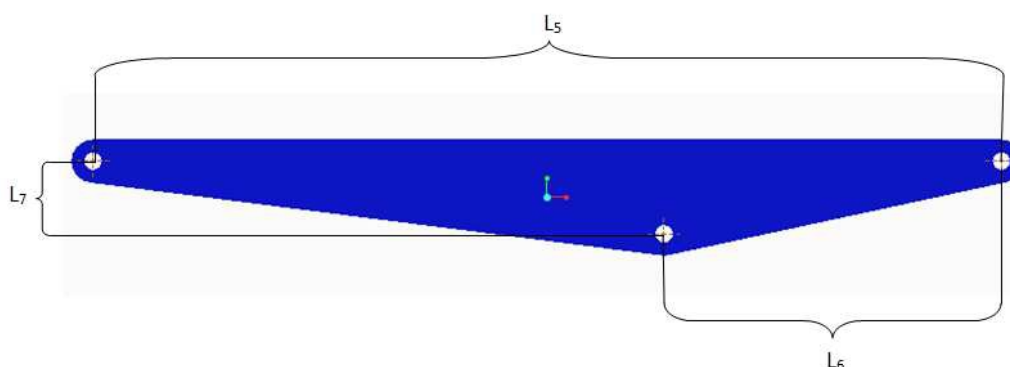


Figura 3.6.49. Geometría del basculante para el estudio de reacciones.

$$L_5 = 525 \text{ mm}$$

$$L_6 = 195 \text{ mm}$$

$$L_7 = 42 \text{ mm}$$

$$\alpha = 34,5^\circ$$

Primero comprobaremos si el dato de la reacción en la unión basculante – bieleta se corresponde con los valores que obtenemos con el ángulo que nos ofrece el programa y el dato hasta ahora manejado.

$$\begin{aligned} -F_{rueda} \cdot L_5 + F_B \text{sen} \alpha \cdot L_6 + F_B \text{cos} \alpha \cdot L_7 &= 0 \Rightarrow F_B = \frac{F_{rueda} \cdot L_5}{L_6 \cdot \text{sen} \alpha + L_7 \cdot \text{cos} \alpha} \\ &= \frac{2,5 \cdot 525}{195 \cdot \text{sen} 34,5 + 42 \cdot \text{cos} 34,5} = 9,05 \text{ KN} \end{aligned}$$

Según los valores manejados hasta ahora, esa reacción tenía un valor de 9,06 KN por lo que da validez a lo obtenido hasta ahora. Una vez comprobado, se procederá a resolver el resto de las ecuaciones.

$$F_{Ey} \cdot L_6 - F_{Ex} \cdot L_7 - F_{rueda} \cdot (L_5 - L_6) = 0 \Rightarrow F_{Ey} \cdot 195 - F_{Ex} \cdot 42 - 2,5 \cdot 330 = 0$$

$$F_{Ey} \cdot L_5 - F_B \text{sen} \alpha \cdot (L_5 - L_6) - F_B \text{cos} \alpha \cdot L_7 = 0 \Rightarrow F_{Ey} \cdot 525 - 5,13 \cdot 330 + 7,46 \cdot 42 = 0$$

$$\begin{cases} F_{Ey} = 2,63 \text{ KN} \\ F_{Ex} = -7,43 \text{ KN} \end{cases}$$

$$F_E = \sqrt{2,63^2 + (-7,43)^2} = 7,8 \text{ KN}$$

Para comparar los valores de lo obtenido vía cálculo matemático manual y los logrados mediante un proceso computacional, ejecutaremos un análisis estático en el Creo Parametric 2.0 como ya se ha hecho anteriormente con el balancín. Para ello bastará con introducir la carga de 2,5 KN en la unión entre basculante y eje de la rueda e iniciar dicho análisis.

Los valores que nos ofrece el programa son los siguientes.

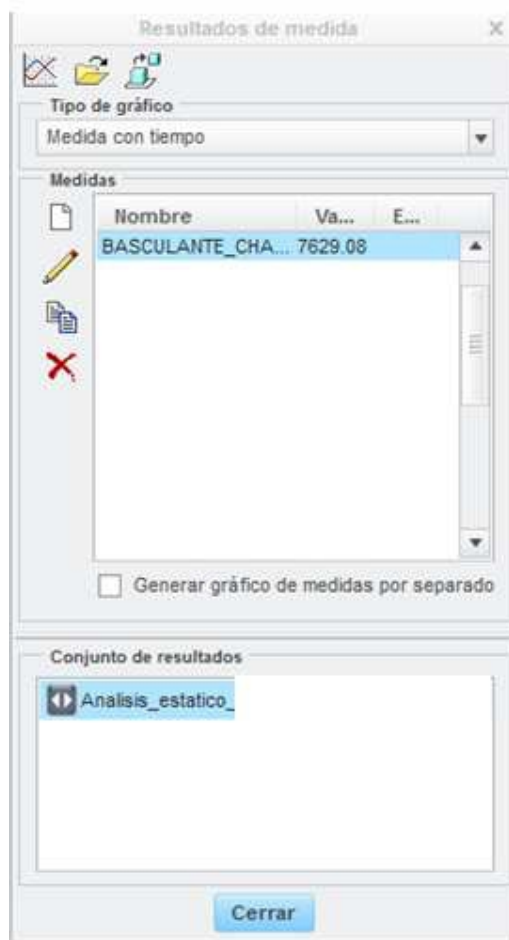


Figura 3.6.50. Reacciones en el basculante mediante Creo Parametric.

Como se puede observar los valores son muy parecidos por lo que se da por válido los valores conseguidos.

Valores de los esfuerzos (KN)	PTC Creo	Comprobación
Unión basculante-chasis	7,6	7,8

Tabla 10. Resumen de los valores.

3.6.2. ELEMENTOS DE UNIÓN

Una vez analizados y comprobados los valores, se procederá a la selección de los elementos de unión entre los elementos que conforman el sistema. Para ello se empezará con la selección de las rotulas y rodamientos que serán los elementos principales de estas uniones. Después se seleccionarán el resto de elementos que forman la unión.

En los dos extremos del anclaje del amortiguador se colocarán rotulas. De esta forma se le permitirá el giro sobre su propio eje, de tal forma que no aparezcan momentos de torsión que den lugar a fallos que puedan llevar a la rotura de nuestro sistema de suspensión. Debido a esa misma razón colocaremos también rotulas en las uniones de bieleta – basculante y bieleta – balancín. Se suavizará el efecto de la torsión de esta forma y se evitará que afecte a los demás elementos en los que podría resultar catastrófico si así o fuese. Además, al tratarse de la componente regulable de nuestra suspensión, se le colocará una rotula regulable en uno de los extremos (el que corresponde a la unión de la bieleta con el basculante). De esta forma se permitirá su giro para adaptar la longitud de dicho elemento al uso que se le dará a la motocicleta.

En el caso de la unión balancín – chasis, se dispondrá una unión mediante rodamiento. La razón para ellos es que los movimientos del balancín serán oscilaciones verticales en el mismo plano. La misma motivación sirve para justificar del mismo tipo de unión en el caso de la unión entre basculante y chasis.

Tras esta breve entrada se procederá a la explicación y cálculo de cada una de los tipos de unión que se emplearán.

3.6.2.1. Marco teórico

3.6.2.1.1. Los grados de libertad y su efecto en las uniones entre elementos rodamientos

La selección de estos elementos puede depender de varios factores como pueden ser su vida útil, cargas a soportar, uso que se le dará... En el caso con el que estamos trabajando, las cargas a soportar serán la característica para escoger el modelo.

Las cargas o reacciones con las que trabajarán estos elementos determinarán primero el tipo de rodamiento que se usará y después el modelo de dicho tipo. Las cargas son medias o incluso moderadas y los ejes que los acompañarán son de pequeño tamaño por lo que se podrá prescindir de los rodamientos cilíndricos y emplear los rodamientos de bolas que son más comunes para este tipo de uso ya que se ajustan mejor.

Las cargas son puramente radiales en las uniones con rodamiento por lo que se descartan los esfuerzos axiales.

Teniendo en cuenta esas características, los rodamientos de bolas de marca profunda y una hilera serán los elegidos.

Las principales características de este tipo de rodamiento son las siguientes:

- Resistencia a cargas radiales moderadas y pequeñas axiales.
- Baja fricción.
- Alta precisión.
- Podemos evitar la aparición de suciedad en el interior de la pista mediante el uso de obturadores.

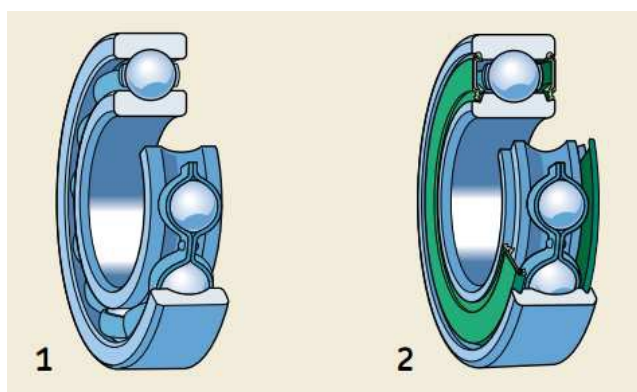


Figura 3.6.51. Rodamiento de bolas de una hilera sin obturador (izq.) y con obturador (dcha.).

Para la selección de los rodamientos mediante las cargas que soporta la unión, primero de todo debemos analizar el tipo de esfuerzo al que están sometidos. Para poder seleccionarlos, se puede hacer mediante la capacidad de carga estática C_0 en lugar de vida útil si se cumplen una serie de factores que se enunciarán a continuación.

- El rodamiento está estacionario y está sometido a cargas continuas o intermitentes (de choque).

- El rodamiento efectúa lentos movimientos de oscilación o alineación bajo carga.
- El rodamiento gira bajo carga a velocidades muy bajas ($n < 10$ rpm) y solo se requiere que tenga una vida útil corta. En otras palabras, en este caso, la ecuación de vida para una determinada carga equivalente P ocasionaría una capacidad de carga dinámica básica C requerida tan baja que el rodamiento seleccionado, según la fórmula de vida, estaría seriamente sometido a una sobrecarga durante el servicio.
- El rodamiento gira y tiene que soportar elevadas cargas de choque, además de las cargas de funcionamiento normales.

En todos los casos enunciados anteriormente, la capacidad de carga permisible para el rodamiento será la carga que pueda soportar sin que aparezcan deformaciones permanentes en ninguna de sus componentes.

Aquellas cargas estáticas que contengan componente axial y radial, tendrán que convertirse en una carga estática equivalente. Hace referencia a una carga hipotética que causaría el mismo efecto que la combinación de la axial y radial junta. En el caso que se está analizando, la carga se considera puramente radial, por lo que la carga estática equivalente será esta:

$$P_0 = F \quad \text{Ecuación 32}$$

Una vez definida la carga estática equivalente, se deberá calcular la capacidad de carga estática requerida. Este parámetro será la misma carga estática P_0 multiplicada por un coeficiente de seguridad s_0 , también conocido como factor de carga estática.

$$C_0 = s_0 P_0 \quad \text{Ecuación 33}$$

Los valores de este coeficiente de seguridad se basan en valores orientativos obtenidos de la experiencia y están ofrecidos por el mismo proveedor.

Tipo de funcionamiento	Rodamientos giratorios						Rodamientos estacionarios	
	Requisitos de rendimiento (p. ej., funcionamiento silencioso o funcionamiento sin vibraciones)							
	sin importancia		normal		sup.			
	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos
Suave, sin vibración	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Cargas de choque pronunciadas ¹⁾	≥ 1,5	≥ 2,5	≥ 1,5	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

Para los rodamientos axiales de rodillos a rótula se recomienda utilizar $s_0 \geq 4$, para los rodamientos axiales de rodillos cónicos completamente llenos de rodillos (rodamientos de tornillo) $s_0 \geq 2,5$, y para los rodamientos de rodillos cónicos y cilíndricos con jaulas de acero con pasadores $s_0 \geq 2$

1) Cuando no se conoce la magnitud de la carga de choque, deben utilizarse valores de s_0 por lo menos iguales a los arriba mencionados. Si se conoce la magnitud de las cargas de choque, se pueden aplicar valores de s_0 menores.

Tabla 11. Valores orientativos para el factor de seguridad estática s_0 .

En nuestro caso, se utilizarán rodamientos de bolas y el tipo de funcionamiento será suave sin vibraciones ya que la moto de competición apenas sufrirá perturbaciones en esos elementos. Por estas razones $s_0 = 0,5$.

3.6.2.1.2. Rótulas y cabezas de articulación

Contaremos con rotulas en las uniones de la bieleta con el balancín y la bieleta con el basculante, además de en las uniones correspondientes al resorte. El proceso de selección es similar al proceso seguido en el caso de los rodamientos. Se pueden seleccionar teniendo en cuenta distintos parámetros pero se utilizará el mismo requisito que en el caso de los rodamientos, la carga dinámica que vendrá condicionada por las cargas que soporten. Como en el caso de los rodamientos, las cargas se consideran puramente radiales por lo que se descartan las fuerzas axiales de cualquier tipo.

No existe, de hecho, ningún proceso de selección estandarizado para determinar la carga de las rotulas y las cabezas de articulación, ni siquiera una definición estándar. Cada fabricante tiene su propia fórmula para su cálculo lo que imposibilita la comparación entre ellos.

La capacidad de carga dinámica C, es uno de los factores más influyentes para la selección de las rotulas y cabezas de articulación. Como norma en el caso del fabricante elegido en este caso, SKF, representa la carga máxima que dicho elemento podrá soportar en condiciones normales y que representa un esquema de movimientos relativos como se muestra en la siguiente figura



Figura 3.6.52. Rotulas.

Se empleará la carga dinámica equivalente para el cálculo de estos elementos por los cumplimientos de los siguientes factores:

- Son radiales y el contacto angular es puramente radial.
- La cabeza de articulación es puramente radial y en la dirección del eje del vástago.

Para determinar el tamaño necesario para la cabeza de la rotula, se necesita saber la duración concreta para esa actividad, condiciones de funcionamiento y exigencias relativas a fiabilidad del funcionamiento. Como aproximación, se podrán tomar los valores que se muestran en la Tabla 12 para obtener la capacidad de carga dinámica necesaria y después seleccionar la correspondiente rotula o cabeza de articulación de la adecuada tabla de productos.

Rótulas/cabezas de articulación con combinación de superficie de contacto	Relación de carga C/P
Acero/acero	2
Acero/bronce	2
Acero/compuesto bronce sinterizado	1,6
Acero/tejido PTFE	1,75
Acero/poliamida reforzada con fibra de vidrio	
GAC .. F	1,25
GX .. F	1,25
GEP .. FS	1,6
GEC .. FSA	1,6
Cabezas de articulación	1,25

Tabla 12. Relaciones de carga C/P.

Donde la C hace referencia a la capacidad de carga dinámica equivalente y la P a la fuerza que se ejerce sobre la rotula.

Para nuestro caso, se utilizará el Acero/compuesto bronce sinterizado por lo que el valor de la división de los factores previos será 1,6.

Teniendo en cuenta la vida que tendrán estos elementos en este caso, motocicleta de competición en el que su uso no será prolongado, las rotulas y cabezas de articulación libres de mantenimiento serán las elegidas.

3.6.2.1.3. Rosca mínima y resistencia de ejes

ROSCA MÍNIMA

En este apartado, calcularemos ciertos parámetros que se deberán cuidar en las uniones entre elementos. En el caso del conjunto de la bieleta calcularemos la rosca mínima necesaria para el correcto funcionamiento del sistema y después se calculará si los ejes son capaces de soportar los esfuerzos que tendrán en cada situación.

Longitud roscada de enganche es la longitud de contacto entre la rosca del tornillo o rosca macho y la rosca de la tuerca o la rosca hembra. Entre los factores que influyen en su cálculo tenemos las siguientes: el material de fabricación, las tolerancias de fabricación y el perfil de las roscas o la norma a la cual pertenecen.

Los tornillos que se usarán son de métricas ISO basados en la DIN 13 y las fórmulas que se expondrán a continuación son válidas sólo para este tipo de flanco a 60°.

Para determinar este factor se logrará por medio de las tensiones de corte que sufre la rosca al ser sometida a las fuerzas de apriete y trabajo. Los cálculos expuestos no toman en cuenta las deformaciones que sufre la rosca y que las fuerzas que actúan sobre el tornillo son coaxiales al eje de la unión y uniformemente repartidas sobre los flancos.

Mediante la figura que se muestra debajo, se va aclarar la simbología y los parámetros utilizados para el cálculo de la longitud de rosca.

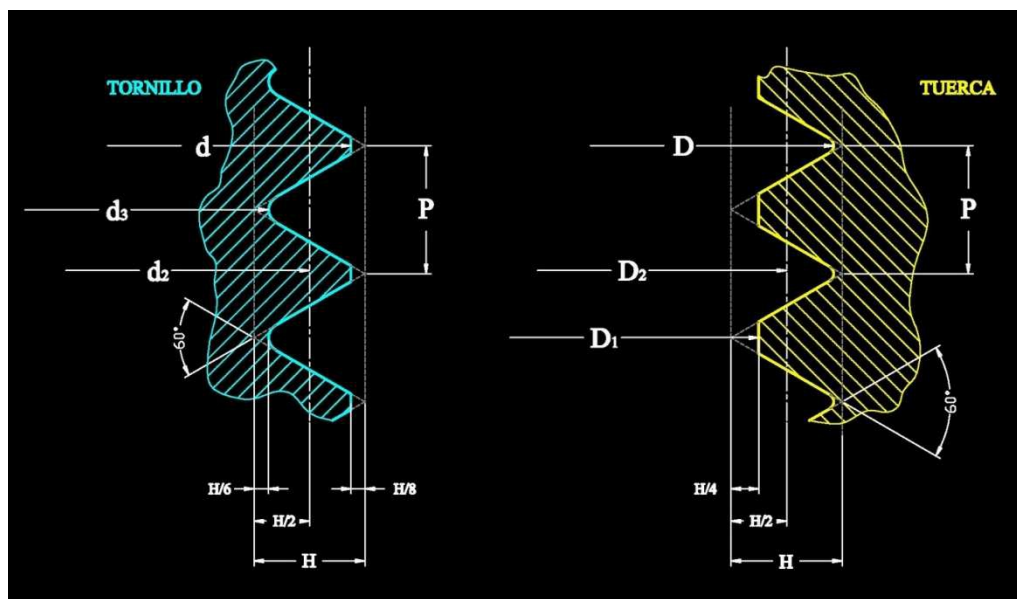


Figura 3.6.53. Parámetros de la rosca.

Los parámetros que aparecen en la figura son los siguientes:

d : Diámetro externo de la rosca macho o tornillo.

d_2 : Diámetro primitivo de la rosca macho.

d_3 : Diámetro interno de la rosca macho.

D : Diámetro (externo) de la rosca hembra o tuerca.

D_2 : Diámetro primitivo de la rosca hembra.

D_1 : Diámetro interno de la rosca hembra.

P : Paso.

60° : Ángulo del filete de la rosca.

H : Altura del triángulo base de la rosca.

Las roscas quedan definidas por el diámetro nominal “ d ”, el cual no toma en cuenta las tolerancias de fabricación. Estos otros parámetros se pueden deducir por las relaciones existentes entre los diámetros, altura y el paso de la rosca, relaciones mostradas en las tablas normalizadas de las roscas.

Se mostrará ahora el ensamble tornillo/tuerca junto con los datos de interés para el cálculo del parámetro que se está calculando.

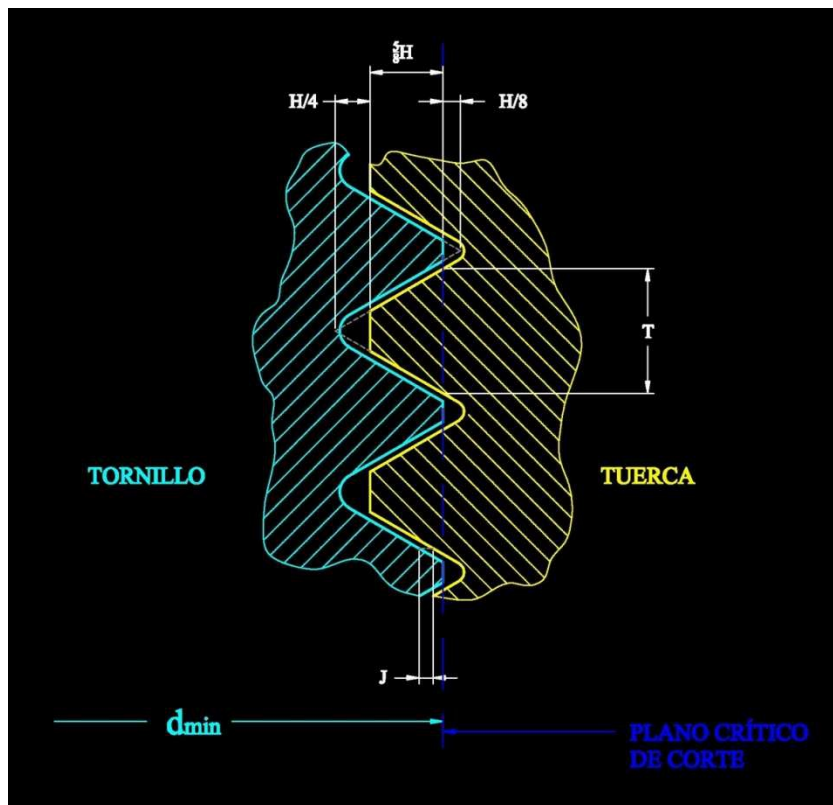


Figura 3.6.54. Ensamble tornillo/tuerca.

El plano define el ancho “T” de la sección de corte del filete que estará sometida al corte debido a las fuerzas resultante del apriete de las roscas más las fuerzas de trabajo y, a su vez, “J” es el juego entre roscas producto de las tolerancias de fabricación de la rosca macho y de la rosca hembra.

De acuerdo a la figura, la sección de corte de la rosca hembra queda definida como:

$$A_C = \pi \cdot d_{min} \cdot T \cdot n \quad \text{Ecuación 34}$$

Donde:

A_C : Área sección de corte.

d_{min} : Diámetro mínimo de la rosca externa macho.

T : Ancho de la sección de corte en la rosca hembra.

n : Número de espiras.

Se sabe también que:

$$n = \frac{L}{P} \quad \text{Ecuación 35}$$

Donde:

n : Número de espiras.

L : Longitud de rosca.

P : Paso de la rosca.

De la figura 3.6.54 también se puede deducir que:

$$\tan 30^\circ = \frac{T/2}{(7/8 \cdot H - J)} \quad \text{Ecuación 36}$$

Nos apoyaremos en la figura 3.6.55 abajo para encontrar la relación existente entre el juego “J” entre flancos de las roscas y las dimensiones del perfil triangular base.

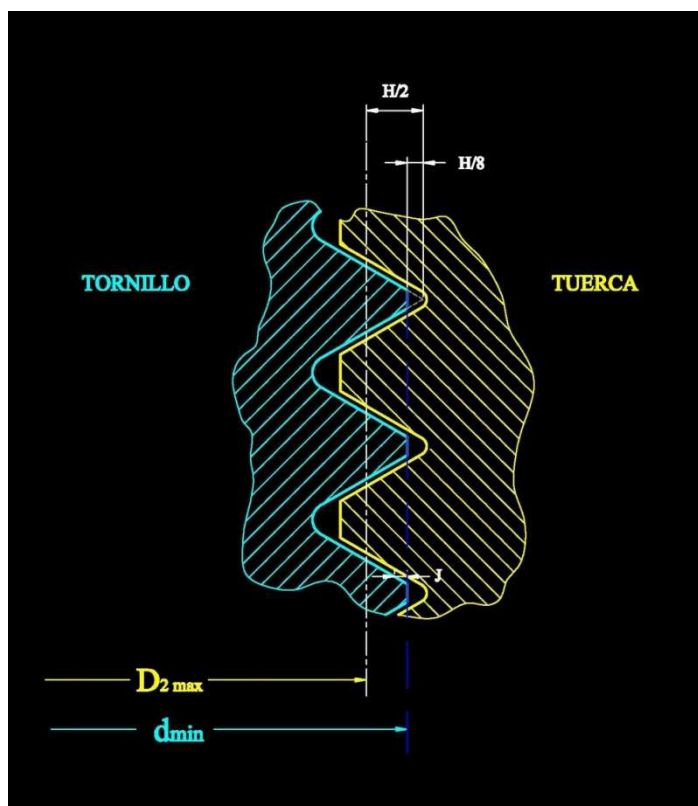


Figura 3.6.55. Ensamble tornillo/tuerca.

Si se hacen coincidir los flancos de las roscas macho y hembra se puede llegar a la siguiente expresión:

$$J = H/2 \cdot H/8 \cdot \frac{d_{\min} - D_{2\max}}{2} = 1/2 \cdot (3/4 H - d_{\min} + D_{2\max}) \quad \text{Ecuación 37}$$

La siguiente relación se deduce de la figura 3.6.54:

$$\frac{P}{2 \cdot H} = \tan 30^\circ \quad \text{Ecuación 38}$$

Combinando las ecuaciones 36, 37 y 38 podremos hallar el ancho de la sección sometida a corte “T” en función del paso “P” de la rosca, del diámetro mínimo de la rosca macho y del diámetro primitivo máximo de la rosca hembra.

$$T = P/2 + (d_{\min} - D_{2\max}) \cdot \tan 30^\circ \quad \text{Ecuación 39}$$

Finalmente, sustituyendo la ecuación 39 y 36 en la fórmula 35 tenemos el área de corte de la rosca hembra, cuya expresión final es:

$$A_c = \pi \cdot d_{\min} \cdot L/p \cdot [P/2 + (d_{\min} - D_{2\max}) \cdot \tan 30^\circ] \quad \text{Ecuación 40}$$

Con la fórmula 40, la resistencia al corte del material de fabricación de la rosca hembra y la fuerza aplicada sobre la misma, se puede calcular la longitud roscada de enganche “L”.

La rosca hembra debe ser más resistente que la rosca macho o que el tornillo como tal. Por ello, como punto de partida, se asume que la capacidad de carga al corte de la rosca hembra debe ser mayor o igual a la capacidad de carga a la tracción de la rosca macho.

$$F = A_t \cdot R_m \quad \text{Ecuación 41}$$

Donde:

F = Fuerza axial sobre el tornillo.

A_t = Área de tracción de la rosca macho.

R_m = Resistencia a la tracción del material de fabricación de la rosca macho.

La misma fuerza “F” se aplica sobre la rosca, de manera que tenemos:

$$F = A_{c1} \cdot L \cdot \tau \quad \text{Ecuación 42}$$

Donde:

F : Fuerza axial sobre el tornillo.

A_{c1} : Área de corte unitaria de la rosca hembra (cuando $L=1$).

τ : Resistencia al corte del material de fabricación de la rosca hembra.

Sabemos que la relación entre la resistencia a la tracción (R_m) y la resistencia al corte (τ) en los aceros es la siguiente:

$$\tau \approx R_m \times (0,5 \text{ a } 0,65)$$

Nosotros para este caso tomaremos el valor más crítico, que corresponde a 0,5.

Relacionando las ecuaciones 41 y 42 obtenemos la siguiente expresión de la longitud de roscado.

$$L = 2 \cdot A_t / A_{c1} \quad \text{Ecuación 43}$$

Esta ecuación es válida para tornillos y tuercas del mismo material, es decir con la misma resistencia a la tracción. Si los materiales son distintos, debemos utilizar otra fórmula. Pero en el caso que nos compete, los dos tienen el mismo material.

La sección de tensión a la tracción del tornillo se estima que tendrá los siguientes valores:

$$A_t = \pi/4 \cdot (d - 0,938194 \cdot P)^2 \quad \text{Ecuación 44}$$

La tabla siguiente da unos valores de referencia entre la tensión de corte y la tensión de tracción de algunos materiales según la VDI 2230 que tendremos en cuenta en nuestros cálculos.

Material	Relación corte/tensión
	t/Rm
Aceros	0,60 a 0,65
Acero Austenítico	0,80
A. Austenítico F60/90	0,65 a 0,75
Fundiciones GJL	1,1
Fundición GJS	0,9
Aluminio aleado	0,7
Aleaciones de titanio	0,6

Las fórmulas 43 y 44 expresan la longitud roscada de enganche para la condición en que la rosca hembra soporta la misma carga que el núcleo del tornillo. Como norma debe aplicarse un factor de seguridad (que establece el usuario y será de 1,5) a la longitud calculada para ir seguros sobre la resistencia de la rosca hembra.

RESISTENCIA DE EJES

En esta sección se calculará el diámetro mínimo que debe tener cada eje para poder unir los distintos elementos de nuestra suspensión. Los cálculos, como bien sabemos se hacen a cortadura.

Los tornillos que hacen la función de eje, son de clase 8.8 por lo que sus características necesarias para dicho cálculo son conocidas (en este caso será la resistencia elástica la que necesitemos para calcular la tensión admisible a cortadura).

$$\tau = \frac{\sigma_{yp}}{2} \quad \text{Ecuacion 45}$$

Donde:

σ_{yp} = Limite de fluencia del elemento de clase 8.8.

τ = Tensión admisible a cortadura.

Una vez conocemos dicho dato, podremos determinar el diámetro mínimo de los ejes combinándola con esta simple ecuación:

$$\sigma_{yp} = \frac{F}{A_{sección}} = \frac{F}{\pi \cdot \frac{\varnothing^2}{4}}$$

Donde:

F : Fuerza transversal en la sección mas critica.

$A_{sección}$: Superficie de la sección más crítica.

\varnothing : Diámetro de la sección más crítica.

De ahí sacaremos la sección mínima que deberá tener el eje, siempre teniendo en cuenta la situación más crítica, la sección que sufra mayor fuerza y que tenga la menor sección.

Clase	4.6	5.6	6.8	8.8	10.9
Tensión de límite elástico f_y (N/mm ²)	240	300	480	640	900
Tensión de rotura f_u (N/mm ²)	400	500	600	800	1000

Tabla X. Limite elástico según clase de elemento.

3.6.2.2. Marco metodológico

Para este apartado, nos guiaremos por los catálogos de los propios fabricantes. Una vez hayamos decidido qué tipo de rodamientos (rodamientos de bolas de una hilera con obturador), rotulas y cabezas de articulación (rotulas y cabezas de articulación libres de mantenimiento) vamos a usar, solamente queda seguir las pautas del fabricante. Mediante unos pequeños cálculos obtenemos la capacidad de carga necesaria y seleccionaremos un elemento que tenga mayor capacidad que la calculada. Una vez tengamos seleccionados los elementos de unión, elegiremos las anillas de seguridad.

Para el caso de la rosca mínima, debemos seguir los cálculos que se han expuesto en el marco teórico en el apartado de la rosca mínima (3.6.2.1: Rosca mínima). Una vez realizados los

cálculos sobre el tamaño necesario, debemos comparar si los elementos que hemos seleccionado para la unión nos pueden ofrecer el servicio necesario y soportaran los esfuerzos.

3.6.2.3. Técnicas y métodos

3.6.2.3.1. Criterios de selección de los rodamientos

Para la selección de los rodamientos, se debe calcular la carga estática. Esta se obtiene multiplicando la carga que debe soportar por un coeficiente $s_0=0,5$. Una vez tenemos el valor se mirarán las tablas en las que aparecen los distintos rodamientos y se seleccionará aquel que soporte dicha carga. Se seleccionará el rodamiento que sea capaz de ofrecernos ese servicio pero sin sobredimensionar ya que no debe ser excesivamente grande ya que esto afectaría al diseño de los elementos de la suspensión negativamente.

3.6.2.3.2. Criterios de selección de las rótulas y cabezas de articulación

En el caso de las rótulas y las cabezas de articulación, sabiendo que la relación C/P es de 1,6 ya que viene determinada por el material que se va emplear y que la P es la reacción en la unión, se debe hallar el resultado de C y de nuevo mirar el producto necesario en las tablas.

En el caso de la cabeza de articulación, debemos ir a la tabla de cabezas de articulación macho.

3.6.2.3.3. Cálculo de la rosca mínima

Teniendo en cuenta las anteriores formulas, se calculan las longitudes mínimas que deberán tener las uniones horquilla-tensor y tensor-cabeza de articulación. En el Anexo 5.2: Cálculos se especificará cada uno de los pasos anteriores con los valores correspondientes. A continuación se mostrarán las longitudes finales para su comprobación:

$$L_{\text{tensor-horquilla}} = 2,895 \text{ mm} < 12 \text{ mm}$$

$$L_{\text{tensor-cabeza de articulación}} = 2,385 \text{ mm} < 14 \text{ mm}$$

3.6.2.4. Procesamiento de datos

3.6.2.4.1. Selección final de los rodamientos

A continuación se seleccionarán los dos rodamientos que usará nuestro sistema: uno para la unión balancín-chasis y otra para la unión basculante-chasis.

Rodamiento unión balancín-chasis

$$F_{\text{balancin-chasis}} = P_0 = 6,57 \text{ KN}$$

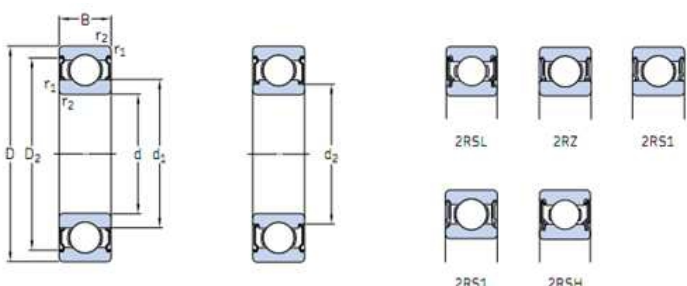
$$C_0 = 6,57 \cdot 0,5 = 3,28 \text{ KN}$$

Rodamiento unión basculante-chasis

$$F_{\text{basculante-chasis}} = P_0 = 7,63 \text{ KN}$$

$$C_0 = 7,63 \cdot 0,5 = 3,815 \text{ KN}$$

En ambos casos los valores son parecidos y en los dos casos se usarán rodamientos de bolas de una hilera con obturadores que lo aislarán de la suciedad. Teniendo en cuenta estos valores, los rodamientos seleccionados en el catalogo de SKF será el siguiente para las dos uniones.



Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designations	
d	D	B	C	C ₀	P ₀	Reference speed	Limiting speed ¹⁾	kg	Bearing capped on both sides	one side
mm			kN		kN	r/min		kg	-	
12	37	12	10.1	4.15	0.176	45 000	22 000	0.063	* 6301-2Z	* 6301-Z

Tabla 13. Rodamientos de bolas de una hilera con obturadores del catalogo de SKF.

Rodamientos seleccionados: 6301-2Z. Ya que los obturadores irán a ambos lados.

