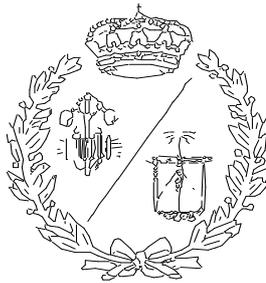


**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN**

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Proyecto Fin de Grado

**DISEÑO DEL BASCULANTE DE UNA
MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN DE 250 CC
(250 cc Racing Motorcycle Swingarm Design)**

Para acceder al Título de

GRADUADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

Autor: Hugo Ruiz Fernández

Septiembre – 2016

INDICE

MEMORIA.....	5
1 INTRODUCCION Y MOTIVACION.....	6
2 OBJETIVO	7
3 ANTECEDENTES	8
3.1 ELEMENTOS DE UNA MOTOCICLETA	8
3.2 SUSPENSION TRASERA	9
3.3 BASCULANTE	19
3.4 EFECTO DE LA CADENA.....	22
3.5 SQUAT Y TRANSFERENCIA DE CARGA	23
3.6 CINEMATICA.....	27
3.7 REGLAMENTO DE LA COMPETICIÓN.....	30
4 DISEÑO.....	38
4.1 CRITERIOS DE DISEÑO	38
4.2 SUSPENSION TRASERA	39
4.3 BASCULANTE	44
4.4 SOLUCIÓN FINAL.....	46
ANEXOS A LA MEMORIA.....	54
1 DETERMINACION GEOMETRICA	58
1.1 SUSPENSION PRO-LINK.....	58
1.2 SUSPENSION UNI-TRAK	60
1.3 CURVA DE RIGIDEZ.....	60
1.4 DISEÑO DE EXPERIMENTOS	61
2 CALCULOS ESTRUCTURALES.....	73
2.1 CÁLCULOS DE CARGAS	73
2.2 ANÁLISIS DE TENSIONES Y DEFORMACIONES	77
3 CALCULO ELEMENTOS AUXILIARES	91
PLANOS.....	94
PLIEGO DE CONDICIONES.....	95

1	DISPOSICIONES GENERALES.....	103
1.1.	DISPOSICIONES DE CARÁCTER GENERAL	103
1.2	FORMALIZACIÓN DEL CONTRATO.....	104
1.3	JURISDICCIÓN COMPETENTE.....	104
1.4	SEGURIDAD Y SALUD EN EL TRABAJO	104
1.5	SUMINISTRO DE MATERIALES	104
1.6	OMISIONES. BUENA FE.....	104
2	DISPOSICIONES RELATIVAS A MATERIALES Y TRABAJOS.....	106
2.1	INICIO DEL PROYECTO Y RITMO DE EJECUCIÓN DE LOS TRABAJOS	106
2.2	ORDEN DE LOS TRABAJOS	106
2.3	AMPLIACIÓN DEL PROYECTO POR CAUSAS IMPREVISTAS O DE FUERZA MAYOR.....	106
2.4	INTERPRETACIONES, ACLARACIONES Y MODIFICACIONES DEL PROYECTO	106
2.5	PRÓRROGA POR CAUSA DE FUERZA MAYOR	107
2.6	RESPONSABILIDAD DE LA DIRECCIÓN FACULTATIVA EN EL RETRASO DEL PROYECTO	107
2.7	TRABAJOS DEFECTUOSOS.....	107
2.8	MATERIALES, APARATOS Y EQUIPOS DEFECTUOSOS	108
2.9	VICIOS OCULTOS.....	108
2.10	PROCEDENCIA DE MATERIALES, APARATOS Y EQUIPOS	109
2.11	GASTOS OCASIONADOS POR PRUEBAS Y ENSAYOS	109
2.12	LIMPIEZA DE LOS TRABAJOS.....	109
2.13	TRABAJOS SIN PRESCRIPCIONES EXPLÍCITAS.....	109
3	DISPOSICIONES FACULTATIVAS	110
3.1	DEFINICIÓN Y ATRIBUCIONES DE LOS AGENTES DEL PROYECTO	110
3.2	OBLIGACIONES DE LOS AGENTES INTERVINIENTES	111
4	DISPOSICIONES ECONOMICAS	116
4.1	DEFINICIÓN	116
4.2	CONTRATO DE EJECUCIÓN	116
4.3	CRITERIO GENERAL.....	117
4.4	FIANZAS.....	117
4.5	DE LOS PRECIOS.....	117
4.6	VALORACIÓN Y ABONO DE LOS TRABAJOS.....	119
4.7	INDEMNIZACIONES MUTUAS	120
4.8	VARIOS.....	121
4.9	RETENCIONES EN CONCEPTO DE GARANTÍA	122

4.10	PLAZOS DE EJECUCIÓN	122
4.11	LIQUIDACIÓN FINAL DEL PROYECTO.....	122
5	PRESCRIPCIONES TECNICAS PARTICULARES.....	123
5.1	CONDICIONES QUE HAN DE CUMPLIR LOS MATERIALES.....	123
5.2	CONDICIONES QUE SE HAN DE CUMPLIR EN CUANTO A LA EJECUCIÓN.....	125
	PRESUPUESTO.....	126
1	PRESUPUESTO DE EJECUCION MATERIAL	134
1.1	MATERIA PRIMA	134
1.2	COMPONENTES NORMALIZADOS Y PIEZAS DE SERIE	134
1.3	MANO DE OBRA DIRECTA Y PUESTO DE TRABAJO.....	135
1.4	MANO DE OBRA INDIRECTA.....	136
1.5	COSTES SOCIALES.....	136
1.6	RESUMEN PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL	137
2	PRESUPUESTO DE EJECUCION POR CONTRATA.....	138
2.1	GASTOS GENERALES	138
2.2	BENEFICIO INDUSTRIAL	138
2.3	IVA.....	138
2.4	RESUMEN PRESUPUESTO DE EJECUCION POR CONTRATA	139
	BIBLIOGRAFIA.....	134

Memoria

1 INTRODUCCION Y MOTIVACION

Motostudent es una competición internacional a nivel universitario organizada por la Fundación Moto Engineering Foundation, constituida por diversas entidades entre las que se encuentra Dorna, propietaria exclusiva de los derechos comerciales y audiovisuales del Campeonato del Mundo de Moto GP.

El objetivo de esta competición es diseñar y construir un prototipo de motocicleta, en un plazo de año y medio, para competir contra otras universidades durante una carrera en el circuito Motorland, en Aragón. Este reto, lanzado a estudiantes de todo el mundo, intenta acercar a este colectivo al mundo de la competición enfrentándoles al tipo de situaciones que se encontrarían durante un proyecto real. Estas van desde el diseño del vehículo, hasta su puesta a punto para la carrera, pasando por la búsqueda de patrocinadores para conseguir financiación, el trabajo en equipo y la motivación hacia un objetivo común, la dificultad del trabajo con plazos de entrega ajustados y el trato con fabricantes, entre otros.

Motostudent supone por tanto una oportunidad única para trabajar en un proyecto real, fomentando el desarrollo de habilidades y conocimientos necesarios para introducirse en el mundo laboral.

Aprovechando la tercera edición de esta competición, en el año 2013 la Escuela de Ingenieros Industriales y de Telecomunicación perteneciente a la Universidad de Cantabria, reúne un grupo de estudiantes de diversas ramas con el propósito de afrontar este desafío. Se crea así el equipo UC Racing Students constituido por: Eduardo Bayona, Andrés Cano, Álvaro Fernández, Ignacio Gualda, Jorge Martínez, Pedro San Emeterio, Juan Santamaría y Hugo Ruiz. Este equipo estará dirigido por el ingeniero Pablo García, profesor del departamento de ingeniería mecánica.

La motivación del presente proyecto es participar en la construcción de una motocicleta de competición de 250cc y enfrentarla al resto de universidades participantes a lo largo de una serie de pruebas que tendrán lugar en el circuito Motorland en otoño de 2014.

2 OBJETIVO

El objetivo principal de este proyecto consistirá en el diseño de un basculante y un sistema de suspensión para una motocicleta de 250 centímetros cúbicos. Ambos componentes se diseñarán respetando siempre el reglamento establecido en la competición Motostudent, y atendiendo a unos criterios técnicos y económicos previamente definidos. El proceso de diseño constará de los siguientes objetivos:

- Dimensionamiento de la estructura del basculante y determinación geométrica del mecanismo de la suspensión con la finalidad de obtener un comportamiento dinámico determinado.
- Cálculo de los esfuerzos actuantes en el conjunto en las situaciones más desfavorables de la competición, utilizando para ello software de simulación multicuerpo.
- Diseño y análisis estructural de cada elemento con el propósito de asegurar la resistencia de la motocicleta frente a las sollicitaciones a las que se verá sometida durante las verificaciones de seguridad y a lo largo de la propia carrera.
- Selección de todos los elementos auxiliares necesarios para llevar a cabo el ensamblaje del conjunto.

El objetivo último será la fabricación y el montaje de todos los componentes aquí diseñados, que junto con el resto del chasis constituirán una motocicleta capaz de participar en la tercera edición de la competición internacional Motostudent.

3 ANTECEDENTES

Aunque en la actualidad existen muchos tipos de motocicletas, orientadas a diversos usos, por razones más que evidentes en este proyecto únicamente nos centraremos en estudiar aquellas destinadas a la competición o superdeportivas, dejando de lado ciclomotores, motos de motocross, gran turismo, etc.

Antes de comenzar con el proceso de diseño introduciremos brevemente los diferentes elementos que componen una motocicleta de competición, para más tarde profundizar en aquellos en los que se basa este proyecto y en su influencia en el comportamiento dinámico del vehículo.

3.1 ELEMENTOS DE UNA MOTOCICLETA

Dentro de la multitud de componentes que se necesitan para construir una motocicleta, en la imagen inferior hemos destacado los más importantes. Algunos de ellos nos los suministra la organización, otros deberemos diseñarlos y fabricarlos nosotros mismos.



**Fig. 3-1 1.Subchasis 2.Chasis 3.Sistema de dirección 4.Horquilla suspensión 5.Basculante
6.Amortiguador 7.Motor 8.Ruedas**

En nuestro caso dispondremos del conjunto muelle-amortiguador y deberemos construir tanto la suspensión trasera como el basculante.

3.2 SUSPENSIÓN TRASERA

Cuando una motocicleta circula a gran velocidad cualquier imperfección en el terreno puede provocar la pérdida de contacto de la rueda trasera con el asfalto, lo que además de ser peligroso supone una limitación a la hora de aplicar potencia.

El uso del sistema de suspensión trasera nace de la necesidad de solucionar estos dos problemas, tanto por motivos de comodidad como de seguridad. Este sistema lo constituye un basculante anclado al chasis en la parte trasera. En su extremo encontramos el anclaje de la rueda trasera, de forma que se permita un desplazamiento circular de esta alrededor del punto de unión entre chasis y basculante (pivot). Para la disipación de energía elástica se utilizan uno o varios amortiguadores.

Esta solución presenta bastantes ventajas, como son ligereza, la posibilidad de aumentar la potencia aplicada al terreno sin provocar pérdida de adherencia, y un gran recorrido de la rueda, siendo este movimiento compatible con cualquier transmisión secundaria.

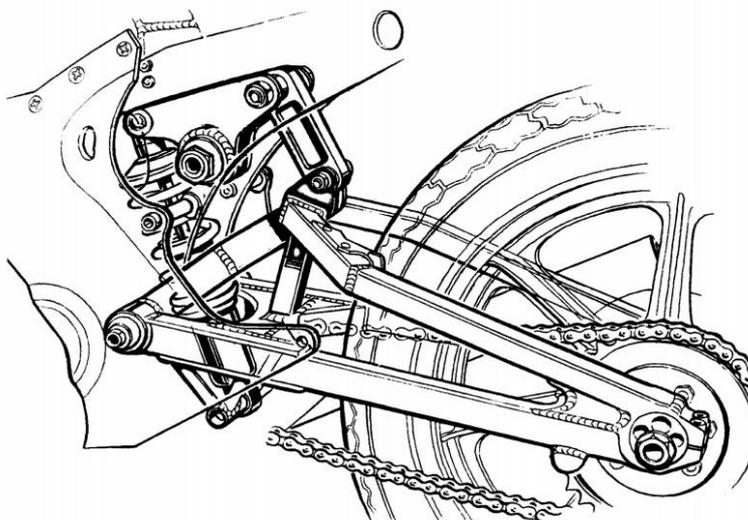


Fig. 3-2 Sistema de suspensión Full Floater

La suspensión de una motocicleta debe satisfacer tres propósitos:

- Permitir a las ruedas seguir el perfil de la carretera sin transmitir demasiadas vibraciones al piloto. Lo cual se encuentra estrechamente relacionado con el confort del piloto, buscando el aislamiento de la masa suspendida de las vibraciones generadas por la interacción de las ruedas con las irregularidades del terreno.
- Asegurar la tracción de las ruedas con el plano de la carretera para transmitir las fuerzas laterales, de dirección y de frenado. Siendo el objetivo mejorar el comportamiento y la respuesta de la moto ante aceleraciones y pasos por curva.

- Impedir modificaciones importantes en la geometría del vehículo durante aceleraciones, frenadas y pasos por curva.

El grado de confort requerido varía dependiendo del uso que le demos al vehículo. En el caso de una motocicleta de competición es más importante la capacidad para mantener el contacto de las ruedas con la carretera, y asegurar la configuración geométrica deseada en las diferentes condiciones operativas. Es importante que la geometría de la motocicleta no varíe en exceso a su paso por el circuito, ya que esto influye negativamente en su comportamiento.

Respecto a esta configuración cabe destacar que depende de la rigidez de la suspensión y de las cargas sobre la moto. Matizar que en este tipo de vehículos, además de contar con una carga que puede ser bastante variable (pasajeros, equipaje, etc.), existe transferencia de cargas entre las ruedas durante la aceleración y frenado.

Una motocicleta con suspensión puede considerarse, desde un punto de vista dinámico como un sólido rígido unido a las ruedas mediante elementos elásticos (suspensión delantera y trasera). Donde el cuerpo rígido representa la masa suspendida (chasis, motor, dirección, piloto), mientras que las masas correspondientes a las ruedas constituyen la masa no suspendida.

La motocicleta atendiendo a la dinámica plana dispone de tres grados de libertad: uno correspondiente al desplazamiento en línea recta, y otros dos para cada uno de los modos de vibración del sistema, caracterizados por sus respectivas frecuencias naturales.

Es importante mencionar que la elección de las características de la suspensión (rigidez, amortiguamiento y precarga) depende de muchos parámetros: el peso del piloto y la motocicleta, la posición del centro de gravedad o la distribución de cargas en las ruedas, las características de rigidez y amortiguamiento de los neumáticos, la geometría de la motocicleta, las condiciones de uso, la superficie de rodadura, la frenada, la potencia del motor, las técnicas de conducción...

Curva de rigidez

Uno de los parámetros característicos de cada suspensión es la curva de rigidez, la cual representa la fuerza elástica frente al desplazamiento vertical de la rueda trasera. El trazado de esta curva puede ser recto, o puede aumentar o decrecer progresivamente. En estos casos la suspensión se denomina, respectivamente, lineal, progresiva o regresiva.

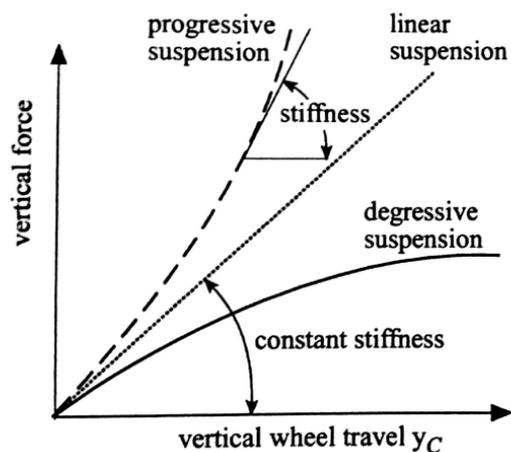


Fig. 3-3 Curvas de rigidez

Si hablamos en términos de confort, sería apropiado que la rigidez fuera la menor posible, minimizando así las frecuencias naturales de los modos de vibración de la motocicleta, en relación a las frecuencias de excitación debidas al movimiento impuesto en las ruedas por las irregularidades del asfalto. En contraposición utilizar muelles demasiado blandos provoca grandes variaciones en la altura del vehículo y la transferencia de carga, así como variaciones en la geometría durante la transición recta-curva, y en las fases de aceleración y frenado.

Por otro lado, con baches en el asfalto, suspensiones muy duras pueden causar, aparte de molestias en la conducción, problemas de adherencia en el neumático trasero durante la aceleración, y en el frontal durante las frenadas.

Como solución de compromiso a estos dos problemas aparecen los sistemas progresivos, que permiten adaptar la motocicleta a cada tipo de uso.

Estos sistemas presentan dos ventajas claras. La primera es el incremento de la rigidez que se produce al aumentar la deformación, lo que permite mantener las frecuencias de los modos de vibración más o menos constantes ante variaciones en la masa del vehículo.

La suspensión se vuelve blanda ante pequeños baches y, por tanto, pequeños desplazamientos de rueda, mientras que se presenta dura ante recorridos amplios de rueda debidos a irregularidades más pronunciadas. Aumentan así el confort del piloto minimizando las variaciones en la geometría.

Precarga

Para regular la geometría de la motocicleta, ante por ejemplo variaciones de carga, se pueden precargar los muelles. Esto consiste en una compresión previa del muelle, de tal forma que

si el muelle se encuentra comprimido con una fuerza mayor que las cargas que deberá soportar, este no se deformará durante la aplicación de dichas cargas.

Esta precarga se puede expresar en términos de la compresión lineal del muelle (mm) o en términos de la carga o fuerza necesaria para dar esa compresión. En términos lineales, la precarga es la diferencia entre la longitud libre del muelle y la longitud cuando está instalado en el amortiguador. El hundimiento o sag es la compresión que se produce en el muelle cuando se aplica el peso estático de la moto y el piloto.

La precarga hace posible también limitar la deformación a compresión del conjunto muelle-amortiguador.