Anillos de sujeción

Para una mejor sujeción se añadirán unas anillas de sujeción en las dos uniones. De esta forma mejoraremos la estanqueidad y evitaremos cualquier tipo de descentramiento que se pueda causar con choques y evitando así posibles problemas de funcionamiento. Es muy habitual el uso de anillas DIN 472 en estos casos y en este caso al contar en las dos uniones con los mismos rodamientos estos elementos coincidirán también.



Figura 3.6.56. Anillos de seguridad DIN 472.

En ambos casos, el anillo seleccionado es: Anillo de seguridad 37 I DIN 472.

3.6.2.4.2. Selección final de las rótulas y las cabezas de articulación

Rotula unión balancín-bieleta

$$P_{\text{balancin-bieleta}} = 9,06 \text{ KN}$$

$$\frac{C}{P} = 1,6 \Rightarrow C = 14,49 \text{ KN}$$

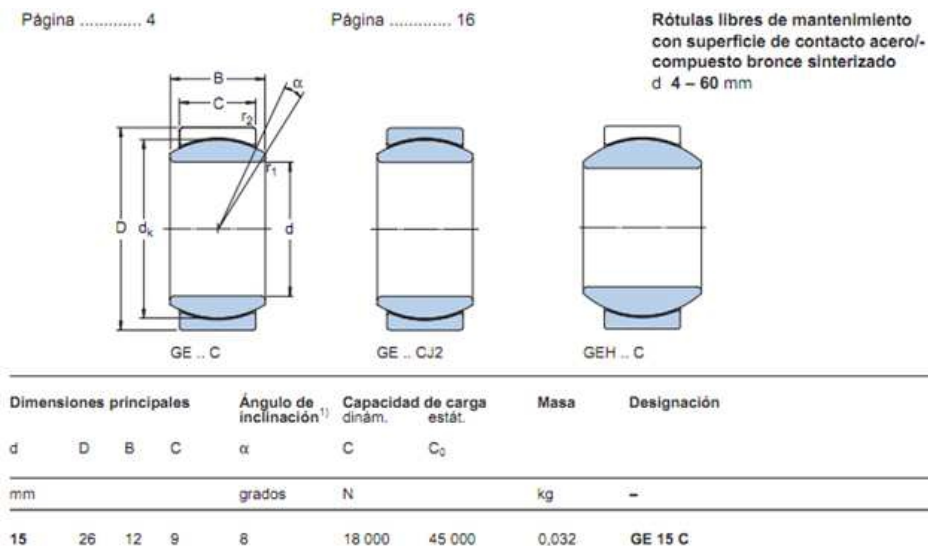


Figura 3.6.57. Características rotula seleccionada.

Rotula seleccionada: GE 15 C.

Rotula unión balancín-muelle

$$P_{\text{balancin-muelle}} = 4,61 \text{ KN}$$

$$\frac{C}{P} = 1,6 \Rightarrow C = 7,38 \text{ KN}$$

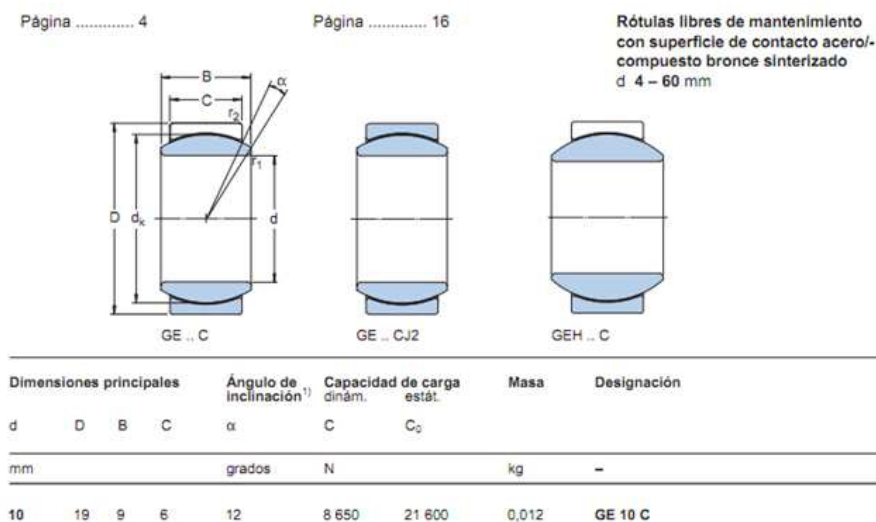


Figura 3.6.58. Características rotula seleccionada.

Rotula seleccionada: GE 10 C.

Anillos de sujeción

Para una mejor sujeción se añadirán unas anillas de sujeción en las dos uniones. De esta forma mejoraremos la estanqueidad y evitaremos cualquier tipo de descentramiento que se pueda causar con choques y evitando así posibles problemas de funcionamiento. Es muy habitual el uso de anillos DIN 472 en estos casos, aunque esta vez se deberá tener especial cuidado ya que el anillo interior de las rotulas puede interferir con el anillo si el diámetro interior de la ultima es demasiado pequeña. Teniendo en cuenta ese factor, los anillos DIN 472 no son viables para estas uniones ya que la parte interior de la rotura entra en contacto con ellas. Por ello, los anillos seleccionados para cada unión con rotula serán los siguientes.

Unión balancín-bieleta



Figura 3.6.59. Anillos de seguridad DIN 472.

El anillo seleccionado será: 26 I DIN 472.

Unión balancín-muelle



Figura 3.6.60. Anillos de seguridad DIN 472.

El anillo seleccionado será: 19 I DIN 472.

Cabeza de articulación unión bieleta-basculante



Figura 3.6.61. Cabeza de articulación.

Para esta unión se utilizarán las cabezas articuladas pero el proceso de selección es exactamente el mismo. Se emplearán aquellos con rosca macho para posibilitar que podamos regular nuestro sistema fácilmente.

$$P_{\text{bieleta-basculante}} = 9,06 \text{ KN}$$

$$\frac{C}{P} = 1,6 \Rightarrow C = 14,49 \text{ KN}$$

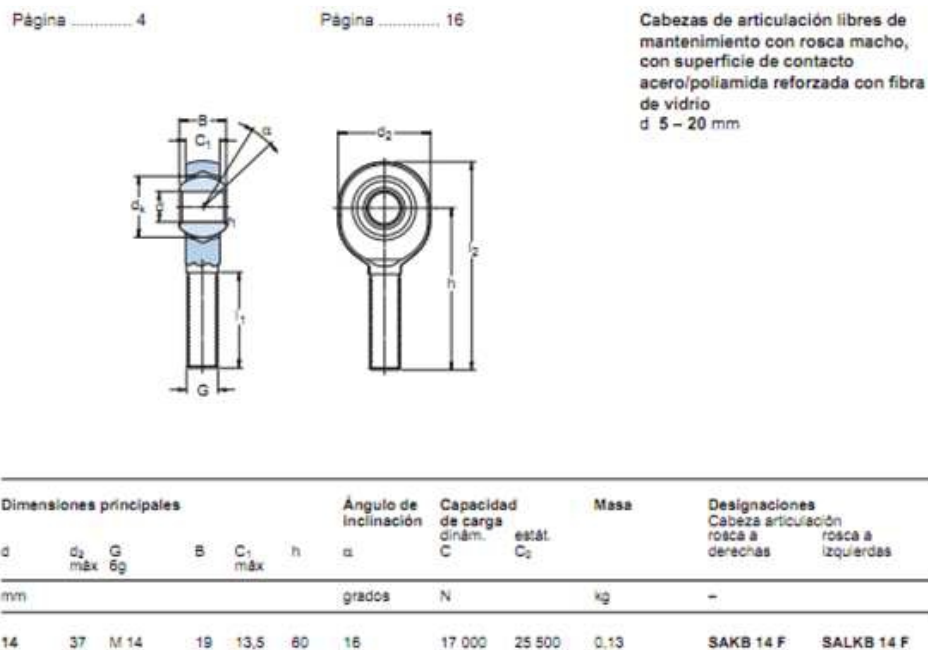


Figura 3.6.62. Características cabeza de articulación seleccionada.

Cabeza de articulación seleccionada: SAKB 14F.

Selección final del resto de elementos de unión entre los componentes

UNION BIELETA-BALANCIN

El elemento principal de unión entre estas dos piezas será un tornillo de cabeza hexagonal con una rosca parcial (DIN 931).

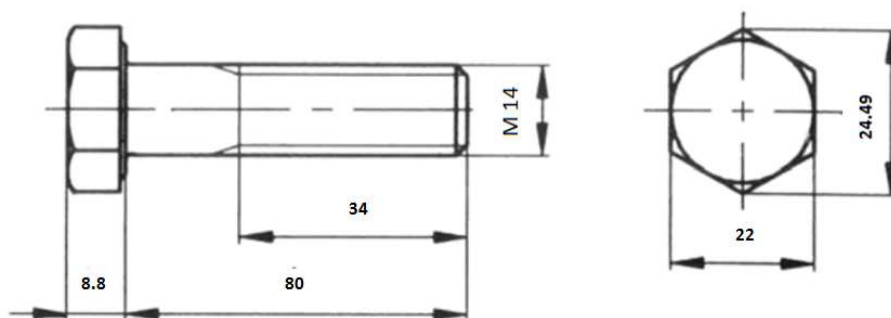


Figura 3.6.63. Características del tornillo de cabeza hexagonal con rosca parcial DIN 931.

Este tornillo irá acompañado de una tuerca DIN 934. Es una tuerca de uso generalizado ya que en este caso no tendremos ningún límite en cuanto a espacio.

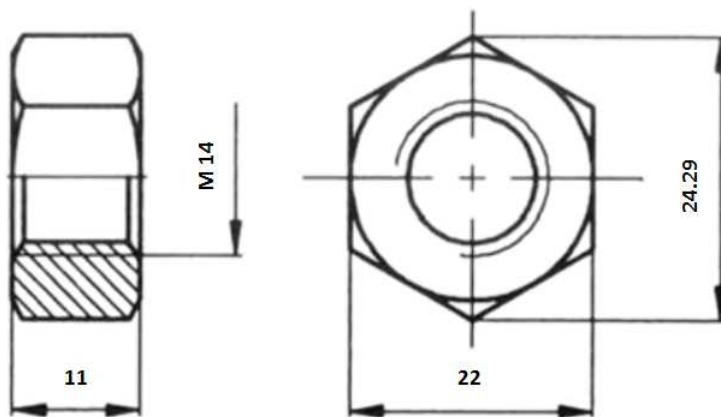


Figura 3.6.64. Características de la tuerca de cabeza hexagonal DIN 934.

Para asegurar la estanqueidad de la unión, se dispondrán unas arandelas Grower en la superficie de unión entre la tuerca y la horquilla de la bieleta. De esta forma se quiere evitar que la tuerca se desenrosque por culpa de las vibraciones del sistema y que produzca cualquier tipo de desajuste. Las anillas que se han seleccionado son las siguientes arandelas DIN 127.

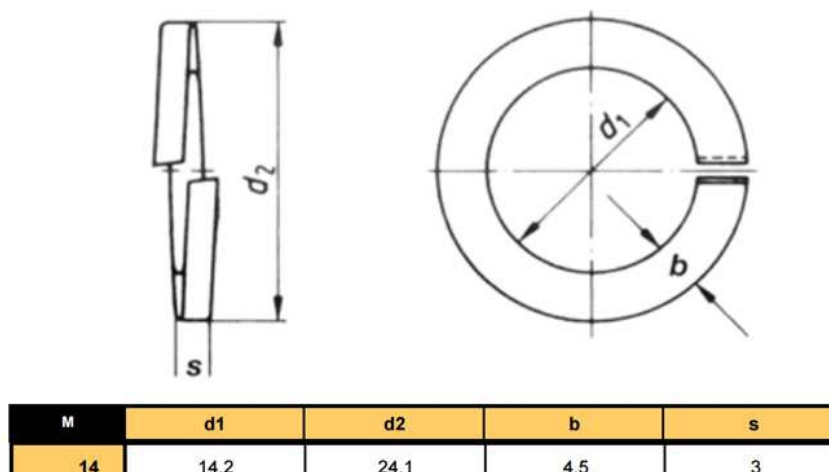


Figura 3.6.65. Anilla Grower DIN127.

Además, se añadirán unos separadores a esta unión, en las caras interiores de la horquilla, entre ella y el balancín. De esta forma evitaremos que haya holgura entre ambos elementos (hay 1 mm de holgura por cada lado), lo que puede dar lugar a desplazamientos de los elementos por el eje que los une. Aparte de esto, evitaremos el desgaste entre ambas piezas por la fricción que se pudiese dar al apretar la tuerca en exceso y las dos caras entren en un leve contacto. Se evita el deterioro de las piezas y posibles fallos que no se hayan previsto en los anteriores cálculos de esta forma.

Se fabricarán en el taller estos separadores ya que se necesitan unas medidas muy específicas.

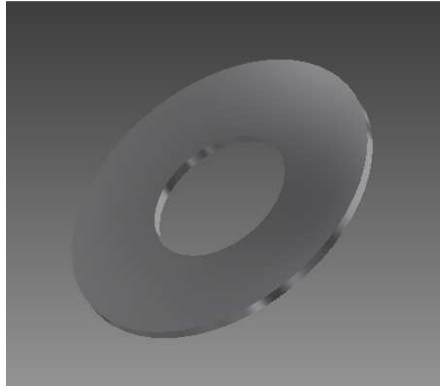


Figura 3.6.66. Separadores.

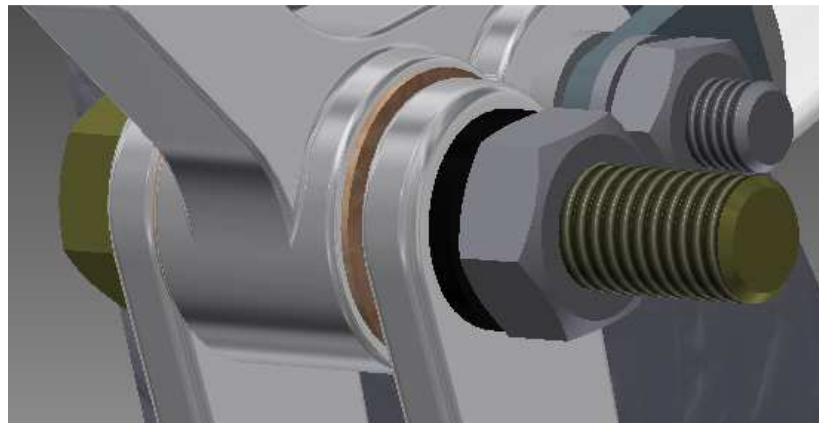


Figura 3.6.67. Resultado final.

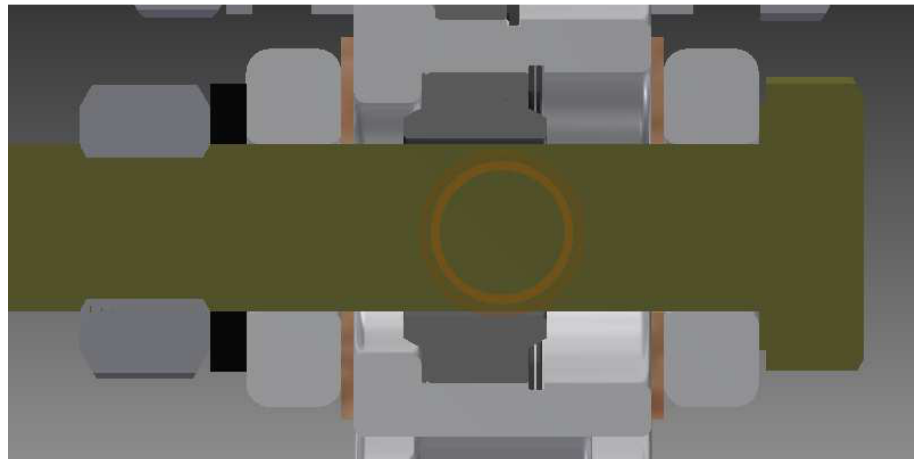


Figura 3.6.68. Detalle de la unión entre la bieleta y el balancín.

UNION BIELETA-BASCULANTE

Esta unión cuenta con los mismos elementos que en el caso anterior, pero contará con otras dimensiones distintas de cada elemento definido por las características correspondientes.

El elemento principal de unión entre estas dos piezas será un tornillo de cabeza hexagonal con una rosca parcial (DIN 931), cuyas dimensiones serán M14x50.

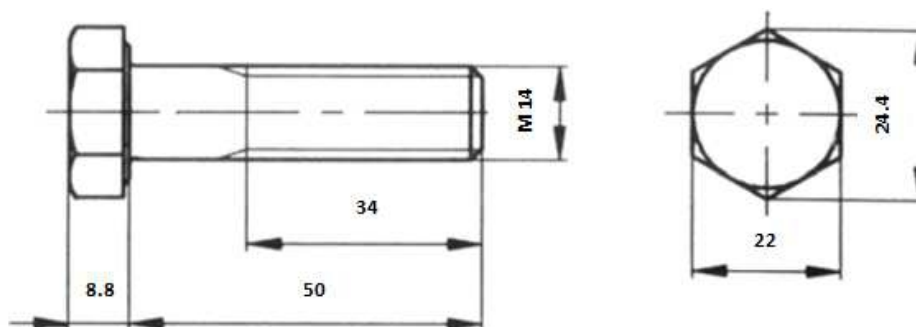


Figura 3.6.69. Características del tornillo de cabeza hexagonal con rosca parcial DIN 931.

Este tornillo irá acompañado de una tuerca DIN 934. Esta tuerca será la misma que teníamos en la unión entre la bieleta y el balancín (Figura 3.6.64).

Para asegurar la estanqueidad de la unión, se dispondrán unas arandelas Grower en la superficie de unión entre la tuerca y sujeción del amortiguador. De esta forma se quiere evitar que la tuerca se desenrosque por culpa de las vibraciones del sistema y que produzca cualquier tipo de desajuste. Las anillas que se han seleccionado son las siguientes arandelas DIN 127. En este caso también este elemento, al depender únicamente de motivos geométricos, coincidirá con la arandela Grower de la figura 3.6.65.

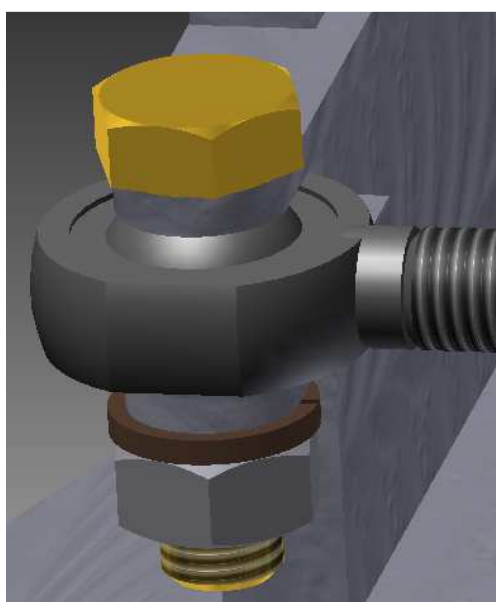
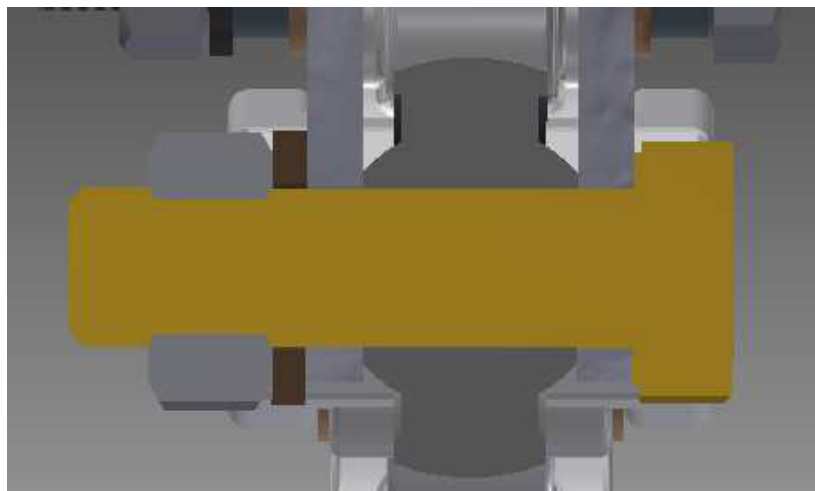
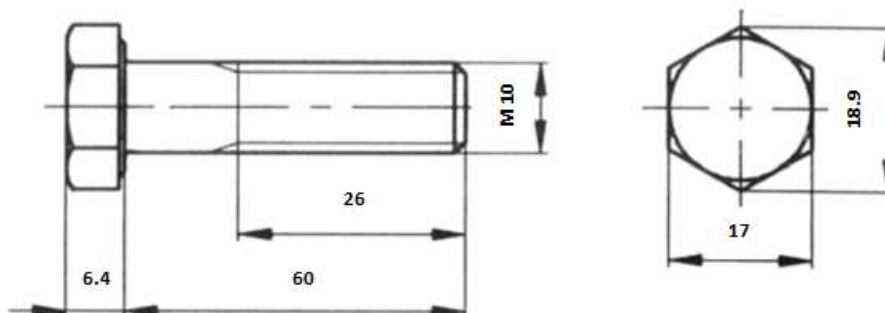


Figura 3.6.70. Resultado final.*Figura 3.6.71. Detalle de la unión entre el amortiguador y el balancín.*

UNION AMORTIGUADOR-BALANCIN

En esta ultima unión que se especificará, la unión cuenta con los mismos elementos que en los casos anteriores, pero otras dimensiones de cada elemento.

El elemento principal de unión entre estas dos piezas será un tornillo de cabeza hexagonal con una rosca parcial (DIN 931), cuyas dimensiones serán M10x60.

*Figura 3.6.72. Características del tornillo de cabeza hexagonal con rosca parcial DIN 931.*

Este tornillo irá acompañado de una tuerca DIN 934. Es una tuerca de uso generalizado ya que en este caso no tendremos ningún límite en cuanto a espacio.

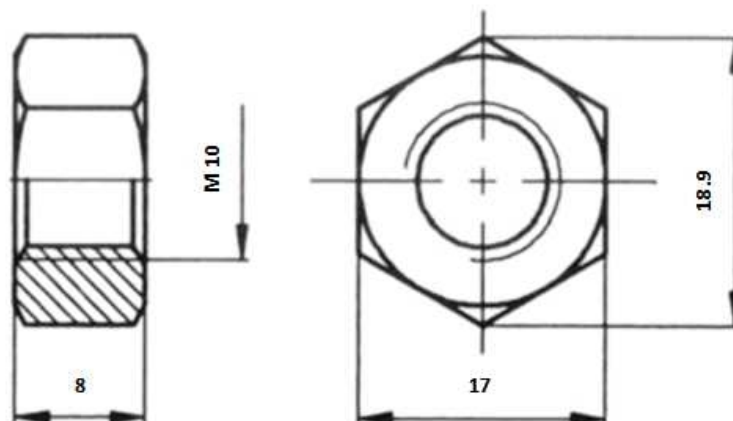


Figura 3.6.73. Características de la tuerca de cabeza hexagonal DIN 934.

Para asegurar la estanqueidad de la unión, se dispondrán unas arandelas Grower en la superficie de unión entre la tuerca y sujeción del amortiguador. De esta forma se quiere evitar que la tuerca se desenrosque por culpa de las vibraciones del sistema y que produzca cualquier tipo de desajuste. Las anillas que se han seleccionado son las siguientes arandelas DIN 127.

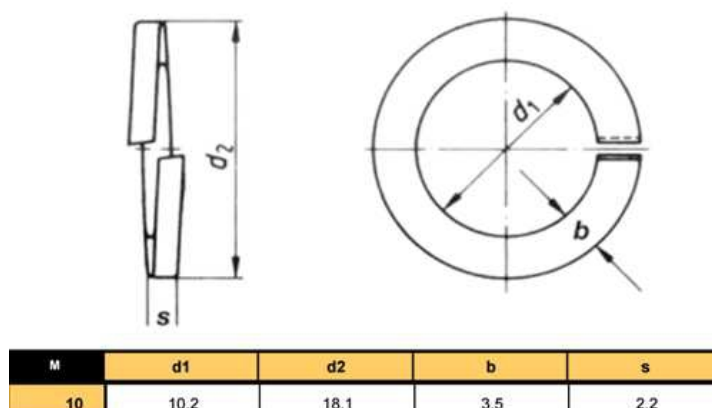


Figura 3.6.74. Anilla Grower DIN127.

Como se ha comentado en la unión anterior, se añadirán unos separadores a esta unión también. De esta forma evitaremos que haya holgura entre ambos elementos (hay 3,5 mm de holgura por cada lado), lo que puede dar lugar a desplazamientos de los elementos por el eje que los une. Aparte de esto, evitaremos el desgaste entre ambas piezas por la fricción que se pudiese dar al apretar la tuerca en exceso y las dos caras entren en un leve contacto. Se evita el deterioro de las piezas y posibles fallos que no se hayan previsto en los anteriores cálculos de esta forma.

Se fabricarán en el taller estos separadores ya que se necesitan unas medidas muy específicas.

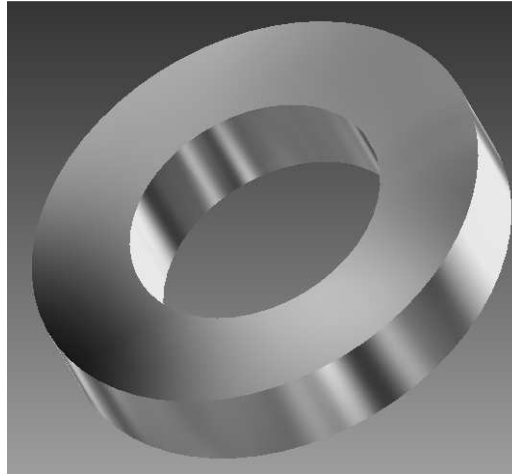


Figura 3.6.75. Separadores.

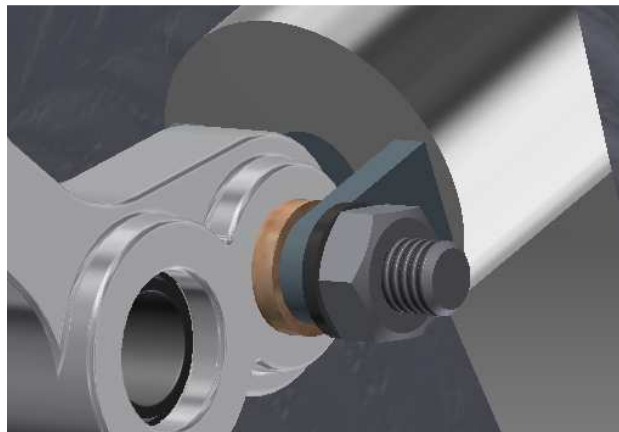


Figura 3.6.76. Resultado final.

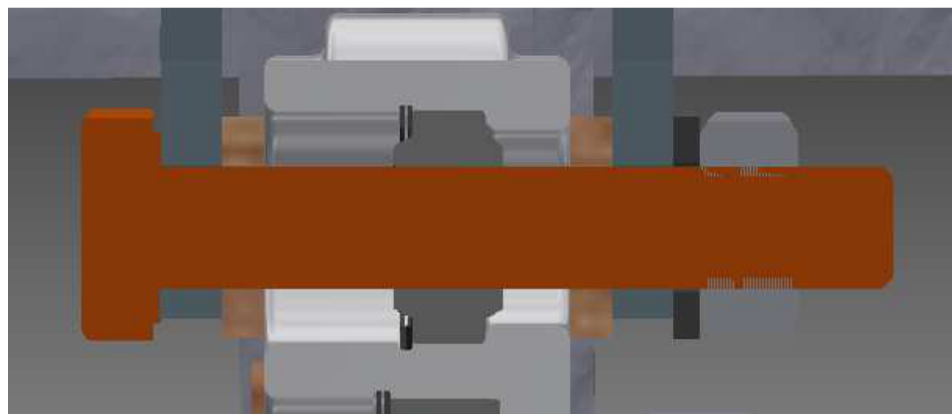


Figura 3.6.77. Detalle de la unión entre la bieleta y el balancín.

3.6.2.4.3. Validación de las roscas de los elementos de unión y resistencia de ejes

$$L_{\text{tensor-horquilla}} = 2,895 \text{ mm} < 12 \text{ mm}$$

$$L_{\text{tensor-cabeza de articulación}} = 2,385 \text{ mm} < 14 \text{ mm}$$

Como se puede observar la longitud mínima de roscado se supera en ambas situaciones. Por ello, se puede concluir que las longitudes que se han diseñado cumplirán su función sin dar ningún fallo.

En nuestro caso, las uniones en las que disponemos de ejes son las siguientes, que se muestran junto a su valor de rosca mínima:

Bieleta-balancín $\phi_{eje} = 14 \text{ mm} > \phi_{min} = 4,2466 \text{ mm}$

Balancín-amortiguado $\phi_{eje} = 10 \text{ mm} > \phi_{min} = 3,029 \text{ mm}$

Bieleta-basculante $\phi_{eje} = 14 \text{ mm} > \phi_{min} = 4,2466 \text{ mm}$

En el Anexo 5.2: Cálculos se profundiza más en estos cálculos.

3.6.3. ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS DE LOS ELEMENTOS

3.6.3.1. Marco teórico

Para este apartado del diseño de cada uno de los elementos que forman la suspensión mediante elementos finitos, recurriremos al programa informático anteriormente mencionado PTC Creo 2.0.

Primero introduciremos en que se basa el método de elementos finitos como primer acercamiento a lo que se trabajará después.

Este método ha adquirido una gran relevancia y presencia en la solución de problemas ingenieriles, físicos, etc., ya que permite resolver casos que hasta hace poco tiempo eran prácticamente imposibles de resolver por métodos matemáticos tradicionales.

Por ello se realizaban varios prototipos para luego ensayarlos e ir realizando mejoras de forma iterativa, lo que traía consigo un elevado coste tanto económico como en tiempo de desarrollo. El MEF permite realizar un modelo matemático de cálculo del sistema real, más fácil y económico de modificar que un prototipo.

Aun así, los modelos que obtenemos son unas aproximaciones (muy precisas en algunos casos), ya que las condiciones de cargas o ligaduras no se podrán representar con exactitud como son en

la realidad. Por ello no sustituye el análisis mediante prototipos pero lo acompaña de tal forma que se reduzcan los gastos de manera significativa.

La idea general es la división de un sistema continuo en un conjunto de pequeños elementos interconectados por una serie de puntos llamados nodos. Las ecuaciones que rigen el comportamiento del continuo regirán también el del elemento. De esta forma se consigue pasar de un sistema continuo que tendrá infinitos grados de libertad y es regido por una ecuación diferencial o un sistema de ecuaciones diferenciales, a un sistema con un número de grados de libertad finito cuyo comportamiento se modela por un sistema de ecuaciones, lineales o no. Como principales conceptos que encontraremos en todos los sistemas encontramos los siguientes: dominio (espacio geométrico donde se va analizar el sistema), condiciones de contorno (serán variables conocidas del sistema a analizar y que condicionarán de alguna forma el resultado final) e incógnitas (que hacen referencia a esas variables del sistema aún por determinar).

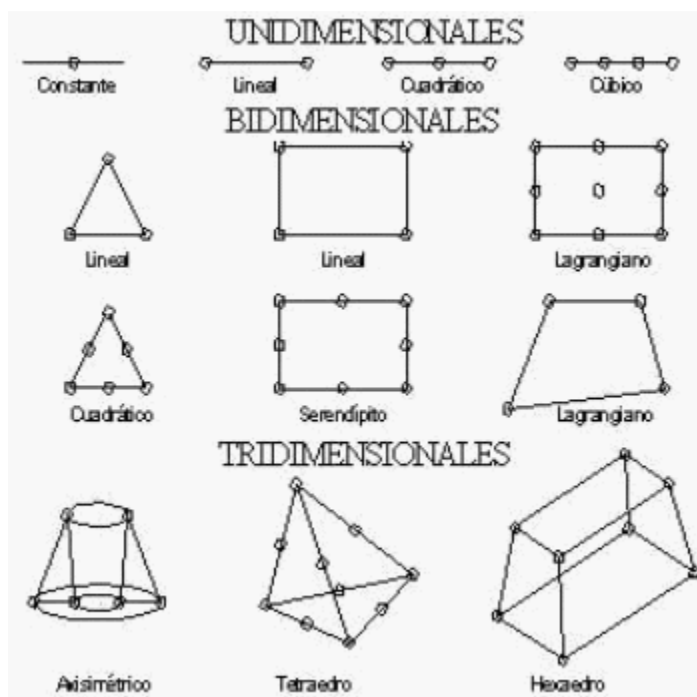


Figura 3.6.78. Tipos de elementos en el método de elementos finitos.

Para solucionar el problema, se discretiza el dominio en subdominios denominados elementos. El dominio se divide mediante puntos (en el caso lineal), mediante líneas (en el caso bidimensional) o superficies (en el tridimensional) imaginarias, de forma que el dominio total en estudio se aproxime mediante el conjunto de porciones (elementos) en que se subdivide. Los

elementos se definen por un número discreto de puntos, llamados nodos, que conectan entre sí los elementos. Las incógnitas fundamentales del problema se materializarán sobre estos nodos.

Estas incógnitas pueden hacer referencia a distintas cosas, por ejemplo en el caso de elementos estructurales, harán referencia a elementos estructurales ya que a partir de ahí podremos calcular una serie de parámetros que nos interesen: tensiones, deformaciones, etc.

Estas incógnitas se conocerán como grados de libertad de cada nodo del modelo y serán las variables que nos determinen su estado y posición.

Estos nodos, se definirán en el programa mediante la malla que creamos para su análisis. Esta malla está formada por líneas de unión entre los distintos nodos de nuestro elemento. Cuanto menores sean los elementos formados por los nodos que conforman la malla, mayor será la precisión en su cálculo, pero esto aumentará el tiempo de ejecución considerablemente. Dadas estas circunstancias, se decidirá con cautela y estudio previo aquellas zonas críticas en la que se necesite una malla con mayor refinamiento para obtener datos de mayor precisión y aumentar el tamaño de los elementos en aquellas zonas de poco interés en el diseño.

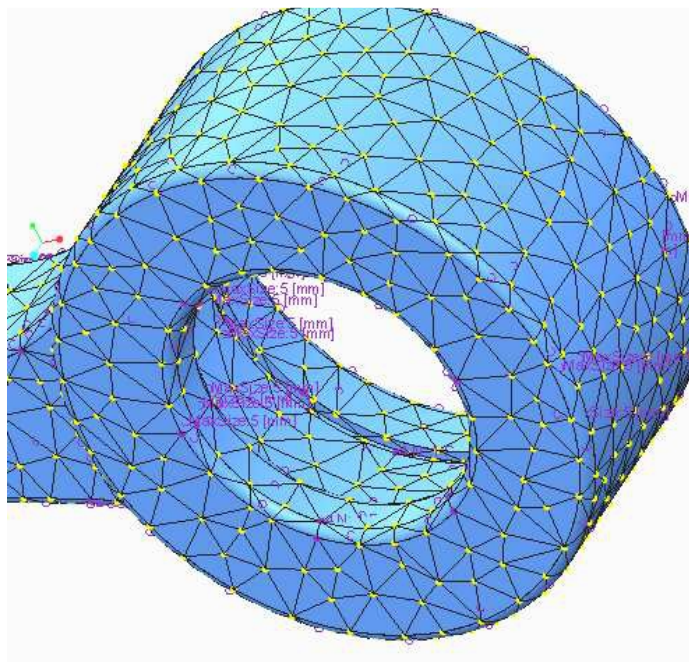


Figura 3.6.79. Pieza mallada.

Como ya se ha expuesto, las condiciones de contorno y esfuerzos no se corresponderán con exactitud a la realidad que estamos analizando ya que estas restricciones no existirán en el caso real, serán unas aproximaciones que nos permitirán simular esa realidad de alguna forma

aproximada. Por esa razón en algunas zonas en las que apliquemos estas restricciones no se obtendrán valores reales.

Estos son unos de las cosas a tener en cuenta a la hora de analizar los datos obtenidos y poder hacer una interpretación correcta y que se corresponda a la realidad.

3.6.3.2. Marco metodológico

El programa que nos permitirá poder hacer este tipo de análisis, nos ofrece diferentes herramientas que nos llevarán a conseguir el elemento que buscamos.

Malla

Una vez creado el diseño inicial de la pieza a analizar, se procederá a crear una malla que se ajuste a los requisitos correspondientes de dicha pieza.

Primero de todo, el programa nos pedirá un tamaño máximo de los elementos de la malla que queremos y nos creará una malla de elementos de tamaño uniforme que se refinará a posteriori.

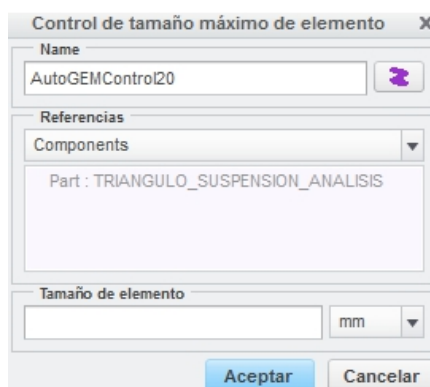


Figura 3.6.80. Control del tamaño máximo de los elementos de la malla en todo el componente.

Una vez seleccionado el tamaño máximo, se procederá a refinar la malla en aquellas zonas de especial interés, ya sea por concentración de tensiones o cualquier otro interés particular. Para ello, utilizaremos el mismo comando y seleccionaremos aquellas superficies o aristas en las que precisemos una malla con elementos más pequeños.

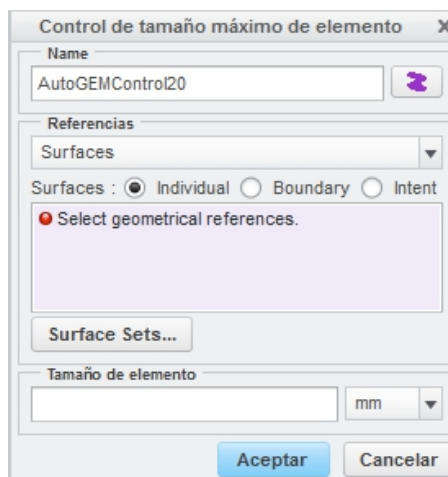


Figura 3.6.81. Control del tamaño máximo de los elementos de la malla en zonas de especial interés.

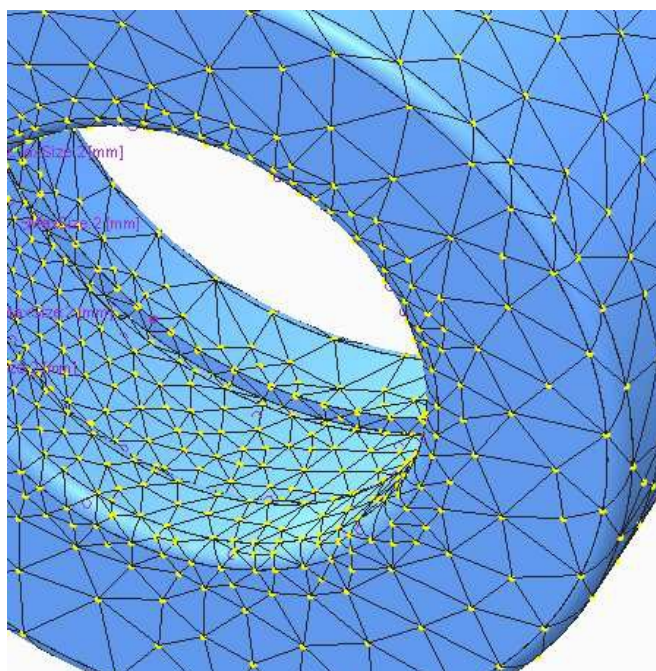


Figura 3.6.82. Pieza con malla refinada.

Los elementos de la malla vienen designada por defecto por el programa aunque nos da la opción de poder modificarla e introducir una preferencia en cuanto a ellos. El programa tiende al uso de aquellos elementos que tiene mayor facilidad a la hora de colocar como pueden ser los elementos tetraedro en este caso. Estos elementos nos ofrecen una menor calidad de malla ya que mantiene la tensión constante entre los diferentes puntos que lo forman.

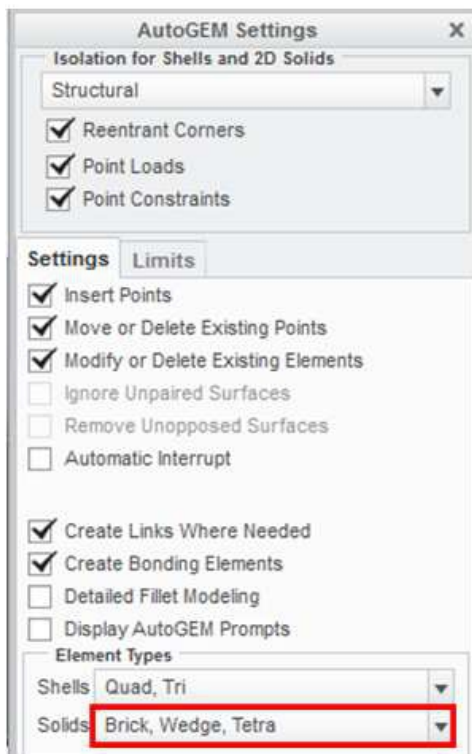


Figura 3.6.83. Opciones de malla.

Material

Una vez tengamos completamente definida la malla, designaremos el material que emplearemos para cada pieza. El propio programa incluye una pequeña librería con algunos materiales. No se trata de una librería muy amplia pero cuenta con los materiales que usaremos y sus correspondientes datos.

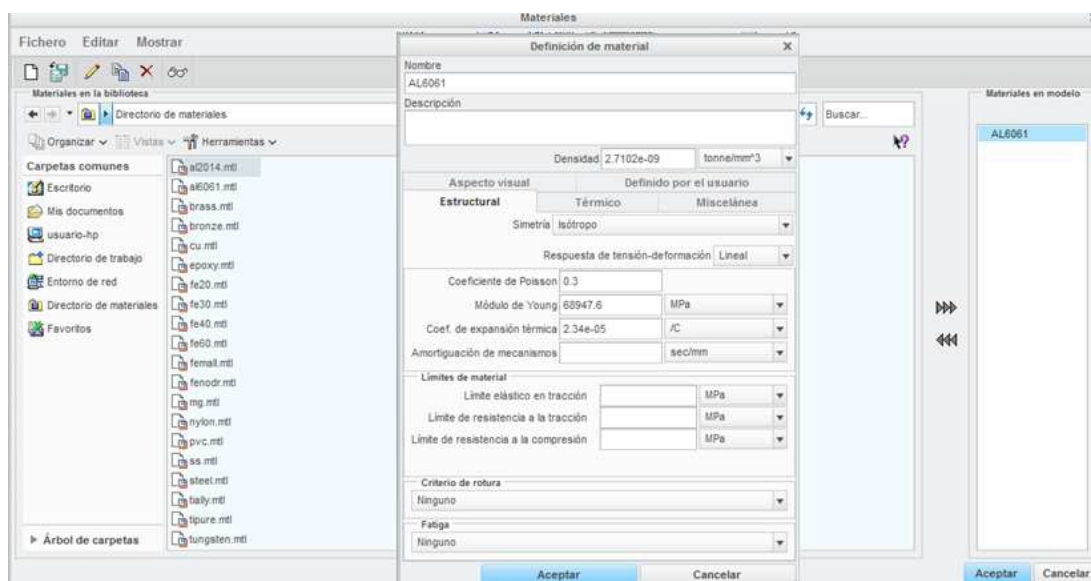


Figura 3.6.84. Librería de materiales.

Opciones del análisis estático

Antes de definir las condiciones de contorno y las cargas que soporta la pieza, debemos tener en cuenta una de las opciones que nos ofrece el programa:

- **Inertia Relief:** Mediante esta opción, podremos realizar análisis de elementos finitos sin incluir ningún tipo de restricción. El programa considera que el elemento se encuentra en el espacio sin sujeción pero tiene en cuenta las cargas. Con esta opción el programa nos restringe la pieza en tres puntos según un sistema de coordenadas que crea el mismo y obtiene del análisis estático que hemos realizado de la suspensión al exportarlas. Por ello los datos que obtenemos de las tensiones en este caso son los que más se acercan a la realidad. Es una opción muy buena a la hora de analizar las tensiones que sufre la pieza pero, con esas restricciones, los datos de deformaciones pierden fiabilidad en cierto modo dado a que puede que haya movimientos relativos entre ellos. Aun así, es una opción interesante para el análisis del balancín y que se analizará su validez ante otras formas de cálculo.

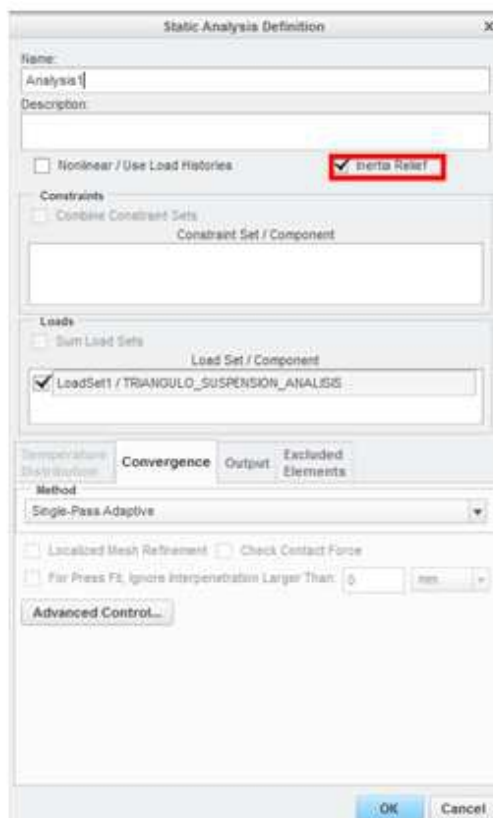


Figura 3.6.85. Opción de ejecutar Inertia Relief en el análisis.

- Otro aspecto importante de las opciones que nos ofrecen a la hora de iniciar el análisis estático es el Convergence Method: Single-Pass Adaptive. Gracias a esta opción, el programa ejecuta un primer análisis utilizando funciones de interpolación de tercer orden o elementos cúbicos. De esta forma el programa hace una estimación del error cometido y calcula el orden que se precisa para las funciones de interpolación para minimizar el error ya en el segundo análisis que realiza. De esta forma se obtiene un resultado acertado o valido siempre que hayamos definido las condiciones de contorno bien y al mismo tiempo solucionamos el problema de los elementos de orden inferior, tetraedros, que nos pone el programa por defecto. Esta opción se ejecutará siempre, a diferencia del Inertia Relief.

Condiciones de contorno

En el balancín, se colocarán algunas condiciones en las caras de los agujeros que soportarán cierta restricción en cuanto a movimiento para analizar las deformaciones que sufrirá la pieza y para comprobar también que zonas son las que más trabajan en la pieza y analizar si los datos obtenidos mediante el Inertia Relief se pueden considerar como validos. Pero en el caso del análisis estático de la bieleta se que se tendrán que definir si o si ya que será lo más aproximado a la realidad como se busca siempre en estos análisis. La bieleta será en si un tirante regulable que nos permitirá regular la distancia entre sus dos puntos de unión y ajustar el sistema de suspensión cuando resulte necesario. Este tirante estará formado por una horquilla que abrazará el balancín, un tensor que estará unido a esa horquilla mediante rosca y una cabeza articulada que ya se ha calculado anteriormente.

Para el dimensionamiento del tensor y la horquilla necesitaremos aplicar unas condiciones de contornos simulando esa unión mediante rosca entre ambos y también la unión mediante rosca entre la cabeza de articulación macho y el tensor.

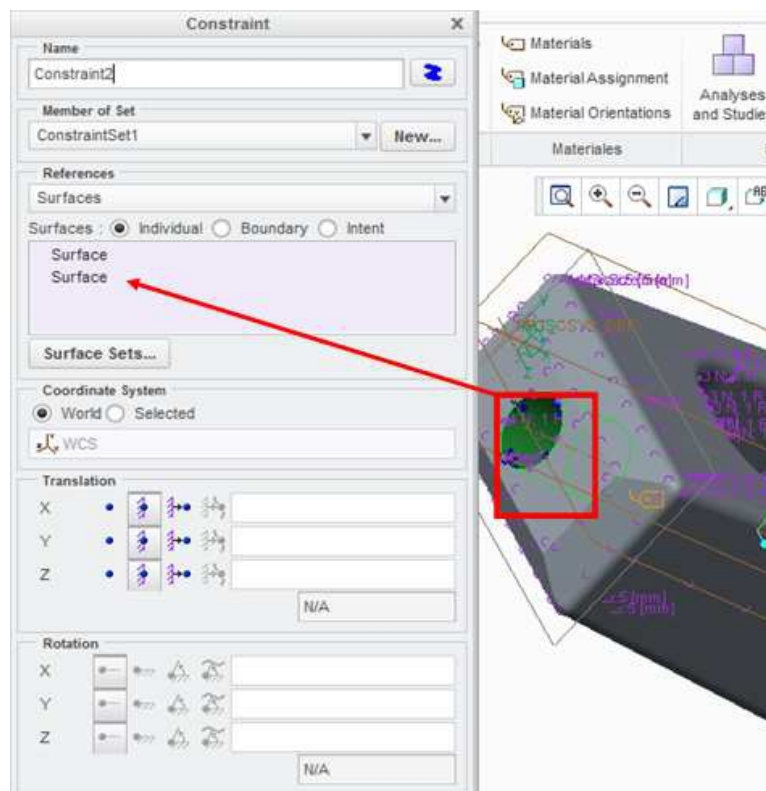


Figura 3.6.86. Restricciones de movimiento en la unión horquillas-tensor de la bieleta.

En este caso la restricción que se dispone es una de desplazamientos nulos. Nos proporcionará datos necesarios para el análisis de tensiones aunque nos dará tensiones muy altas en la zona de la restricción. La razón de ello es que ese empotramiento no es la situación real que nos encontraremos y eso hará que en la realidad esos picos de tensiones no se den o al menos en menor medida. Pero esto ya se analizará en profundidad en su correspondiente apartado.

Como se puede observar en esas opciones que nos ofrece el programa podremos introducir el tipo de uniones que queramos teniendo en cuenta las restricciones que apliquemos. Tanto en el caso de rotación como traslación se puede precisar que movimientos estarían permitidos, pudiendo emular así empotramientos, uniones tipo Pin...

Las restricciones tipo Pin se pueden introducir mediante un comando específico también que nos restringirá los movimientos correspondientes sin que las definamos nosotros. Este tipo de restricciones se emplean en superficies cilíndricas por las que pasarán ejes. De esta forma se permiten algunos movimientos con respecto a ese eje. En nuestro caso el giro sobre el pero no el desplazamiento longitudinal en él.

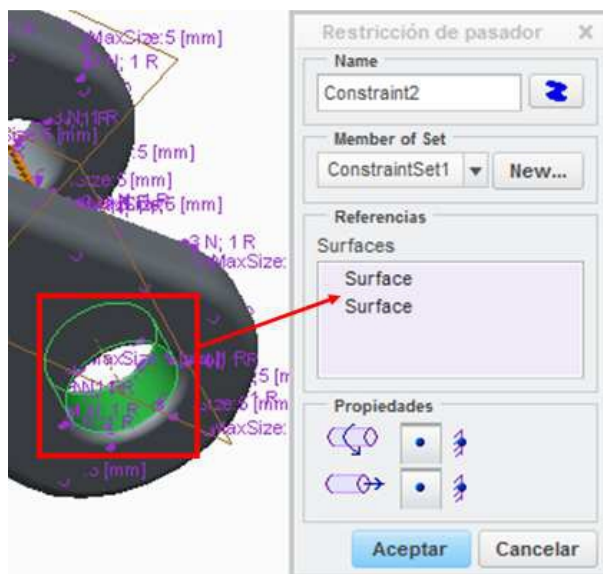


Figura 3.6.87. Opción de selección de restricción tipo Pin.

Cargas

En cuanto a las cargas, se emplearán dos tipos de cargas que se explicarán a continuación.

- Tipo Bearing: Ayudan en simular una distribución de fuerzas similar al que ejercerían en un agujero un eje, un rodamiento o algo similar. Introduciendo los valores correspondientes de cada eje el mismo programa nos distribuirá senoidalmente las presiones en las superficies seleccionadas.

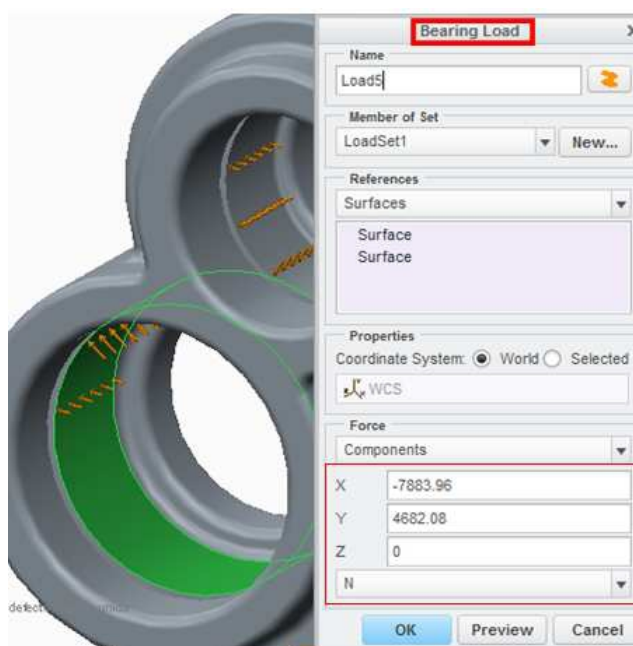


Figura 3.6.88. Definición de carga tipo Bearing.

- Tipo Force/Moment: Es el tipo de fuerza que se aplicará en el caso de las roscas, que nos permitirá aplicar las cargas sobre las superficies emulando el efecto de estos elementos. Se definen de forma similar a las fuerzas del tipo anterior pero en este caso se podría también incluir momento en los ejes que se deseen si hiciese falta.

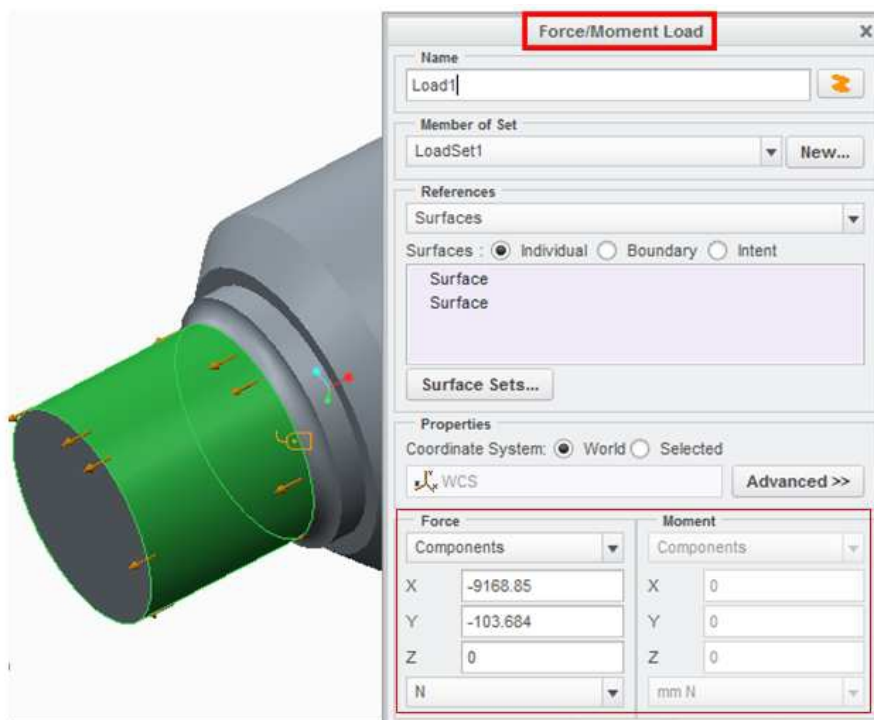


Figura 3.6.89. Definición de carga tipo Force/Moment.

3.6.3.3. Balancín

Para el diseño del balancín, primero deberemos añadir unas cajas en los que irán las rotulas y rodamientos que se han seleccionado en el apartado 3.6.2. Para mayor fijación también se dispondrán unas anillas de seguridad. La selección de estas anillas será solamente por cuestiones geométricas y se incluirán ranuras para ello. Se incluirán orificios correspondientes a estos elementos antes de comenzar con el análisis.

Una vez diseñado geoméricamente la pieza a analizar, se introducirán los valores de las cargas para la situación más crítica (calculados en el apartado 3.6.1.1: Cálculo de carga más desfavorable).

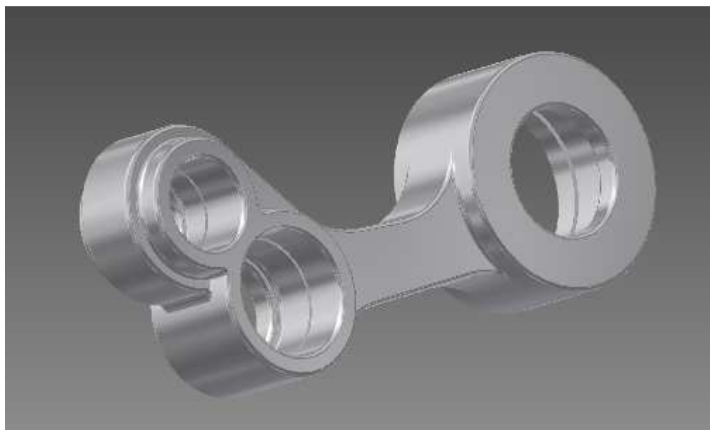


Figura 3.6.90. Balancín.

Primero se realizará un cálculo mediante la opción Inertia Relief para obtener los valores correspondientes a las tensiones. Para ello, no deberemos incluir ningún tipo de restricción ya que el programa mismo nos los proporciona según el estudio que hemos hecho a la hora de calcular la geometría. Pero los datos sobre desplazamientos ofrecidos por el Inertia Relief no resultan muy fiables por lo que, después, se restringirá el movimiento en aquellas zonas en los que los elementos de unión restrinjan por completo el movimiento. Para ello, se restringen los cachos de las superficies que se encontrarán en contacto con la rotula o rodamiento. De esta forma se pretende imitar el efecto producido por dichos elementos de unión para evitar desplazamientos o deformaciones y calcular como afectarán en el resto de la pieza.

Se realizaran unos cuantos ensayos, cambiando las restricciones con el fin de comprobar la veracidad de los datos obtenidos.

Material

Pero antes de nada vamos a especificar el material que usaremos para este elemento y sus características principales. El material elegido para este caso es el aluminio 6061-T4. Es una aleación de aluminio, magnesio y silicio.

Características mecánicas	Valores
Límite elásticos	145-150 MPa
Resistencia a tracción	240 MPa
Elongación	23%
Dureza Brinell	65 HB
Coefficiente de Poisson	0,33

Tabla 14. Características mecánicas principales del aluminio 6061-T4.

Malla

Una vez designado el material introduciremos la malla. Para la malla los elementos serán tetraedros con un tamaño máximo de 6 en aquellas zonas donde se van a producir concentraciones de tensiones debemos reducir el tamaño de los elementos para obtener datos de mayor precisión. En estos puntos pondremos elementos de tamaño tres o incluso dos dependiendo de la zona.

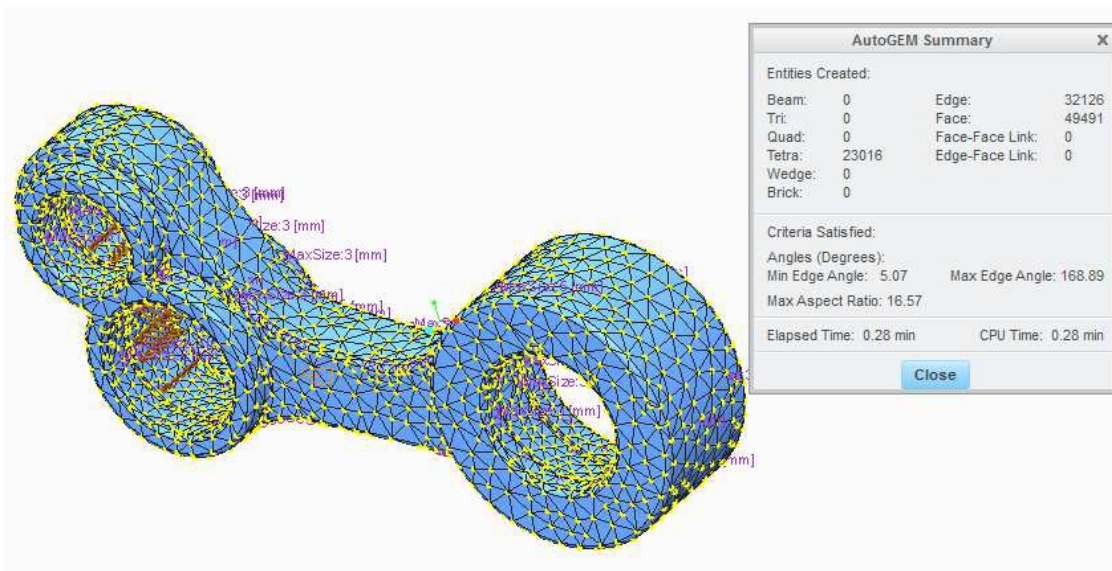


Figura 3.6.91. Balancín mallaado.

Cargas

Para la introducción de las cargas en este caso, se introducirán cargas del tipo Bearing en todas las uniones porque en las tres uniones de este elemento se encuentran o rotulas o rodamientos: rotulas en el caso de bieleta-balancín y muelle-balancín y rodamiento en chasis-balancín. Las cargas que de estas uniones, se pueden importar directamente desde los análisis estáticos que se han realizado en el apartado 3.6.1.1.

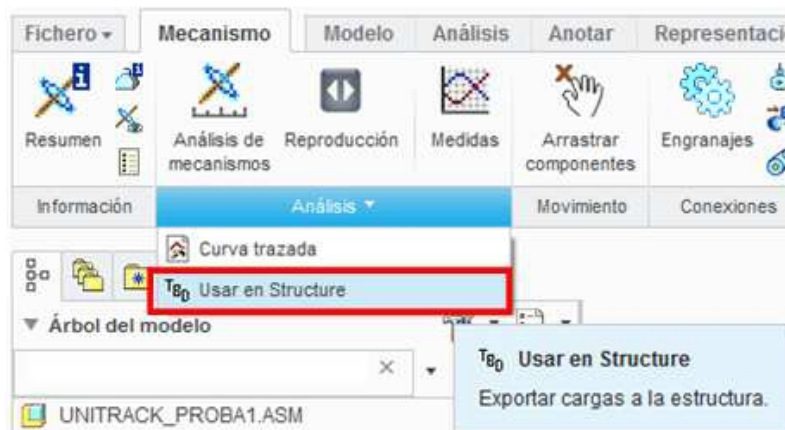


Figura 3.6.92. Exportar cargas del análisis estático al análisis MEF.

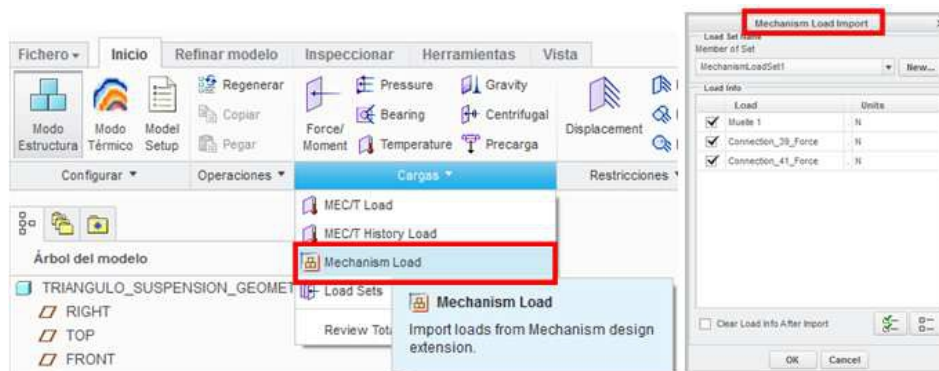


Figura 3.6.93. Importar cargas al Creo Simulate.

Tendremos tres cargas, una la que corresponde al muelle en el instante crítico de 2,5 KN ejercidos sobre el neumático trasero, otra que serán las reacciones por la unión con el chasis en la misma situación crítica y la ultima por la unión con la bieleta. Una vez importadas las cargas, las distribuiremos en las superficies que corresponden al lugar donde estarían los elementos de unión. De esta forma conseguiremos una distribución lo más real que nos ofrece el programa.

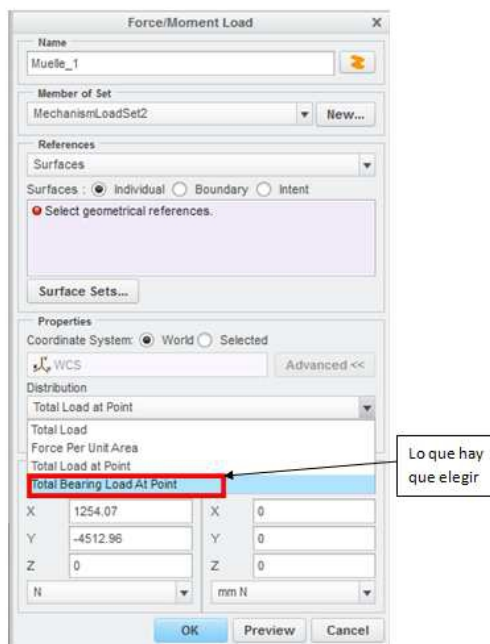


Figura 3.6.94. Distribución de cargas.

3.6.3.3.1. Técnicas y métodos

Análisis del balancín con Inertia Relief

Como ya se ha dicho, para el análisis de tensiones en el caso del balancín se empleará la herramienta de Inertia Relief. No tendremos que añadir ninguna restricción de movimientos ya que la misma herramienta los colocará de tal forma que los resultados que obtengamos se parezcan a la realidad lo máximo posible. Aun así, para el análisis de las deformaciones compararemos los datos obtenidos por esta herramienta con otros análisis añadiendo restricciones de movimiento para comprobar su validez o su error.

El balancín final que obtenemos tras varias iteraciones con el programa es el siguiente.



Figura 3.6.95. Diseño balancín final.

Análisis del balancín mediante restricciones

Para comprobar que el balancín cumple los requisitos en cuanto a deformación, se realizará un análisis en el que introduciremos la carga de la bieleta y restringiremos el movimiento en las caras en los que la rotula en la unión muelle-balancín y el rodamiento en la unión chasis-balancín restringirían el movimiento al estar en contacto con ellas.

No se incluirán las fuerzas de reacciones en esos puntos en los que se implementará la condición de movimientos nulos pero al aplicar las restricciones, estas se dan por incluidas proporcionando un efecto muy similar al de la realidad. Para seleccionar la parte correspondiente de la superficie en el que se aplicarán las condiciones de contorno, se han seleccionado varios puntos de esa zona en los que se ha impuesto esa condición.

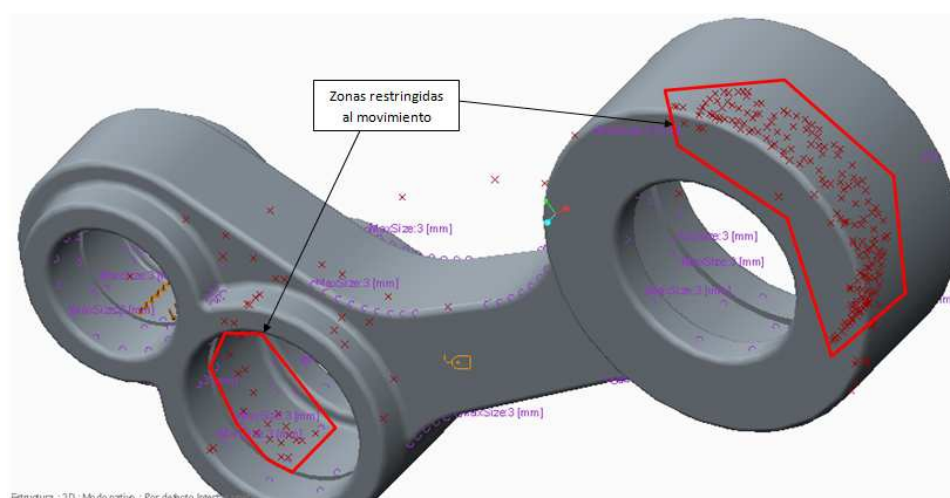


Figura 3.6.96. Zonas con restricciones de movimiento.

Estas zonas se eligen después de analizar la dirección de la fuerza de reacción provocada por la unión bieleta-balancín. Se concluye que con el esfuerzo de la bieleta, la zona en contacto en las otras dos uniones corresponderá a las zonas marcadas en la imagen superior en rojo.



Figura 3.6.97. Carga aplicada correspondiente a la reacciones con la bieleta.