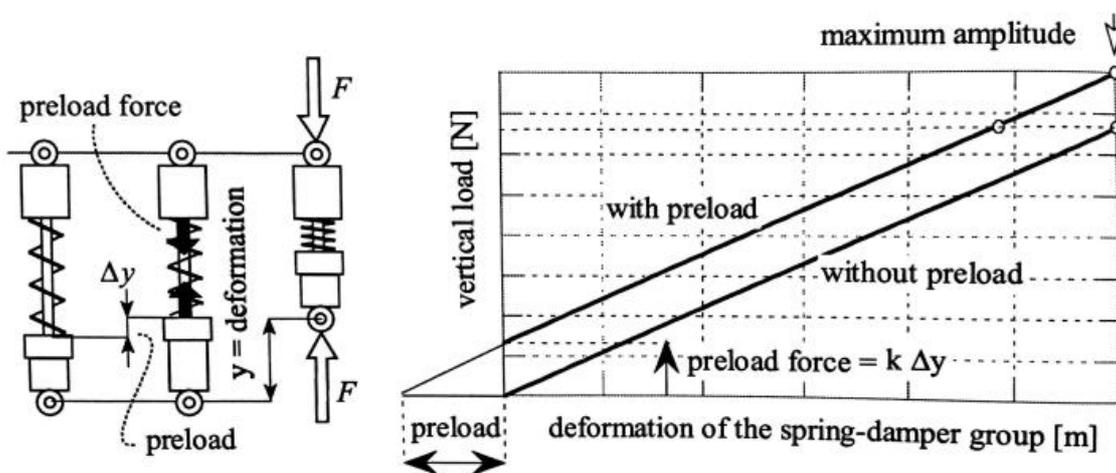


Fig. 3-4 Influencia de la precarga

En la gráfica superior vemos como para obtener una amplitud determinada la suspensión precargada necesita una fuerza aplicada mayor. O lo que es lo mismo, ante una fuerza externa la suspensión precargada se comprimirá en menor medida que aquella que no lo está.

Si suponemos una suspensión sin precargar, la carga estática de la masa suspendida comprimirá el muelle en una cantidad que depende de la constante del muelle. Asumiendo siempre que durante el movimiento en línea recta no aparezcan desplazamientos verticales debidos a las irregularidades de la carretera.

Para que la rueda siga el perfil del terreno, sin perder contacto cuando pasa por un agujero, el muelle-amortiguador debe ser capaz de extenderse una longitud igual a la profundidad del desnivel. En el caso de suspensiones sin precarga esta extensión puede ser como mucho igual al ratio entre el peso de la masa suspendida y la rigidez de la suspensión.

No obstante en el caso de suspensiones con muelles precargados, la máxima extensión posible será menor, en este caso será la anterior menos el valor de la precarga.

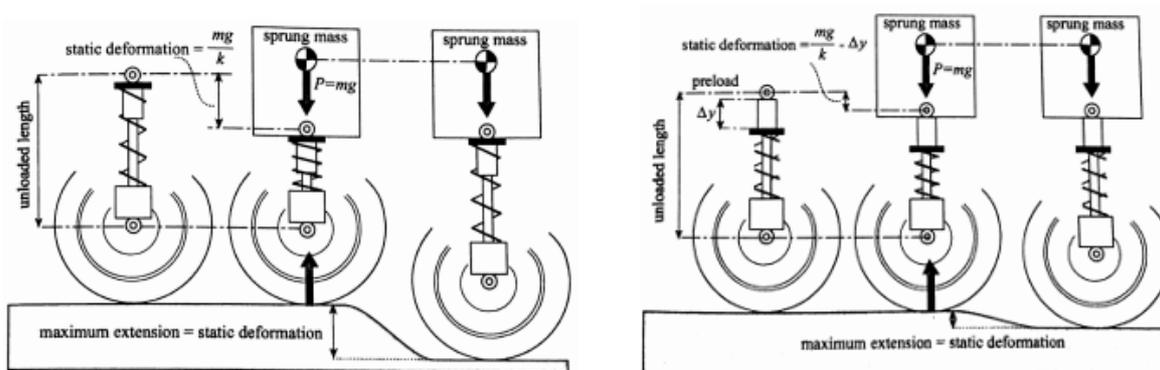


Fig. 3-5 Precarga y deformación

Por tanto podemos decir que la precarga determina el máximo desplazamiento que se permite en la rueda trasera, y por tanto también la capacidad de la suspensión para seguir las irregularidades por debajo del terreno, denominadas irregularidades negativas. Resulta sencillo observar con este ejemplo que si aplicamos una precarga igual a la carga estática la rueda no será capaz de seguir ninguna irregularidad negativa. De hecho, en el esquema anterior podemos observar como con un incremento en la precarga el campo de amplitudes de la suspensión para irregularidades negativas disminuye.

Muelle y Amortiguador

El elemento que aporta la elasticidad al tren trasero es el conjunto muelle-amortiguador, que combina un resorte, generalmente en forma de muelle helicoidal, y un freno hidráulico, que trabaja en la carrera de extensión y en la de compresión.

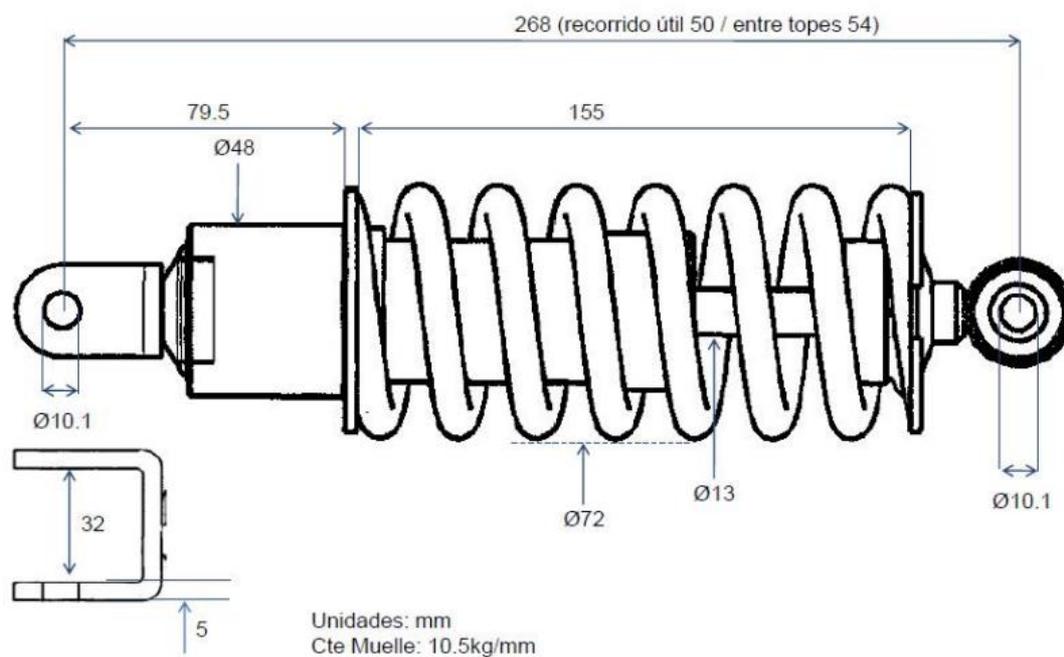
Los amortiguadores hidráulicos más sencillos disponen de una estructura cilíndrica cerrada, en cuyo interior se encuentra un pistón dotado de válvulas y unido a un vástago, de manera que ambos forman un mecanismo telescópico.

El trabajo elástico lo realiza el muelle helicoidal, el cual se encuentra en el exterior rodeando al amortiguador. Cuando el muelle se comprime el pistón se introduce en el cilindro, estando este movimiento frenado por el paso del fluido hidráulico por las válvulas. La retención a compresión suele ser muy baja, si bien es cierto que complementa la resistencia a la deformación que ofrece el muelle, añadiendo por tanto una precarga al mismo. Además, el aire o gas que queda por encima del aceite transvasado, al comprimirse, actúa como un elemento elástico de tipo neumático. Aunque este es el tipo de amortiguador más sencillo en

la actualidad se han desarrollado otros de mayores prestaciones, añadiendo cámaras de gas para mantener la presión del fluido hidráulico, e incluso depósitos exteriores para facilitar la refrigeración de dichos gases. La evolución de los amortiguadores está en general orientada a lograr que sus parámetros sean regulables, permitiendo los más avanzados el ajuste de la precarga del muelle, la amortiguación tanto en extensión como en compresión e incluso seleccionar diferentes modos de trabajo para alta y baja velocidad.

Uno de los parámetros a tener en cuenta a la hora de elegir este componente es la constante efectiva del muelle. Esta es una medida de la rigidez del resorte y se determina midiendo la fuerza extra necesaria para comprimir (o extender en algunos casos) el muelle una determinada longitud. Esto se suele expresar en N/mm. De tal forma que un muelle con una constante de 10 N/mm necesitará una fuerza adicional de 100 N para comprimirlo 10 mm. En algunos casos esta constante no varía en todo el rango de movimiento útil del muelle, y se denomina lineal. Por otra parte, algunos tipos de muelles exhiben una constante diferente a lo largo del movimiento del amortiguador. Estos últimos se conocen como progresivos, y se caracterizan porque su rigidez aumenta con la carga adicional. Es muy importante entender la diferencia entre la constante efectiva y la carga. La carga es la fuerza total soportada por el amortiguador, mientras que la constante es la fuerza adicional necesaria para comprimir el muelle una longitud extra.

En nuestro caso este componente nos lo facilitan los organizadores de la competición, junto con sus especificaciones.

Rear shock absorber / Amortiguador trasero**Fig. 3-6 Amortiguador suministrado para la competición****Tipos de Suspensión**

La suspensión trasera tradicional está compuesta de una horquilla formada por dos brazos con dos muelles-amortiguadores, uno a cada lado, inclinados un determinado ángulo con respecto al basculante. Entre sus principales ventajas encontramos:

- Simplicidad de fabricación, dado que no requiere ningún componente adicional además de los amortiguadores y el basculante.
- Facilidad para disipar el calor generado en los amortiguadores, ya que estos se encuentran relativamente alejados del calor generado por el motor y expuestos al flujo del aire que circula alrededor de la moto.
- Las escasas fuerzas de reacción transmitidas al chasis.

Sin embargo presenta algunas desventajas, como:

- Limitación de la amplitud de oscilación de la rueda, lo que supone un problema para aplicaciones off-road, pero no tanto para asfalto.
- Presentan una característica fuerza-desplazamiento prácticamente lineal.

- Las diferencias existentes entre los dos conjuntos muelle-amortiguador, inherentes a los procesos de fabricación, o incluso pequeñas variaciones en la precarga, pueden provocar la aparición de esfuerzos de torsión en el basculante.

El principal problema que presenta un amortiguador como el ofrecido por la organización es su respuesta lineal de compresión con respecto al recorrido, lo que significa que la suspensión se comprime de forma idéntica en el recorrido inicial y en el final. Este comportamiento no es muy deseable, ya que lo interesante es que el recorrido sea blando en el inicio, con el fin de absorber pequeñas irregularidades del terreno, y duro en la parte final del recorrido, de modo que en curvas cerradas o grandes baches la moto responda de manera firme.

En busca de un comportamiento no lineal, o progresivo, empezaron a utilizarse soluciones mono-amortiguador.

La disposición más sencilla de este tipo es el anclaje del amortiguador desde el basculante hasta el chasis sin ningún tipo de elemento intermedio. En este caso, la dinámica es similar a la de los amortiguadores paralelos, aunque, al estar situados en una posición muy adelantada, el recorrido del muelle y de los elementos hidráulicos es mucho menor.

Una variante de este tipo de suspensión es el sistema cantiléver de un solo amortiguador. Empleado por algunas marcas desde hace décadas, dicho sistema se compone de un mono-amortiguador que carece de progresividad. En él, el amortiguador se ancla sobre una triangulación del basculante de manera que su posición no es vertical como en la mayoría de los sistemas, sino que se encuentra casi horizontal en la parte superior del bastidor, bajo el depósito de gasolina. El trabajo es similar al de cualquier otro sistema, diferenciándose sobre todo en la posición de trabajo y en el posible ajuste del recorrido que se puede realizar mediante el estudio del anclaje en el basculante.

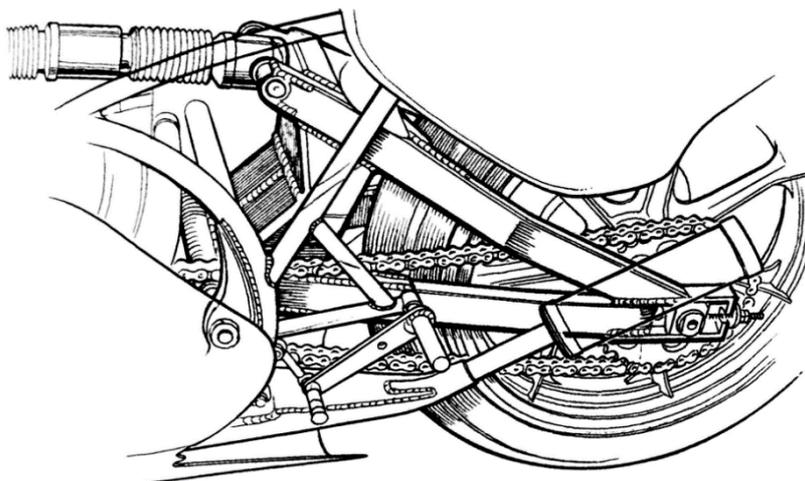


Fig. 3-7 Sistema de suspensión Cantilever

Ofrece las siguientes ventajas frente al modelo anteriormente descrito:

- Puesta a punto sencilla, ya que solo debemos ajustar un amortiguador.
- Menor masa no suspendida, con los beneficios que ello conlleva, tal y como veremos en el apartado relativo al comportamiento dinámico.
- Gran rigidez torsional gracias al uso de basculantes más rígidos.
- Gran amplitud en el desplazamiento vertical de la rueda, útil sobre todo en motocicletas de motocross o trial pero no tanto en superdeportivas.
- Permiten la combinación de muchos tipos de muelle y amortiguador, necesario para cubrir prácticamente cualquier aplicación.

Aun así el posicionamiento del muelle-amortiguador encima o detrás del motor dificulta la disipación de calor, y esta suspensión tampoco permite una característica progresiva.

La solución a esto último consiste en la introducción de un mecanismo en la suspensión trasera que facilite la obtención de la curva de rigidez deseada. Lo habitual es dotar al sistema de unas bieletas de forma y posición variable, que hacen que el recorrido de compresión del amortiguador no sea lineal con respecto al desplazamiento vertical de la rueda.

Los sistemas iniciales, que aún se mantienen en modelos competitivos como las Ducati más deportivas, están formados por balancines. En este tipo de suspensiones el basculante se une al balancín por medio de un tirante, mientras que el amortiguador se encuentra sujeto al chasis o al comienzo del basculante por uno de sus extremos y al balancín por el otro. Es posible ajustar la altura inicial del tirante, de manera que varíe la altura de la parte trasera y también la curva de progresividad.

Estos sistemas actualmente son poco utilizados, principalmente por el espacio que necesitan y por el peso de todo el conjunto, que requiere bastantes piezas metálicas. La variación sobre el sistema consiste en emplear bieletas de pequeña longitud. El amortiguador se ensamblaría en cualquiera de las dos bieletas.

Estos diseños generalmente están basados en el cuadrilátero articulado. Se diferencian unos de otros únicamente en los diferentes puntos de unión del amortiguador, que puede estar insertado entre el chasis y el balancín (Sistema Unitrak de Kawasaki), entre la bieleta y el chasis (Pro-link de Honda) o entre el basculante y el balancín (Full floater de Suzuki).

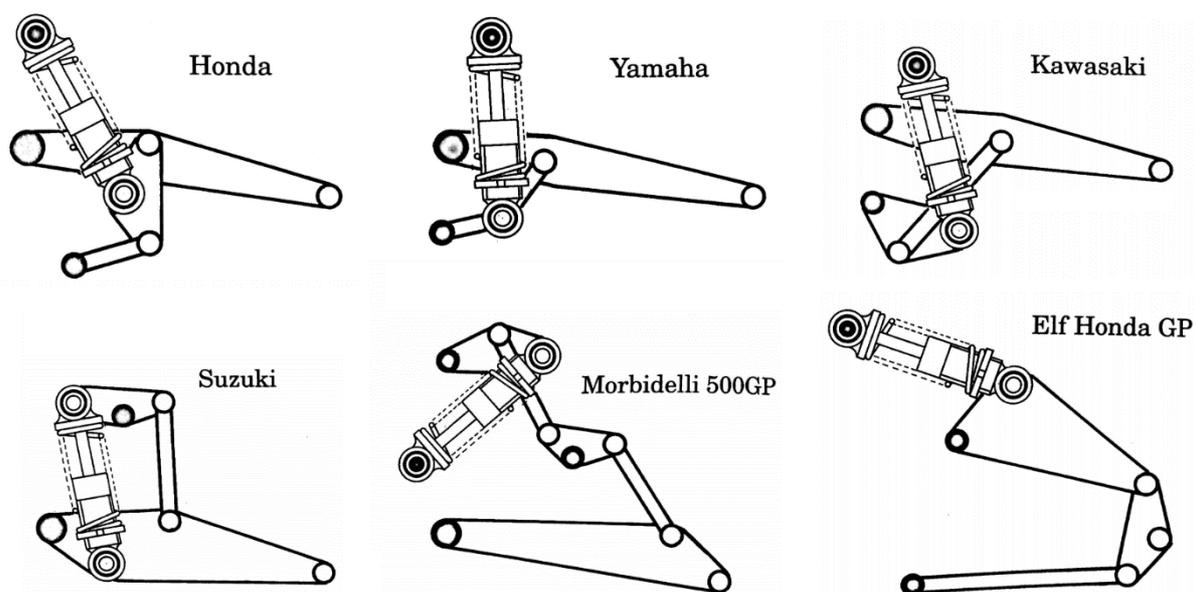


Fig. 3-8 Principales sistemas de bieletas

A continuación citamos las características principales que definen estos sistemas:

- Mucha flexibilidad para obtener sistemas progresivos, aunque lógicamente, con la dificultad añadida de tener que diseñar un mecanismo desde cero que se adapte a la curva deseada. Además requieren alta precisión en su diseño y fabricación para evitar excesos de fricción, al igual que altos estándares de mantenimiento si se desea que funcionen de forma correcta. Evidentemente, todo esto encarece el precio del vehículo.
- Generalmente son suspensiones muy regulables y adecuadas, por tanto, para probar diferentes configuraciones para cada circuito. Si bien son sencillas de regular, es necesario saber que pequeños cambios en las dimensiones de los elementos pueden provocar cambios considerables en las curvas obtenidas. Es recomendable estudiar bien la respuesta del mecanismo en todo su rango de trabajo para evitar

comportamientos no deseados. Durante este estudio hay que asegurar también que el amortiguador no completa su recorrido, ya que este tipo de mecanismos son muy impredecibles en posiciones límite y pueden hacer fallar la suspensión.

- Otro de los problemas asociados son los elevados esfuerzos que se generan en el mecanismo a causa de las fuerzas de palanca, y que el diseñador deberá tener presentes a la hora de dimensionar todos los elementos.
- Gracias a estos diseños se obtienen también pequeñas masas no suspendidas y grandes amplitudes de oscilación.

BMW ha desarrollado una variante de este mecanismo utilizada para acomodar una transmisión tipo cardan. En ella la rueda se une a la bieleta del cuadrilátero, de forma que su centro de rotación con respecto al chasis sería por tanto la intersección entre los ejes de los balancines. De esta manera la suspensión actúa como si estuviera formada por una horquilla muy larga ensamblada al chasis en su centro de rotación (Sistema Paralever BMW).

Existen incluso suspensiones basadas en mecanismos de seis barras, que pueden generar curvas mucho más progresivas, sin embargo esta ventaja no justifica la alta complejidad de su construcción.

3.3 BASCULANTE

El uso del basculante en la parte trasera de la motocicleta se ha convertido en un estándar en los últimos años. Su importancia radica en la influencia que ejerce sobre el comportamiento de la motocicleta, sobre todo en aceleraciones y deceleraciones fuertes. Cuando se presenta alguna de estas situaciones la suspensión de la moto tiende a extenderse o comprimirse en mayor o menor medida. Estos efectos, conocidos con el nombre de anti-squat y pro-squat, influyen de manera notable en la tracción. En sus inicios el basculante estaba formado por un tubo transversal que alojaba los rodamientos de giro y un par de tubos laterales que soportaban la rueda y los amortiguadores. Este diseño tan básico presentaba una gran carencia de rigidez torsional, por lo que era necesario utilizar dos amortiguadores para evitar las deformaciones producidas por las fuerzas de la suspensión. La solución a estos problemas fue triangular el basculante y conectar su vértice al amortiguador, ya que además así se conseguía la mejor relación entre rigidez y peso. Más recientemente ha habido una tendencia hacia los sistemas de suspensión trasera por bieletas con un basculante triangulado por debajo del eje de giro y conectado al amortiguador a través de una bieleta.



Fig. 3-9 Basculante con doble amortiguador

Existen ciertas características básicas del basculante que son comunes a cualquier diseño. En relación a su eje de rotación es necesario que este se encuentre lo más cerca posible del piñón de salida de la caja de cambios y además situarse por debajo de este cuando la moto no está cargada. Esto es así para tratar de reducir al máximo las variaciones de tensión que se producen en la cadena cuando el basculante oscila. Este problema es especialmente preocupante en suspensiones con largos recorridos. Otro parámetro a tener en cuenta es la altura a la que se encuentra este punto, que se calcula sabiendo que deberá alinearse con el piñón cuando la suspensión se encuentre comprimida entorno a un 40% de su carrera total.

Se deben tener presentes varios aspectos a la hora de diseñar un basculante. Entre ellos la geometría dependiente, es decir, todos aquellos elementos que estarán en contacto con él, o que puedan interferir en su movimiento. Por ejemplo: la tensión de la cadena, las posibles intersecciones con esta, etc.

Otro aspecto a considerar es la geometría del propio basculante, ya que, como veremos más adelante, influye en gran medida en el comportamiento de la moto.

También cabe destacar que el basculante se encuentra sujeto a numerosos esfuerzos estructurales, siendo los más importantes los esfuerzos de torsión (al tomar una curva), de flexión estáticos (el peso del piloto y de la propia motocicleta) y dinámicos (al pasar por un bache o al acelerar). Dado que su rigidez es uno de los puntos más importantes a la hora de mejorar la estabilidad a grandes velocidades, es interesante estudiarlo desde un punto de vista estructural. En general, desde que el uso de suspensiones con doble amortiguador pasó a un segundo plano y se comenzaron a utilizar basculantes triangulados, hasta hoy en día, la rigidez de los basculantes se ha ido incrementando de forma gradual. Esto es debido a que la flexibilidad del basculante permite que la rueda se mueva hacia los lados creándose ángulos de comba y de deriva y, por lo tanto, fuerzas de dirección.

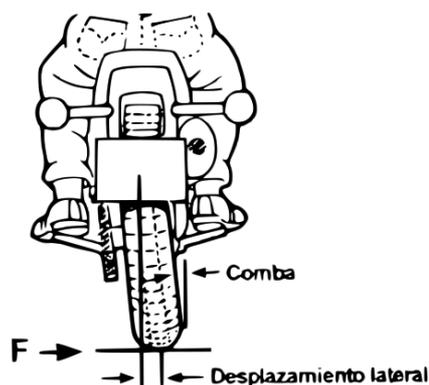


Fig. 3-10 Ángulo de comba y deriva

Como estas acciones sobre la dirección no están bajo el control directo del piloto, podemos pensar que van en detrimento del comportamiento dinámico y de la estabilidad. No obstante en cierto modo actúan oponiéndose a la fuerza perturbadora, y por lo tanto en algunos casos pueden llegar a producir una distorsión menor en la dirección favoreciendo el manejo de la motocicleta.

En general la rigidez estructural de los componentes de un chasis hoy en día ha alcanzado un nivel tan alto que puede llegar a causar problemas para absorber los baches en las curvas. Esto es así porque las suspensiones no trabajan bien en aquellas situaciones en las que la moto alcanza ángulos de inclinación muy grandes. Por ello es frecuente que algunos fabricantes empiecen a introducir chasis con cierta flexión controlada, permitiendo la absorción de baches en curvas y mejorando el comportamiento de la motocicleta ante impactos.

Clasificación

Según sus características de construcción podemos clasificar los basculantes en dos grupos: monobrazo o doble brazo.

Los primeros solían utilizarse en pequeños ciclomotores y scooter, para después empezar a considerarse como una opción seria para motocicletas deportivas y motos de competición. Honda lo ha empleado en una gran variedad de motocicletas, tanto con transmisión por cadena como por cardán, Ducati ha tenido mucho éxito en los circuitos, mientras que BMW ha pasado a emplear el monobrazo de forma exclusiva en todos sus modelos con transmisión por cardán, primero con un brazo rígido muy simple y más tarde con un sistema articulado denominado "paralever" que controla el levantamiento y el squat. Por su parte MV Augusta ha decidido utilizar un monobrazo de fundición en su Superbike F4.

A pesar de ello, la mayoría de los fabricantes todavía utiliza el basculante de doble brazo.

Dado que ambos tipos de basculante pueden diseñarse para obtener un comportamiento estructural satisfactorio, la decisión sobre qué tipo elegir generalmente estará basada en otro tipo de consideraciones. Entre ellas: la facilidad para el cambio de rueda, el coste, la dificultad de diseño y fabricación, facilidad de ajuste de la cadena e incluso la estética.



Fig. 3-11 Basculante monobrazo

Si bien estos dos grupos abarcan la totalidad de los basculantes, cabe destacar que su variedad en motocicletas deportivas y de competición es innumerable, tanto atendiendo a su geometría (tubulares, de sección rectangular, cuadrada, variable...) como a los materiales de fabricación (acero, aluminio, fibra de carbono, aleaciones...).



Fig. 3-12 Basculante tubular de doble brazo

3.4 EFECTO DE LA CADENA

Aunque la transmisión secundaria no forma parte del sistema de suspensión, sí que influye en su diseño. Concretamente existen varios aspectos que es necesario tener en cuenta.

El primero de ellos es estructural, y tiene que ver con las fuerzas que provoca la cadena en el basculante. Estas suelen ser mucho más elevadas de lo que parece, en torno a tres o cuatro veces superiores a la fuerza de tracción que el neumático ejerce sobre la carretera. El basculante y sus puntos de anclaje están sometidos tanto a la fuerza del neumático como a la fuerza de tracción, y por lo tanto, la fuerza total es del orden de cuatro a cinco veces la fuerza del neumático. El sistema de ajuste de la rueda y los cojinetes o rodamientos del anclaje del basculante se deben diseñar teniendo estos valores en cuenta. Cualquier flexión longitudinal en esta zona permitirá que el basculante se mueva hacia el lado de la cadena al aplicarse la fuerza, de forma que pueden introducirse en la dirección comportamientos no deseados.

El segundo aspecto a tener en cuenta es la holgura de la cadena. Como comentábamos anteriormente, la longitud de esta varía con la oscilación del basculante a no ser que el anclaje del mismo y el del piñón sean coaxiales. Este efecto es más acusado en suspensiones de largo recorrido, como las instaladas en motos de motocross o enduro. Existen varios sistemas que solucionan parcial o totalmente el problema, como por ejemplo añadir piñones o rodillos adicionales, o incluso instalar paralelogramos articulados a cada lado de la rueda. Aun así, generalmente estos diseños son complejos y presentan más inconvenientes que ventajas.

Por último, cabe destacar que tanto las características de montaje del basculante como el recorrido de la cadena tienen gran importancia en el squat, efecto que veremos a continuación.

3.5 SQUAT Y TRANSFERENCIA DE CARGA

Para describir el squat antes debemos introducir el concepto de transferencia de carga, que no es más que la variación de las fuerzas aplicadas sobre los neumáticos cuando la motocicleta se somete a situaciones de aceleración o frenada. La relación que define esta diferencia de carga entre ambos neumáticos depende de la geometría de la motocicleta. No hay que olvidar que la carga vertical total que soportan las ruedas es siempre la misma en condiciones estables. En otras palabras, si al frenar se transfieren 50 Kgf. a la rueda delantera entonces la trasera se está descargando 50 Kgf.; la suma de la carga en ambos neumáticos debe ser igual al peso total de la moto. Las motocicletas experimentan estos efectos a un nivel mucho mayor que otros tipos de vehículo debido a que su centro de gravedad está situado relativamente alto en comparación con su distancia entre ejes. Generalmente esta relación es del 50%, considerablemente mayor que en un automóvil normal. Las motocicletas de competición y las de carretera tienen valores parecidos debido a que son de proporciones

similares, mientras que las de motocross son más altas y por lo tanto tienen una relación mayor, lo cual explica su mayor tendencia a levantar la rueda delantera. Tal y como veremos más adelante, la geometría de la suspensión puede afectar a la distribución de fuerzas dentro de la moto, extendiendo o comprimiendo la suspensión.

La transferencia de carga en una moto tiene cuatro fuentes principales:

- Inercial debida a las fuerzas de aceleración y deceleración.
- Aerodinámica, ya que la fuerza de resistencia aerodinámica tiende a levantar la parte delantera de la moto y a cargar por tanto la trasera.
- Posicional, que depende de la posición del piloto en la moto y de la inclinación del terreno.
- El momento de reacción causado por el giro del cigüeñal. Esto solo ocurre en motocicletas con motor transversal y únicamente en situaciones de aceleración.

La transferencia de carga es proporcional a la masa de la moto, la altura del CdG y la aceleración, e inversamente proporcional a la distancia entre ejes. La posición longitudinal del centro de gravedad no afecta a la transferencia de carga pero sí a la carga existente en cada rueda.

El squat representa la rotación de la motocicleta hacia la rueda trasera debida a la transferencia de carga en situaciones de aceleración, o provocada por las fuerzas aerodinámicas. Si observáramos el vehículo durante este fenómeno veríamos como la parte delantera de la moto se levanta mientras que la de atrás se hunde. Aspectos como la cantidad de compresión que sufre la suspensión trasera dependen tanto de parámetros geométricos como de las fuerzas de aceleración.

A continuación veremos cómo se pueden analizar las características del squat en transmisiones por cadena usando métodos gráficos.

La imagen siguiente muestra cómo la fuerza generada por la cadena tira hacia atrás del chasis de la moto, mientras la fuerza de avance del basculante se opone a este movimiento. Como muestra el dibujo, con el basculante y la cadena apuntando hacia arriba, la componente vertical de la fuerza de la cadena se dirige hacia abajo y actúa favoreciendo el pro-squat. Por el contrario, la componente vertical de la fuerza del basculante es mayor y actúa hacia arriba produciéndose así un efecto global de anti-squat.

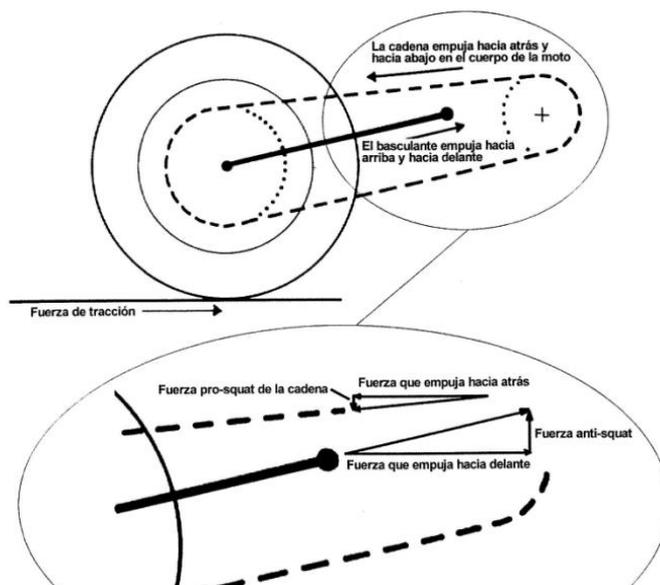


Fig. 3-13 Pro-squat y anti-squat

Cuando la suspensión se comprime más allá de la posición horizontal, el extremo delantero de la cadena y el basculante apuntan hacia abajo. Cuando esto ocurra nos encontraremos en la situación opuesta, donde el la cadena producirá un efecto anti-squat, mientras que la fuerza del basculante actuará favoreciendo el squat.

Como comentábamos, podemos determinar si el efecto global es pro-squat o anti-squat usando métodos gráficos. En el caso de transmisión por cadena es posible establecer un "Centro instantáneo de Fuerzas" dibujando líneas a lo largo de la cadena y del basculante. El punto donde se crucen estas líneas puede considerarse como el punto a través del cual actúan las fuerzas combinadas del basculante y de la cadena. Esta fuerza debe ser compensada por fuerzas iguales y opuestas en la huella de contacto del neumático. Si unimos el punto de contacto de la rueda trasera con el centro instantáneo de fuerzas obtendremos la línea de fuerza.

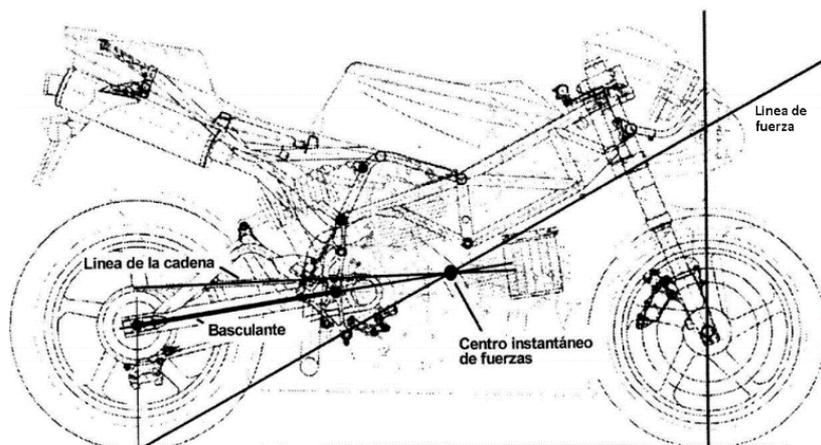


Fig. 3-14 Análisis de squat por método gráfico.

Conforme la suspensión trasera se comprime por cualquier motivo, generalmente el efecto anti-squat tiene a disminuir, siendo posible que en algunos casos se transforme en pro-squat, produciendo un efecto equivalente a una reducción de la dureza del muelle trasero.

Si observamos la figura inferior podemos ver como varía el porcentaje de anti-squat en función de la inclinación de la línea de fuerza.

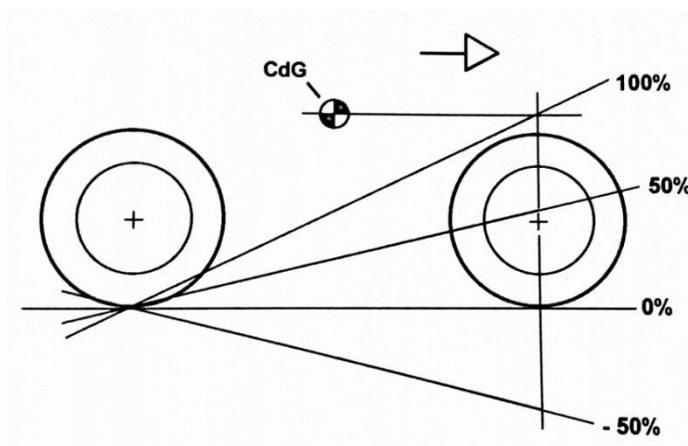


Fig. 3-15 Porcentaje de anti-squat en función de la línea de fuerza.

La línea correspondiente al 100% representa un grado de anti-squat que equilibra, de forma exacta, la tendencia al squat inducida por la transferencia de carga debida a la aceleración, liberando a la suspensión trasera, de forma efectiva, de los efectos producidos por las fuerzas de tracción. Si la línea de fuerza estuviera al nivel del suelo entonces tendríamos un antisquat cero, y la compresión residual de la suspensión sería únicamente debida a la transferencia de carga. Una línea de fuerza con la mitad de inclinación que en el caso de un anti-squat del 100%, produciría la mitad de fuerza hacia arriba en el tren trasero y, por lo tanto podríamos decir que corresponde a un 50% de antisquat. Utilizando esta escala porcentual tenemos una

manera simple de medir el anti-squat siendo así posible comparar diferentes máquinas y posiciones de la suspensión. Una línea con una inclinación negativa muestra el caso en el que las reacciones de la cadena y del basculante se suman a la compresión de la suspensión en lugar de oponerse a ella (pro squat).

3.6 CINEMÁTICA

Independientemente del tipo de motocicleta que estudiemos, existen una serie de variables geométricas que definen el comportamiento y el carácter de esta, cada una de ellas independiente de cualquier otro factor.

En el proyecto “Diseño de chasis para la competición Motostudent 2014” de Andrés Cano de la Fuente se realiza el análisis cinemático de esta motocicleta, estudiando en profundidad cada una de dichas variables con el objetivo de determinar sus valores óptimos. Aquí nos limitaremos a hacer una breve introducción y a comentar los resultados obtenidos debido a la influencia que tienen en el diseño del sistema de suspensión y sobre todo del basculante.