3.6.3.3.2. Procesamiento de datos

Resultados con Inertia Relief

Las tensiones de Von Mises que obtenemos se muestran debajo.

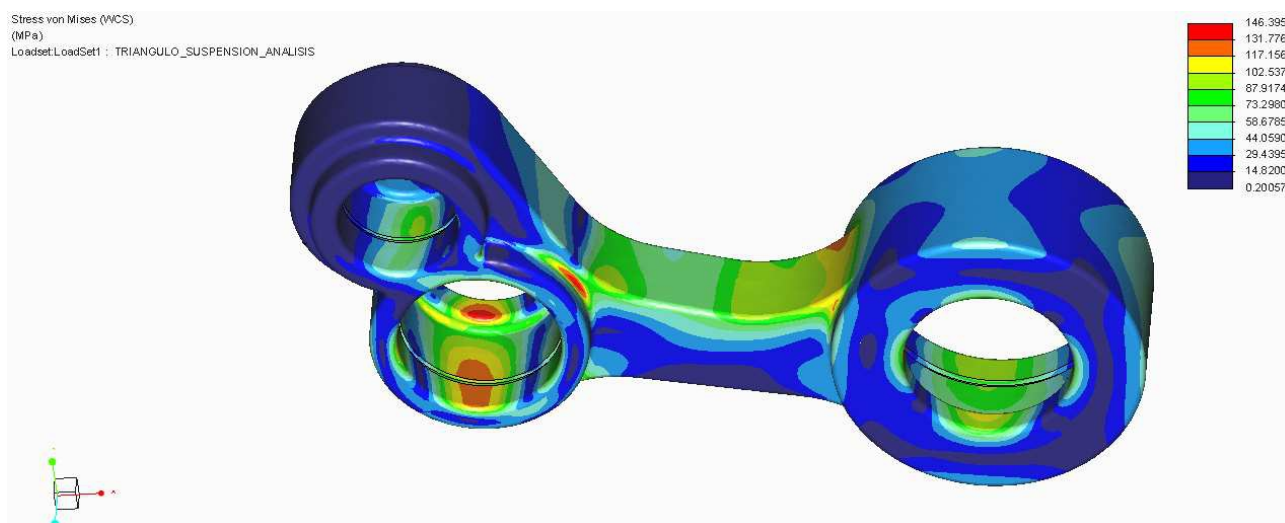


Figura 3.6.98. Tensiones de Von Mises en el balancín.

Si analizamos los datos sobre el material que se han expuesto anteriormente, podremos ver que el límite elástico del material es de 145-150 MPa. Se ronda este en una pequeña zona donde se aplican las fuerzas y restricciones pero el tamaño de la zona que se puede plastificar apenas supera el milímetro de superficie por lo que se considera una zona muy localizada que no supondrá ningún problema. Además, apenas se supera el máximo del material en ese punto. Por lo demás, en el resto de la pieza las tensiones son bastante bajas exceptuando las zonas de concentración de tensiones donde se encuentran las tensiones más altas que no llegan al límite elástico en ningún momento.

También cabe recordar que la resistencia a tracción del material es de 240 MPa. Las tensiones en todo el balancín se encuentran muy lejos de llegar a ese caso límite.

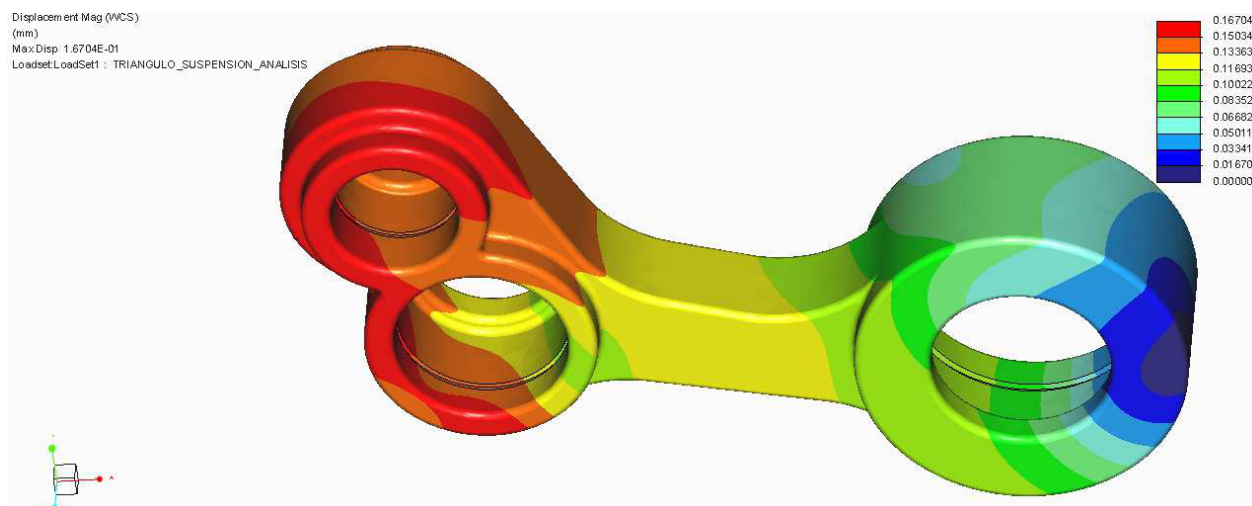


Figura 3.6.99. Desplazamientos del balancín con Inertia Relief.

Como se puede observar los valores máximos de los desplazamientos apenas superan la décima de milímetro por lo que se pueden considerar como válidas. Aun así, se realizará otro análisis en el que compararemos estos datos al no ser un método muy seguro. Aunque viendo lo pequeños valores apenas habrá cambios.

Resultados del balancín mediante restricciones

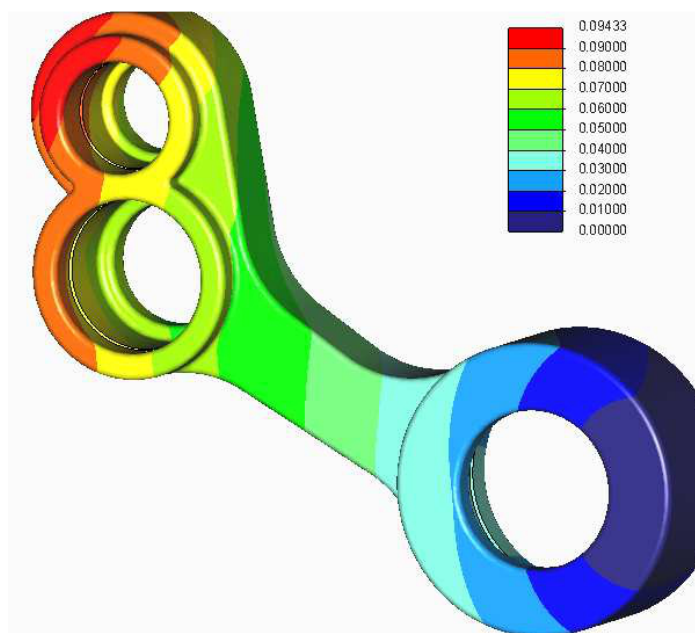


Figura 3.6.100. Deformaciones en el balancín.

Los resultados de este estudio tampoco se pueden considerar del todo ciertos ya que en la derecha de la imagen vemos que la deformación es cero en aquellas zonas donde hemos colocado el apoyo. Pero se sabe que sufrirán alguna deformación. Aun así nos vale para tener una idea de las deformaciones máximas que son las que nos interesan en este caso.

Como se puede observar colocando las restricciones como estarían colocados en el caso de que actuase la fuerza en la unión con la bieleta y sus consiguientes restricciones, las deformaciones nos salen ligeramente inferiores, lo cual resulta ser un aspecto muy positivo para nuestro diseño. Aun así, la diferencia entre los dos estudios apenas llega a 7 centésimas de milímetro, por lo que en ninguno de los casos los consideraríamos grandes y no interferirán en el funcionamiento correcto de la suspensión.

Una vez diseñado definitivamente el balancín, se procederá al diseño de los componentes de la bieleta que dependerán de la geometría de este elemento. Se deberá evitar que interfieran en el funcionamiento.

3.6.3.4. Bieleta

El diseño de la bieleta es una parte de vital importancia para nuestro propósito de conseguir una suspensión regulable. Este elemento irá formado por diferentes piezas que harán posible el ajuste

del tamaño de todo el conjunto de la bieleta y, a su vez, el ajuste del sistema completo. Para ello la bieleta se compone de tres elementos principales: la cabeza de articulación, la horquilla y el tensor.

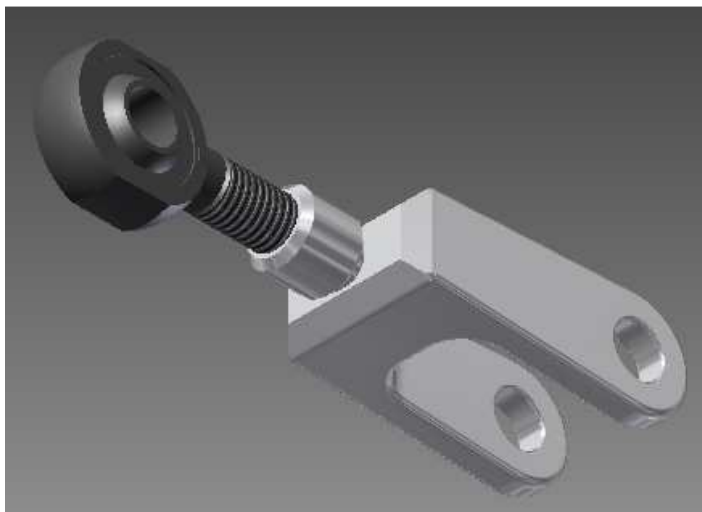


Figura 3.6.101. Bieleta regulable.

Esta bieleta cuenta de inicio con una serie de requisitos a cumplir. La anchura de las orejas de la horquilla tendrá que ser de mínimo la anchura máxima del balancín para evitar colisiones. Por esa misma razón la longitud de las orejas tendrá un valor mínimo como podremos ver.

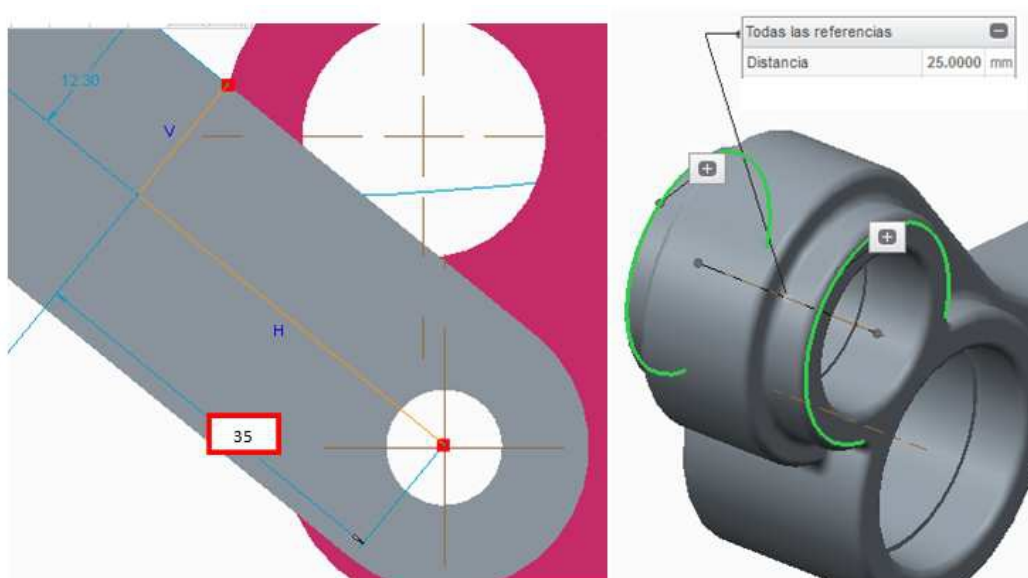


Figura 3.6.102. Longitud mínima de las orejas (izq.) y anchura máxima del balancín (dcha.)

Desde un primero momento se nos exigen una serie de requisitos para su diseño:

- Anchura mínima entre orejas 25 mm.

- Longitud mínima de las orejas 35 mm.

Además, tenemos que conseguir que la longitud ajustable del conjunto de la bieleta pueda ofrecer una longitud de 100 mm entre sus puntos de unión para conseguir las características definidas en el apartado 3.6.1.3.1.

Una vez hemos elegido la cabeza de articulación y sus dimensiones son conocidas, se diseñarán los otros dos elementos teniendo en cuenta los factores anteriores.

3.6.3.4.1. Técnicas y métodos

Horquilla

MATERIAL

Nuevamente se ha seleccionado una aleación de magnesio, aluminio y silicio para la fabricación de esta pieza. En este caso, será el aluminio 6061-T6.

Características mecánicas	Valores
Límite elásticos	275 MPa
Resistencia a tracción	310 MPa
Elongación	17%
Dureza Brinell	95 HB
Coefficiente de Poisson	0,33

Tabla 15. Características mecánicas principales del aluminio 6061-T6.

Esta aleación ofrece unas propiedades mecánicas mejores que el aluminio 6061-T4, necesarias dado a que las sollicitaciones en esta pieza son mayores y las dimensiones de la pieza más pequeñas.

MALLA

Una vez designado el material correspondiente a la horquilla, se procederá a la confección de la malla. En este caso el tamaño máximo de los elementos será de 5 mm y se añadirán zonas

refinadas en aquellos puntos de concentración de tensiones. Una de las zonas será la de los dos agujeros de las orejas por donde pasará el eje que lo unirá con el balancín (2 mm) y, otra, en los redondeos de la zona de unión de ambas orejas (3 mm).

Al ser un elemento pequeño, se ha optado por usar elementos más pequeños en general. No supondrá un tiempo excesivo de ejecución del análisis y compensará por la mayor precisión de los datos al ser una pieza que se debe diseñar con cuidado ya que tendrá que soportar grandes esfuerzos.

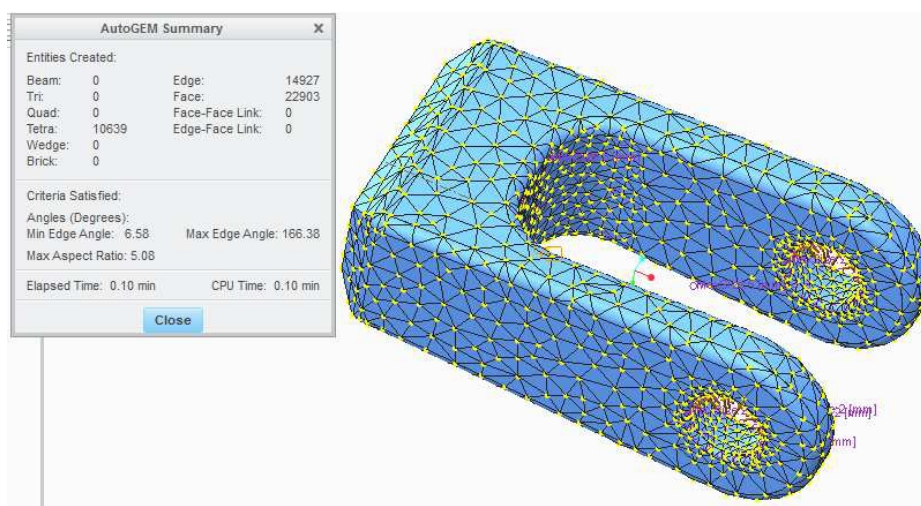


Figura 3.6.103. Malla horquilla de la bieleta.

CARGAS

Las cargas que soportará la horquilla son las que corresponden a la unión entre balancín y bieleta. En este caso las fuerzas no se podrán exportar del análisis estático por lo que se introducirán manualmente como fuerzas de tipo Bearing. La fuerza total de esa reacción ira dividida entre cada uno de los agujeros de las orejas de la horquilla, por lo que a cada uno le corresponderá la mitad de 9064,67 N.

Con el análisis estático hemos conseguido la dirección y sentido de las fuerzas que actuarán en estos agujeros por los que pasará un eje ejerciendo dicho esfuerzo.

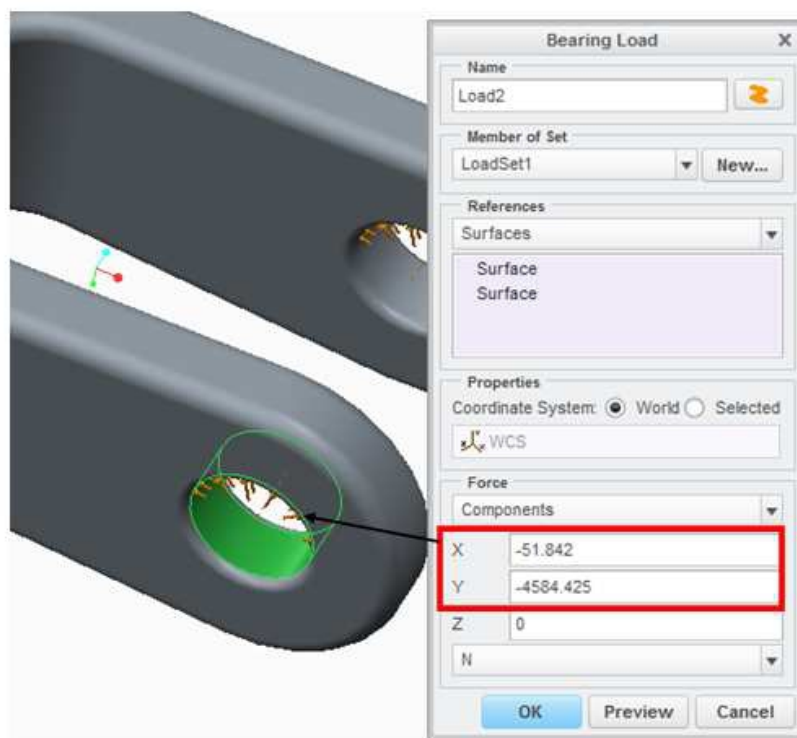


Figura 3.6.104. Cargas en cada uno de los agujeros.

CONDICIONES DE CONTORNO

Para este análisis, añadiremos una restricción en cuanto a movimiento en la unión roscada de la horquilla con el basculante. Se restringirá todo movimiento en las superficies correspondientes a la rosca, simulando la unión roscada entre ambos elementos. Como se analizará a posteriori, no es exactamente lo que sucede en la realidad y puede que nos de cómo resultado algún pico de tensión excesivo.

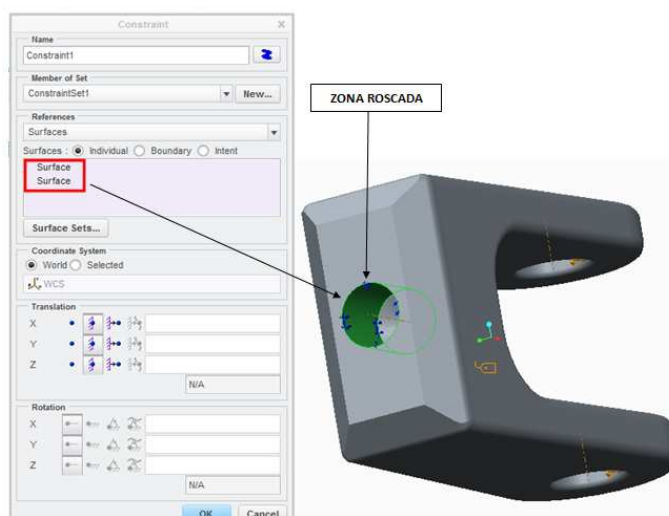


Figura 3.6.105. Restricción en la unión roscada.

Tensor

MATERIAL

Nuevamente se ha seleccionado una aleación de magnesio, aluminio y silicio para la fabricación de esta pieza. En este caso, como en el de la horquilla, será el aluminio 6061-T6.

Características mecánicas	Valores
Límite elásticos	275 MPa
Resistencia a tracción	310 MPa
Elongación	17%
Dureza Brinell	95 HB
Coefficiente de Poisson	0,33

Tabla 16. Características mecánicas principales del aluminio 6061-T6.

Esta aleación ofrece unas propiedades mecánicas mejores que el aluminio 6061-T4, necesarias dado a que las sollicitaciones en esta pieza son mayores y las dimensiones de la pieza más pequeñas, al igual que el otro componente que forma el conjunto de la bieleta.

MALLA

Una vez designado el material correspondiente al tensor, se procederá a la confección de la malla. En este caso el tamaño máximo de los elementos será de 5 mm y se añadirán zonas refinadas en aquellos puntos de concentración de tensiones.

Estas zonas en las que se refinará la malla serán las zonas en las que coloquemos alguna restricción de movimiento y las propias cargas, es decir en las zonas donde apliquemos condiciones de contorno. El tamaño del elemento será de 3 mm en estas zonas.

Al ser un elemento pequeño, se ha optado por usar elementos más pequeños en general. No supondrá un tiempo excesivo de ejecución del análisis y compensará por la mayor precisión de los datos al ser una pieza que se debe diseñar con cuidado ya que tendrá que soportar grandes esfuerzos.

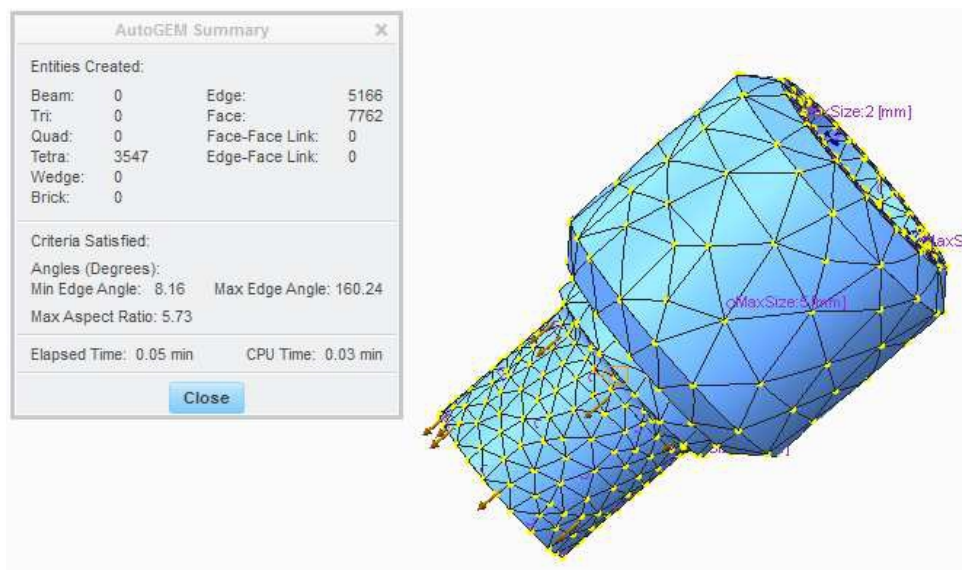


Figura 3.6.106. Malla del tensor.

CARGAS

En este caso, de nuevo las cargas que afectarán serán las mismas que en el caso de la horquilla que se correspondían a la reacción entre la bieleta y el triangulo. Pero, en este caso no será una carga de tipo Bearing, porque no corresponde a una fuerza en un rodamiento o rotula sino que en una rosa. Por ello, las fuerzas serán del tipo Force/Moment pero los valores que introduciremos serán los mismos que en el caso anterior. La zona de aplicación, será la superficie con rosca macho de la pieza que se introduce en la horquilla.

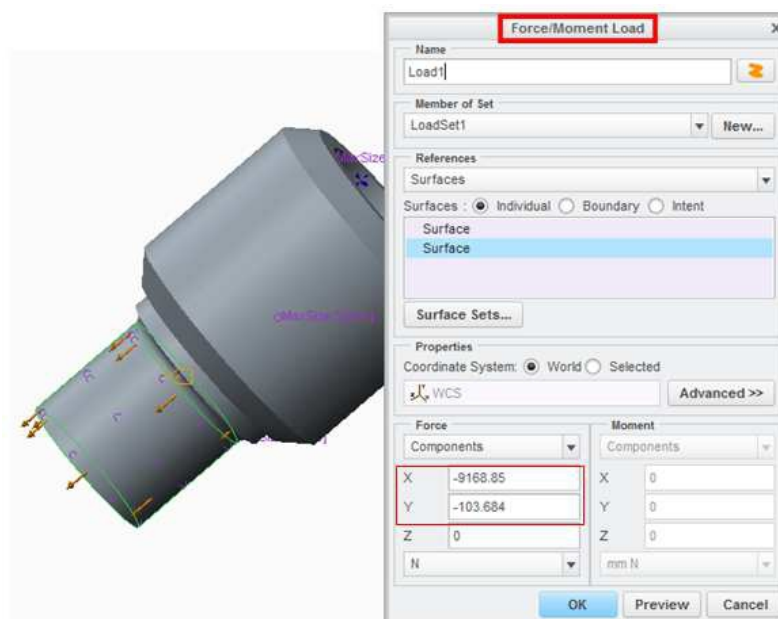


Figura 3.6.107. Cargas en la rosca del tensor.

CONDICIONES DE CONTORNO

En cuanto a las restricciones de movimiento, en este caso también añadiremos una restricción total en cuanto a movimiento en la rosca, pero en la rosca hembra a la cual introduciremos la cabeza de articulación macho.

Esta restricción, como en el caso de la horquilla, no es completamente cierta por lo que puede dar lugar a picos de tensiones excesivas.

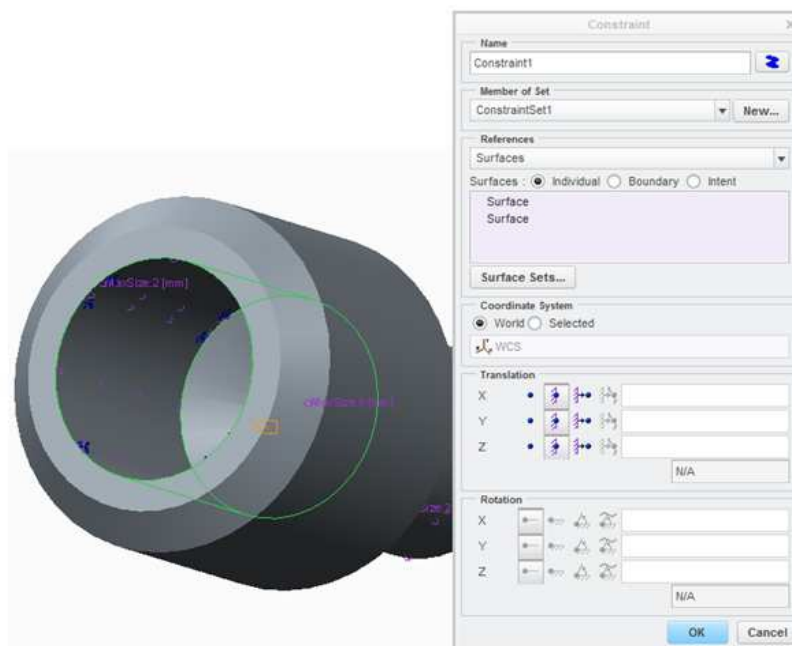


Figura 3.6.108. Restricciones de movimiento en la rosca hembra.

3.6.3.4.2. Procesamiento de datos

Horquilla

El diseño de la horquilla de la bieleta que vamos a analizar, es el que se expone en la figura 3.6.109.

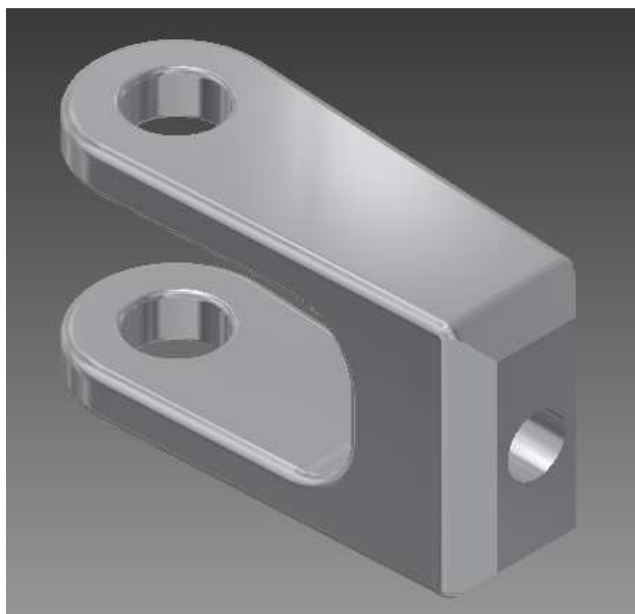


Figura 3.6.109. Horquilla final del subconjunto de la bieleta.

Ahora veremos los resultados del análisis estático realizado. Se analizarán primero las tensiones de Von Mises.

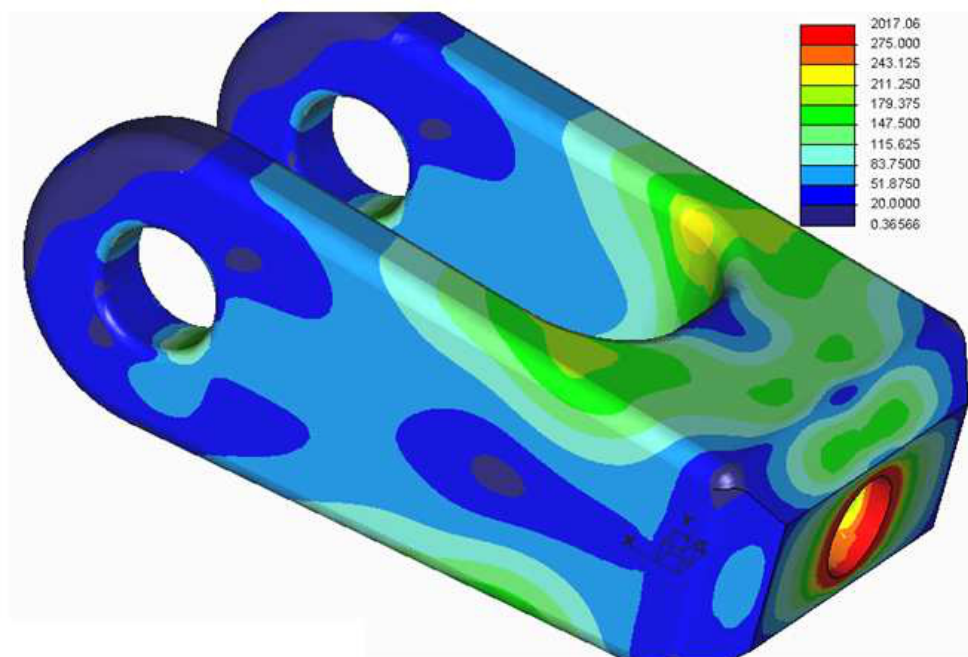


Figura 3.6.110. Tensiones de Von Mises en la horquilla.

Como se puede observar las tensiones se encuentran por debajo del límite de fluencia del material en la pieza en general. Aun así, se puede observar que en la zona roscada donde hemos

colocado la restricción de movimiento, tenemos una zona que supera este límite y que nos daría problemas.

Sin embargo, la restricción en la realidad no está aplicada sobre toda la superficie del agujero como se ha puesto, sino que está restringido hasta el final de la superficie roscada, y las tensiones se distribuyen por los dientes de la rosca, evitando la acumulación de tensiones y dando por ello valores permitidos de tensión. Por lo que las tensiones no se corresponden con la realidad en esa zona y consideraremos únicamente las tensiones en el resto de la pieza. Por eso, se asume que son validas.

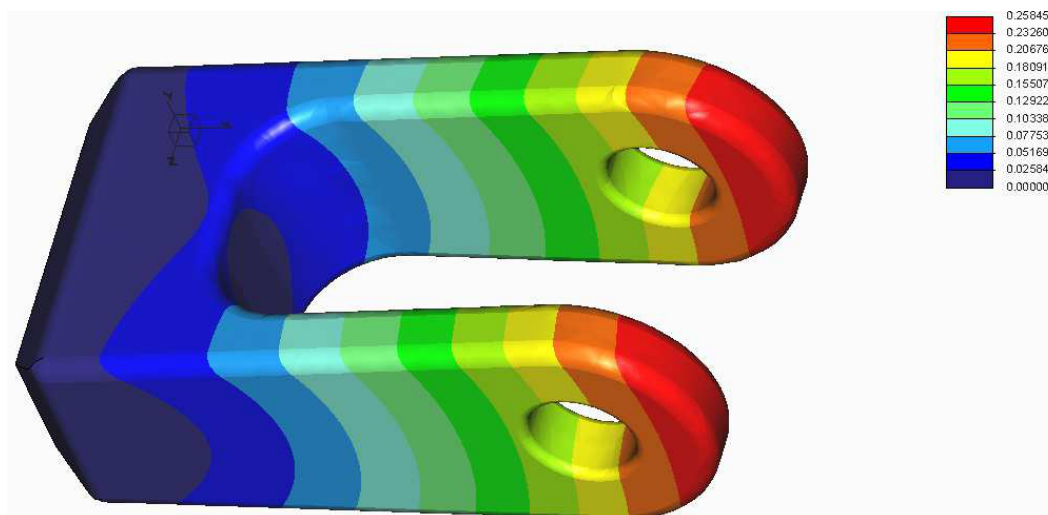


Figura 3.6.111. Deformaciones en la horquilla.

Las deformaciones en esta pieza son orientativas, ya que en la zona donde aparecen los desplazamientos máximos, estará abrazando el balancín por lo que no dejará que se deforme tanto.

Tensor

Aquí está la pieza final que se analizará.

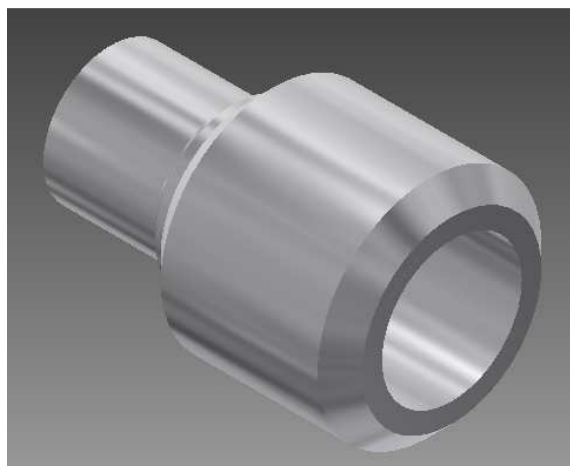


Figura 3.6.112. Tensor.

A continuación, se mostrarán los resultados obtenidos mediante el análisis estático.

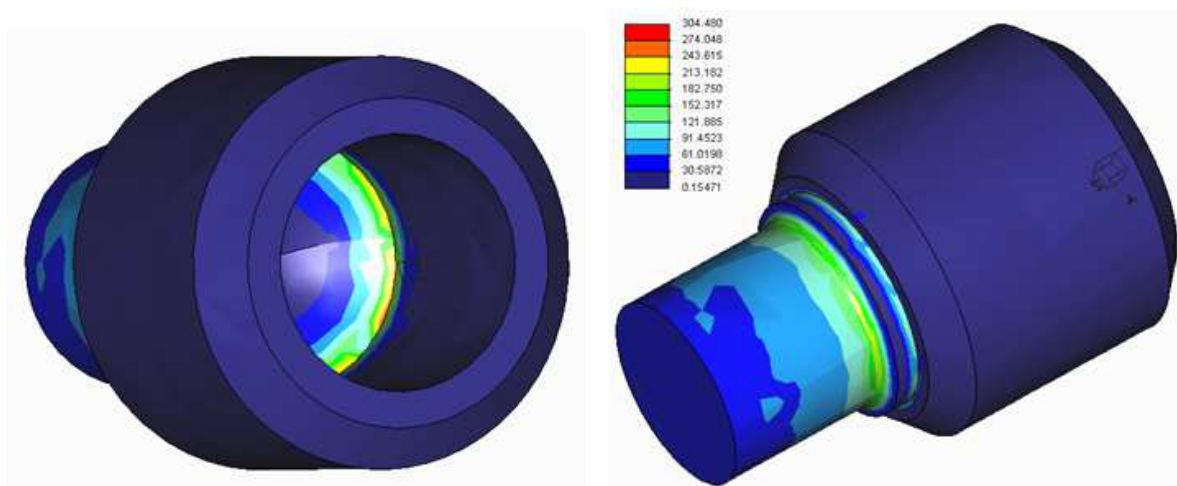


Figura 3.6.113. Tensiones de Von Mises en el tensor.

En cuanto a las tensiones, ocurre algo muy similar al caso de la horquilla. La pieza en general se encuentra por debajo del límite de fluencia en todas sus zonas excepto en la correspondiente a la restricción establecida. Como ya se ha explicado anteriormente, el análisis es algo orientativo ya que en realidad, la restricción en la realidad no está aplicada sobre toda la superficie del agujero como se ha puesto, sino que está restringido hasta el final de la superficie roscada, y las tensiones se distribuyen por los dientes de la rosca, evitando la acumulación de tensiones y dando por ello valores permitidos de tensión. Pero se considera la pieza como válida ya que el resto de la pieza se encuentra en el rango de valores permitido.

En cuanto a las otras zonas críticas de los radios de acuerdo, se ven más solicitaciones que el resto pero por debajo del límite de fluencia, por lo que la zona más crítica también es aceptable.

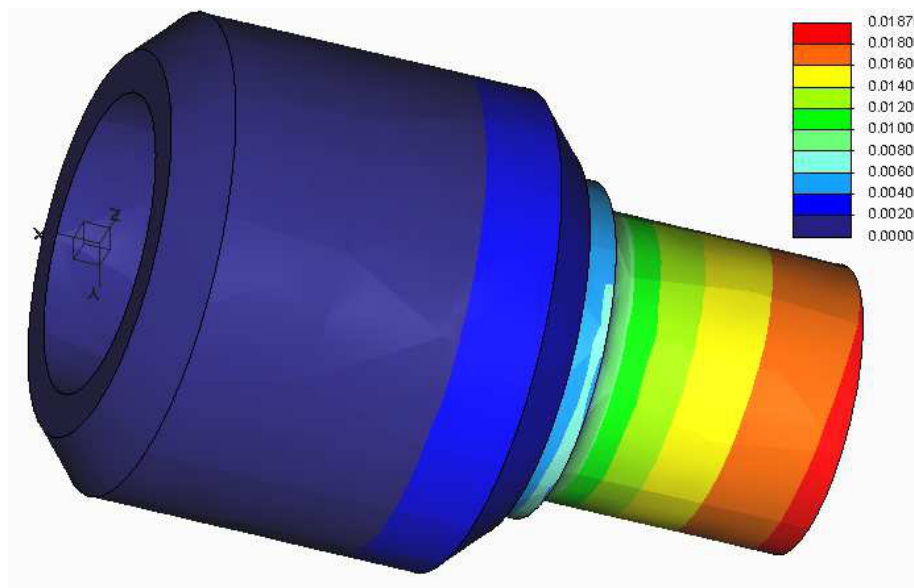


Figura 3.6.114. Deformaciones en el tensor.

En cuanto a deformaciones, los valores en este caso si se acercan a la realidad que tendrá la pieza. Aun así, los valores son muy pequeños y no suponen ningún problema para el desarrollo correcto del sistema.

3.6.4. DISEÑO PRELIMINAR DEL BASCULANTE

Como ya se ha comentado anteriormente en el apartado 3.5.1.2, ninguna de las tres alternativas expuestas tiene una diferencia significativa en cuanto a calidad en comparación a las otras dos.

Por ello, se realizará el estudio de cada una de ellas a cargo de diferentes alumnos. Cada uno de ellos deberá dimensionar cada uno de los componentes de la suspensión para un funcionamiento óptimo del sistema, además de diseñar las propias piezas y seleccionar los elementos de unión entre ellas.

Álvaro Queréndez será el encargado del diseño y desarrollo de la suspensión Full-floater.

Iván Colmenero será quien deba diseñar y desarrollar la segunda alternativa, la suspensión Pro-link.

Y finalmente, yo, Beñat Uriarte, seré el encargado de la tercera y última alternativa, la suspensión Uni-trak.

3.6.4.1. Marco teórico

El diseño preliminar que haremos del basculante consta de dos partes. La primera, es dimensionar y diseñar el basculante teniendo en cuenta su rigidez. Las fuerzas actuantes no suelen generar excesivos problemas en lo que se refiere al servicio. La segunda, es el diseño más detallado, en el que se incluirán las fuerzas actuantes. Dependiendo si soporta o no estos esfuerzos, tendremos el diseño preliminar o, por lo contrario debemos empezar de nuevo con el análisis de la rigidez con un nuevo diseño y empezar de nuevo todo el proceso hasta conseguir un prediseño válido.

La rigidez es la magnitud que relaciona las fuerzas que soporta un elemento y las deformaciones o desplazamientos que sufre. A menor desplazamiento, mayor será la rigidez estructural del sistema.

En este análisis tendremos en cuenta distintos tipos de rigideces para comprobar si la rigidez total del basculante es válida.

La rigidez se expresa con la siguiente ecuación:

$$k = \frac{F}{\delta} \quad \text{Ecuación 45}$$

Donde:

k: Rigidez del elemento en su dirección.

F: Fuerza aplicada en la dirección en la que se quiere obtener la rigidez.

δ : Desplazamiento de un punto determinado en el que se aplica la fuerza.

También podemos obtener la expresión de la rigidez relacionando el momento con el ángulo de giro.

$$k = \frac{M}{\theta} \quad \text{Ecuación 46}$$

Donde:

M: Momento aplicado.

θ : Angulo que se ha girado el elemento.

Rigidez longitudinal

En este caso, para la valoración de esta rigidez, tendremos en cuenta la fuerza longitudinal que soporta el basculante.

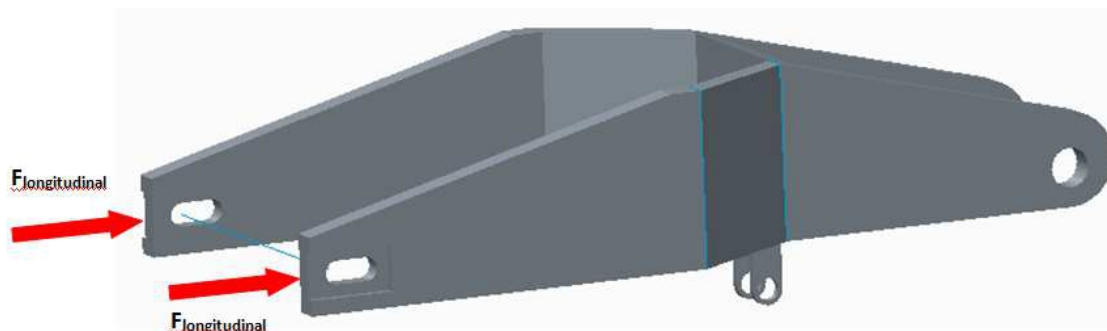


Figura 3.6.115. Fuerzas longitudinales sobre le basculante.

Esta fuerza no genera valores muy altos a lo que tensiones respecta, ya que el esfuerzo que debe sufrir se limita a la inercia creada exclusivamente por el tren trasero.

Según la normativa de MotoStudent este valor deberá cumplir el siguiente requisito:

$$k_{\text{longitudinal}} > 15 \text{ KN/mm}$$

Rigidez a flexión

Debido a los numerosos resaltos que se va encontrar el vehículo en su recorrido, sufrirá fuerzas verticales que se transmitirán mediante la rueda a la estructura. La estructura de la moto, en este caso del basculante, deberá tener suficiente rigidez como para evitar deformaciones excesivas, pudiendo cumplir así es servicio establecido. Estos esfuerzos en momentos puntuales podrían ser muy superiores a las cargas estáticas que soportaría la moto.

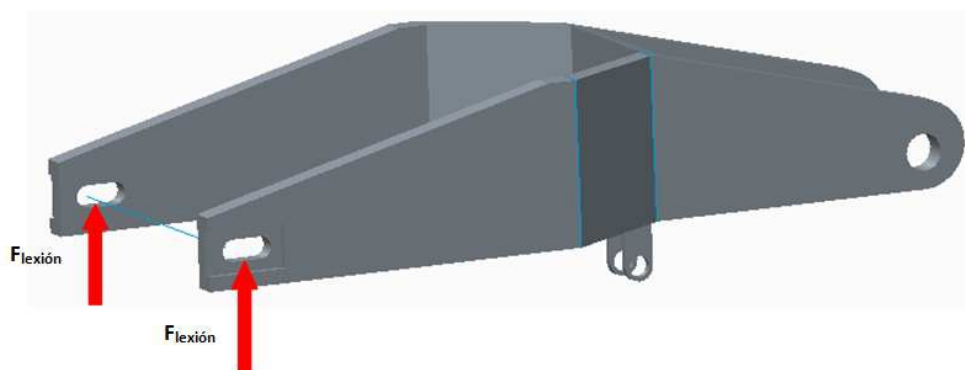


Figura 3.6.116. Fuerzas que crean momentos flectores en el basculante.

Teniendo en cuenta el esfuerzo a flexión que tendrá que soportar el basculante debido a esta fuerza, podremos ver que el pico máximo del momento flector se encontrará cerca de punto de anclaje con la cabeza de articulación de la bieleta. Por ello se dota al basculante con una sección mayor en esa zona, de tal forma que nos proporcione una rigidez a flexión adecuada.

Lo que se busca en esta rigidez es que su valor sea el más grande posible. A mayor triangulación mayor será la rigidez tal y como la buscamos pero debemos tener en cuenta que no se supere el peso máximo establecido de 5 Kg para este elemento.

Rigidez lateral

En cuanto a la rigidez lateral, el basculante nos debe ofrecer suficiente rigidez como para soportar los esfuerzos laterales que sufrirá la moto pero sin excederse con la rigidez ya que una rigidez lateral excesiva podría producir alteraciones perjudiciales en la conducción.

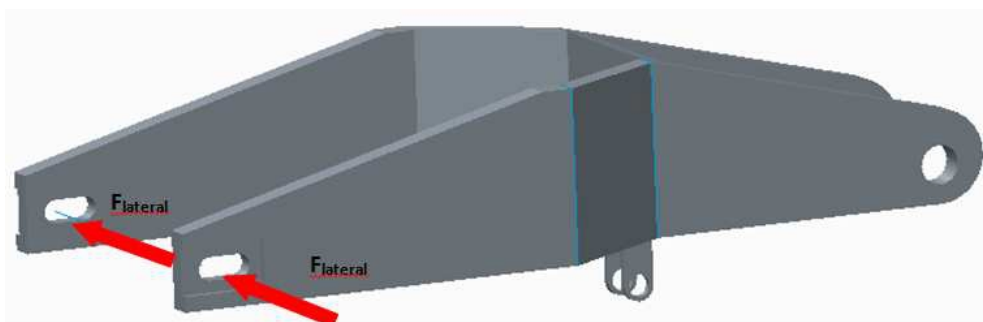


Figura 3.6.117. Fuerza lateral sobre el basculante.

Estos esfuerzos solo aparecen cuando se traza una curva, se pasa por un bache o situaciones similares. No es un esfuerzo que aparece constantemente entonces.

Como ya se ha mencionado, esta característica debe proporcionar la suficiente rigidez pero sin excederse en su valor. Según los datos de MotoStudent, los valores deben oscilar entre los siguientes.

$$0,4 \text{ KN/mm} < k_{\text{lateral}} < 1,6 \text{ KN/mm}$$

Rigidez a torsión

En el trazado de una curva, al haber un cambio de posición del centro de gravedad (CdG), se generarán esfuerzos torsores en el basculante. Este esfuerzo torsor se debe a que tendremos un esfuerzo vertical hacia arriba en uno de los extremos del eje de la rueda y en el lado contrario la dirección de la fuerza será la contraria.

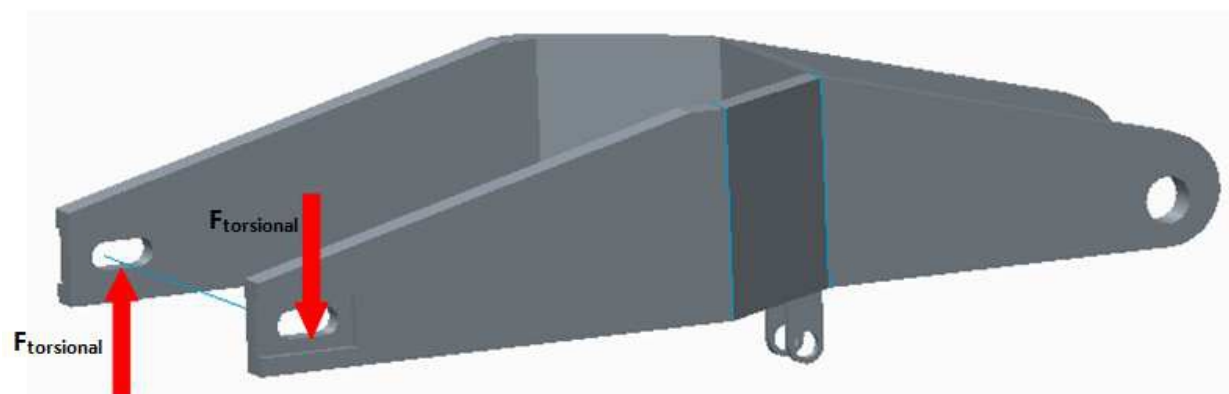


Figura 3.6.118. Fuerza torsional sobre el basculante.

El desplazamiento del CdG es por tanto el causante de este esfuerzo. La magnitud de este desplazamiento puede deberse a varios factores, entre otros, la inclinación de la moto, la manera de conducción (la posición del piloto en las curvas por ejemplo) o el ancho de la rueda.

Para el análisis de esta rigidez los valores orientativos son los siguientes.

$$1 \text{ KN} \cdot \text{m}/\circ < k_{\text{torsión}} < 2 \text{ KN} \cdot \text{m}/\circ$$

Unión del basculante con el resto del sistema

En esta sección se explicará cómo se hará la unión entre el basculante y el resto del sistema. El basculante se une al resto del sistema con la unión que mantiene con la cabeza de articulación que forma la bieleta. Esta unión es posible gracias a unas orejas que se han dispuesto mediante soldadura en la parte de abajo del basculante.

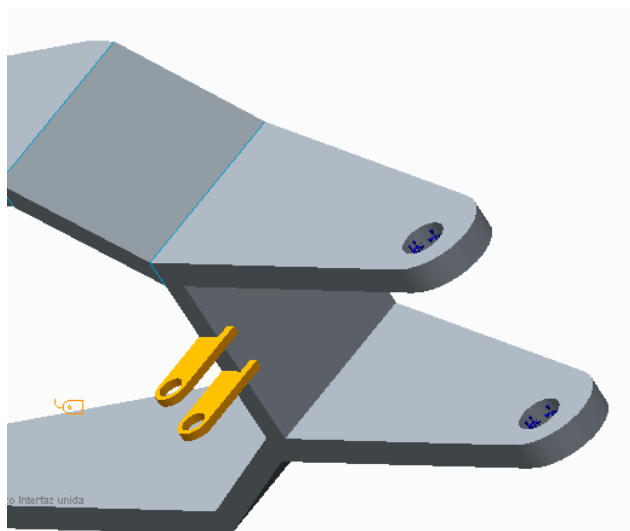


Figura 3.6.119. Basculante con orejas para la unión con la bieleta.

El material seleccionada para estas orejas será el mismo que el empleado para la fabricación del basculante, es decir, el aluminio 6061-T4.

Para el diseño de estas orejas, debemos tener en cuenta ciertas restricciones. El primero es el que viene de la mano de la organización, que exige que la unión entre ambos deba estar a una distancia de 40 mm del basculante, hacia abajo. La segunda restricción geométrica se debe a la anchura de la cabeza de articulación, que debe entrar entre ambas orejas. La tercera, viene determinada por la dimensión del eje que lo atravesará, ya que los agujeros en ambas orejas deberán tener un diámetro de al menos ese tamaño.

Teniendo en cuenta estas restricciones, este es el diseño de las orejas.



Figura 3.6.120. Requisitos geométricos que deben cumplir las orejas.

3.6.4.2. Marco metodológico

Basculante

El tipo de basculantes que se ha seleccionado es el basculante de doble brazo. La razón principal para ello es que gracias a su estructura simétrica nos proporciona un diseño más sencillo para el análisis, además de ser la más común hoy en día.

Para la geometría del diseño del basculante que se va a analizar, se ha seguido estrictamente que cumpla con las dimensiones del basculante con el que se ha obtenido la curva de rigidez que se buscaba y por otro lado las especificaciones geométricas que exige la misma competición acerca de su diseño.

Teniendo en cuenta todo esto, este será el basculante que se analizará.

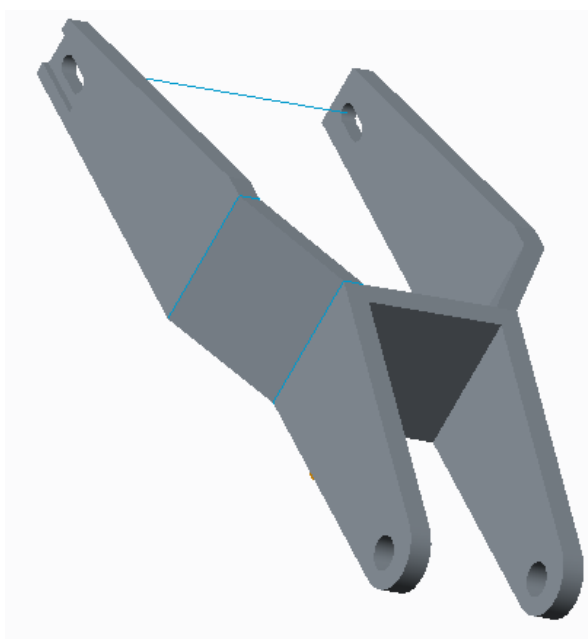


Figura 3.6.121. Basculante diseñado.

MATERIAL

Pero antes de nada vamos a especificar el material que usaremos para este elemento y sus características principales. El material elegido para este caso es el aluminio 6061-T4. Es una aleación de aluminio, magnesio y silicio. La principal razón para su elección es su ligereza y la facilidad para soldar que nos ofrece.

Características mecánicas	Valores
Límite elásticos	145-150 MPa
Resistencia a tracción	240 MPa
Elongación	23%
Dureza Brinell	65 HB
Coefficiente de Poisson	0,33

Tabla 17. Características mecánicas principales del aluminio 6061-T4.

PESO

El limite exigido por la propia competición es de 5 Kg. Teniendo en cuenta que el material que se va usar para su fabricación es el aluminio, obtenemos un peso de 4,966 Kg.

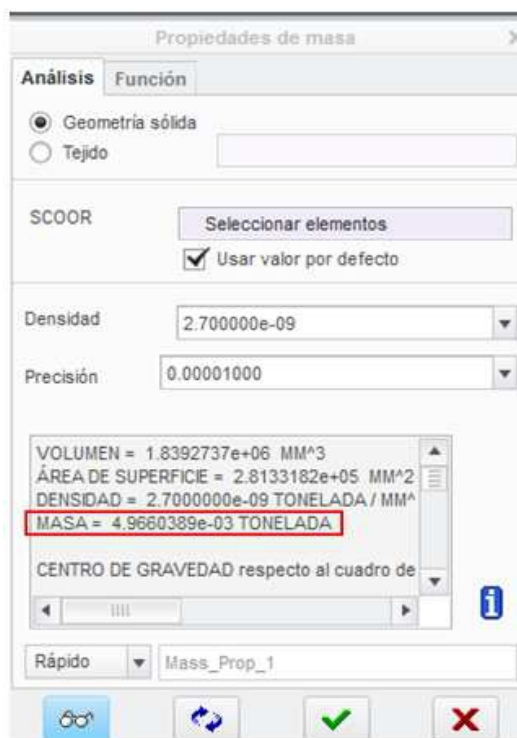


Figura 3.6.122. Masa del basculante diseñado.

MALLA

Al tratarse de un prediseño, se ha determinado un tamaño uniforme de malla para toda la pieza. Serán elementos tetraedros de tamaño de 15 mm. Aunque el comparación con el resto de mallas esta pueda parecer que tiene unos elementos muy grandes, debemos tener en cuenta que el tamaño de este elemento es considerablemente mayor al resto de elementos.

Por ello, al no necesitar una precisión excesiva y considerando el tamaño seleccionado de adecuado para un prediseño, la malla del basculante es la que se muestra en la Figura 3.6.123.

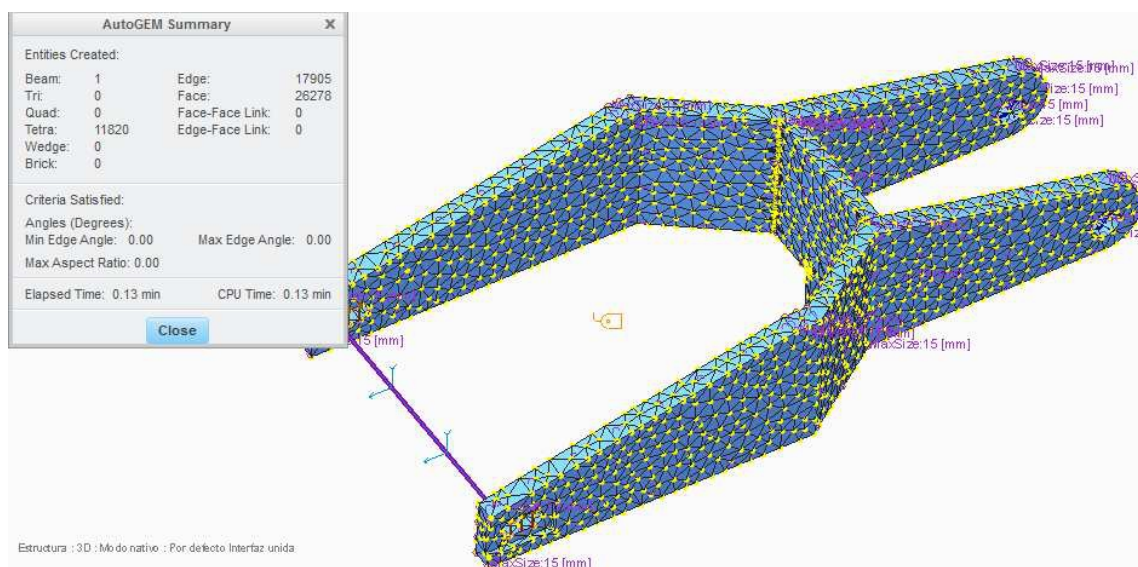


Figura 3.6.123. Basculante mallado.

CONDICIONES DE CONTORNO

En cuanto a las condiciones de contorno, se colocarán restricciones en cuanto a movimiento en los agujeros de unión entre el basculante y el chasis. Habrá un empotramiento en la unión, de tal forma que tengamos un punto fijo de referencia para calcular el desplazamiento de los demás puntos. Si esto no lo colocásemos así, los desplazamientos serian una suma de desplazamientos que no nos proporciona ningún dato de interés en el análisis.

Además de este empotramiento, no debe de haber movimientos relativos entre las dos orejas del basculante. Este movimiento no lo permitiría el eje de la rueda por lo que debemos evitar que se produzca en el análisis para obtener datos de los desplazamientos que sean lo más real posibles.

Con ese objetivo, añadiremos una viga uniendo las dos orejas para lograr una separación constante entre ambas orejas. La sección de la viga tiene que ser lo más pequeña posible, de tal forma que apenas tenga inercia. Así, evitaremos que los resultados se vean falseados.

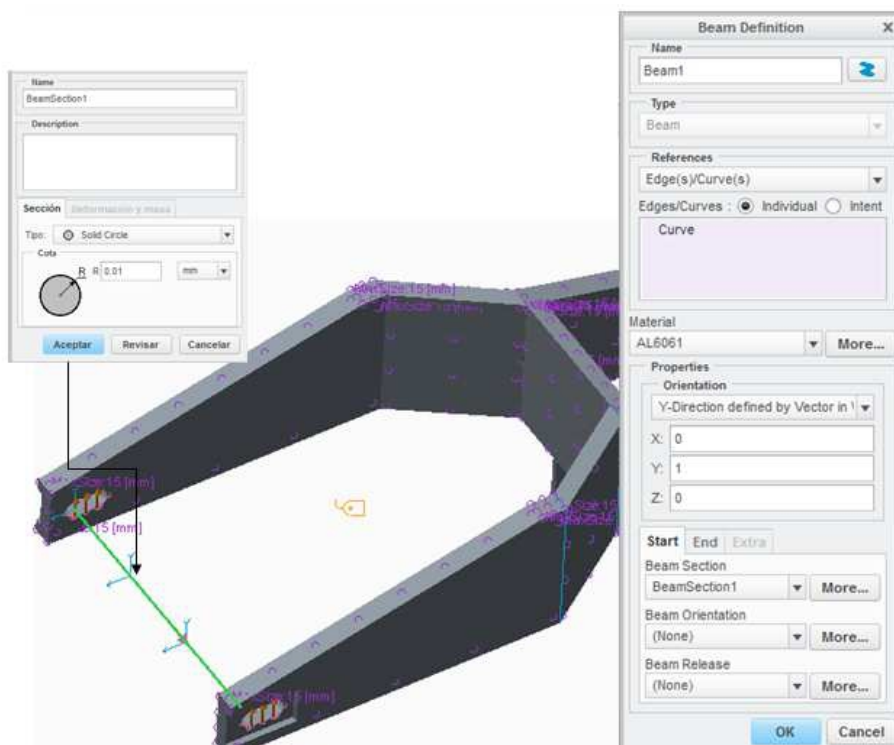


Figura 3.6.124. Definición del elemento viga.

Una vez se haya definido la viga, para darle mayor realismo a su función, se va reproducir el efecto que produce el tensor alojado en los agujeros donde ira situado dicho eje. Para ello, se emplea la restricción conocida como Rigid Link, que no permite movimientos de las superficies seleccionadas, simulando la rigidez que proporcionaría el tensor.

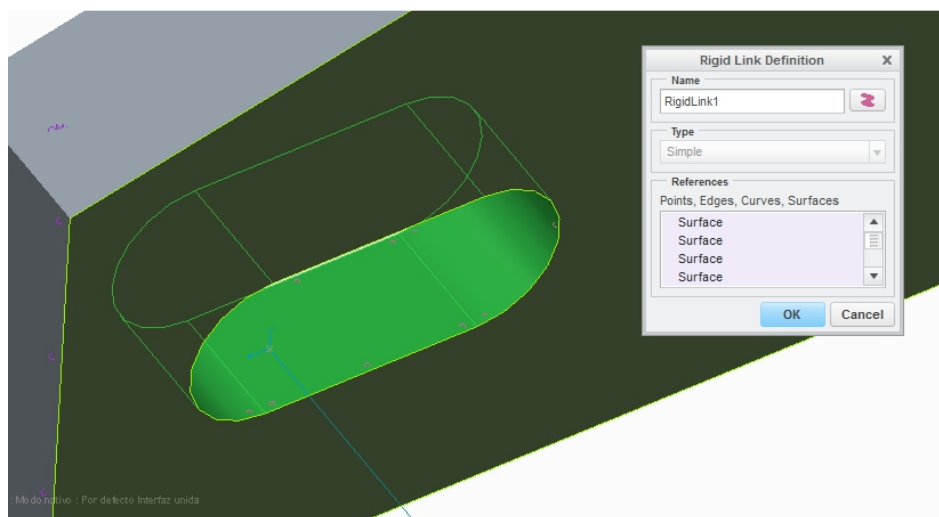


Figura 3.6.125. Definición de la restricción Rigid Link.

Una vez explicados las cosas en común de todos los análisis que se realizarán del basculante, se explicará cada uno de los análisis de las distintas rigideces que se harán y la disposición de las cargas en cada una de ellas.

Unión del basculante con el resto del sistema

Una vez que están diseñados, es el momento de aplicar las condiciones de contorno correspondientes. Se colocará un empotramiento en aquellas caras en las que las orejas están soldadas al basculante, simulando la situación real lo mejor posible.

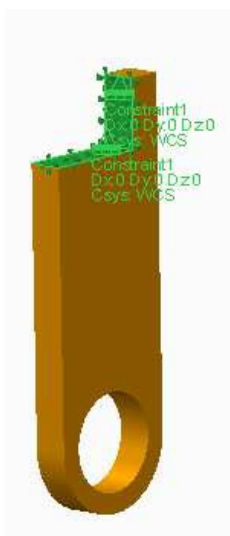


Figura 3.6.126. Empotramiento en las orejas.

En cuanto a las cargas, se dispondrán las correspondientes a esa unión divididos entre dos ya que la carga estará soportada por las dos orejas. La fuerza correspondiente a esta unión es de 9064,67 N, por lo que cada oreja debe soportar una carga de 4532,335 N.

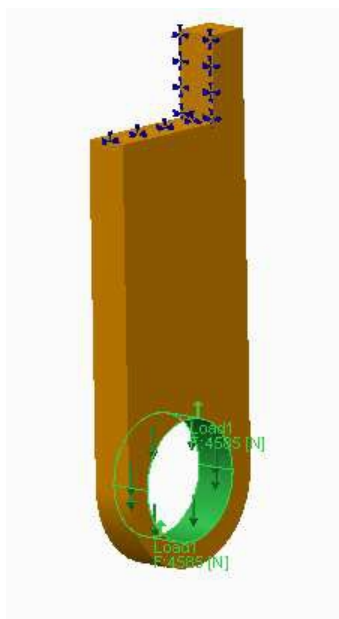


Figura 3.6.127. Cargas en las orejas.

3.6.4.3. Técnicas y métodos

Rigidez a flexión

Como ya se ha mostrado antes, las fuerzas que soportará el basculante en cada oreja presentarán la siguiente disposición. La fuerza que se va introducir será de 1 KN en total, 0,5 KN para cada oreja.

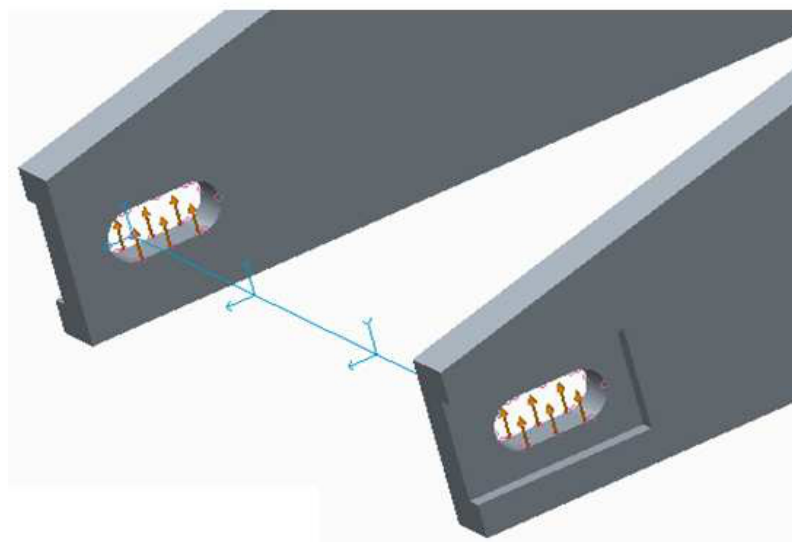


Figura 3.6.128. Fuerzas que crean el momento flector en el basculante.

Rigidez a torsión

Para el estudio de la rigidez torsional, se pretende introducir un momento torsor de 1 KN·m. Para conseguirlo, se deberán introducir dos cargas, una en cada oreja, y direcciones opuestas que nos ofrezcan un momento torsor deseado. Por tanto, teniendo en cuenta la distancia entre las dos orejas y que la fuerza en las dos zonas de aplicación deben tener mismo modulo, se plantea la siguiente ecuación:

$$\frac{0,245}{2} \text{ m} \cdot F + \frac{0,245}{2} \text{ m} \cdot F = 1 \text{ KN} \cdot \text{m} \Rightarrow F = 4,082 \text{ KN}$$

Por lo que se deben introducir dos fuerzas de ese modulo como se muestran en la figura X.

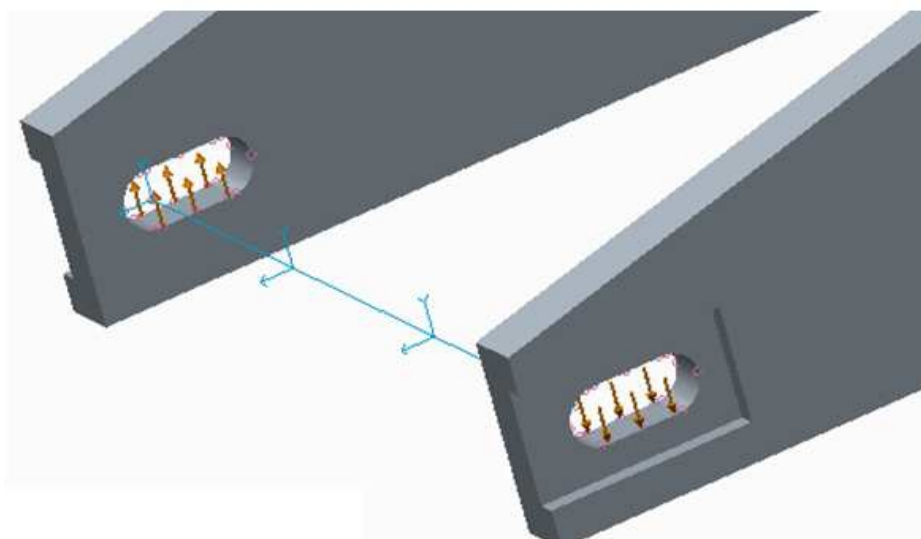


Figura 3.6.129. Fuerzas que crean el momento torsor en el basculante.