- Ángulo de lanzamiento (caster angle)
- Distancia entre ejes (Wheelbase)
- Avance (trail)
- Adelanto de la horquilla (fork offset)
- Radios exteriores de las ruedas
- Radios de las secciones transversales de las ruedas

Ángulo de lanzamiento (caster angle)

El ángulo de lanzamiento para motocicletas de competición suele encontrarse entre 21° y 24°. Cuanto más pequeño es este ángulo mayores son los esfuerzos de flexión, torsión y de cortadura a los que se enfrenta la horquilla durante la frenada. Al ser la horquilla fácilmente deformable, ángulos de caster demasiado pequeños provocan solicitaciones elevadas, y por tanto grandes deformaciones, que pueden causar oscilaciones peligrosas denominadas “wobble” en el conjunto delantero (suspensión y dirección).

Distancia entre ejes

La distancia entre ejes es la longitud existente entre los centros de las ruedas delantera y trasera. Para motos de 250 cc, es habitual una distancia entre ejes de 1350 mm. Incrementando la misma y manteniendo el resto de variables constantes podemos obtener, por lo general, los siguientes resultados:

- Aumento desfavorable de los momentos de torsión y flexión del chasis, lo que además provoca que la interacción entre el piloto y la moto llegue amortiguada o distorsionada, con la consiguiente disminución en la maniobrabilidad del vehículo.
- Por otro lado, aparece un momento sobre el manillar de la dirección que dificulta el giro.
- Aumenta el radio de curvatura mínimo que puede describir la motocicleta, lo cual reduce su agilidad.
- Se consigue una mejora en el comportamiento de la moto en línea recta, favoreciendo la distribución de las masas, impidiendo que la moto pierda el contacto en las ruedas delantera o trasera, y se reduce también el cabeceo producido por las irregularidades del terreno.

Por consiguiente, para una moto de competición, optaremos por una distancia entre ejes reducida (<1350 mm). Esto favorece la reducción de peso y el coste de fabricación, a la vez que mejora la maniobrabilidad de la motocicleta. Siempre tendremos en cuenta el hecho de que una distancia entre ejes demasiado pequeña actúa en contra de la estabilidad a altas velocidades.

Avance (trail)

El avance está fuertemente relacionado con el ángulo de lanzamiento aunque no es totalmente dependiente de éste. Para motocicletas de competición se utilizan pequeños avances positivos, de entre 75 y 90 mm.

Esta dimensión es muy importante debido a los momentos estabilizadores que genera en el eje del manillar. Al girar el manillar, se crea un ángulo entre la dirección de avance de la moto y la rueda delantera, por lo que la velocidad se descompone en dos vectores: uno de avance longitudinal y otro de deslizamiento lateral. Estas dos velocidades darán lugar a lo que se conoce como la elipse de adherencia.

Por otro lado, surge una fuerza lateral de igual dirección y sentido opuesto a la velocidad de deslizamiento. Estas dos aumentarán a medida que se incremente el ángulo de giro. Dicha fuerza aparece en el punto de contacto y genera un momento entorno al eje de la dirección que tiende a estabilizar la moto; por tanto, este momento estabilizador será mayor cuanto mayor sea la fuerza o la distancia normal al eje, conocida como avance normal, el cual depende del ángulo de lanzamiento y del avance.

Adelanto de la horquilla (Fork Offset)

La no existencia de un cierto desfase en la horquilla produce un descenso del centro de la rueda. Valores positivos en este parámetro provocan el descenso del centro de gravedad, con el consiguiente descenso del resto de la estructura. Dicho efecto tiene una gran importancia cuando la moto se encuentra inclinada ya que origina un cabeceo de toda la estructura trasera (chasis y basculante). Cuando esta se inclina y a la vez se gira el manillar, observando desde el centro de la curva, se produce un desplazamiento del punto de contacto de la rueda trasera, apareciendo un ángulo de cabeceo (pitch) en sentido de las agujas del reloj. Como consecuencia, el avance normal aumenta para un mismo ángulo de giro del manillar.

También cabe destacar que no sólo el ángulo de inclinación y el de giro tienen consecuencias en el cabeceo de la moto, también la diferencia entre las secciones transversales de los neumáticos delantero y trasero dan lugar al mismo. Esto se debe a que si consideramos que los neumáticos ruedan lateralmente sin deslizar al tumbar la moto, para una inclinación determinada, la distancia proyectada del punto de contacto de la rueda delantera con la carretera es menor que la de la rueda trasera. Esto da lugar a que, si tomamos como sistema de referencia el punto de contacto de la rueda trasera (SAE) y estamos girando a la derecha (inclinando la moto), el punto de contacto de la rueda delantera se desplazará inicialmente a la izquierda. Dicho desplazamiento seguido del giro del manillar favorece la inclinación de la moto.

Este parámetro es fundamental a la hora de dimensionar el sistema de dirección de la motocicleta.

Los Ángulos de Giro

Suponiendo planos de referencia que dividan por la mitad el chasis y las ruedas de la motocicleta, definimos los ángulos de inclinación del chasis (roll angle) y de las ruedas (camber angle) midiendo desde el plano vertical al plano medio de los cuerpos. Cuando se produce la inclinación de la moto, el ángulo de la cubierta delantera es mayor que el resto, coincidiendo el de la cubierta trasera con el ángulo del chasis. Además, el ángulo de inclinación delantero es función del ángulo de giro del manillar, del ángulo de lanzamiento, del ángulo de cabeceo de la moto y, como ya hemos comentado, del de inclinación. Esta inclinación extra de la rueda delantera dará lugar a una variación en la dirección de la fuerza lateral de contacto y de la velocidad lateral de deslizamiento.

Otro de los ángulos que tiene especial importancia en nuestro mecanismo espacial, es el ángulo cinemático de giro. Éste no es más que la proyección del ángulo de giro del manillar sobre la carretera. Su valor va a depender principalmente de los ángulos de giro, inclinación

y lanzamiento. Por lo general, para un ángulo de lanzamiento dado, podemos obtener unas gráficas del valor del ángulo cinemático y el de giro, donde se observa la existencia de una zona de transición (45°) en la que pasa de atenuar a amplificar el ángulo cinemático a medida que se aumenta el ángulo de giro. Este límite se puede modificar mediante el ángulo de lanzamiento, haciendo que la moto sea más sensible al giro (pequeños giros de la dirección producen grandes ángulos cinemáticos) o más estable (grandes giros de la dirección producen pequeños ángulos cinemáticos).

El último ángulo a destacar es el de guiñada, producido por el offset de la horquilla. Cuando giramos la dirección, la trayectoria del eje de giro de la misma en su intersección con el suelo describe un arco de circunferencia. El centro de dicho arco se encontrará en el punto de contacto de la rueda trasera con el plano de la carretera. Considerando un giro a derechas, con la moto totalmente vertical, aparece la tendencia a introducir el eje de giro de la dirección hacia el interior de la curva. Todo ello tiene como consecuencia que la rueda trasera y el chasis estén sometidos a un ángulo de guiñada.

Avance Efectivo

Se conoce como avance efectivo a la distancia normal que hay entre las fuerzas de reacción carretera-neumático y el eje de la dirección. Por lo tanto, los momentos generados por las fuerzas sobre la dirección serán proporcionales al avance efectivo. Este avance es de valor constante durante las trayectorias rectilíneas (además de que en línea recta no hay fuerzas laterales) y en parte carece de importancia. Pero durante el trazado de una curva varía progresivamente, modificando el momento sobre la dirección. En estos casos, el avance efectivo se suele expresar en función del ángulo de inclinación de la moto, el de giro del manillar, y el de lanzamiento.

3.7 REGLAMENTO DE LA COMPETICIÓN

3.7.1 SECCIÓN A: REGLAMENTO ADMINISTRATIVO

ARTÍCULO 1: MOTOSTUDENT 2013-2014

A.1.3 Categorías a evaluar

Aspectos como aceleración, frenada, manejabilidad y durabilidad serán evaluados durante el evento MotoStudent en el circuito de velocidad de MotorLand Aragón. De igual modo, otros factores a tener en cuenta son: fabricación, aspectos económicos, ergonómicos, estéticos, mantenimiento, innovación en el diseño y fiabilidad.

- Los prototipos serán sometidos a pruebas en banco, y deberán cumplir con los requerimientos mínimos de frenada, resistencia de chasis, etc.
- Se llevará a cabo un test final para evaluar la calidad de la conducción del prototipo en la pista principal. Para la prueba final las motos desarrollaran una “carrera de ingeniería” en el circuito de velocidad de MotorLand Aragón.

ARTÍCULO 4: FABRICACIÓN DE LA MOTO

A.4.1 Fabricación

Las motos participantes en MotoStudent deben ser creadas, diseñadas, y fabricadas por los estudiantes y miembros del equipo sin la participación directa de ingenieros profesionales, ingenieros de competición, mecánicos profesionales, etc. El equipo deberá presentar un certificado de fabricación que asegure este aspecto, se proveerá el modelo desde la Organización.

ARTÍCULO 8: FASES DE LA COMPETICIÓN

A.8.3.3 Las motos deberán superar una serie de pruebas en banco para dar una garantía de robustez, fiabilidad y seguridad antes de dar paso a las pruebas en pista.

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

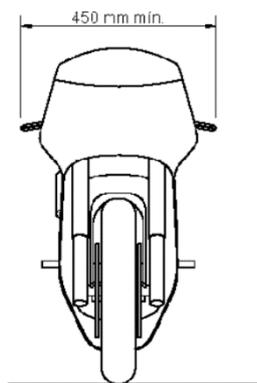
3.7.2 SECCIÓN B: REGLAMENTO TÉCNICO GENERAL

ARTÍCULO 2: REQUISITOS GENERALES DE DISEÑO

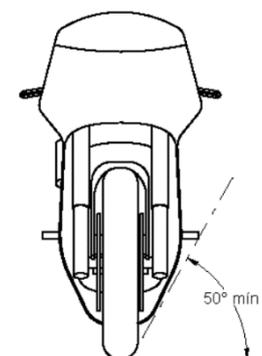
B.2.1 Dimensiones

Las dimensiones de la motocicleta son libres exceptuando los requisitos básicos expuestos a continuación.

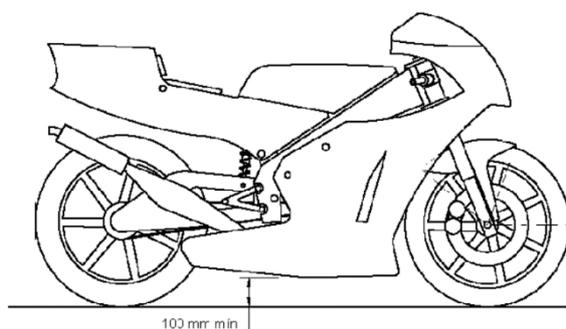
B.2.1.1 La anchura mínima entre los extremos de los semimanillares debe ser de 450mm.



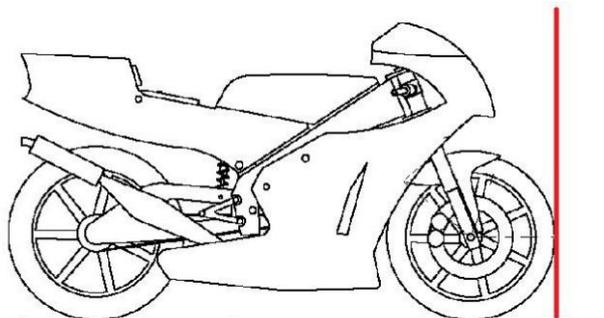
B.2.1.2 El ángulo mínimo de inclinación lateral de la motocicleta sin que ningún elemento de la misma (exceptuando los neumáticos) toque el pavimento debe ser 50°. Dicha medición se realizará con la motocicleta descargada (es decir, sin piloto) pero con todo el equipamiento y líquidos para su funcionamiento.



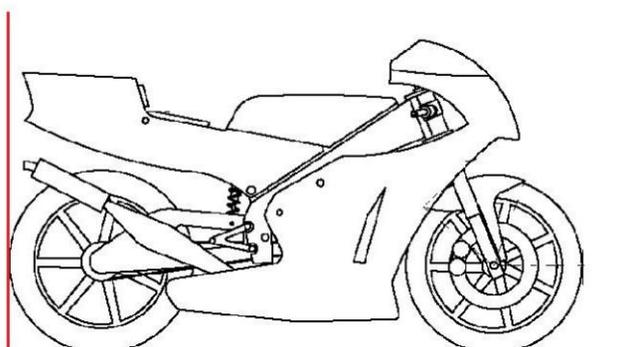
B.2.1.3 La distancia libre al pavimento con la motocicleta en posición vertical ha de ser de un mínimo de 100mm en cualquier situación de compresión de suspensiones o reglajes de geometrías.



B.2.1.4 Límite frontal: Ningún elemento de la motocicleta podrá sobrepasar la vertical frontal trazada tangencialmente a la circunferencia exterior del neumático delantero.

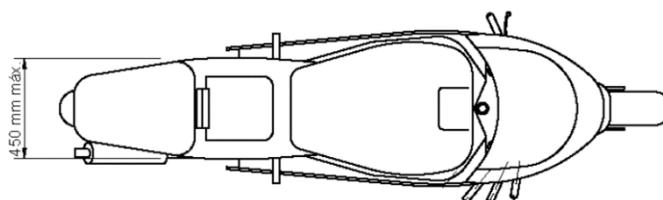


B.2.1.5 Límite posterior: Ningún elemento de la motocicleta podrá rebasar la línea tangente vertical trazada a la circunferencia exterior del neumático trasero.

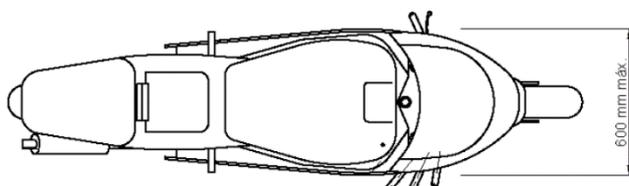


B.2.1.6 Los neumáticos deberán tener una distancia mínima de 15mm a cualquier elemento de la motocicleta en toda posición de la misma y reglaje de geometría.

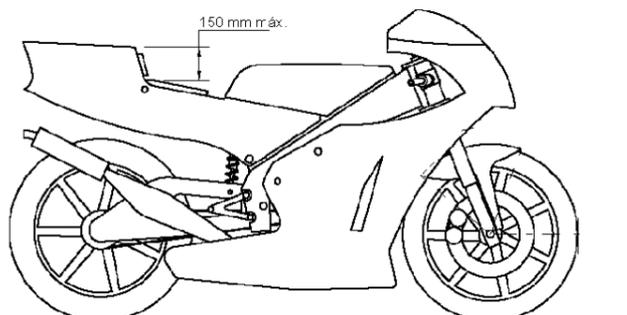
B.2.1.7 La anchura máxima del asiento no debe rebasar los 450mm. No podrá sobresalir de esa anchura ningún otro elemento de la motocicleta del asiento hacia detrás excepto el sistema de escape.



B.2.1.8 La anchura máxima del carenado será de 600mm.



B.2.1.9 Entre la altura del asiento y la parte más elevada del colín la cota máxima será de 150mm.



B.2.2 Peso

B.2.2.1 El peso mínimo total de la motocicleta sin piloto será de 95 Kg.

B.2.2.2 En cualquier momento del Evento, el peso de toda la motocicleta (incluyendo el depósito de combustible con un mínimo de 1 litro) no deben ser inferior al peso mínimo.

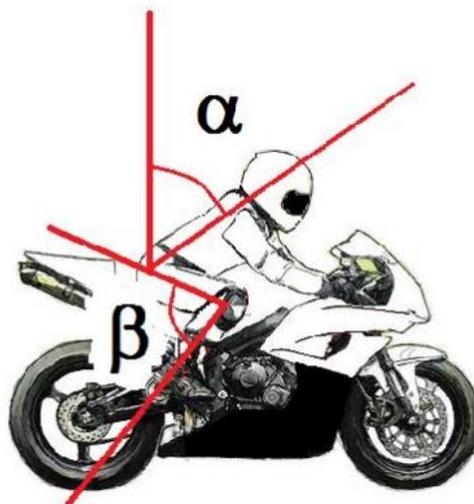
B.2.2.5 El uso de lastre tanto móvil como fijo está permitido para alcanzar el peso mínimo. Dicho lastre debe ser declarado a los comisarios técnicos durante las verificaciones previas.

B.2.2.6 El lastre móvil deberá ir correctamente sujeto al chasis, de forma que no pueda desprenderse del conjunto en caso de choque o caída. Puede ser instalado mediante bridas o atornillado.

B.2.3 Ergonomía

El diseño de la moto deberá estar dentro de unos límites de ergonomía que correspondan a un piloto de estatura y peso medios.

B.2.3.3 Tomando el percentil de tallas P95 (Que comprende al 95% de la población), la posición de pilotaje de una motocicleta deportiva estándar, en posición normal de conducción (No en posición de máxima velocidad), está comprendida por los siguientes ángulos:



Dónde:

- α : Ángulo de la espalda con la vertical. Para una motocicleta deportiva se recomiendan ángulos entre 19° y 40° .
- β : Ángulo de flexión de rodillas. Para una motocicleta deportiva se recomiendan ángulos entre 65° y 77° .

ARTÍCULO 12: CHASIS

B.12.1 Objetivo

No se permite el uso de un chasis comercial ni tan siquiera una unidad modificada. Deberá tratarse de un chasis prototipo novedoso de fabricación propia.

B.12.2 Carenado

B.12.2.4 La llanta posterior no se podrá cubrir en más de 180° .

B.12.2.5 No es obligatorio el uso de guardabarros y protector de cadena.

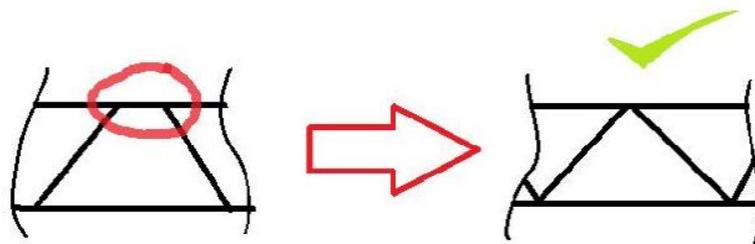
B.12.3 Materiales

No está permitido fabricar el chasis en titanio ni aleaciones de titanio.

B.12.4 Soldaduras

Está permitida la soldadura de elementos estructurales por cualquier medio, pero deberá resultar una estructura consistente.

B.12.4.1 En las estructuras de tipo celosía se deberá buscar la correcta triangulación en los nodos de la estructura.



ARTÍCULO 15: SISTEMAS DE SUSPENSIÓN Y DIRECCIÓN

B.15.1 Suspensión

B.15.1.1 Están prohibidos aquellos sistemas de suspensión activos o semi-activos y /o controles electrónicos de cualquier aspecto de la suspensión, incluyendo aquellos que controlen la regulación de altura.

B.15.1.2 Los reglajes de suspensión y sistemas de los amortiguadores de dirección sólo pueden ser realizados de manera manual y mediante ajustes mecánicos/hidráulicos.