Rigidez longitudinal

Siguiendo los pasos análogos que en los casos anteriores, se hará un estudio con 1 KN de fuerza que se repartirá en las dos orejas igualmente, 0,5 KN a cada una de ellas siguiendo el esquema de abajo.

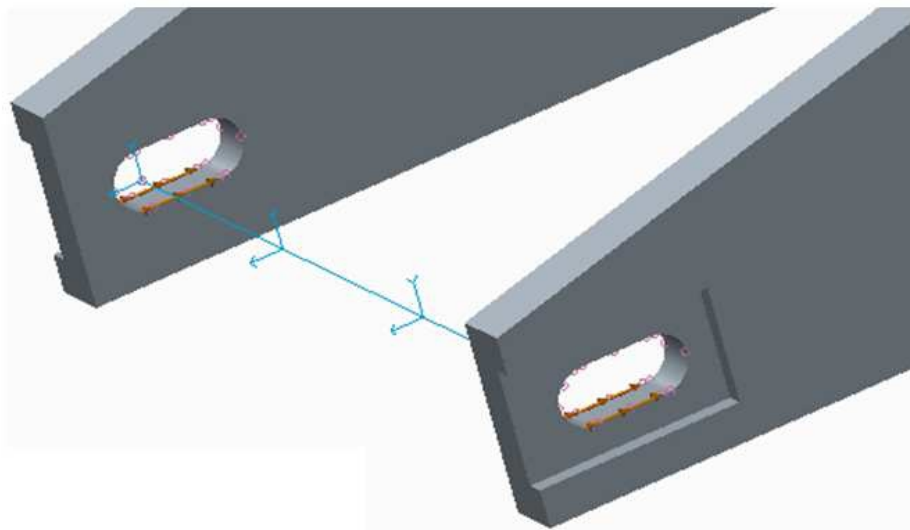


Figura 3.6.130. Fuerzas longitudinales sobre le basculante.

Rigidez lateral

En este último análisis de rigidez también se empleará una carga de 1 KN, dividida como corresponde en cada oreja.

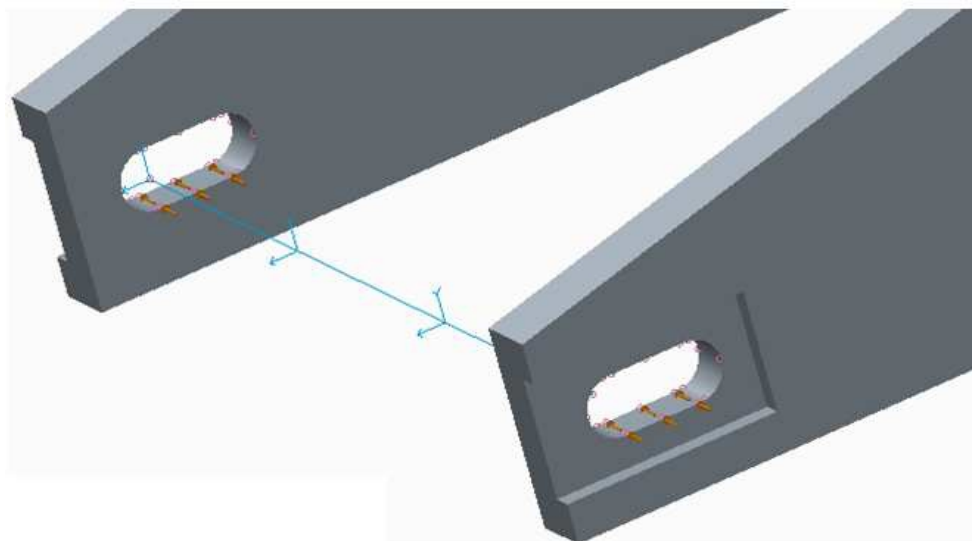


Figura 3.6.131. Fuerzas laterales sobre le basculante.

Diseño para la optimización del basculante

Una vez que se ha comprobado que el diseño es viable en cuanto a las rigideces, se analizará si se puede optimizar el basculante retirando el material sobrante o por el contrario no es capaz de soportar las exigencias del estado mas limite. Este estado límite, corresponde cuando la fuerza en la rueda alcance los 2,5 KN verticales que se transmitirán mediante el eje de la rueda al basculante.

En el caso en el que se supere en alguna de las zonas el límite de fluencia del aluminio, se deberá restablecer el diseño y comprobar de nuevo que cumpla las exigencias en cuanto a rigidez.

El material será el aluminio 6061-T4 como se ha comentado antes. El límite de fluencia de este material esta en 145-150 MPa. Se realizará un análisis de las tensiones de Von Mises para analizar cómo trabajan las distintas zonas del basculante.

El análisis en este caso, se realizará mediante Inertia Relief, que como se ha comentado en el caso del diseño del balancín, nos ofrece unos resultados muy cercanos a la realidad. La carga que aplicaremos irá dividida en las dos orejas del basculante.

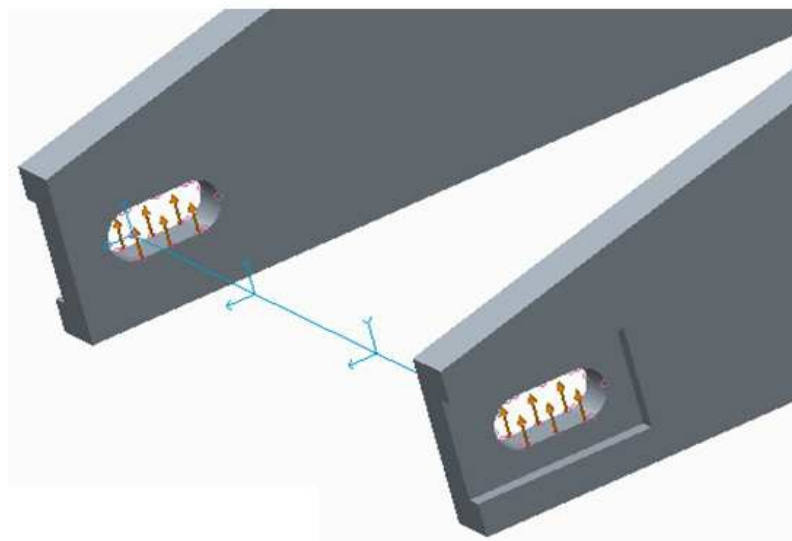


Figura 3.6.132. Disposición de las cargas en el análisis Inertia Relief del basculante.

3.6.4.4. Procesamiento de datos

3.6.4.4.1. Estudio de las rigideces

Rigidez a flexión

Tras el análisis obtenemos los siguientes valores de deformaciones.

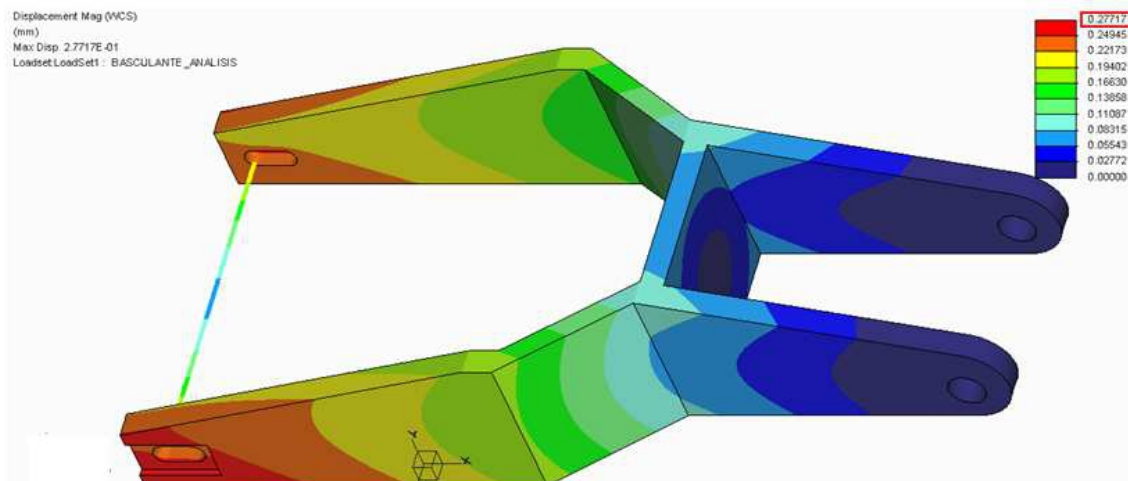


Figura 3.6.133. Deformaciones con las cargas flectoras.

La deformación máxima en el basculante es de 0,27717 mm. Con la ecuación X, obtendremos el valor de la rigidez.

$$k_{\text{flexión}} = \frac{F}{\delta} = \frac{0,5 \text{ KN}}{0,27717 \text{ mm}} = 1,804 \text{ KN/mm}$$

Rigidez a torsión

Una vez introducidas las cargas, analizaremos los resultados obtenidos en cuanto a deformaciones para calcular la rigidez. En este caso, nos interesan los grados máximos que se gira el conjunto en sí y no el desplazamiento en milímetros.



Figura 3.6.134. Deformaciones con las cargas torsoras.

El valor máximo del giro es de $0,9166^\circ$. Con este dato calcularemos la rigidez a torsión.

$$k_{\text{torsión}} = \frac{M}{\theta} = \frac{1 \text{ KN} \cdot \text{m}}{0,9166^\circ} = 1,091 \text{ KN} \cdot \text{m}/^\circ$$

Esta rigidez debe estar entre unos límites que son proporcionados por el equipo de MotoStudent.

$$1 \text{ KN} \cdot \text{m}/^\circ < k_{\text{torsión}} = 1,091 \text{ KN} \cdot \text{m}/^\circ < 2 \text{ KN} \cdot \text{m}/^\circ$$

Se puede observar que se cumple el requisito.

Rigidez longitudinal

Una vez dispuestas las cargas, se analizarán las deformaciones máximas con objeto de calcular la rigidez longitudinal tal y como se ha hecho antes.

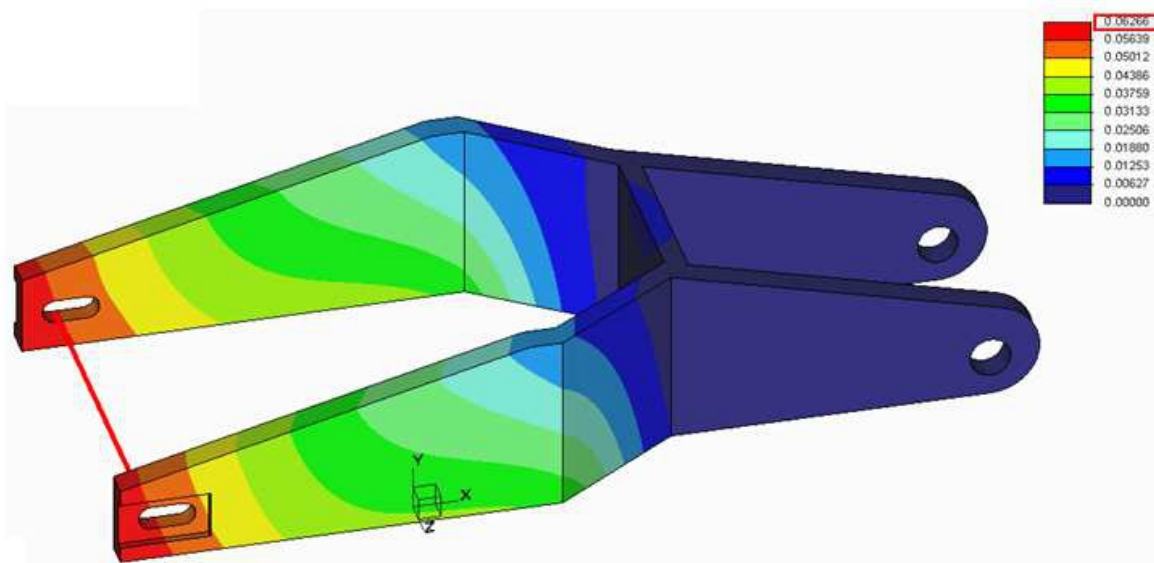


Figura 3.6.135. Deformaciones con las cargas longitudinales.

Como se puede observar, la deformación máxima en este caso se corresponde a 0,06226 mm.

$$k_{\text{longitudinal}} = \frac{F}{\delta} = \frac{0,5 \text{ KN}}{0,06226 \text{ mm}} = 15,96 \text{ KN/mm}$$

Esta rigidez debe ser mayor que 15 KN/mm, según los datos proporcionados por el equipo de MotoStudent. Se cumple este requisito también.

$$k_{\text{longitudinal}} = 15,96 \text{ KN/mm} > 15 \text{ KN/mm}$$

Rigidez lateral

En cuanto a las deformaciones, este es el esquema que nos encontramos.

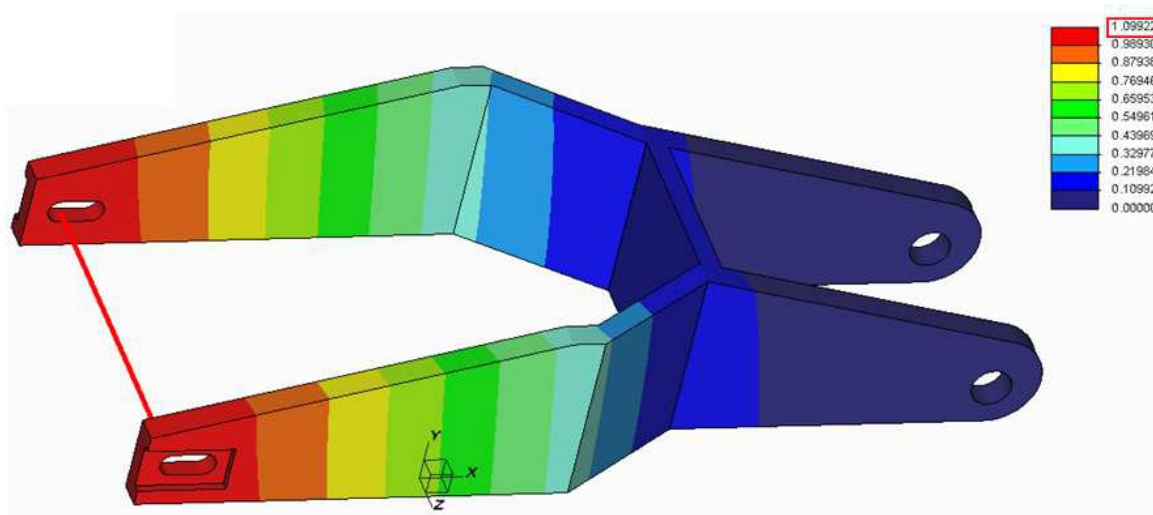


Figura 3.6.136. Deformaciones con las cargas laterales.

La deformación máxima en este caso corresponde a 1,09922 mm.

$$k_{\text{lateral}} = \frac{F}{\delta} = \frac{0,5 \text{ KN}}{1,09922 \text{ mm}} = 0,4549 \text{ KN/mm}$$

La rigidez lateral debe oscilar entre dos valores precisados por MotoStudent que se muestran a continuación y se ve que cumple.

$$0,4 \text{ KN/mm} < k_{\text{lateral}} = 0,4549 \text{ KN/mm} < 1,6 \text{ KN/mm}$$

3.6.4.4.2. Diseño para la optimización del basculante

Las tensiones de Von Mises que obtenemos son los siguientes.

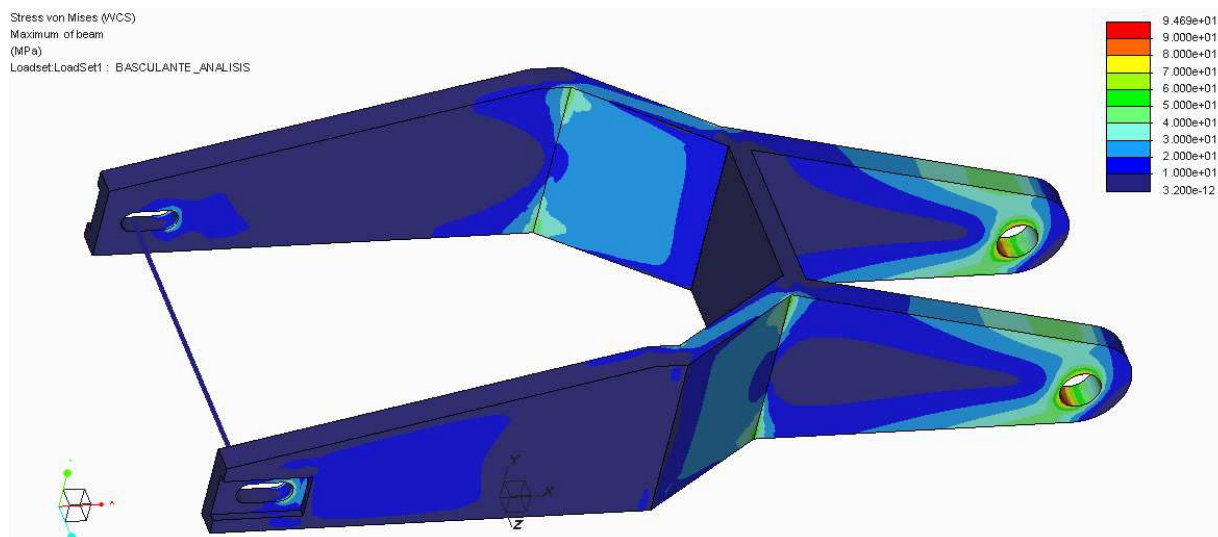


Figura 3.6.137. Tensiones de Von Mises en el basculante.

Como se puede observar, las tensiones máximas apenas alcanzan los 94 MPa, por debajo del límite de fluencia. Por lo que el diseño es válido en cuanto este aspecto también y no supondrá ningún problema.

Aun así, a la hora de optimizar el diseño, se encuentran varias zonas en las que se podría quitar material porque no trabaja casi y el diseño podría seguir siendo válido y cumpliría las mismas prestaciones que cumple esta. De esta forma conseguiríamos bajar el peso que anteriormente hemos comentado, aligerando la moto. Estas posibles modificaciones se deberán hacer con cierto cuidado ya que no solo las tensiones son importantes en su diseño, también las rigideces y el hecho de quitar material podría afectar a estas.

Como posibles zonas en las que podríamos quitar material se proponen los siguientes.

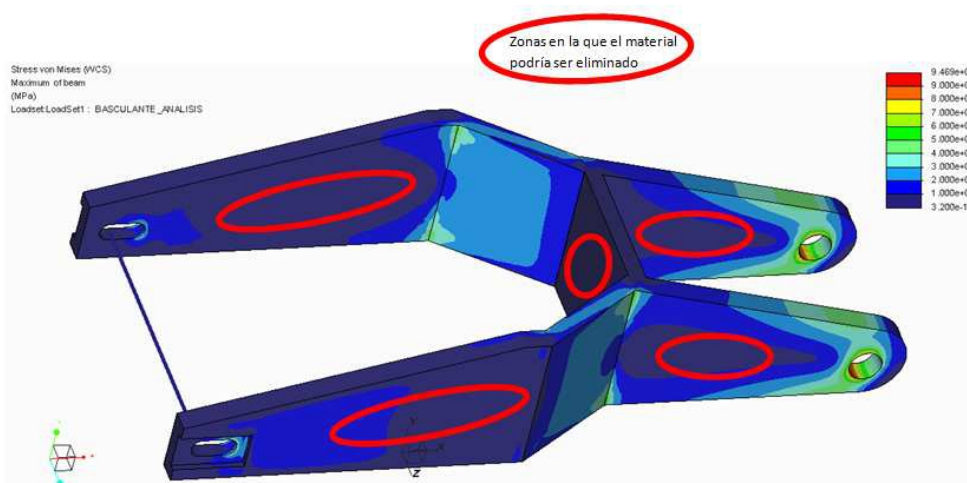


Figura 3.6.138. Zonas en las que podría ser eliminado el material.

Cabe recordar, que estas zonas son posibles zonas en las que podríamos quitar el material, pero no significa que se pueda quitar en todos ellos manteniendo el funcionamiento óptimo del elemento. Mediante ensayos de prueba-error, se deberá quitar el máximo material posible siempre y cuando se cumplan los requisitos en cuanto a las rigideces y las tensiones.

3.6.4.4.3. Análisis modal del basculante

Este análisis nos permitirá saber en qué frecuencias se excitan los principales modos que soportará nuestro basculante. Este análisis no nos aportará datos muy importantes ya que no sabemos ni que modos se excitan ni a qué frecuencia trabajan dichos modos en realidad.

Aun así son podría resultar interesante para el momento en el que sepamos cuales son.

Los modos se corresponden a la flexión, al desplazamiento longitudinal, al desplazamiento lateral y a la torsión es ese mismo orden.

Incl...	Modes	Scaling
<input checked="" type="checkbox"/>	Mode1(1.8225Hz)	1
<input checked="" type="checkbox"/>	Mode2(2.02616Hz)	1
<input checked="" type="checkbox"/>	Mode3(5.59729Hz)	1
<input checked="" type="checkbox"/>	Mode4(9.21016Hz)	1

Figura 3.6.139. Frecuencia de los modos principales.

3.6.4.4.4. Unión del basculante con el resto del sistema

Mediante el análisis de las tensiones de Von Mises, se podrá saber si será capaz de soportar dichas cargas.

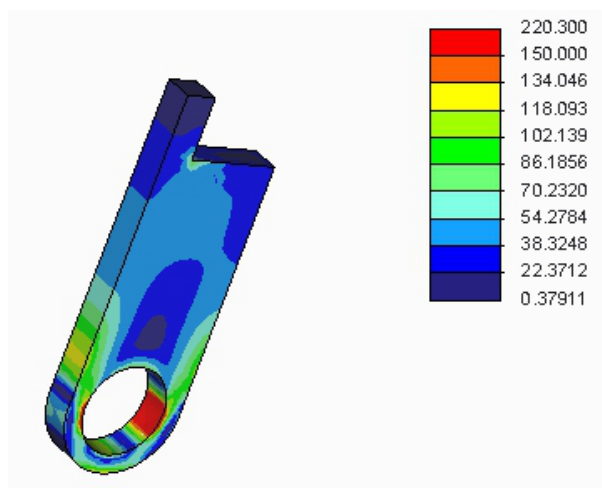


Figura 3.6.140. Tensiones de Von Mises en las orejas.

Como ya se ha expuesto antes, el límite elástico del material es de 145-150 MPa. La mayor proporción de la pieza se encuentra muy por debajo de este valor límite pero se pueden observar ciertas zonas en las que se supera. Estas zonas son muy localizadas y, además, corresponden a zonas de aplicación de esfuerzos por lo que los datos obtenidos puede que estén algo sobredimensionados. Por todo ello, se considera que la pieza cumple su función de forma satisfactoria.

Para finalizar, se muestra el diseño final de la unión entre ambos elementos.

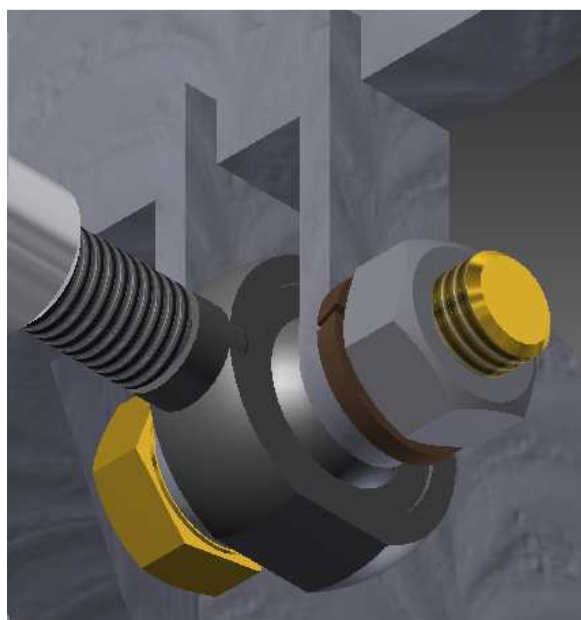


Figura 3.6.141. Unión bieleta-basculante final.

3.7. RESULTADOS Y CONCLUSIONES

A modo de resumen de lo ya explicado en los apartados previos, se presentará el diseño definitivo de la suspensión trasera regulable Uni-trak, mostrando cómo se en diferentes puntos las razones por las que se considera un diseño óptimo del conjunto.

3.7.1. GEOMETRÍA DEFINITIVA OBTENIDA MEDIANTE EL ESTUDIO DE LA RIGIDEZ REDUCIDA

Tras analizar distintas alternativas y configuraciones de las medidas de cada una de las piezas, más concretamente las distancias entre los puntos de unión de las piezas, es la siguiente configuración la que nos ofrece las garantías de cumplimiento de los aspectos requeridos.

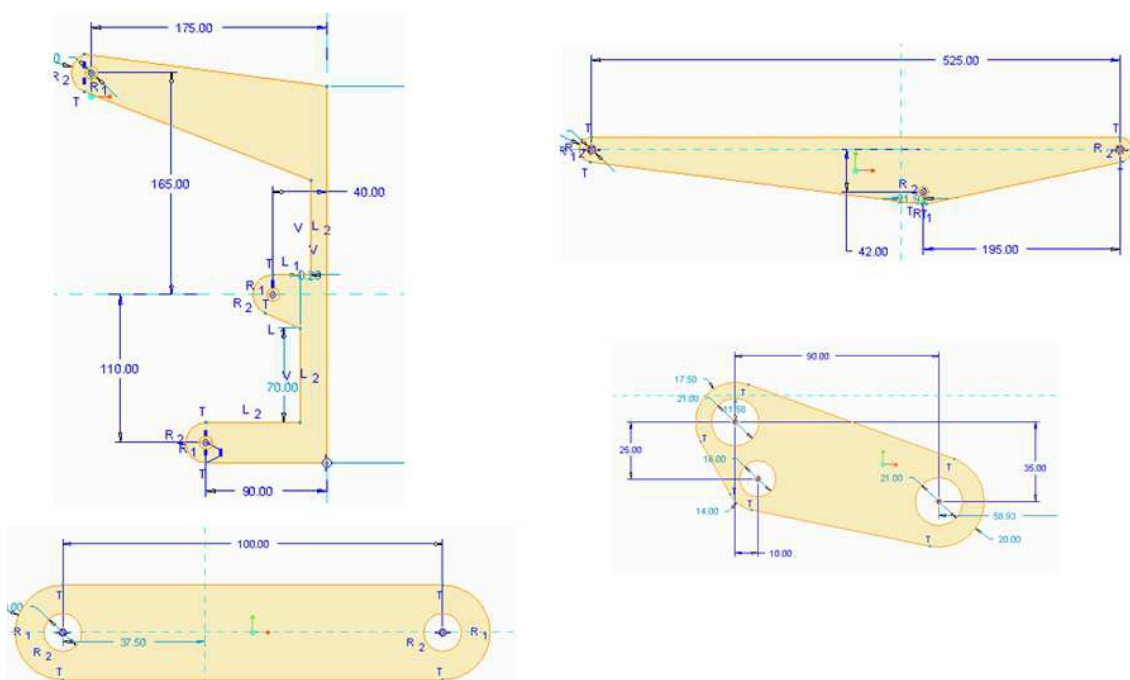


Figura 3.7.1. Geometría final del sistema de suspensión Uni-trak.

Como se puede observar en la figura 3.7.2, la curva de rigidez es muy horizontal en su parte inicial y sufre un gran aumento en su parte final tal y como se buscaba.

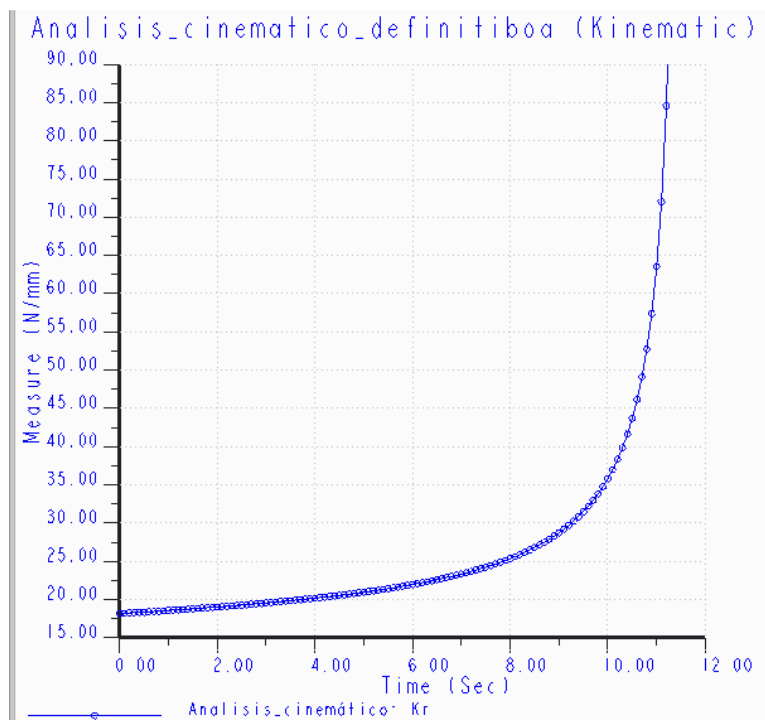


Figura 3.7.2. Curva de rigidez final del sistema de suspensión Uni-trak.

En modo de resumen en la siguiente tabla se mostrarán otras de las exigencias que debe cumplir el sistema junto a los datos obtenidos con esta última configuración.

Parámetros	Situación	Magnitud	Requisitos
Rigidez reducida	$F_{rueda}=800\text{ N}$	20,1193 N/mm	≈20 N/mm
	$F_{rueda}=2500\text{ N}$	57,4368 N/mm	Alta
Fuerza ejercida en la rueda (F)	$F_{muelle}= 5250\text{ N}$	3881,37 N	≥ 2500 N

Tabla 18. Requisitos para el diseño del basculante.

Por último se ofrecen las reacciones en las uniones que no se consideran lo suficientemente altas para que interfieran en el diseño de los elementos del sistema de suspensión.

Uniones	Reacciones
Bieleta - basculante	9064,67 N
Balancín - chasis	6568,03 N
Basculante - chasis	7629,08 N
Balancín - muelle	4612,12 N

Tabla 19. Reacciones en las uniones.

3.7.2. COMPONENTES DEL SISTEMA

Teniendo en cuenta la geometría conseguida, se diseñará uno a uno cada uno de los elementos que conforman la suspensión. Entre otras exigencias que deberán cumplir, como las deformaciones o las tensiones de Von Mises, no se puede variar en ningún momento la geometría previamente calculada ya que si eso sucede, no se cumplirían los requisitos de rigidez.

3.7.2.1. Balancín

Esta pieza es la pieza que une el chasis, el muelle y la bieleta. Se va emplear aluminio 6061-T4 para su fabricación cuyo límite elástico es de 145-150 MPa. A continuación se muestra el primer diseño de balancín y el resultado final después de los análisis realizados mediante el Creo Parametric.

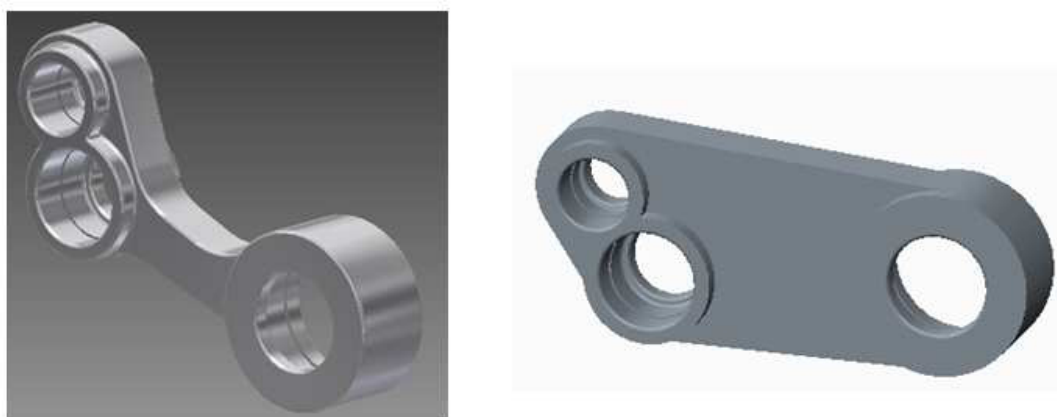


Figura 3.7.3. Primer diseño y diseño final del balancín.

Los análisis de Von Mises y de deformaciones realizados en el balancín son los siguientes.

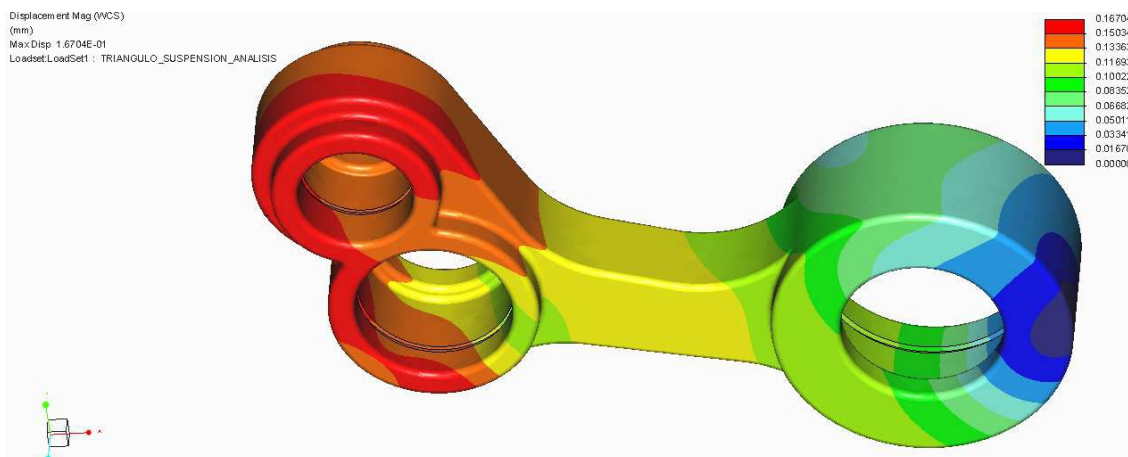


Figura 3.7.4. Análisis de las tensiones de Von Mises del diseño final del balancín.

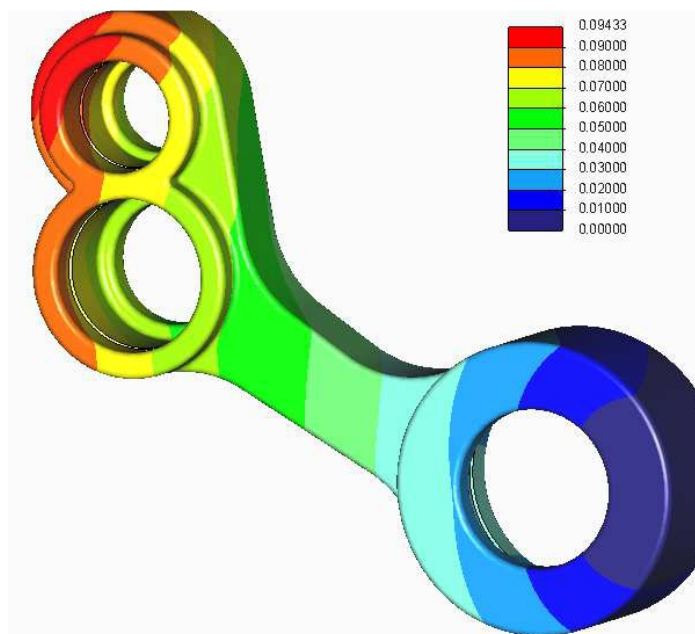


Figura 3.7.5. Análisis de las deformaciones del diseño final del balancín.

En ambos casos se puede observar que el diseño final cumple con los requisitos que se exigen y por lo tanto es válido para nuestra suspensión.

3.7.2.2. Subconjunto de la bieleta

Dentro del subconjunto de la bieleta, tenemos tres partes, dos de ellas son las que se deben diseñar: la horquilla y el tensor. Debemos tener en cuenta el tamaño del tercer elemento que es la cabeza de articulación que une la bieleta al basculante. Las dimensiones de esta última pieza

están completamente definidas por el fabricante por lo que se debe tener en cuenta su longitud a la hora de diseñar los otros dos y no nos excedamos o lo contrario con el tamaño total de todo el conjunto. Esto se debe a que esta parte de la suspensión es la parte regulable que podremos alargar o acortar de forma que se pueda adaptar a diferentes configuraciones, pero entre las distintas configuraciones posibles debe estar la que nos ofrece los requisitos previamente explicados.

En ambos casos el material que se va emplear es el aluminio 6061-T6 cuyo límite elástico es de 275 MPa.

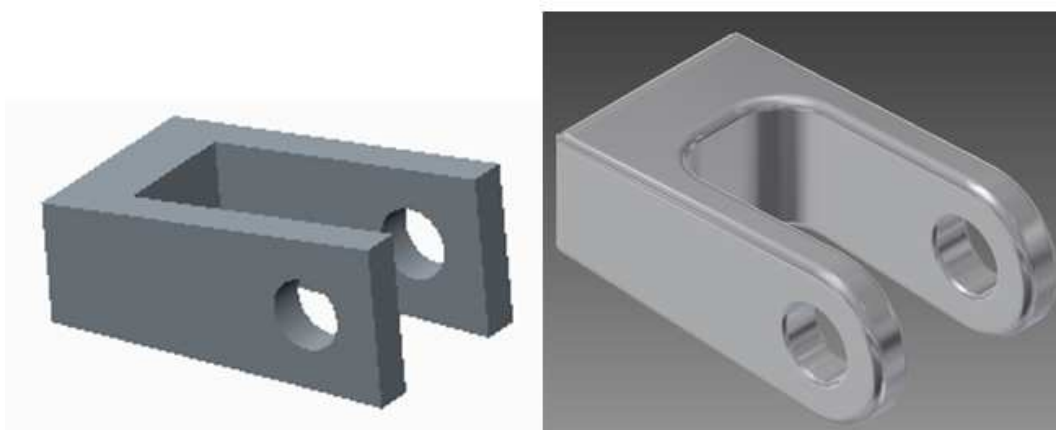


Figura 3.7.6. Primer diseño y diseño final de la horquilla.

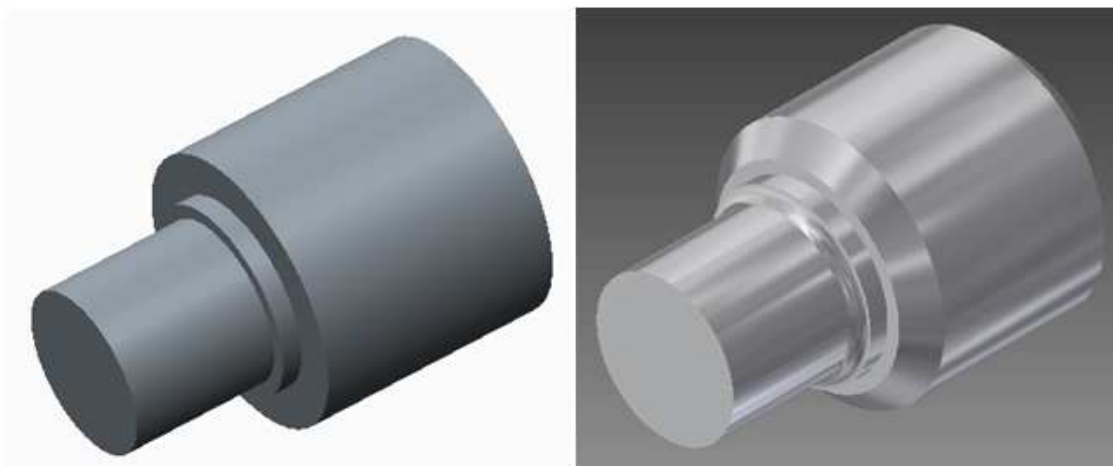


Figura X. Primer diseño y diseño final del tensor.

Los análisis de Von Mises y de deformaciones realizados en el balancín son los siguientes.

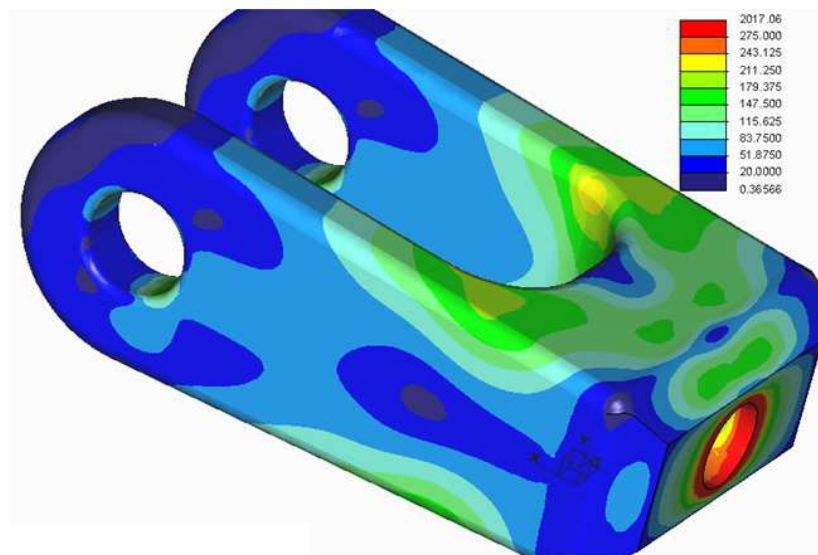


Figura 3.7.7. Análisis de las tensiones de Von Mises del diseño final de la horquilla.

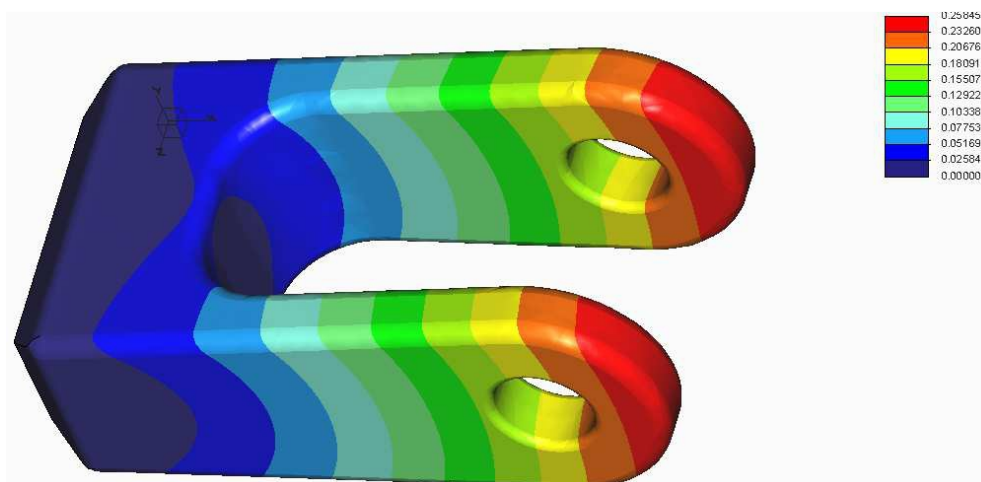


Figura 3.7.8. Análisis de las deformaciones del diseño final de la horquilla.

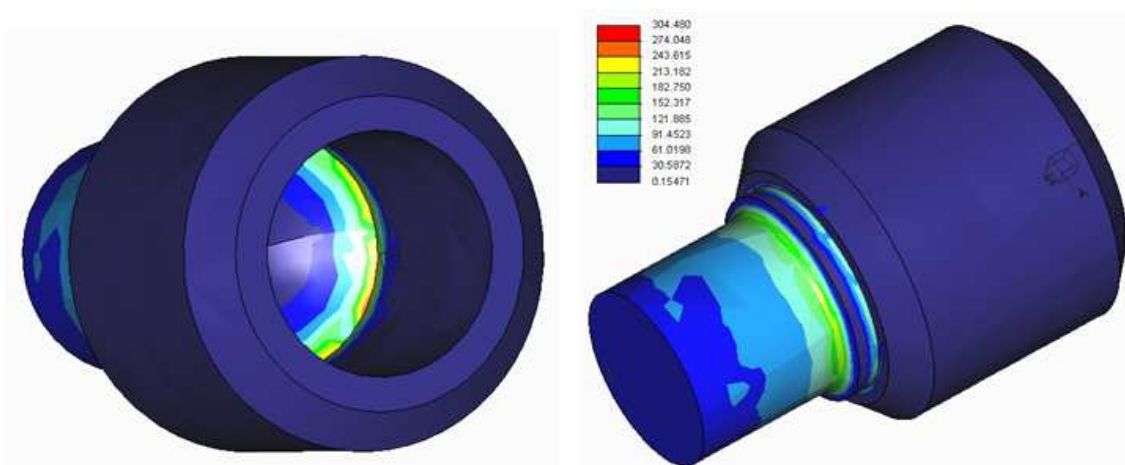


Figura 3.7.9. Análisis de las tensiones de Von Mises del diseño final del tensor.

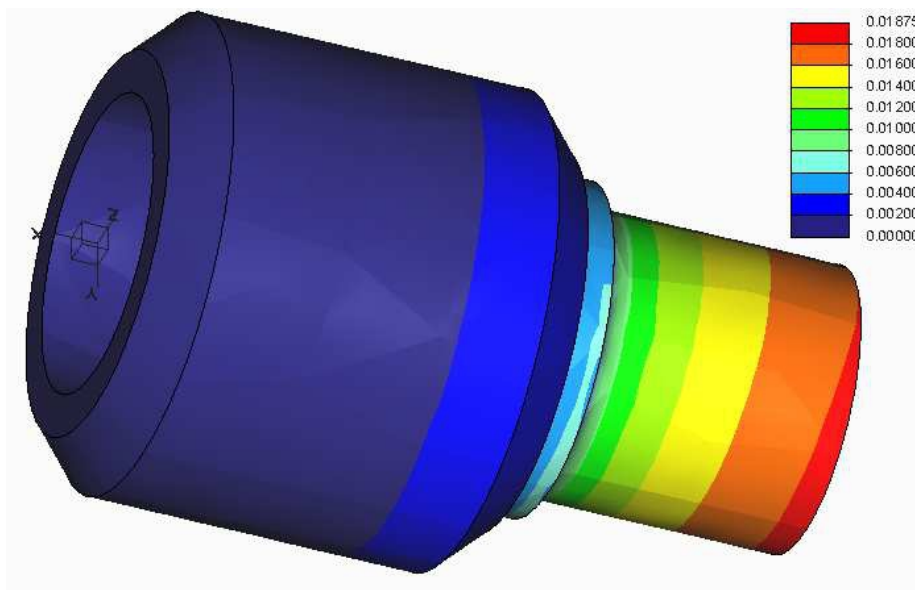


Figura 3.7.10. Análisis de las deformaciones del diseño final del tensor.

Una vez diseñadas las dos piezas, debemos ensamblar las diferentes piezas para formar el subconjunto de la bieleta.



Figura 3.7.11. Subconjunto de la bieleta final.

3.7.2.3. Basculante

En este caso es un prediseño por lo que tendremos en cuenta principalmente las rigideces que nos ofrece el basculante.

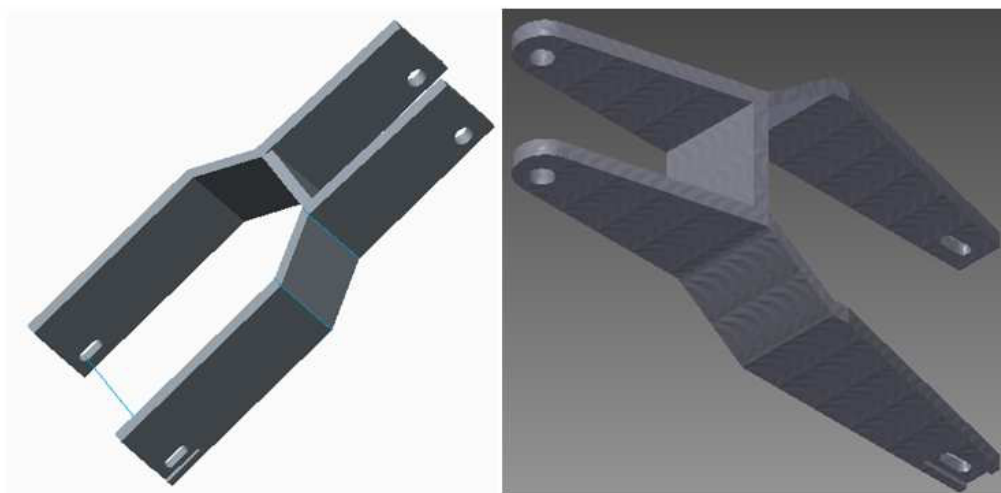


Figura 3.7.12. Primer diseño y diseño final del basculante.

A continuación, se montarán las diferentes rigideces en una tabla.

Parámetros	Valores	Requisitos
Rigidez lateral	0,4549 KN/mm	0,4-1,6 KN/mm
Rigidez a flexión	1,804 KN/mm	Lo mayor posible
Rigidez torsional	1,091 KN·m/º	1-2 KN·m/º
Rigidez longitudinal	15,96 KN/mm	>15 KN/mm

Tabla 20. Rigideces del basculante.

Además, para unir este elemento a la bieleta, se añadirán dos orejas mediante soldadura.



Figura 3.7.13. Orejas del basculante.

Tras el análisis de tensiones de Von Mises realizado, observamos que el diseño de estas orejas es correcto.

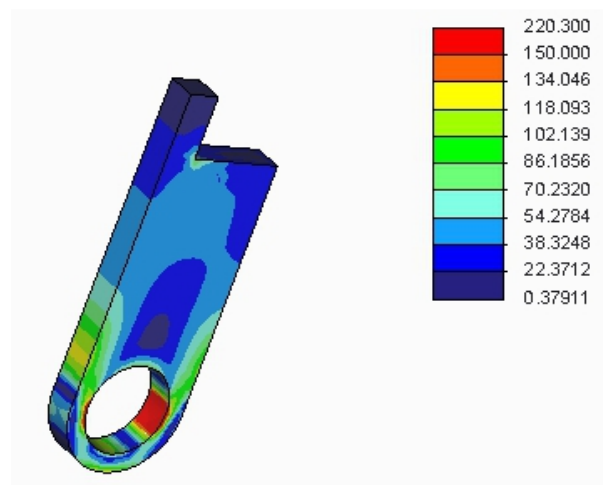


Figura 3.7.14. Análisis de las tensiones de Von Mises de las orejas del basculante.

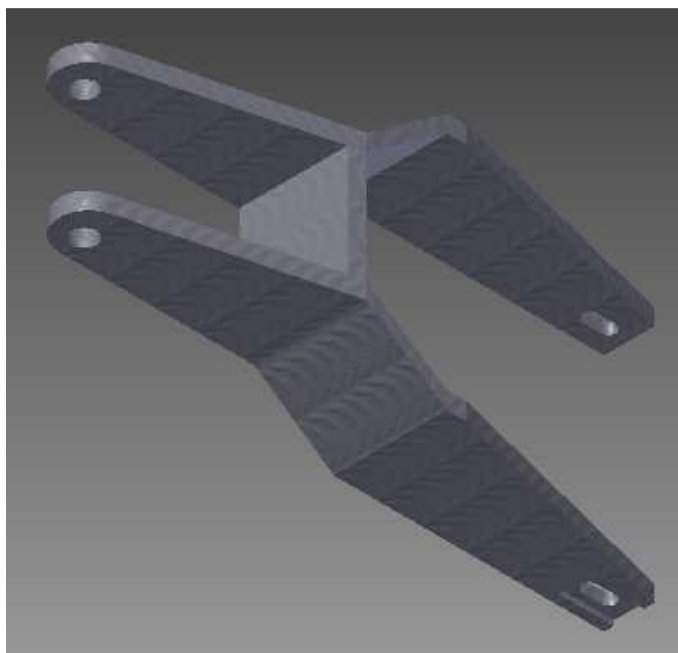


Figura 3.7.15. Prediseño final del basculante.

3.7.3. UNIONES

3.7.3.1. Unión balancín-resorte

En esta unión, se empleará un tornillo de cabeza hexagonal DIN 931 M10x60, una tuerca hexagonal DIN 934 M10 y una anilla Grower DIN 127 A10. Además, también habrá una rotula GE_10_C con su anilla de seguridad DNH 19 que permitirá el funcionamiento del sistema de suspensión.

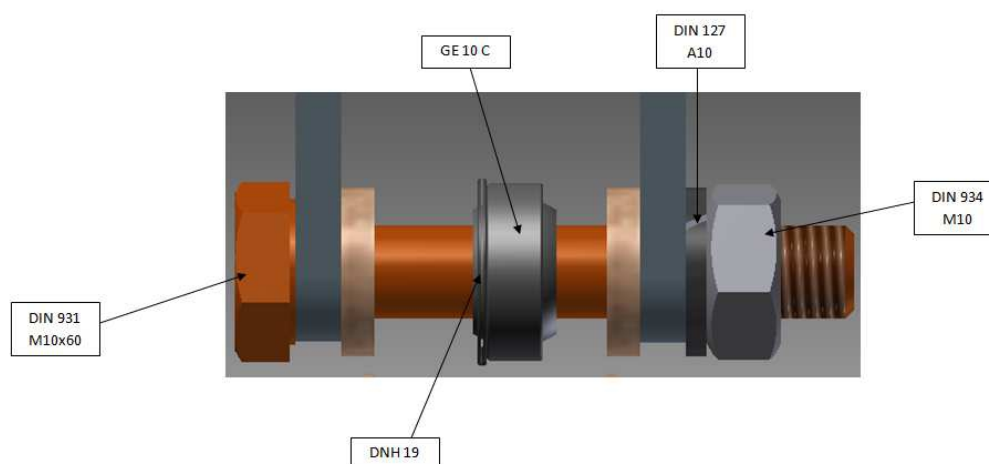


Figura 3.7.16. Elementos de unión.

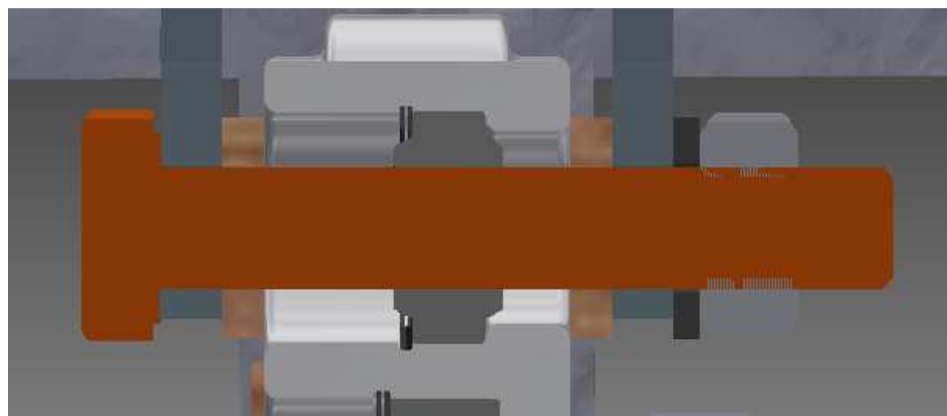


Figura 3.7.17. Unión balancín-resorte.

3.7.3.2. Unión balancín-bieleta

Se utilizará un tornillo de cabeza hexagonal DIN 931 M14x80, una tuerca hexagonal DIN 934 M14 y una anilla Grower DIN 127 A14. Además, también habrá una rotula GE_15_C con su anilla de seguridad DNH 26.

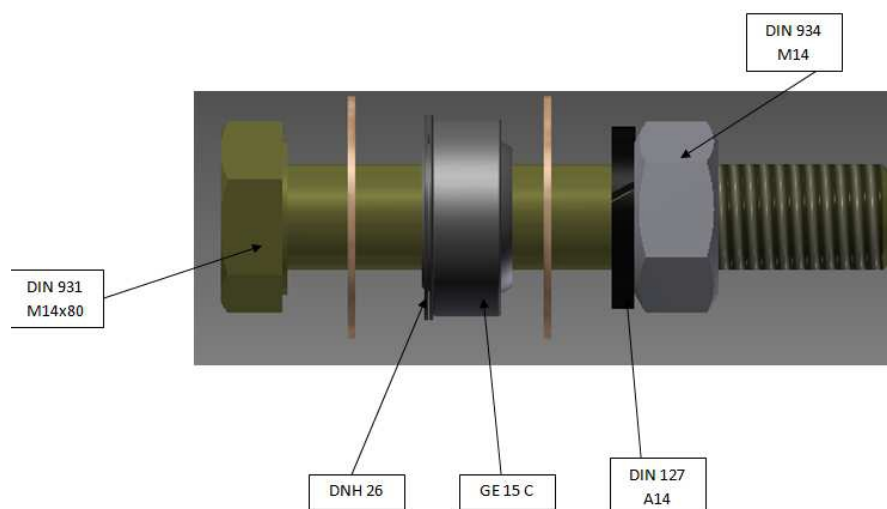


Figura 3.7.18. Elementos de unión.

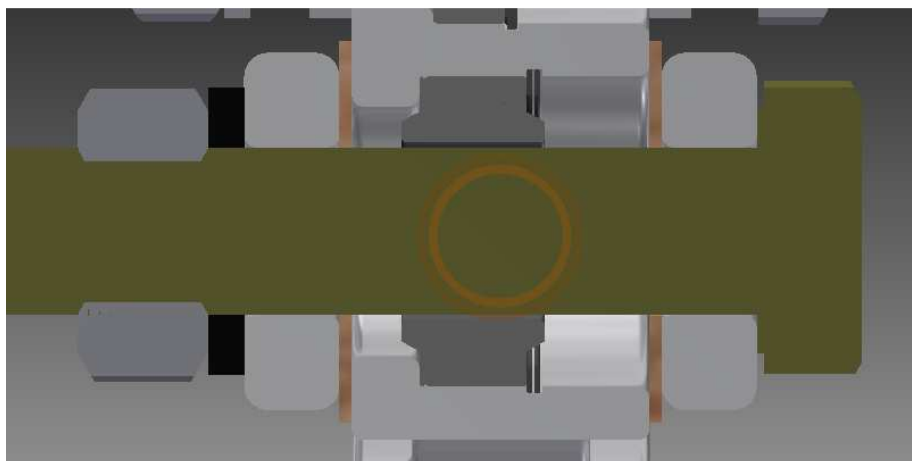


Figura 3.7.19. Unión balancín-bieleta.

3.7.3.3. Unión bieleta-basculante

En este caso, tendremos un tornillo de cabeza hexagonal DIN 931 M14x50, una tuerca hexagonal DIN 934 M14 y una anilla Grower DIN 127 A14 como en el caso anterior. En este caso en lugar de una rotula tendremos una cabeza de articulación SAKB 14 F del mismo fabricante.

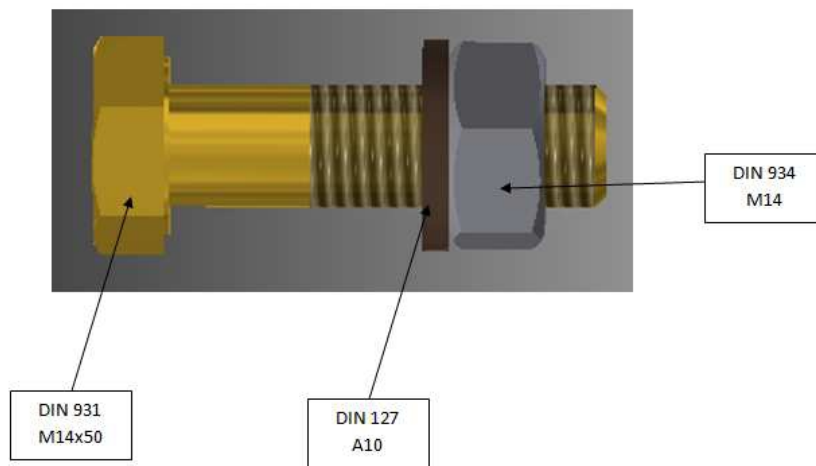


Figura 3.7.20. Elementos de unión.

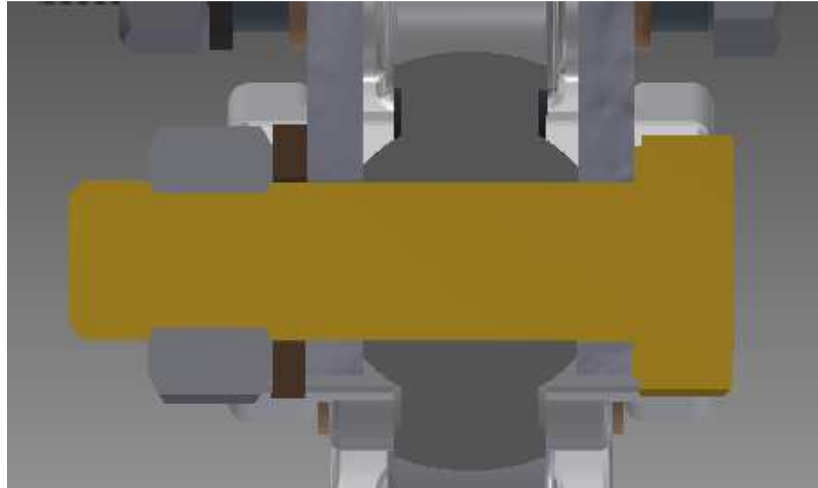


Figura 3.7.21. Unión bieleta-basculante.

3.7.4. CONJUNTO FINAL

El resultado final de la suspensión trasera regulable Uni-trak es la siguiente:

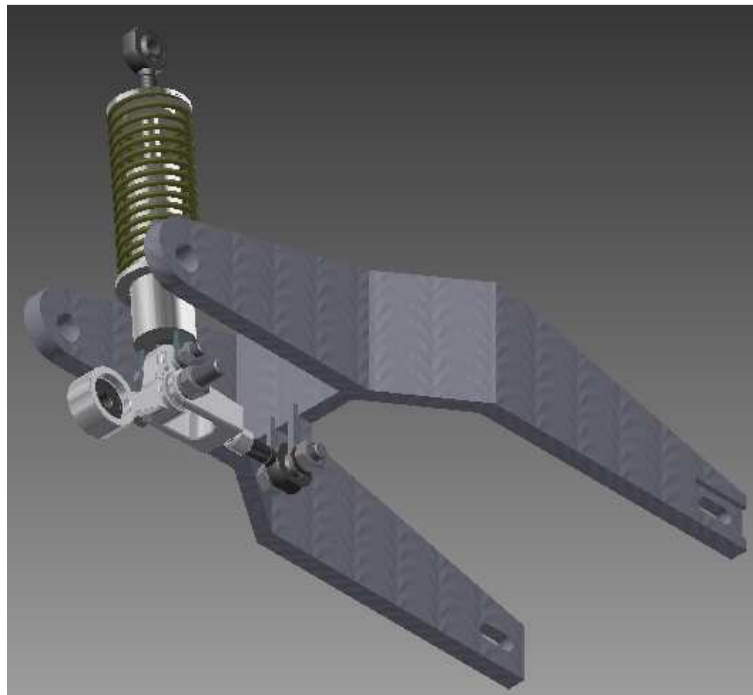


Figura 3.7.22. Suspensión trasera regulable Uni-trak.

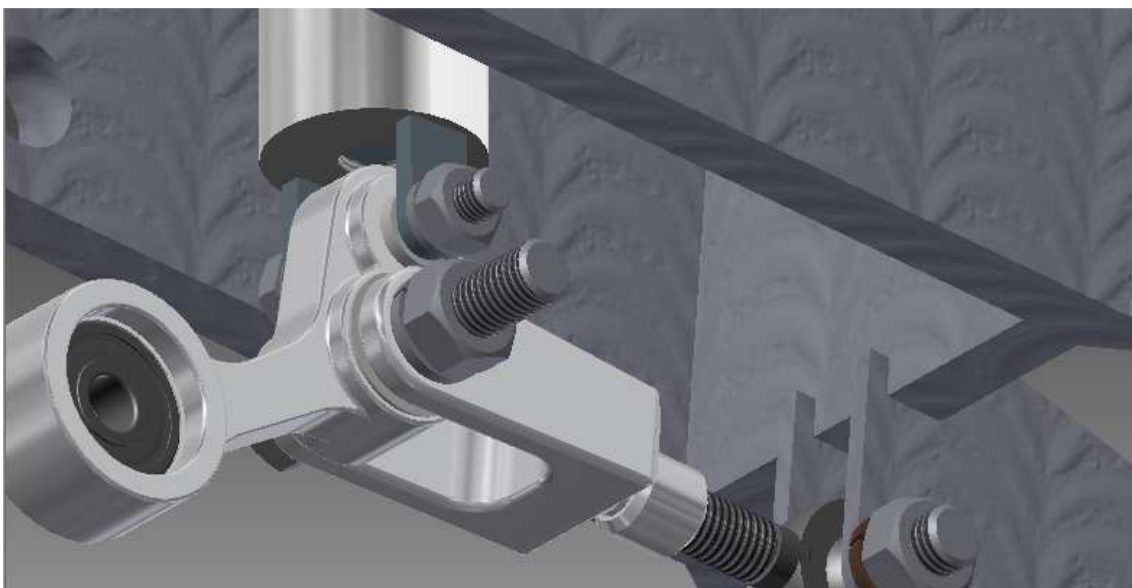


Figura 3.7.23. Vista derecha del mecanismo de suspensión.

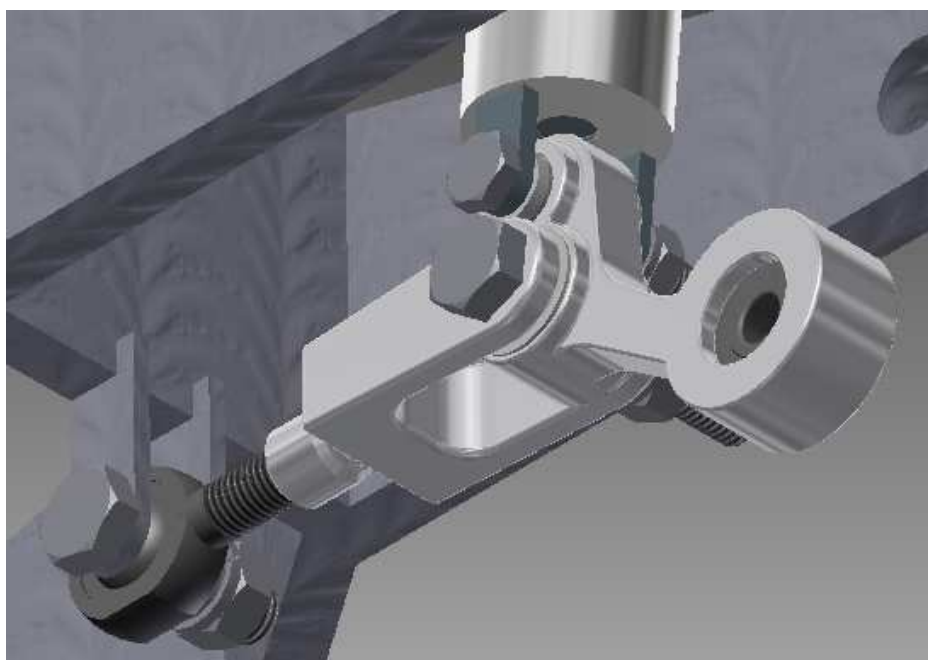


Figura 3.7.24. Vista izquierda del mecanismo de suspensión.

Para ver el desarrollo que se ha realizado en cada uno de los componentes de la suspensión, se mostrarán el diseño inicial y el final de cada una de ellas.

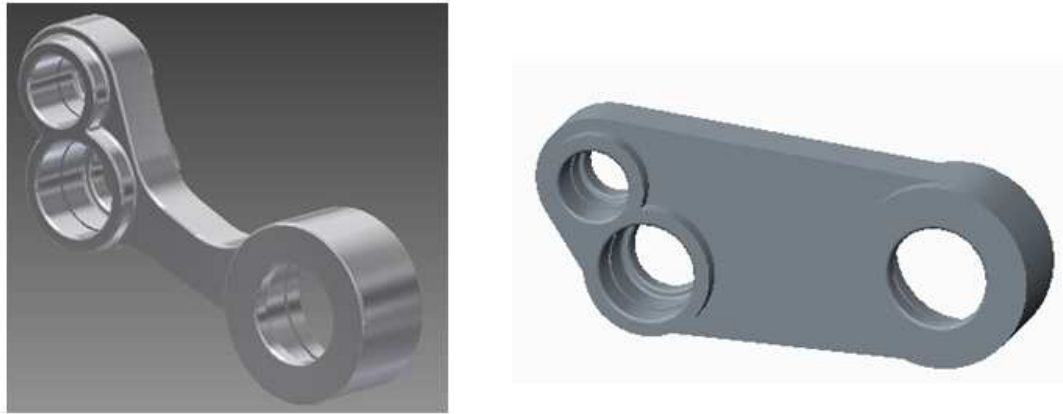


Figura 3.7.25. Balancín.