B.15.1.3 Los sistemas de suspensión serán convencionales de tipo mecánico. Los muelles deberán estar hechos de aleaciones de acero.

3.7.3 SECCIÓN C: VERIFICACIONES PREVIAS

ARTÍCULO 1: OBJETIVO Y METODOLOGÍA

C.1.3 Procedimiento

Las verificaciones previas se dividen en 3 fases:

- Verificación estática de seguridad.
- Verificación de seguridad en banco.
- Verificación dinámica de seguridad en pista.

ARTÍCULO 3: VERIFICACIÓN DE SEGURIDAD EN BANCO

C.3.2 Banco de ensayo

La moto se someterá a una serie de fuerzas horizontales y verticales en un banco de ensayos para comprobar rigidez del chasis, correcto ensamblaje, y trabajo de suspensiones.

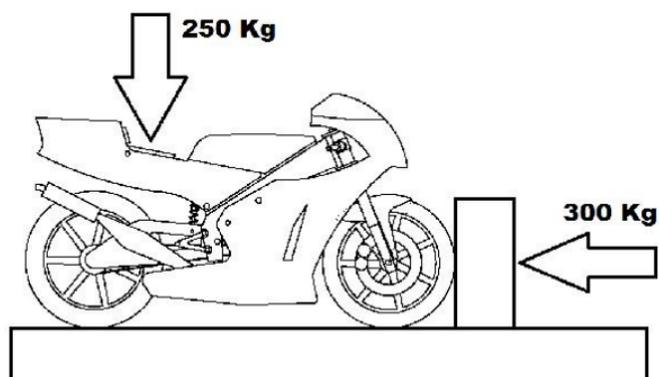
C.3.2.1 Se aplicarán sobre la moto las siguientes fuerzas:

- Carga horizontal progresiva en rueda delantera: 300kg

- Carga vertical progresiva sobre el asiento: 250kg

C.3.2.2 Estas cargas se aplicarán sucesivamente 2 veces consecutivas y se verificará que la medida es repetitiva en cuanto a deformación con un error entre medidas inferior a un 10% y que no aparece ningún tipo de fallo o fisura en los componentes estructurales o elementos de unión.

C.3.2.3 Descripción gráfica de la prueba:



4 DISEÑO

Hasta ahora hemos visto los sistemas de suspensión trasera que más se utilizan en la actualidad, las ventajas y desventajas de los mismos, al igual que las diferentes consideraciones a tener en cuenta a la hora de diseñar cada uno de ellos. Por otro lado explicamos los parámetros característicos de una suspensión, así como las dimensiones geométricas más relevantes en una motocicleta, y cómo influyen en el manejo y el comportamiento del vehículo. Finalmente hemos repasado todos los artículos del reglamento que condicionan nuestro diseño y establecen las pruebas de resistencia que debemos superar antes de poder competir.

Con todo lo descrito podemos comenzar con el proceso de diseño, el cual consistirá en la elección de unos criterios en base a lo estudiado hasta el momento, continuará con la propuesta y el análisis de varias soluciones, y terminará con la descripción de la solución elegida y sus características más relevantes.

4.1 CRITERIOS DE DISEÑO

La primera etapa del proceso es establecer unos criterios de diseño y fabricación comunes a ambos elementos (basculante y sistema de suspensión). En este caso serán los siguientes:

Ante todo debemos tener presente que el objetivo del proyecto es desarrollar un prototipo para la competición Motostudent, lo que significa que este deberá cumplir el reglamento técnico establecido.

A su vez, es necesario tener en cuenta que este proyecto es tan solo una parte de la motocicleta, y que por lo tanto tendremos que coordinarnos con el resto del equipo para asegurar que todos los elementos cumplan las especificaciones y que no surjan problemas a la hora de realizar los ensamblajes durante la fabricación. Esto muchas veces impondrá condiciones que tendremos que respetar y supondrá por tanto una limitación en el diseño.

El equipo UC Racing Students cuenta con un presupuesto limitado y por ello trataremos de seleccionar aquel diseño que, cumpliendo todos los requisitos, resulte más económico.

Todo el conjunto debe ser capaz de soportar las sollicitaciones a las que se verá sometido durante las verificaciones de seguridad y la carrera.

Dado que el basculante y la suspensión forman parte de la masa no suspendida, y además, la potencia del motor es limitada intentaremos reducir el peso del conjunto lo máximo posible, manteniéndonos siempre por encima del mínimo que marca el reglamento, 90 kilos. Esto nos

servirá principalmente para conseguir aceleraciones mayores y para mejorar la tracción durante estas.

4.2 SUSPENSIÓN TRASERA

Durante el diseño del sistema de la suspensión trasera avanzamos por diferentes etapas que procederemos a explicar a continuación. Dado que la organización nos proporciona el muelle-amortiguador, la modificación de parámetros relacionados con el amortiguamiento y la rigidez del sistema de suspensión quedan prácticamente fuera de nuestro alcance. Por ello nos limitaremos a desarrollar el mecanismo de unión entre el amortiguador, el basculante y el chasis.

4.2.1 Elección del Sistema de Suspensión

Existen multitud de tipos de suspensión, todos ellos igualmente válidos y capaces de adaptarse prácticamente a cualquier aplicación que necesitemos. Dado que una motocicleta es una máquina compleja y su funcionamiento no solo depende de sus características técnicas, sino también de las preferencias y el tipo de conducción del piloto, del trazado en el que vaya a competir y de otra serie de factores que se escapan de nuestro control, no podemos demostrar que un tipo de suspensión sea mejor que otro en cualquier situación. Sin embargo, si existen algunas directrices o recomendaciones comunes para cada aplicación. En el caso de una competición similar a la que nos enfrentaremos nosotros es recomendable el uso de suspensiones con características progresivas y parámetros muy regulables que permitan adaptarse a las necesidades del piloto en cada circuito.

Por tanto, las primeras condiciones que estableceremos en el diseño de esta suspensión es que sea progresiva y permita su regulación de manera sencilla.

Es por eso que entre todas las soluciones disponibles hemos elegido el sistema de bieletas, que tal y como hemos visto, es el que más nos facilita la obtención de esa progresividad. Como sabemos, la variación de cualquier dimensión de este mecanismo provoca cambios en la curva característica, lo que juega a nuestro favor a la hora de conseguir una suspensión regulable. No obstante, deberemos estudiar todas las posiciones en las que trabajará para evitar comportamientos no deseados y situaciones límite.

Otro de los beneficios de estas suspensiones es que presentan menor momento de inercia respecto al eje de giro del basculante que cualquier otro tipo, lo cual reduce el squat y aumenta por tanto la capacidad de tracción.

No todo son ventajas, dado que este sistema presenta un gran coste de fabricación, añade peso al conjunto de la masa no suspendida y su diseño no es trivial, ya que aumentan el número de anclajes necesarios en el chasis y obligan a introducir un mecanismo adicional. Aunque evidentemente estos últimos aspectos se oponen a las consideraciones que habíamos establecido, como es habitual en la ingeniería nos veremos obligados a adoptar una solución de compromiso y a dar prioridad a algunos criterios en detrimento de otros.

En nuestro caso, uno de nuestros patrocinadores se comprometió a fabricarnos piezas de acero o aluminio de forma gratuita, mientras que otro nos facilitaba rodamientos y otros elementos auxiliares a coste reducido. Todo ello sirvió para reducir los costes extra que supone una suspensión de bieletas y conseguir ajustar nuestro diseño al presupuesto existente.

En cuanto al peso añadido al conjunto de la moto, en general, no resultó de especial importancia, debido a que uno de los requisitos del reglamento es que el peso de la motocicleta sin piloto debe quedar por encima de 95 kg, y la nuestra se acercaba bastante a esa cifra una vez finalizada la construcción.

Dentro de los sistemas de bieletas nos encontramos, a su vez, con diferentes configuraciones posibles, nuevamente todas igual de válidas. Normalmente, las más utilizadas son: el sistema Pro-Link, el Uni-Trak, y el Full-Floater, ya descritos anteriormente y que, recordamos, no dejan de ser las soluciones de diferentes fabricantes a un mismo problema.

El sistema Full-Floater presentaba bastantes inconvenientes a la hora de integrarlo en el conjunto de la motocicleta, debido al espacio que requiere y sobre todo a su anclaje con el chasis. Es por ello que desde un inicio decidimos descartarlo y centrarnos únicamente en las otras dos opciones.

Con el objetivo de comparar estos dos mecanismos, y posteriormente determinar las solicitaciones a las que se verá sometido cada componente preparamos dos modelos multicuerpo, ayudándonos del software de MSC, Adams View. Utilizaremos las curvas de rigidez y los esfuerzos calculados como criterios comparativos. Además, intentaremos seleccionar aquel que añada menor masa al conjunto y comprometa en menor medida el presupuesto.

Modelos Multibody

Como la única diferencia existente entre estas dos propuestas es la conexión de los elementos, el planteamiento de ambos modelos es muy similar. Partiendo de los parámetros geométricos conocidos, en este caso la longitud del basculante y las posiciones de los

anclajes disponibles en el chasis, construimos cada mecanismo con unas dimensiones iniciales que posteriormente iremos modificando hasta dar con aquellas que mejor comportamiento proporcionen.

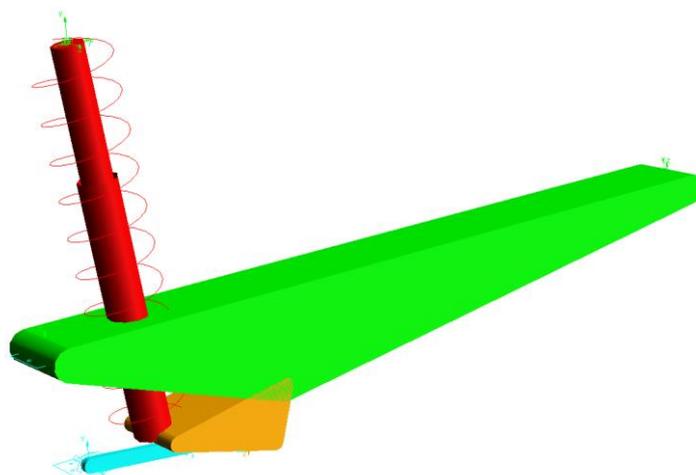


Fig. 4-1 Modelo multicuerpo sistema Pro-link

Uno de los inconvenientes que tiene este planteamiento es el hecho de que nos veremos obligados a comprobar la respuesta de ambos sistemas cada vez que variemos una de sus dimensiones, lo que se puede convertir en un proceso tedioso y consumir una gran cantidad de tiempo.

Es aquí donde entra en juego una de las funciones predeterminadas de Adams, el “Diseño de Experimentos”. Esta característica permite parametrizar un modelo mediante “Variables de Diseño” y establecer un rango dentro del cual el propio programa puede asignar diferentes valores a estas variables. Posteriormente es capaz de ejecutar de manera automática una simulación, previamente definida, para cada valor asignado. Es fácil observar que si convertimos las dimensiones características de cada sistema en “Variables de Diseño”, y definimos el rango en el que queremos estudiar el mismo, podemos conseguir optimizar los mecanismos de manera mucho más rápida.

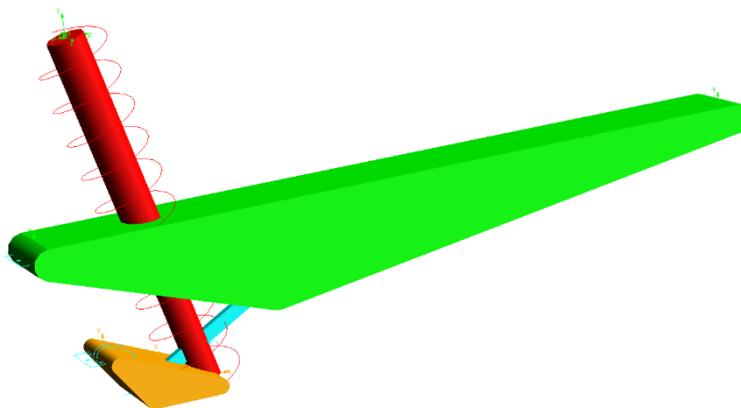


Fig. 4-2 Modelo multicuerpo sistema Uni-trak

Dibujados los mecanismos, establecemos las variables de diseño que utilizará Adams para realizar los experimentos, así como la simulación que ha de efectuar el programa. Esta última será simplemente una rotación del basculante sobre su eje desde cero hasta veinte grados, representando así el movimiento vertical de la rueda y permitiéndonos esto determinar la rigidez equivalente.

Recordemos que la curva característica de la suspensión representa la variación de la relación entre la velocidad de compresión del muelle y la de ascenso de la rueda, frente al desplazamiento vertical de esta última. Como ya vimos esta, curva depende enormemente de las dimensiones de los elementos que componen el sistema. El diseño de experimentos es capaz de evaluar la característica del sistema mientras modifica estas dimensiones dentro del rango que elijamos.

Los únicos parámetros geométricos que podemos modificar son, en el caso de la suspensión Pro-Link, las posiciones de las uniones Balancín-Bieleta y Balancín-Basculante. Estos puntos, junto con los anclajes de los elementos al chasis, los cuales están ya predefinidos, son suficientes para definir la suspensión de manera inequívoca.

En la suspensión Uni-Trak las variables serían la unión Balancín-Bieleta y Bieleta-Basculante.

Comparativa

Una vez finalizados todos los ensayos, fuimos capaces de obtener las dimensiones más favorables para cada mecanismo, y con estas la curva característica que buscábamos. Si observamos las gráficas inferiores veremos que ambas suspensiones son capaces de alcanzar unos valores de rigidez muy similares con una progresividad aceptable.

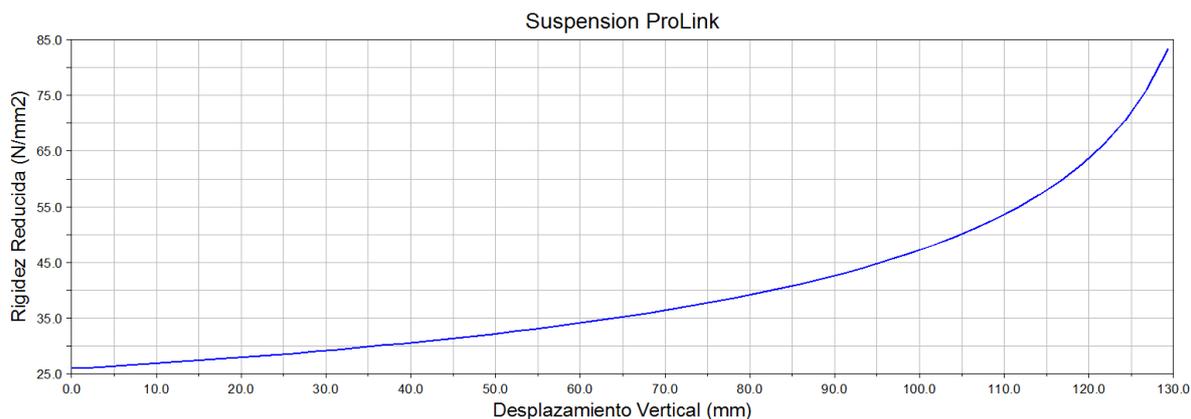


Fig. 4-3 Rigidez modelo Pro-link

Es evidente por tanto que cualquiera de estas dos configuraciones, con las dimensiones adecuadas, es capaz de proporcionar el comportamiento deseado. Sin embargo, tras el estudio de ambos mecanismos hemos visto como el sistema Uni-Trak se mostraba lineal e, incluso, regresivo al modificar ligeramente su geometría. Este comportamiento tan impredecible dificulta enormemente la tarea de diseñar una suspensión regulable que permita al piloto adaptar su característica de rigidez a sus necesidades de manera sencilla.

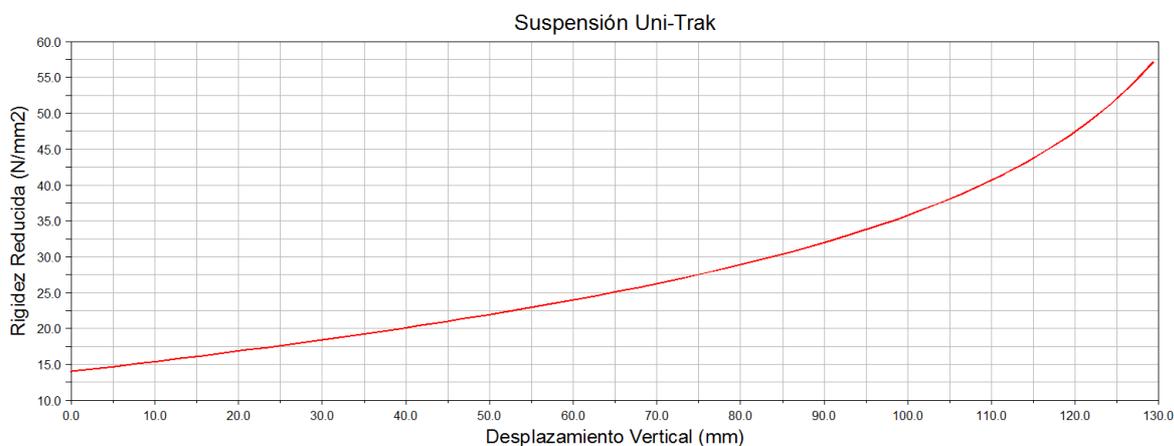


Fig. 4-4 Rigidez modelo Uni-trak

Tras estudiar los resultados obtenidos llegamos a la conclusión de que los dos sistemas son perfectamente válidos, ya que ambos nos proporcionan curvas de progresividad similares una vez optimizadas sus dimensiones. Finalmente nos decantamos por la configuración pro-link de Honda como nuestra solución final. Este sistema resulta en general más sencillo de regular, ya que con pequeños cambios en la longitud de la bieleta conseguimos diferentes curvas, todas ellas progresivas. Al contrario, con el sistema de Kawasaki, con pequeñas variaciones se vuelve más impredecible.

4.3 **BASCULANTE**

Tal y como hemos visto, la función principal del basculante es unir la rueda trasera y el conjunto de la suspensión al chasis. Hasta ahora el análisis cinemático de la motocicleta y el mecanismo de la suspensión nos ha proporcionado las dimensiones definitivas de nuestro vehículo, mientras que los análisis dinámicos han dado como resultado los esfuerzos que debe ser capaz de soportar nuestro sistema. Todo ello acota y restringe el diseño del basculante, añadiendo varias especificaciones a las anteriormente descritas.

Consecuentemente, nuestra tarea en lo que respecta al basculante consistirá en elegir la solución que mejor cumpla los criterios de diseño generales, adaptándose a la geometría del resto de la moto y resistiendo las solicitaciones a las que se encontrará sometido. Es importante tener en cuenta que la geometría de la moto influye en gran medida en el comportamiento de la moto, y por tanto, las deformaciones sufridas por cualquier componente ante estas solicitaciones no deben ser nunca tan grandes como para comprometer el manejo y la estabilidad del vehículo. Por ello deberemos asegurar que la rigidez del basculante en ningún caso permite que esto suceda.

Definidos nuestros criterios, el siguiente paso es seleccionar una de las dos configuraciones existentes: monobrazo o doble brazo.

El basculante monobrazo, por sus características constructivas, se encuentra sometido a un elevado momento torsor que obliga a plantear una rigidez muy alta ante este esfuerzo. Aunque facilita el cambio de rueda, este tipo de basculante complica bastante el diseño y la fabricación de la unión con la llanta trasera. Todo esto aumenta el peso del componente y encarece su construcción. Generalmente, por estos motivos no se utiliza en la competición, y es por ello que nosotros tampoco lo tendremos en cuenta.

El basculante de doble brazo aparece entonces como la mejor opción en aplicaciones relacionadas con la competición y, en nuestro caso, además resulta especialmente útil para poder mantenernos dentro del presupuesto.

Este tipo de basculantes presentan una estructura simétrica, generalmente triangulada para aumentar la rigidez a flexión y con la configuración adecuada para permitir el paso de la cadena por uno de los dos lados. En función del tipo de suspensión, esta triangulación puede hacerse por encima o por debajo de los brazos principales.

Dentro de los basculantes de doble brazo existen también diferentes opciones en cuanto a la elección del material y la disposición constructiva. Respecto a lo primero, el reglamento impide la utilización del titanio y cualquier aleación que lo contenga, mientras que nuestro

presupuesto deja fuera de nuestro alcance materiales como la fibra de carbono, debido a su coste excesivo. Nos quedamos entonces con el acero y el aluminio como alternativas principales.

La fabricación en acero se reduce a basculantes con perfiles tubulares o rectangulares. Estos se construyen habitualmente con dos brazos principales, triangulados o no, en función de las dimensiones del perfil utilizado. Esto facilita la obtención de elementos con la rigidez necesaria, aunque con un peso elevado frente a materiales como el aluminio o la fibra de carbono. Como procesos de fabricación necesarios podemos destacar el doblado y la soldadura, muy económicos y con una calidad aceptable teniendo en cuenta que son trabajos manuales. Los procesos de soldeo generan siempre tensiones internas que es necesario tener en cuenta en el diseño; estas tensiones se pueden aliviar mediante el tratamiento térmico del elemento. Es importante proteger adecuadamente el basculante frente a la corrosión una vez finalizada su construcción debido a que el acero se oxida con facilidad, pudiendo esto llegar a producir fisuras a largo plazo e incluso el fallo de la pieza.

Un basculante de aluminio nos permitiría ahorrar peso moviéndonos en los mismos niveles de rigidez que el acero, y nos evitaría el problema de la corrosión, por otro lado fácilmente subsanable. Sin embargo, los inconvenientes surgen a la hora de entrar en fabricación. Existen tres procesos a nuestro alcance: mecanizado, fundición y soldadura. El mecanizado de una pieza tan grande como esta requiere una gran cantidad de horas de máquina, y esto se traduce en un incremento importante del precio final. La fundición de aluminio, generalmente acompañada de un mecanizado posterior, es más barata y generalmente la más utilizada en este tipo de aplicaciones. Como última opción también se puede conformar un basculante con este material de manera similar al caso del acero, doblando perfiles y soldando. Este es un proceso barato pero a la vez muy delicado, dado que el aluminio es muy poco soldable y requiere una soldadura muy controlada mediante el equipo adecuado y un soldador acostumbrado a trabajar con este material.

Entre todas estas opciones, el basculante tubular de acero podemos adaptarlo a la geometría de la suspensión sin mucha dificultad y consiguiendo la resistencia adecuada. Además, su fabricación es la más económica y en nuestra zona hay fabricantes dedicados prácticamente en exclusiva a este tipo de trabajos, con lo que podemos asegurar una calidad muy alta en los acabados. La libertad a la hora de elegir los perfiles de los tubos y su geometría nos permite evitar intersecciones con otros elementos, como la cadena, y adaptarlo a la geometría del chasis de manera sencilla. Como también el chasis de la motocicleta es tubular, conseguimos mantener un diseño cohesivo desde el punto de vista estético.

4.4 SOLUCIÓN FINAL

Después de exponer todas las alternativas y estudiar en detalle su adecuación a los criterios de diseño planteados, así como su viabilidad económica y técnica, procedemos a describir la solución elegida para cada uno de los componentes del sistema de suspensión.

4.4.1 Materiales

Acero S235 JO

Para la construcción del basculante vamos a utilizar el Acero S235 JO, ya que posee las características de resistencia y ductilidad adecuadas. Es un acero dulce con bajo contenido en carbono que presenta buena soldabilidad, ductilidad y una dureza bastante contenida, todas ellas características necesarias, debido a que pretendemos utilizarlo en forma de tubos a los que someteremos a procesos de corte, doblado y soldadura. Este acero, admite, además el recocido durante un tiempo máximo de una hora manteniendo sus propiedades mecánicas, lo que es de gran utilidad si decidimos aliviar las tensiones inherentes a los procesos de soldeo. Su composición química es la siguiente:

Designación	Mn	Si	P	S	N	C
	%(máx.)	%(máx.)	%(máx.)	%(máx.)	%(máx.)	%(máx.)
S235 JO	1.4	--	0.04	0.04	0.009	0.17

En la siguiente tabla podemos ver sus propiedades mecánicas, entre las que tenemos la tensión de límite elástico y la tensión límite de rotura.

DESIGNACIÓN	Espesor nominal t (mm)				Temperatura del ensayo Charpy °C
	Tensión de límite elástico f_y (N/mm²)			Tensión de rotura f_u (N/mm²)	
	t ≤ 16	16 < t ≤ 40	40 < t ≤ 63	3 ≤ t ≤ 100	
S235JR					20
S235J0	235	225	215	360	0
S235J2					-20

4.4.2 Sistema de Suspensión

La alternativa elegida para este sistema es un sistema de bieletas similar al modelo Pro-Link utilizado en algunas motocicletas de la marca Honda.

Mediante la optimización de sus dimensiones hemos conseguido que presente un comportamiento progresivo a lo largo de todo su recorrido. El sistema de bieletas empleado permite regular la geometría del mecanismo, consiguiendo así modificar el comportamiento del mismo y adaptarlo a las características del circuito y a las necesidades del piloto.

Tras calcular los esfuerzos a los que se encontrará sometido el conjunto, hemos asegurado la resistencia de cada uno de los componentes en las situaciones más desfavorables. Al realizar el dimensionamiento de los elementos hemos tratado de reducir el peso de todos ellos lo máximo posible manteniendo siempre la rigidez necesaria para evitar deformaciones que puedan modificar la geometría del vehículo. Debido a la compacidad del sistema y a su reducido tamaño no ha supuesto un incremento excesivo en la masa no suspendida.



Fig. 4-5 Sistema de Suspensión

Finalmente, y gracias a uno de los patrocinadores, se ha conseguido fabricar la mayoría de las piezas a coste cero, y la elección del acero como material de fabricación, frente a su alternativa el aluminio, ha supuesto una reducción considerable en el presupuesto total.

Además, todos los eventos auxiliares como son tornillos, rodamientos, y bieletas son normalizados, lo que nos permite adquirirlos mediante otro de nuestros patrocinadores y disponer de recambios por si hubiera que sustituir alguno de ellos en las tareas de mantenimiento.

Todo el sistema se ha diseñado de manera que pueda atornillarse al chasis y al basculante de forma sencilla, facilitando así su montaje y evitando una instalación permanente por si en algún momento es necesario desmontar el conjunto para sustituir algún componente.

Balancín

Finalmente se ha optado por la incorporación de dos balancines con el propósito de repartir esfuerzos y para evitar modificar la geometría de anclaje del amortiguador.



Fig. 4-6 Balancín

Se han fabricado en acero para que sean capaces de resistir los esfuerzos a los que se encontrarán sometidos, que recordemos son del orden de 10KN y, sobre todo, por cuestiones económicas, ya que su alternativa en aluminio resultaba bastante más costosa.

El método de fabricación elegido, principalmente por requerimientos del fabricante, es el corte por láser, dado que abarata los costes. Es por ello que se han planteado dos balancines de 10 mm de espesor, siendo este el máximo con el que podemos trabajar utilizando dicho sistema. Posteriormente se ha realizado un mecanizado para dar el acabado final, prestando especial atención a los tres agujeros, ya que están destinados a albergar rodamientos y deben cumplir los ajustes que hemos especificado. Como además la geometría de la suspensión depende de estos puntos, sus posiciones son cotas críticas de fabricación.

Destacar que se ha realizado un vaciado interior con el único objetivo de ahorrar masa no suspendida, comprobando previamente que el elemento sigue resistiendo las sollicitaciones externas.

Bieletas

Como solución a la unión del balancín con el chasis se han elegido dos bieletas como la que aparece en la figura inferior.

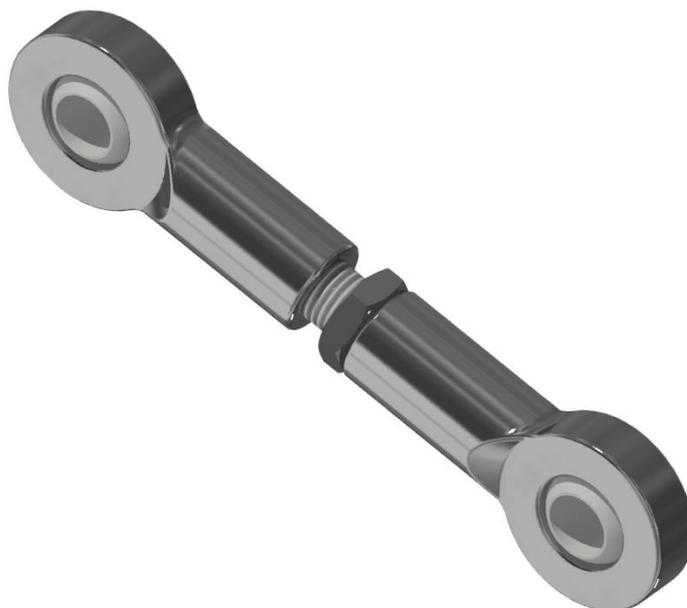


Fig. 4-7 Bieleta

Como se puede ver, están formadas por dos cabezas de articulación idénticas, unidas mediante una varilla roscada. Esta varilla consta de una tuerca hexagonal cuyo propósito es modificar la distancia existente entre ambas cabezas. De esta forma conseguimos variar la longitud total de la bieleta, cambiando así la geometría de la suspensión y trabajando por tanto con diferentes curvas de rigidez.

Principalmente hemos elegido estos por estar normalizados y por su amplio uso en este tipo de aplicaciones. Su coste es muy reducido en comparación con otras alternativas que requerían fabricación a medida, apenas necesitan mantenimiento, y al existir en un catálogo de medidas tan amplio podemos elegir las que mejor se adecuan a nuestras condiciones de trabajo. Además, esto nos permite disponer de varios recambios por si necesitáramos sustituir algún elemento. Una de sus características es que aceptan pequeños desalineamientos entre los ejes de las cabezas, lo cual nos resultará útil para compensar pequeñas desviaciones de

fabricación en otros elementos cuando realicemos el montaje y cualquier deformación que sufran durante el funcionamiento de la motocicleta.

4.4.3 Basculante

En cuanto al basculante, hemos optado por una estructura de doble brazo tubular fabricada en acero S235 mediante tubos conformados en frío sin soldadura. Se han añadido dos tubos por debajo de los principales, unidos a estos mediante dos triangulaciones con el objetivo de añadir mayor rigidez al elemento. En este caso se ha respetado en todo momento las dimensiones determinadas durante los cálculos para asegurar que el comportamiento de la suspensión y de la motocicleta, en general, sea el adecuado.

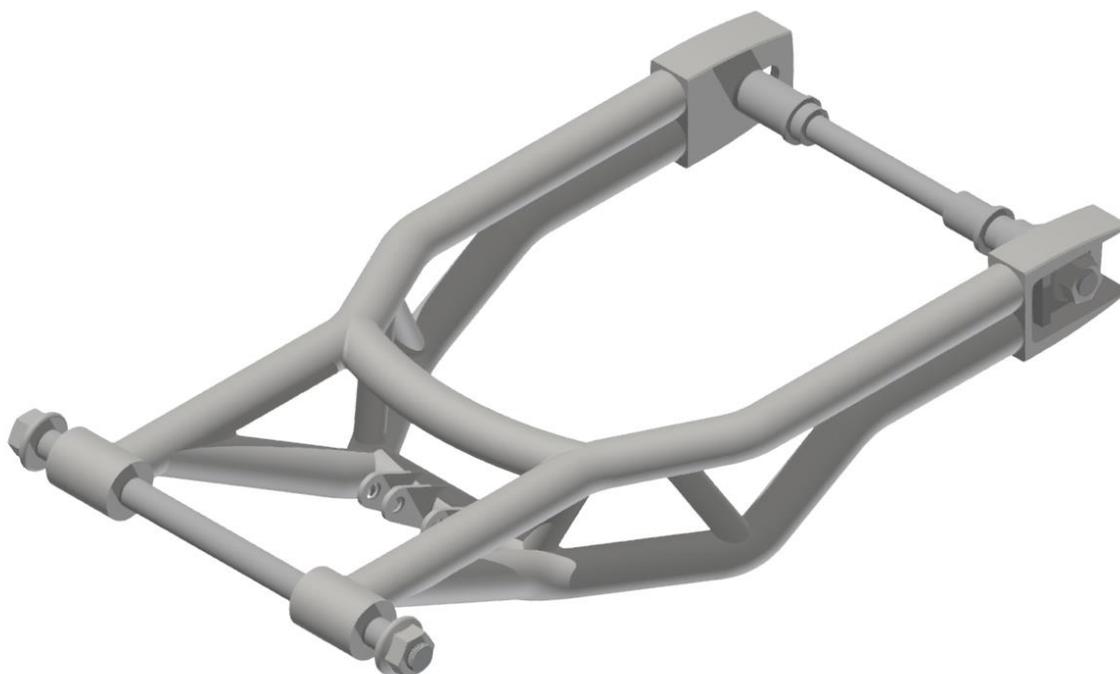


Fig. 4-8 Basculante

La resistencia de los tubos y de todos los elementos auxiliares cumple holgadamente con las especificaciones definidas durante la etapa de cálculo, y se ha prestado especial atención a las deformaciones para evitar que esfuerzos elevados provoquen cambios en la geometría de la moto, ya que como sabemos, estos pueden ser perjudicial para el manejo de la misma.

El coste final del conjunto ha resultado bastante contenido, sobre todo gracias al uso del doblado y la soldadura como procesos de fabricación y a la elección del acero como material predominante.

En cuanto al peso total del conjunto hemos intentado reducirlo en la medida de lo posible, sin embargo no hemos obtenido resultados tan buenos como los que hubiéramos conseguido diseñando un basculante de aluminio. Primordialmente limitados por el presupuesto de fabricación, hemos elegido la solución de compromiso que mejor cumplía el resto de requisitos.

En el diseño de los ejes se han utilizado elementos normalizados siempre que ha sido posible, e incluso se ha diseñado el eje trasero para que pueda incorporar elementos originales del fabricante Yamaha. De tal manera se consigue recortar costes en todos aquellos todos aquellos componentes que no son críticos en el diseño y por tanto no aportan valor añadido.

Hemos intentado también evitar cualquier intersección con otros elementos en la carrera de ascenso de la rueda trasera, como por ejemplo la cadena, y se ha diseñado el eje de unión del basculante al chasis de manera que ensamble a la perfección en los anclajes del motor y el chasis.

Por último, a nivel estético, el diseño se ha mantenido en la misma línea que el resto de la motocicleta.

Estructura

Respecto a la estructura del basculante, se ha fabricado mediante tubos DIN2448 de 26,9 mm para los brazos y de 21,3 mm en el caso de las triangulaciones. El proceso de fabricación seguido consiste en el doblado de los tubos hasta conseguir la geometría adecuada y la posterior soldadura de los mismos mediante el método TIG. Posteriormente se han añadido las orejetas que servirán para ensamblar el mecanismo de la suspensión, la pieza trasera y los anclajes frontales, todos ellos mediante soldadura. Dado que estos últimos están destinados a albergar rodamientos, su acabado debe ser perfecto y acorde a los ajustes descritos en plano. Para evitar que el proceso de soldeo deforme estos elementos se han mecanizado de forma posterior, una vez se encontraban unidos a la estructura. De esta manera evitamos problemas en el montaje del eje.

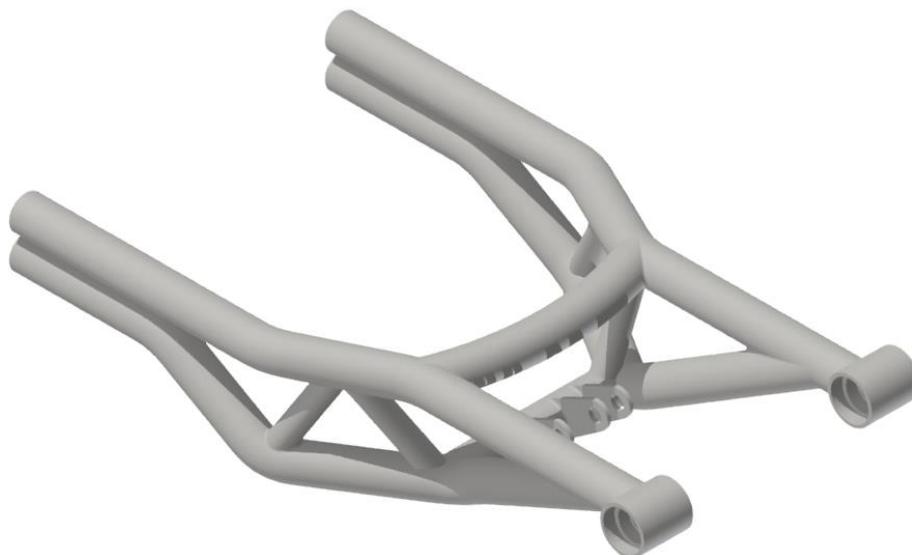


Fig. 4-9 Estructura tubular del Basculante

Pieza trasera

La función principal de este componente es unir la estructura tubular al eje de la rueda trasera. El proceso de fabricación empleado en su construcción es el mecanizado CNC en acero, aunque con los esfuerzos que debe soportar podríamos haber optado perfectamente por el aluminio. Sin embargo, ante la imposibilidad de soldar con garantías este material a la estructura de acero, se ha decidido sacrificar algo de peso con el objetivo de mejorar su unión al basculante.