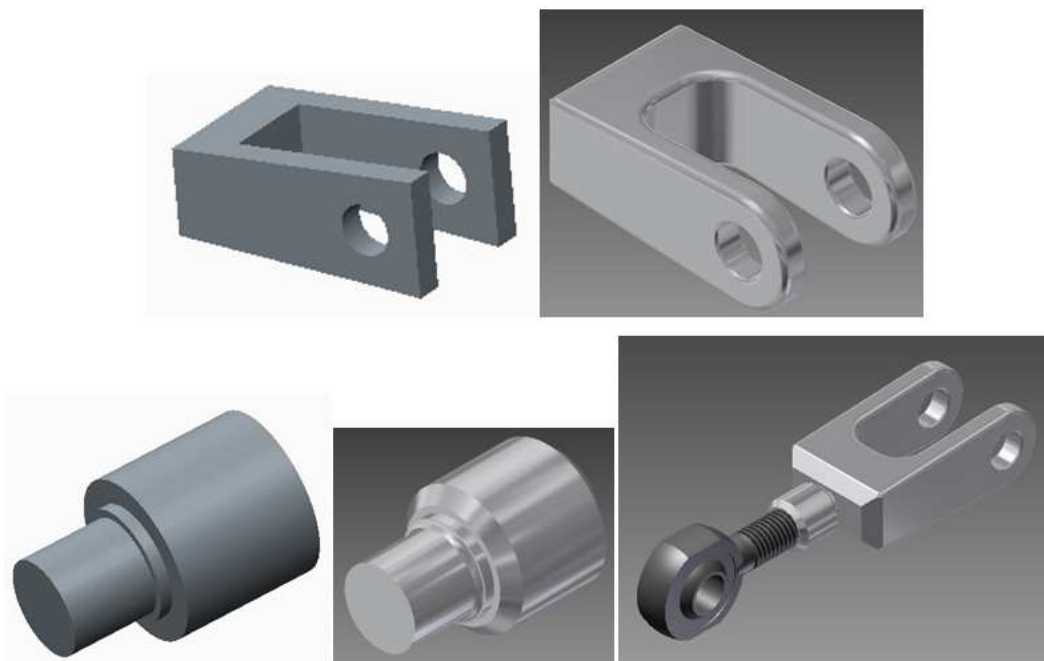


Figura 3.7.26. Subconjunto de la bieleta.

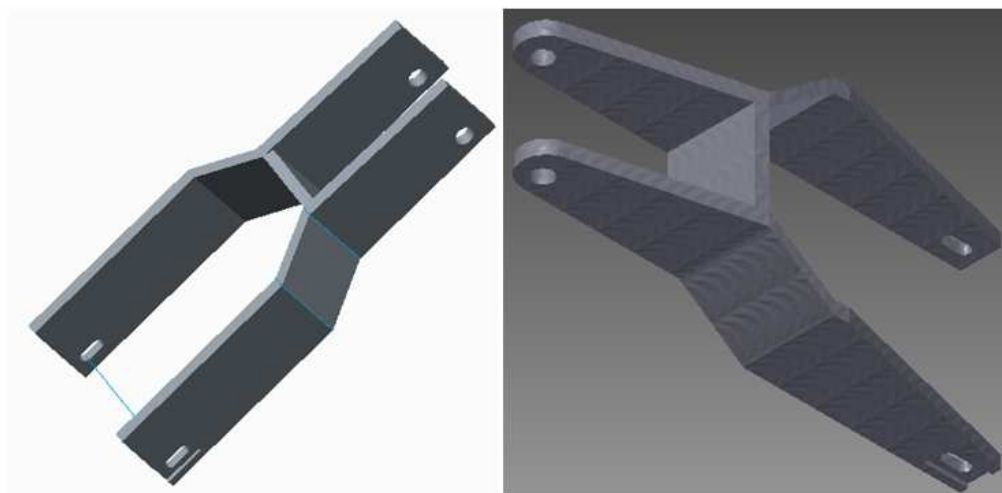


Figura 3.7.27. Basculante.

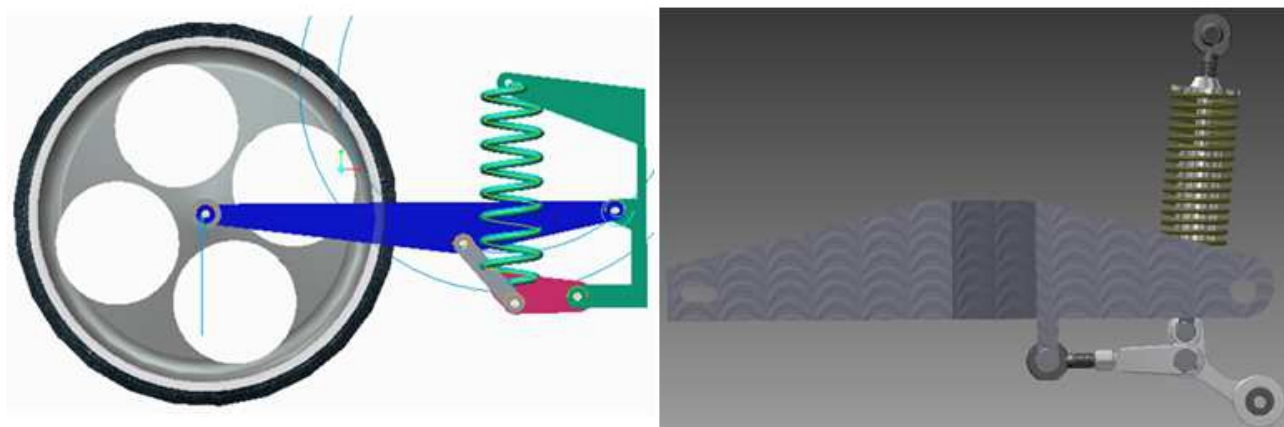


Figura 3.7.28. Conjunto de la suspensión trasera regulable.

Para apreciar con mayor detalle las uniones entre los elementos, se han incluido una serie de vistas explosionadas con los elementos de unión en colores de tal forma que se puedan distinguir fácilmente.

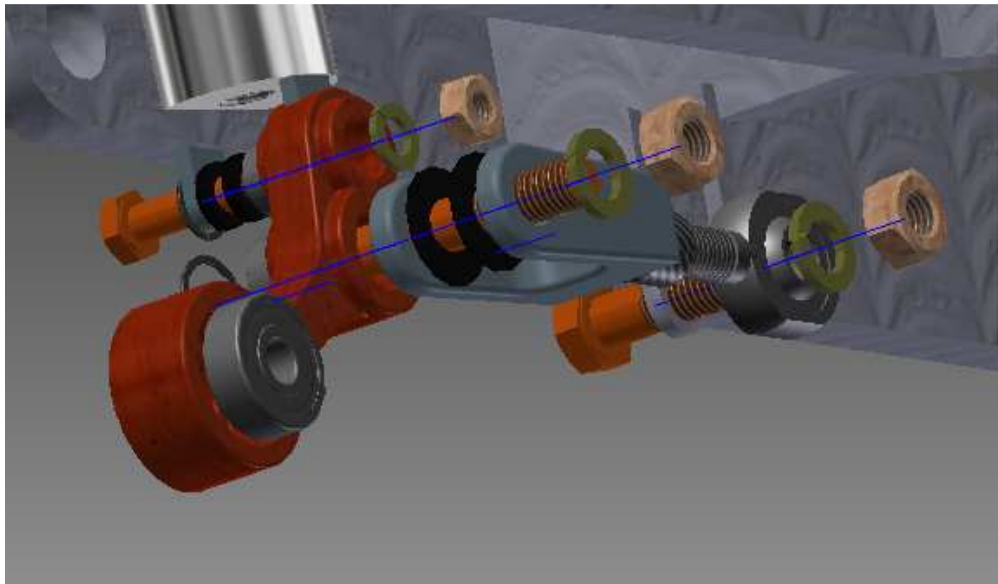


Figura 3.7.29. Vista explosionada I.

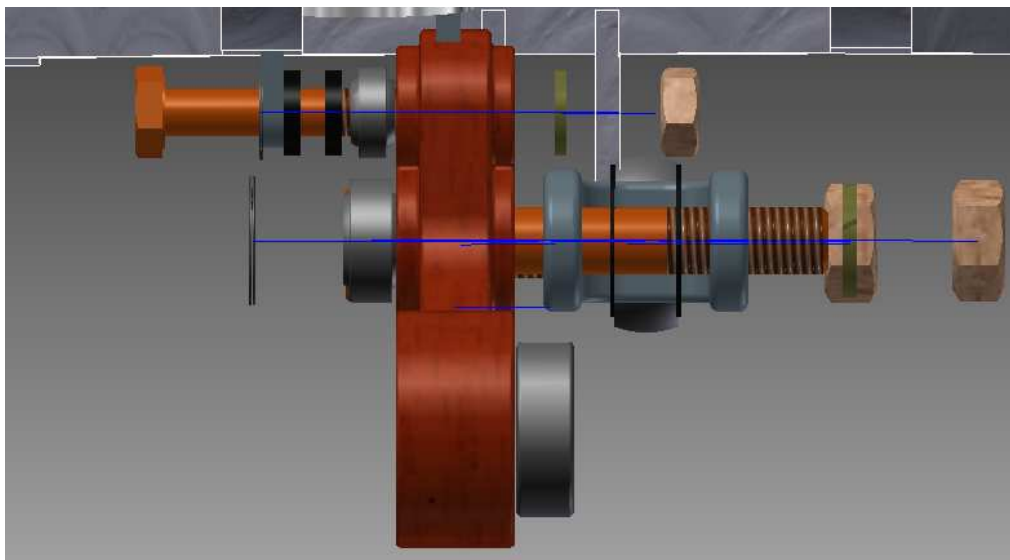


Figura 3.7.30. Vista explosionada II.

3.8. PROPUESTA TÉCNICA

3.8.1. FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA

Cada uno de los elementos de la suspensión tiene una función diferente que gracias a la coordinación entre ellos nos ofrece la configuración que se necesita para el comportamiento que se busca.

El balancín es el elemento de unión entre el chasis, el amortiguador y la bieleta. Este elemento es el más complejo en cuanto a fabricación ya que al ser la pieza de unión entre varios de los elementos, sus parámetros afectan en gran medida al comportamiento de la suspensión.

La bieleta es el elemento regulable del sistema que nos permite conseguir distintas configuraciones que se adecuen a diferentes requerimientos que se necesiten. Este elemento consta de tres piezas que permitirán dicho objetivo: la horquilla, el tensor y la cabeza de articulación. Las tres piezas van unidas una a la otra mediante uniones roscadas. En el caso de la horquilla se tendrá que fabricar una rosca hembra con la misma métrica que el de la rosca macho del tensor. En el tensor, además, se debe realizar otra unión roscada hembra al otro extremo de la pieza, donde se roscará la rosca de la cabeza de articulación macho.

La pieza más grande del sistema es el basculante que se conecta al resto del sistema mediante unas orejas que lo unen con la cabeza de articulación de la bieleta. Esta pieza, es la pieza que está directamente conectada al eje de la rueda por lo que es la encargada de recibir directamente las cargas debido a las irregularidades del terreno u otras fuerzas.

Para la futura fabricación de estas piezas, como otras (por ejemplo, los separadores entre piezas), se han añadido unos planos de fabricación en el anexo 5.1: Planos. En este anexo se muestran de manera detallada las dimensiones de todos los objetos que nos servirán para la futura fabricación del sistema.

3.8.2. PROCESOS DE PRODUCCIÓN

3.8.1.1. Introducción

En este apartado se analizarán distintos procesos de producción que se podrán emplear en la fabricación de nuestra suspensión.

Principalmente, se emplean dos tipos de procesos: el mecanizado y la soldadura. Dentro del mecanizado analizaremos dos tipos de mecanizado que podrían resultar interesantes a la hora de fabricar nuestros elementos: el mecanizado por corte y el mecanizado por arranque de viruta.

3.8.1.1.1. Mecanizado

El mecanizado es un proceso de fabricación que comprende un conjunto de operaciones de conformación de piezas mediante la eliminación de material. Se realiza a partir de productos semielaborados como pueden ser los lingotes, tochos u otras piezas previamente conformadas por otros procesos como moldeo o forja.

Los productos obtenidos pueden ser finales o semielaborados que requieran operaciones posteriores.



Figura 3.8.1. Algunas de las herramientas de mecanizado.

Como ya se ha comentado antes, los procesos que emplearemos nosotros serán el mecanizado por corte y por arranque de viruta aunque también se pueden encontrar otro tipo de mecanizados como, mecanizado sin arranque de viruta, por abrasión, con máquina-herramienta...

Mecanizado por corte

Dentro del mecanizado por corte, distinguiremos distintos tipos de corte según el elemento o sustancia que utilicemos para realizar dicho corte.

MECANIZADO POR CORTE POR PLASMA

El corte por plasma se basa en elevar la temperatura del material a cortar de una forma muy localizada y por encima de los 20.000 °C, llevando el gas utilizado hasta el cuarto estado de la materia, el plasma, estado en el que los electrones se disocian del átomo y el gas se ioniza adquiriendo capacidad conductora.

El procedimiento consiste en provocar un arco eléctrico estrangulado. Eso se consigue a través de la sección de la boquilla del soplete, sumamente pequeña, lo que concentra extraordinariamente la energía cinética del gas empleado, ionizándolo, y por polaridad adquiere la propiedad de cortar. Es decir, el corte por plasma se basa en la acción térmica y mecánica de un chorro de gas calentado por un arco eléctrico de corriente continua establecido entre un electrodo ubicado en la antorcha y la pieza a mecanizar. El chorro de plasma lanzado contra la pieza penetra la totalidad del espesor a cortar, fundiendo y expulsando el material.



Figura 3.8.2. Máquina empleada para el corte por plasma.

La ventaja principal de este sistema radica en su reducido riesgo de deformaciones debido a la compactación calorífica de la zona de corte.

Aun así, no es recomendable el uso de la cortadora de plasma en piezas pequeñas debido a que la temperatura es tan elevada que la pieza llega a deformarse.

MECANIZADO POR CORTE POR CHORRO DE AGUA

Este sistema consiste en un chorro de agua a presión, cuyo diámetro de la boquilla oscila entre 0,08 mm a 0,45 mm de diámetro. Por este conducto sale una mezcla de agua y abrasivo lanzado a una presión muy elevada, capaz de cortar cualquier tipo de material.

La presión del chorro de agua es una de las características más importantes del proceso, es aportada por un sistema de una bomba dotada con un intensificador de ultra presión que hacen que ésta pueda llegar hasta 4000 bares de presión, dependiendo del objeto de trabajo, existe la opción de trabajar a menos presión, sobre unos 2000 bares, o incluso trabajar sin el abrasivo, pero esto se utiliza en materiales de poca dureza que no necesitan del abrasivo para ser cortadas, o con el fin de trabajar piezas que no quieran ser cortadas, sino únicamente marcadas.

Pero por lo general se trabaja en altas presiones como la de 4000 bares, a pesar de que muchas veces no es necesario por el espesor a cortar.

En cuanto a la velocidad de corte es de máxima importancia, y esta dependerá de factores como la presión de la bomba y la capacidad del intensificador, diámetro de la tobera, cantidad y calidad de abrasivo y del espesor de la pieza. En referencia a valores de velocidad encontramos que todo este sistema de aporte de presión permite que el líquido salga por el orificio a una velocidad de 1000 metros por segundo.

El motivo de añadirle abrasivo al agua es debido a que un simple chorro de agua no sería capaz de desarrollar cortes como los actuales en los materiales más duros, por ello se le aporta este abrasivo, mezcla de arcillas y vidrios, que dota al sistema de un aumento de posibilidades de corte infinito.

Este chorro de agua puede cortar todo tipo de materiales, desde metálicos hasta blandos como un pastel, incluso se utiliza para preparación de superficies como limpiezas de barcos, pintura automovilística o industria aeroespacial. Es un proceso en el cual la generación de partículas

contaminantes es mínima, no aporta oxidación superficial y la generación de viruta no es un problema en este caso.



Figura 3.8.3. Máquina de corte por chorro de agua.

Como característica del proceso cabe destacar además, que el proceso de corte no afecta a los materiales porque no los endurece ni deforma, de esta manera es un método que en diversos casos puede ser más útil que el láser o el plasma cuando los trabajos sea imprescindible un buen acabado.

MECANIZADO POR CORTE POR LASER

Se dirige energía del laser a una barra de cristal (también conocida como cuerpo del láser) o a una mezcla de gas especial o gas del láser.

Esta energía se produce a través de la luz (lámparas de rayos o diodo láser), o mediante una descarga eléctrica. De esta forma, la barra de cristal o el gas, anteriormente activado por el láser, son dirigidos entre dos espejos, produciendo un resonador de luz. Este fenómeno proporciona al haz láser una dirección determinada. Una proporción de la luz del láser pasa por un espejo parcialmente traslúcido y se queda a disposición de la mecanización del material. El haz láser erosiona el material en varias capas, obteniendo de este modo, la geometría y profundidad requeridas.



Figura 3.8.4. Máquina de corte por laser.

La alta densidad de energía y la alta temperatura del rayo en el punto de enfoque o punto focal, permiten que se produzca la eliminación, haciendo que el material se fusione y se vaporice, siendo casi siempre necesaria la protección de la zona de mecanizado con un gas inerte de aporte.

Mecanizado por arranque de viruta

En este grupo también destacaremos los procesos principales que usaremos.

TORNEADO

El torneado permite mecanizar, cortar, fisurar, trapeciar, y ranurar piezas de forma geométrica por revolución. Estas máquinas-herramienta operan haciendo girar la pieza a mecanizar (sujeta en el cabezal o fijada entre los puntos de centraje) mientras una o varias herramientas de corte son empujadas en un movimiento regulado de avance contra la superficie de la pieza, cortando la viruta de acuerdo con las condiciones tecnológicas de mecanizado adecuadas.



Figura 3.8.5. Torno.

Mediante el torneado se podrán realizar varias operaciones, como el cilindrado, roscado, moleteado, chaflanado...

FRESADO

Esta operación consiste principalmente en el corte del material que se mecaniza con una herramienta rotativa de varios filos, que se llaman dientes, labios o plaquitas de metal duro, que ejecuta movimientos en casi cualquier dirección de los tres ejes posibles en los que se puede desplazar la mesa donde va fijada la pieza que se mecaniza.

Con el transcurso de los años, el uso creciente de las fresadoras de control numérico están aumentando las operaciones de fresado que se pueden realizar con este tipo de máquinas, siendo así que el fresado se ha convertido en un método polivalente de mecanizado.

El desarrollo de las herramientas ha contribuido también a crear nuevas posibilidades de fresado además de incrementar de forma considerable la productividad, la calidad y exactitud de las operaciones realizadas.



Figura 3.8.6. Fresadora.

El fresado, nos ofrece varios tipos de trabajo que nos serán de gran utilidad: aplanamiento, corte, ranurado...

TALADRADO

El taladrado es un proceso de fabricación utilizado para hacer hoyos, ya sean estos abiertos o cerrados. En este proceso el diámetro del hoyo se crea siguiendo el eje lineal o sea en forma axisimétrica.

Es un método de manufactura para producir ejes o cilindros huecos, así como un tubo, o un capilar grande o cavidad tubular, donde se procura que el diámetro del hoyo sea constante.



Figura 3.8.7. Taladro.

Por otro lado, el perforado profundo se puede llevar a cabo en partes que no son cilíndricas, pero esto muy probablemente requerirá una forma especial para acomodar y sujetar la parte a fin de darle soporte y facilitar el procedimiento.

3.8.1.1.2. Soldadura

La soldadura es un proceso de fabricación en donde se realiza la unión de dos o más piezas de un material, usualmente logrado a través de la fusión, en la cual las piezas son soldadas fundiendo, se puede agregar un material de aporte (metal o plástico), que, al fundirse, forma un charco de material fundido entre las piezas a soldar y, al enfriarse, se convierte en una unión fija a la que se le denomina cordón. A veces se utiliza conjuntamente presión y calor, o solo presión por sí misma, para producir la soldadura. Esto está en contraste con la soldadura blanda y la soldadura fuerte, que implican el derretimiento de un material de bajo punto de fusión entre piezas de trabajo para formar un enlace entre ellos, sin fundir las piezas de trabajo.

Se pueden emplear muchas fuentes de energía diferentes para la soldadura, incluyendo una llama de gas, un arco eléctrico, un láser, un rayo de electrones, procesos de fricción o ultrasonido. La energía necesaria para formar la unión entre dos piezas de metal generalmente proviene de un arco eléctrico. La energía para soldaduras de fusión o termoplásticos generalmente proviene del contacto directo con una herramienta o un gas caliente.

En nuestro caso, se empleará la soldadura de arco TIG. La gran ventaja de este método de soldadura es, básicamente, la obtención de cordones más resistentes, más dúctiles y menos sensibles a la corrosión que en el resto de procedimientos. Además, dicho gas simplifica notablemente el soldeo de metales ferrosos y no ferrosos, por no requerir el empleo de desoxidantes, con las deformaciones o inclusiones de escoria que pueden implicar.

Otra de las ventajas de la soldadura por arco es la que permite obtener soldaduras limpias y uniformes debido a la escasez de humos y proyecciones; la movilidad del gas que rodea al arco transparente permite al soldador ver claramente lo que está haciendo en todo momento, lo que repercute favorablemente en la calidad de la soldadura. El cordón obtenido es por tanto de un buen acabado superficial, que puede mejorarse con sencillas operaciones de acabado, lo que incide favorablemente en los costes de producción.

Aun así, no es todo perfección en este caso tampoco y nos encontramos con una serie de inconvenientes, como la necesidad de proporcionar un flujo continuo de gas, con la subsiguiente instalación de tuberías, bombonas, etc., y el encarecimiento que supone.

3.8.1.2. Fabricación balancín

Para la fabricación del balancín, primero de todo, cortaremos el tocho con la forma de la geometría exterior del balancín. Para ello, emplearemos el corte por plasma porque nos ofrece gran capacidad de corte de los elemento con mas grosor de material.

Una vez creada la superficie exterior de la pieza, se procede a la fabricación de los agujeros donde irán situados los elementos de unión. Se empezará de agujero pequeño a agujero grande mediante la operación de fresado.

En este proceso de fresado, se deberá tener especial cuidado con los agujeros donde se alojarán las anillas de seguridad que retienen a los elementos de unión.

Finalmente se deben matar las aristas con una lija de tal forma que se parezca lo máximo posible al diseño inicial.

3.8.1.3. Fabricación tensor

En el caso del tensor, se seleccionará el material bruto del que se generará el elemento. Para ello tendremos un tubo macizo de 20 mm de diámetro, ya que el tensor tiene un diámetro exterior de 20 mm.

A continuación, se cortará un trozo de dicho tubo una distancia de 100 mm aproximadamente aunque la longitud del elemento vaya ser menor. Se corta una mayor cantidad porque será necesario que haya un exceso de material para posteriormente poder realizar el corte en la sierra después del resto de operaciones.

Esta pieza será sometida a un proceso de torneado hasta alcanzar los 12 mm de diámetro que tendrá la parte roscada que tendrá la pieza e ira unida a la horquilla. El torneado se realizará bajo una velocidad de corte de 30 m/min y en pasadas de 0,5 mm para el desbastado, el acabado se realizará con la misma velocidad de corte pero con pasadas de 0,2 mm. Para finalizar con el torneado se realiza el saliente donde se realizará una rosca de métrica 12.

Después del torneado se realizarán las roscas. Primero se realizará un taladrado de 3,5 mm en la parte contraria a la del saliente, con el fin de centrar el agujero roscado final. La longitud será de 10 mm y posteriormente se realizará un taladro de 10 mm, ya que se realizará una rosca de métrica 14.

3.8.1.4. Fabricación horquilla

Primero de todo debemos obtener el material bruto con el que trabajaremos y que tenga las dimensiones que hemos especificado de la horquilla. Después se procederá a realizar el agujero que separa a las dos orejas que componen la horquilla a través de la fresa. Se indicarán las líneas límite y se realizarán en pasadas iniciales de 0,5 mm hacia abajo y las etapas finales se realizaran en pasadas de 0,1 mm.

Como siguiente paso se realizará un taladrado en la zona rectangular de la pieza donde ira alojado la rosca macho del tensor, cuyo diámetro será de 12 mm, ya que la rosca alojada en dicho agujero será de métrica 12.

Además, la longitud de los pernos seleccionados, puede resultar excesivamente larga, o dar lugar a inconvenientes, por lo que si procede se puede cortar una pequeña parte de la parte final del mismo para una mayor comodidad a la hora del montaje.

Finalmente se procederá a achaflanar los chaflanes que hemos diseñado previamente.

3.8.1.5. Fabricación separadores

Estos elementos deben ser fabricados ya que se necesitan unas medidas muy específicas para que no haya holguras entre los elementos que los unen.

Estos se fabricarán a partir de barras de tubo. Mediante una fresa se les realizará el agujero correspondiente.

Se necesitarán emplear dos tubos macizos a los que se les realizará los agujeros ya que se necesitan dos tipos de separadores de distintas geometrías.

En uno de los casos el diámetro del tubo macizo será de 32 mm y el diámetro del agujero a realizar de 14,1 mm. En el otro en cambio, el tubo será de 18 mm y el agujero de 10,1 mm.

3.8.1.6. Fabricación basculante

Primero de todo cabe recordar que el diseño realizado es un prediseño del basculante por lo que será necesario realizar el diseño completo antes de fabricarlo. Pero una vez hayamos concluido con su diseño el proceso a seguir sería el siguiente.

El basculante estará formado por chapas de aluminio que se cortarán mediante corte por chorro de agua. Serán planchas de alrededor de 20 mm de espesor y las dimensiones restantes se ofrecerán en los planos.

Una vez tengamos las piezas necesarias, se realizarán mediante fresado los agujeros necesarios para colocar el eje de la rueda.

Una vez realizados los agujeros necesarios se procede al soldado de las chapas. Con el fin de evitar grietas que nos lleven a la fractura del basculante, es interesante que se suelde la mayor cantidad de material posible lo que dará especial resistencia.

3.8.3. PLANIFICACIÓN

3.8.2.1. Fase 1: Búsqueda de información e interiorización del tema

En esta fase del proyecto, se plantea el problema a tratar al alumno. De esta forma el alumno podrá recopilar información respecto al tema mediante distintas fuentes para tener la mayor diversidad de información posible, con el fin de adquirir el mayor conocimiento posible respecto al tema a tratar.

El alumno tendrá que familiarizarse con el mundo de las motos y de la competición de MotoStudent. Para ello resultará imprescindible interiorizar el léxico y la terminología del tema.

Nos requerirá mucho tiempo esta fase, estimado en casi ocho semanas. La responsabilidad en esta fase es del alumno, del profesor director del proyecto y, si fuese necesario, el responsable de MotoStudent de la Escuela Técnica Superior de Ingeniería (ETSI).

3.8.2.2. Fase 2: Familiarización con PTC Creo y pre-diseño del sistema Uni-Trak

El alumno se centrará en este caso en el aprendizaje del uso del software que se empleará para el diseño de los elementos del sistema de suspensión trasera.

Para ello, con ayuda de manuales de uso proporcionados por el director del proyecto y tutoriales que se podrán encontrar en diferentes manuales de ayuda, el alumno deberá familiarizarse con los comandos del programa y aprender sobre las opciones de cálculo que nos ofrece.

También se puede empezar con una idea básica sobre el diseño que va tener la suspensión teniendo en cuenta que ya tendremos los datos necesarios para su cálculo a mano.

No deberá alargarse más de ocho días ya que gran cantidad de comandos resultan similares a los programas de CAD anteriormente empleados por los alumnos.

Los responsables serán el alumno, el profesor director del proyecto y, si fuese necesario, el responsable de MotoStudent de la Escuela Técnica Superior de Ingeniería.

3.8.2.3. Fase 3: Diseño mediante software del sistema Uni-Trak

Una vez se hayan adquirido los conocimientos suficientes acerca del programa, es hora de ponerse con el diseño de nuestra alternativa en el programa PTC Creo. Se empezará con el cálculo de los elementos de unión ya que estas pueden ser la razón por la que se deba variar la geometría del resto del sistema de alguna forma. Después, se diseñaran tanto la bieleta como el balancín en esta fase. Al tener un grado de dificultad muy parecido, el tiempo que se deberá emplear en el diseño de ambos será parecido.

Las cosas así, el tiempo estimado será de cuarenta días para todo.

La responsabilidad en esta fase será del alumno, el profesor director del proyecto y, como en alguna de las fases anteriores, en el caso de que fuese necesario, el responsable de MotoStudent de la ETSI.

3.8.2.4. Fase 4: Pre-diseño del basculante

En esta fase usaremos la información previamente recopilada en la primera fase del proyecto sobre los basculantes. No se profundizará en exceso a la hora de su diseño, creando un diseño global que no entrará en consideraciones muy precisas.

El tiempo necesario será de unos treinta días y la responsabilidad recaerá, una vez más, en el alumno, el profesor director del proyecto y el responsable de ETSI.

3.8.2.5. Fase 5: Comprobación de todos los datos obtenidos

Deberemos comprobar si el sistema de suspensión trasera regulable cumple todos los requisitos y no se contradice en ninguna de las conclusiones obtenidas y es posible el montaje.

Esta fase no deberá alargarse más de un día. La responsabilidad, en este caso, será del propio alumno.

3.8.2.6. Fase 6: Definir los procesos de fabricación

En esta fase del proyecto, el alumno debe recopilar información sobre los distintos procesos de producción existentes y decidir el más adecuado para cada uno de sus elementos.

Esta fase se alargará alrededor de una semana.

3.8.2.7. Diagrama de Gantt

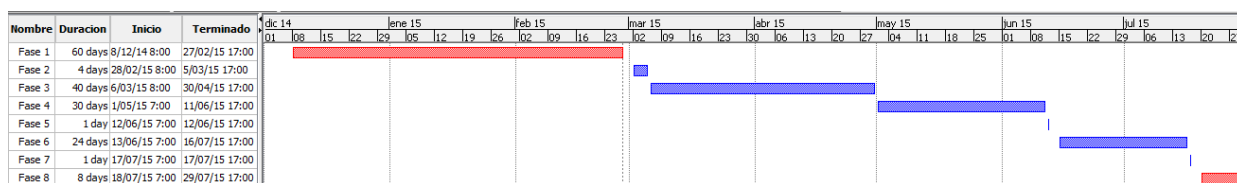


Figura 3.8.8. Diagrama de Gantt.

3.9. VALORACIONES GENERALES Y LÍNEAS FUTURAS

3.9.1. VALORACIONES GENERALES

El objeto principal de este proyecto era el diseño de una suspensión trasera regulable que cumpliera una serie de requisitos para la competición basándose en los datos ofrecidos tanto por la competición como por el equipo de MotoStudent de la ETSI de Bilbao.

Junto al diseño de la suspensión, también se añadió el prediseño de un basculante que fuese capaz de soportar las solicitaciones que había siempre cumpliendo la estricta normativa expuesta.

Una vez finalizado el estudio, se ha podido comprobar que hay innumerables soluciones y modelos posibles que cumplen con los requisitos exigidos, tanto por las alternativas en cuanto a construcción de la suspensión como por los diferentes modelos que pueden ofrecer las mismas prestaciones dentro de esas alternativas. Mucho de ello se debe a que gran parte del diseño se debe a compromisos, ya sea entre peso-rigidez o resistencia-rigidez, que condicionan en gran medida que pueda haber distintas soluciones.

Para poder modelizar por completo este sistema de suspensión se han tenido que afrontar diferentes dificultades con las que se puede encontrar uno y para trabajar con ello se han empleado herramientas informáticas con las que se han realizado análisis cinemáticos, análisis estáticos, análisis de tensiones, análisis de deformaciones... Todo ello ha contribuido al aprendizaje del alumno, pudiendo así poner en práctica conceptos teóricos que se han estudiado antes y pudiéndose afrontar a lo que puede ser su futuro. Además, se ha adquirido mayor conocimiento en el ámbito de las motos, más concretamente en el ámbito de las suspensiones de las motos.

No solo se ha podido poner en práctica lo aprendido si no que ha servido como medio de aprendizaje a la hora de tomar decisiones o en analizar pros y contras a la hora de la resolución de los conflictos que se pueden encontrar a la hora de llevar a cabo un estudio.

Además, se han ampliado los conocimientos en materia de fabricación y materiales. Ha sido necesario recopilar y analizar información para posteriormente poder aplicarla a nuestro objetivo.

Si nos centramos únicamente en el diseño de la suspensión podremos concluir que se trata de un sistema de suspensión muy eficaz teniendo en cuenta los requisitos exigidos. Ofrece una rigidez apropiada para cada momento lo que ofrecerá al piloto la adherencia y confort necesarios para su adecuado uso. Además consta de un elemento regulable que permitirá al propio piloto o equipo varias sus prestaciones según les convenga.

También se puede garantizar el correcto funcionamiento de cada una de las piezas que forman la suspensión ya que cada una de ellas ha sido analizada cuidadosamente en situaciones límites. Por ello se podrán descartar todo tipo de fallos y fracturas.

Las uniones entre elementos también están correctamente analizadas por lo que no habrá ningún tipo de fallo o el servicio ofrecido nunca será deficiente.

Por todo ello se puede valorar que se trata de un sistema de suspensión completamente adecuado.

3.9.1. LÍNEAS FUTURAS

Aunque el diseño de la suspensión trasera resulte completo y satisfactorio, en un futuro se podrían desarrollar varias mejoras en el diseño del basculante, ya que hasta ahora solo se ha realizado un prediseño. Por estas razones el proyecto podría seguir en desarrollo abordando diferentes puntos que consigan crear un diseño óptimo del mismo.

El diseño del basculante se ha realizado de tal forma que fuese capaz de soportar las cargas y rigideces que se planteaban por lo que no se han tenido en cuenta los posibles efectos que podría causar situaciones como la fuerza de la cadena.

Podría resultar de gran interés realizar algún estudio de fatiga del conjunto entero con los apropiados datos para ello. Los análisis realizados han sido estáticos a la hora del diseño por lo que el estudio de la fatiga podría aportar datos muy útiles.

Además, para la comprobación de que el diseño realizado satisface completamente con lo acordado, se podrían realizar análisis en prototipos de la propia pieza y analizar si tal y como se ha calculado se cumple con las exigencias o en cambio hay algún aspecto que no se ha tenido en cuenta que quede por mejorar.

Para finalizar, se podría también realizar un análisis, semejante al que se ha realizado con el resto de elementos, con los elementos de unión y ligaduras.

Los aspectos expuestos arriba podrían ser los aspectos que pueden requerir cierto desarrollo futuro para la mejora de la suspensión y su utilidad.