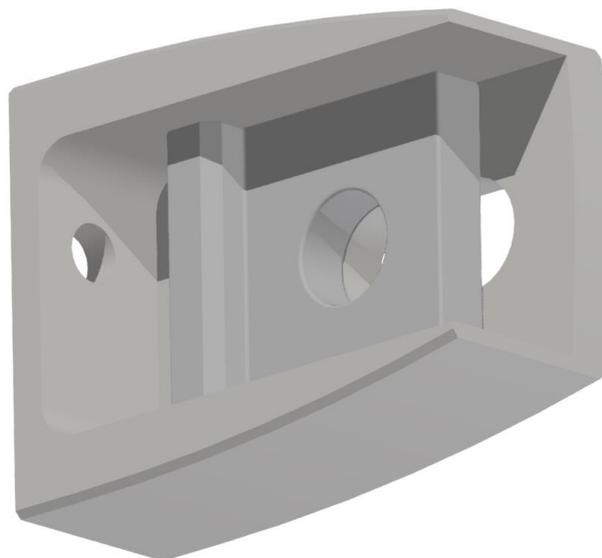


Fig. 4-10 Pieza y tensor eje trasero

Otra de las funciones de esta pieza es ajustar la tensión de la cadena. Para ello se le ha practicado un agujero rasgado y se ha incorporado una cajera en la que encaja el tensor de aluminio que vemos en la imagen superior. Este último dispone de un agujero pasante en el que se atornilla el eje trasero. Por último, un tornillo roscado a la pieza de acero permite desplazar el tensor dentro de la cajera y a lo largo del agujero rasgado, modificando así la distancia existente entre este punto y el piñón de la transmisión secundaria. Así permitimos ajustar la tensión de la cadena.

Eje Basculante

Este elemento es el encargado de unir el basculante al chasis, permitiendo la oscilación de la rueda trasera. Se ha fabricado mediante torneado y teniendo en cuenta que debe encajar en el anclaje del motor y en las chapas laterales del chasis.

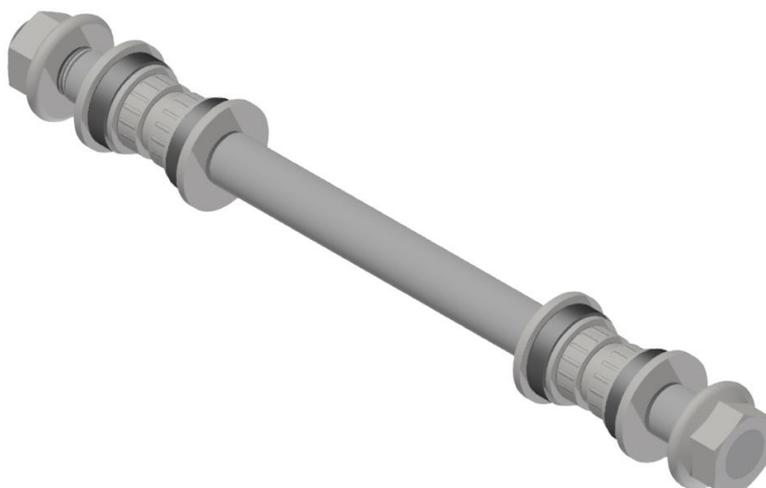


Fig. 4-11 Eje del Basculante

Con el objetivo de admitir la rotación del basculante respecto a este eje se han incorporado al ensamblaje unos rodamientos de agujas, capaces de absorber gran carga radial. Como dichos rodamientos no trabajan bien con cargas axiales se han fabricado unos casquillos que evitan que esto suceda en cualquier situación, sobre todo cuando la motocicleta pasa por curva. Por último, se han añadido unas juntas para impedir la entrada de suciedad al conjunto y conseguir que funcione de manera adecuada.

Eje Trasero

El eje trasero se utiliza para unir la rueda trasera al basculante. Como esta rueda, de la marca Yamaha, nos la suministran los organizadores de la competición con sus rodamientos integrados, hemos intentado emplear el mayor número posible de componentes originales en este conjunto con el objetivo de recortar costes. El aspecto más importante a tener en cuenta es que esta configuración debe mantener ambas ruedas del vehículo en el mismo plano. Con este mismo objetivo se han torneado, además del propio eje, dos casquillos adicionales, que unidos a los ya existentes permiten centrar la rueda.

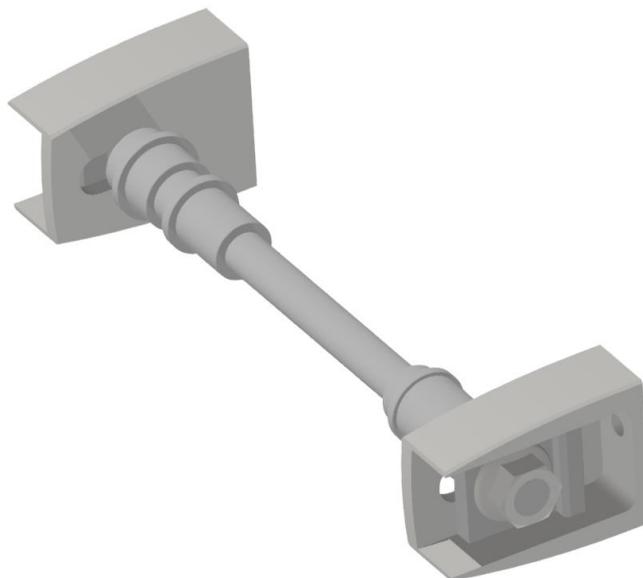


Fig. 4-12 Eje Trasero

Como comentábamos anteriormente, este eje se desplaza a lo largo de los agujeros rasgados de la pieza trasera del basculante para permitir el tensado de la cadena.

4.4.4 Ensamblaje Completo

Finalmente el conjunto de la suspensión se ensambla al resto de la motocicleta tal y como vemos en la imagen inferior.

El amortiguador se une al chasis mediante pernos a unas orejetas soldadas al mismo en su parte superior, justo debajo del asiento para el piloto. Las bieletas por su parte se conectan a la viga inferior del chasis utilizando unos tornillos que se introducen en las cabezas de articulación y roscan directamente en esta. Por último, el eje del basculante sirve además para montar el motor del vehículo y sujetarlo a las placas de aluminio laterales.

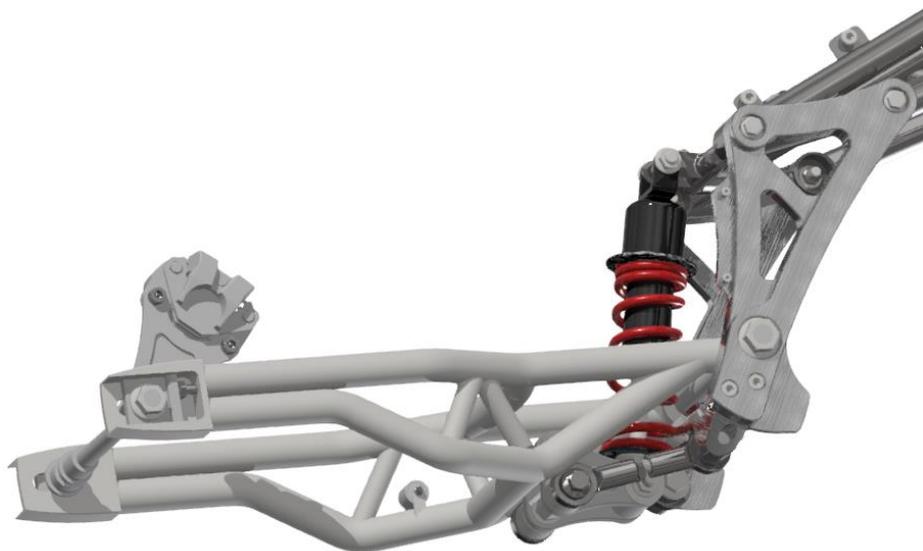


Fig. 4-13 Conjunto basculante y chasis

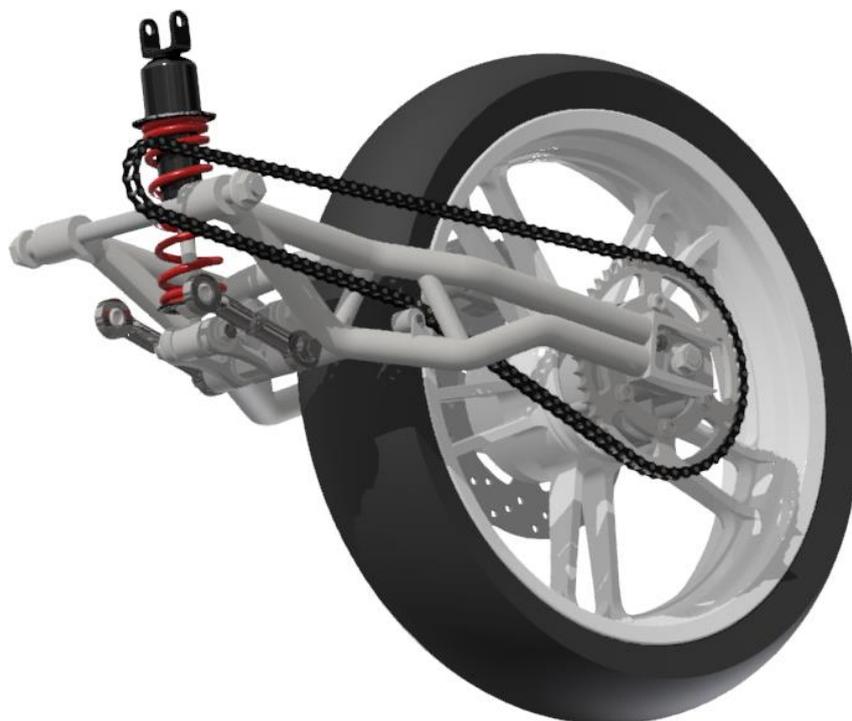


Fig. 4-14 Subensamblaje trasero

Anexos a la Memoria

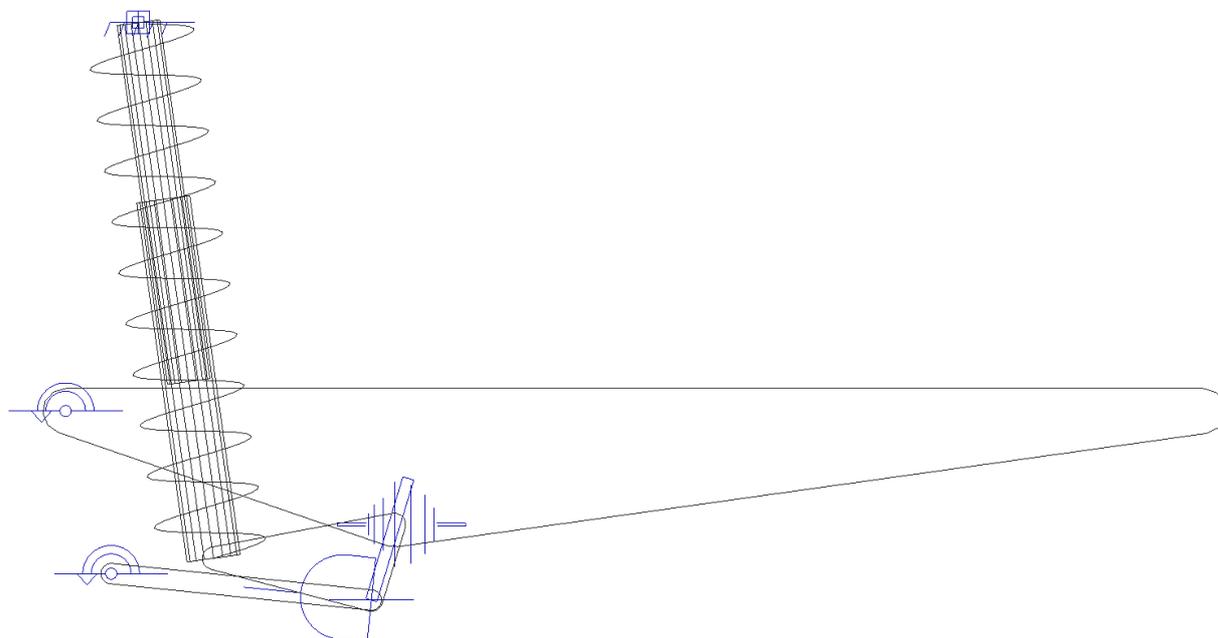
1 DETERMINACION GEOMETRICA

A lo largo de este apartado describiremos los modelos utilizados para calcular el mecanismo de la suspensión y compararemos los resultados obtenidos con cada uno de ellos. Recordemos que a estas alturas del diseño tratamos de decidir entre el sistema Pro-Link y el Uni-Trak.

Para modelizar los dos sistemas de suspensión hemos utilizado el programa Adams View, de simulación multibody. En esta primera fase únicamente queremos obtener las curvas de rigidez de cada sistema, y analizar como varían estas al modificar la geometría de los elementos. Dado que dichas curvas son tan solo una relación entre velocidades y desplazamientos es fácil observar que nos encontramos ante un problema de cinemática plana. Por ello únicamente deberemos definir la posición de las uniones entre los distintos elementos que componen cada mecanismo. Esto nos permite simplificar en gran medida todos los cuerpos que modelicemos.

1.1 SUSPENSIÓN PRO-LINK

La suspensión Pro-link se ha planteado de la siguiente forma:



Cuerpos:

- Basculante: Formado por un elemento tipo placa. Su punto de anclaje al chasis y su longitud (500 mm) estaban ya predefinidos.
- Balancín: Al igual que el basculante, modelizado mediante un elemento tipo placa. Es una de las piezas cuyas dimensiones queremos optimizar.
- Bieleta: Es simplemente una barra que une el balancín al chasis. Su unión con este último es fija, y su longitud total es el segundo parámetro a optimizar.
- Amortiguador: Adams permite definir directamente este cuerpo introduciendo sus valores de rigidez y amortiguamiento. Ya vimos que la rigidez es de 105 N/mm y el amortiguamiento lo supondremos de 5 N*s/mm, dado que este es desconocido. Destacar que este componente tiene un recorrido útil de 50 mm, el cual no deberemos sobrepasar para evitar que la suspensión haga "tope". Para ello se ha estudiado su posición inicial en el mecanismo tal que se encuentre completamente extendido cuando la moto este descargada; esto es aproximadamente con el eje del basculante a 100 mm por encima del eje de la rueda trasera. De esta forma, cuando el piloto suba al vehículo, tendremos una pequeña precarga controlada y, además, seremos capaces de conocer en todo momento el recorrido restante en el amortiguador.

Uniones:

- Basculante-Chasis: Se ha empleado un par de revolución para poder simular la rotación relativa entre estos elementos. Este punto viene definido por la geometría del chasis así que no podemos modificarlo.
- Bieleta-Chasis: Exactamente igual que el anterior. Una vez hemos incorporado estas uniones el mecanismo queda restringido al plano y el único objetivo del resto de pares es permitir la rotación relativa entre los cuerpos que unen. Es importante tener esto en cuenta para no añadir restricciones redundantes al modelo.
- Basculante-Balancín: Se ha empleado una unión esférica que permite el giro respecto a cualquier eje y únicamente restringe la traslación relativa entre ambos cuerpos.
- Bieleta-Balancín: Ensamblados mediante una unión tipo cardan permitimos la rotación entre ellos sin restringir en exceso el mecanismo.
- Por último las uniones del amortiguador al resto de elementos vienen predefinidas en Adams y no son modificables.

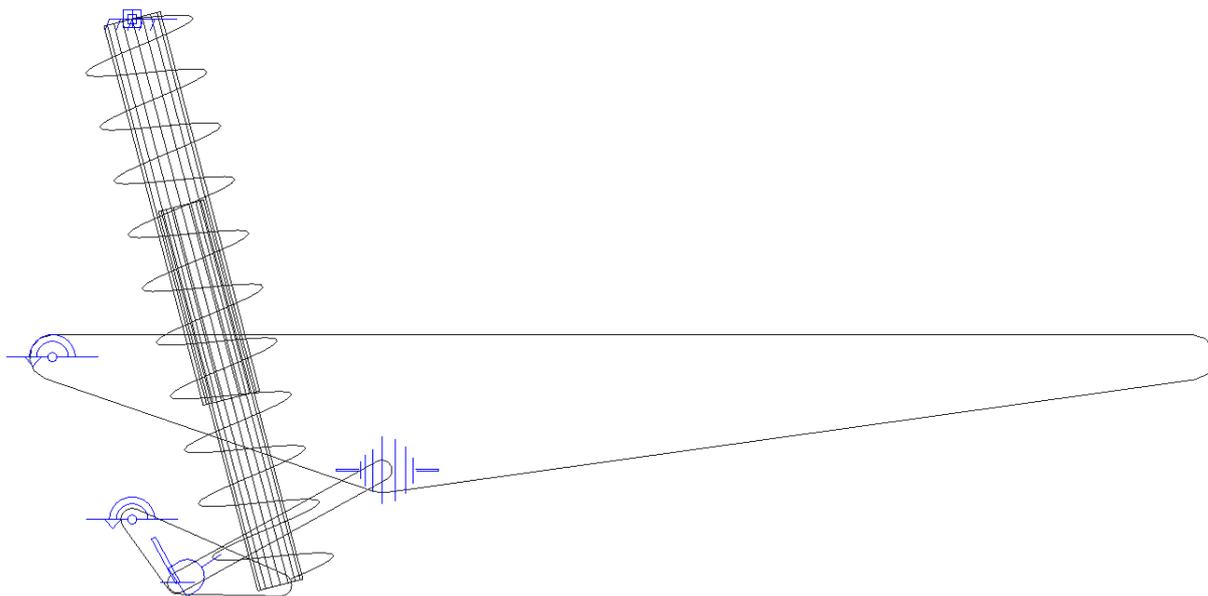
La posición de todas estas uniones define perfectamente el mecanismo de la suspensión, de tal forma que modificando cualquiera de ellas podemos cambiar el comportamiento del

sistema. En este caso las únicas que no están restringidas por la geometría de otros elementos son la unión Bieleta-Balancín y la unión Basculante-Balancín. Como estos puntos determinan las dimensiones del basculante, el balancín y la bieleta, durante el estudio que realizaremos más adelante analizaremos la influencia de sus coordenadas en la curva de rigidez de la suspensión.

Verificado el modelo vemos que no tenemos restricciones redundantes y que el número de grados de libertad del mecanismo es uno, el cual definiremos planteando la rotación del basculante respecto al chasis.

1.2 SUSPENSIÓN UNI-TRAK

Este modelo es exactamente igual al anterior con la salvedad de que el balancín se encuentra unido al chasis y es la bieleta la que conecta basculante y balancín. Dado que posteriormente realizaremos un estudio iterativo para determinar la geometría que mejores prestaciones nos ofrece, es importante definir todas las dimensiones del modelo como variables de diseño. Así nuestro mecanismo quedará parametrizado y podremos probar cualquier configuración geométrica que respete las uniones entre elementos.



1.3 CURVA DE RIGIDEZ

Tal y como hemos explicado en la memoria, esta curva representa la variación de la rigidez reducida con respecto al desplazamiento vertical de la rueda. A su vez, la rigidez reducida es la relación entre la fuerza aplicada en la rueda trasera y el desplazamiento vertical que

produce la misma. La rigidez reducida es equivalente también al producto entre la constante del muelle y el cuadrado de la relación de velocidades.

$$Kr = \frac{Fr}{Yr} = Km * \left(\frac{Lm}{\dot{Yr}}\right)^2$$

Siendo:

- Kr – Rigidez reducida
- Fr – Fuerza aplicada en la rueda trasera
- Yr – Desplazamiento vertical de la rueda trasera
- Km – Constante del muelle
- Lm – Longitud de compresión del muelle

Con lo cual, para representar esta gráfica necesitamos conocer la velocidad de compresión del muelle, el desplazamiento vertical de la rueda y su derivada en cada punto. Adams nos permite medir estos parámetros y representarlos gráficamente de manera sencilla.

Dado que en la expresión anterior aparecen velocidades, puede parecer a simple vista que la rigidez equivalente depende de la entrada del sistema, bien sea fuerza o aceleración angular. Sin embargo, hemos de recordar que queda definida por la geometría del mecanismo y la constante del muelle, y es única para cada posición de este, independientemente de los parámetros externos que afecten al sistema.

1.4 DISEÑO DE EXPERIMENTOS

A continuación vamos a optimizar los dos mecanismos modelados empleando la herramienta “Diseño de experimentos (DoE)”. Esta es una técnica estadística que permite identificar y cuantificar las causas de un efecto, con aplicaciones en multitud de ramas. En un diseño experimental se manipulan deliberadamente una o más variables vinculadas a las causas con el objetivo de medir el efecto que tienen en otra variable de interés. En nuestro caso las variables serán las longitudes de los elementos y el efecto a medir será su influencia en la curva característica.

Para ejecutar un estudio de este tipo en Adams debemos seguir los siguientes pasos:

- Parametrizar todas las variables que queramos analizar, siendo estas las coordenadas horizontales y verticales de las uniones bieleta-balancín y balancín-basculante. El programa denomina a estos parámetros “Variables de Diseño”. Cabe mencionar que nuestro origen de coordenadas es el eje del basculante. Debido a esto,

las coordenadas verticales de todos los puntos de estudio se encontraran en cotas negativas. Por el contrario, las correspondientes al eje horizontal serán siempre positivas.

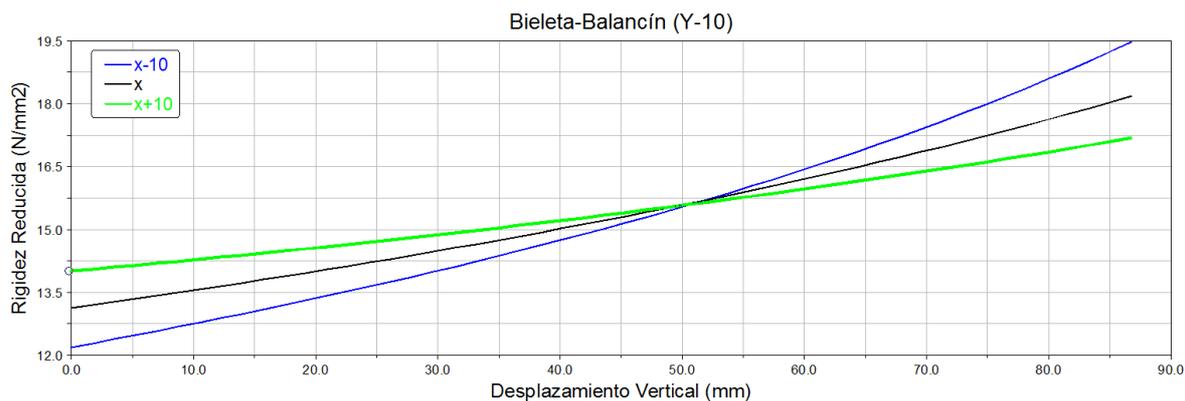
- Definir un valor inicial para cada una de las variables. Utilizaremos la posición inicial del mecanismo, elegida al azar.
- Establecer un rango de valores dentro del cual se modificaran las variables de diseño. Elegiremos 20 mm tanto en x como en y; de esta forma cubriremos un margen lo suficientemente amplio como para apreciar cambios significativos en el comportamiento.
- Elegir el número de experimentos a realizar. Dejaremos que el programa seleccione 3 valores dentro del rango establecido para cada variable y que ejecute todas las combinaciones posibles. Como disponemos de dos variables (coordenadas x e y), con tres valores posibles para cada una (x-10, x, x+10), tenemos un total de nueve análisis.

Comenzaremos analizando el sistema Pro-link.

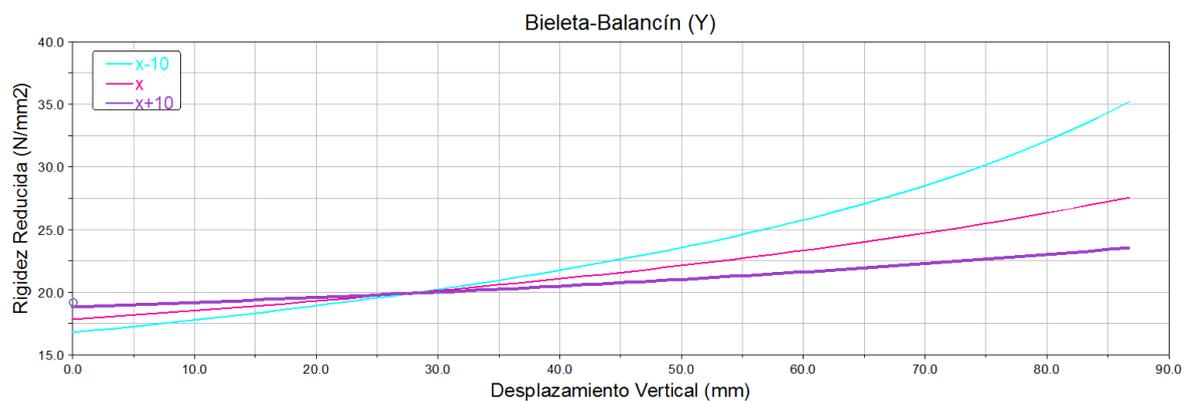
Primer Estudio

En este primer caso vamos a variar las coordenadas de la unión Balancín-Bieleta, modificando de esta forma las dimensiones de los elementos implicados en dicha unión. El rango empleado será de 20 mm en cada eje. Dentro del mismo estudiaremos tres posiciones diferentes, obteniendo así nueve configuraciones geométricas, tal y como hemos explicado anteriormente. Como resultado del experimento obtendremos la curva de rigidez correspondiente a cada configuración.

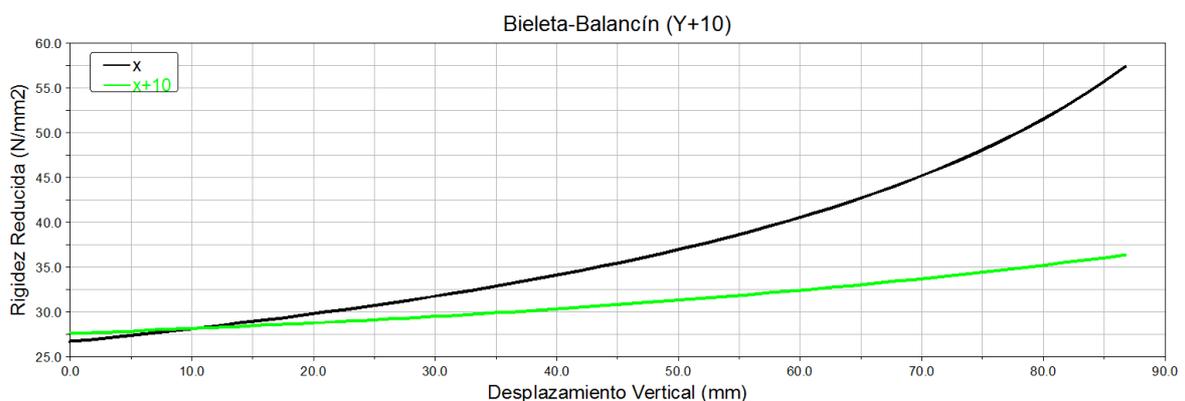
Las tres gráficas que tenemos a continuación representan la variación que sufre la rigidez cuando modificamos la coordenada horizontal de la unión manteniendo constante la vertical. El origen de coordenadas sigue siendo el eje del basculante y el anclaje del mismo con el balancín se encuentra siempre por debajo de este punto. Consecuentemente el valor de Y es negativo para todos los estudios y entonces (Y-10) representa siempre la posición más cercana al suelo.



Se aprecia en todas ellas como al aumentar el valor de la coordenada horizontal aumenta también el valor de rigidez inicial, y sin embargo, empeora la progresividad de la curva.



También podemos ver como elevando la posición de la unión en la dirección vertical conseguimos aumentar de manera notable la rigidez inicial de la suspensión.



En nuestro caso nos interesa que la suspensión sea lo más rígida posible y que a la vez tenga una progresividad aceptable. Es por ello que a la vista de estos resultados nos conviene

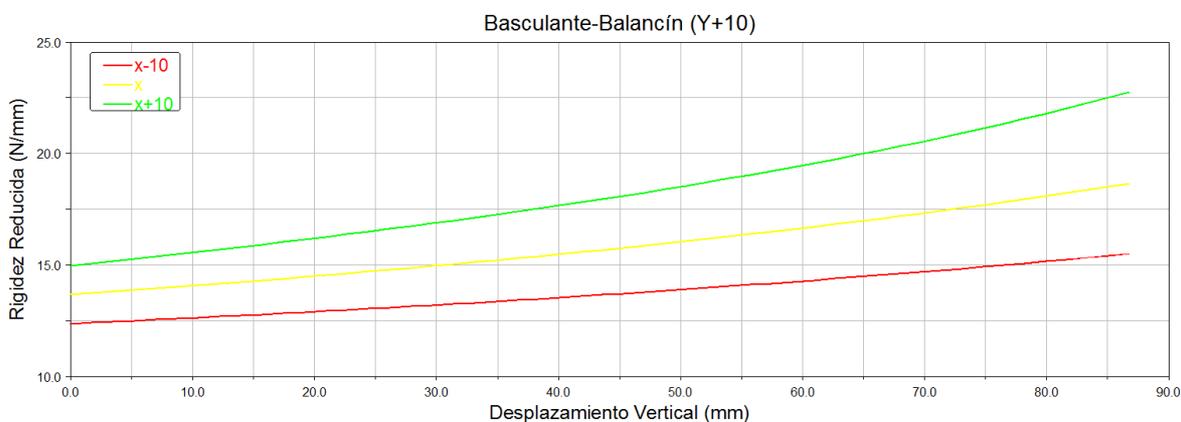
elevant al máximo la posición vertical de la unión balancín-bieleta con el objetivo de aumentar la rigidez inicial. A su vez intentaremos mantener la posición horizontal de la unión relativamente cerca del chasis puesto que, de esta forma, se consigue mayor progresividad.

Entre todos los análisis realizados el correspondiente a la mayor cota vertical y la menor cota horizontal sería la curva negra (x) de la última gráfica (Y+10). A simple vista nos damos cuenta de que esta curva tiene la mayor rigidez inicial y la mejor progresividad. Por esta razón, y en lo que respecta a este estudio, esta sería la mejor opción.

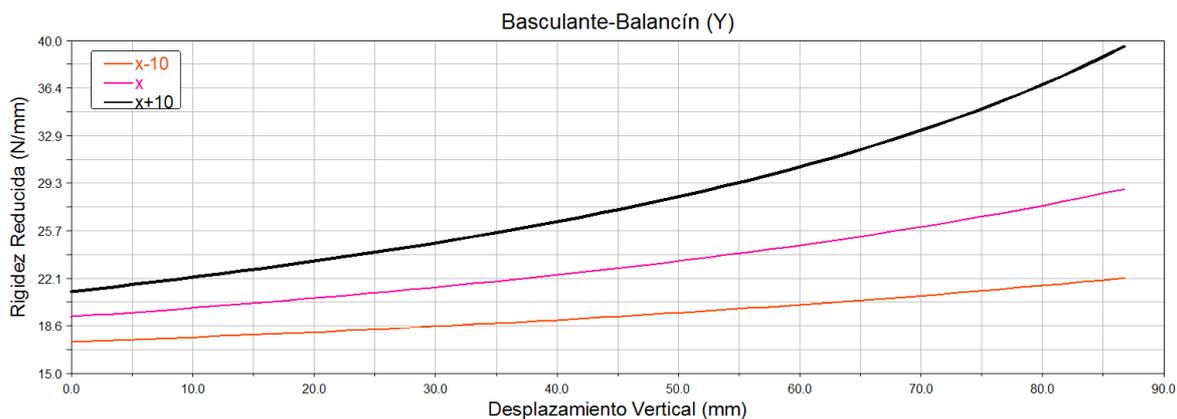
Es interesante observar también que todas las curvas obtenidas son progresivas en mayor o menor medida, y que el comportamiento de la suspensión según variamos sus dimensiones es bastante predecible. Todo ello resulta muy positivo a la hora de diseñar una suspensión regulable, ya que evitará que la motocicleta presente comportamientos extraños cuando modifiquemos su geometría.

Segundo Estudio

Ahora vamos a observar que ocurre cuando modificamos la posición del punto de unión Basculante-Balancín. Para ello, nuevamente establecemos un rango de variación de 20 mm para las coordenadas que definen el punto y realizamos los ensayos pertinentes.

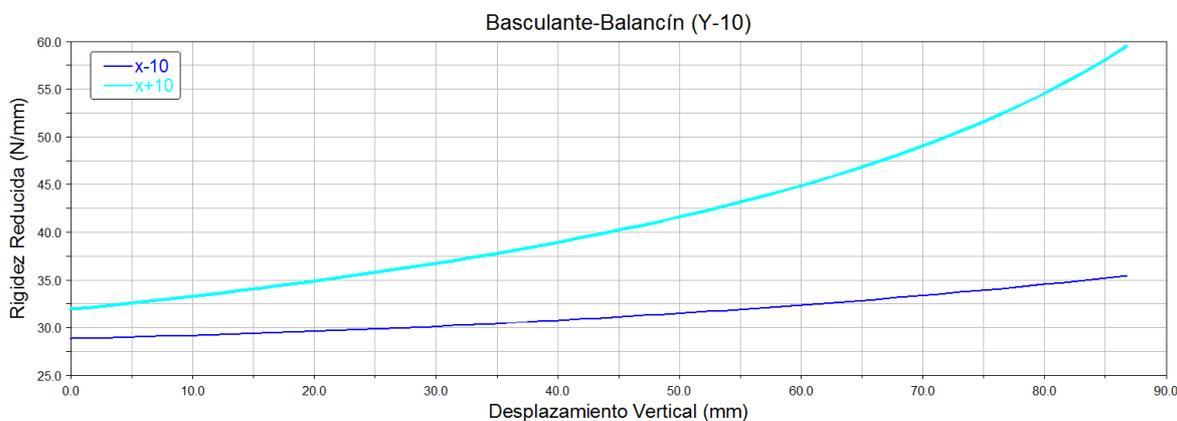


En este estudio hemos observado que al bajar la posición de este anclaje aumenta la rigidez inicial del sistema. En las gráficas se aprecia como para el valor (Y+10) tenemos en torno a 15 N/mm, mientras que para (Y-10) es aproximadamente 30 N/mm.



También se cumple en todas las gráficas que al desplazar la unión hacia la rueda trasera mejora el comportamiento progresivo. En la imagen superior se puede ver como el ritmo de crecimiento de la curva naranja (x-10) es mucho menor que el de la negra (x+10), alcanzando esta última 20 N/mm más al final del recorrido. Por lo tanto, en lo que respecta a la unión Basculante-Balancín, es preferible que su posición sea la más baja posible y desplazada hacia la rueda trasera.

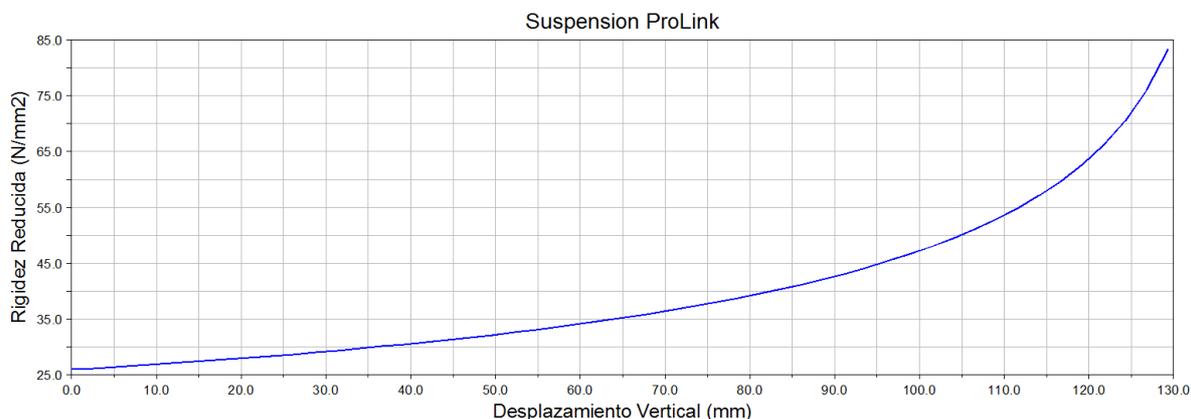
En la siguiente gráfica tenemos la curva más favorable, la azul cian (x+10), que como vemos parte de 32.5 N/mm (el valor de rigidez inicial más alto), y termina en 60 N/mm, convirtiéndose así en la más progresiva de estos análisis.



Nuevamente el comportamiento de la suspensión es progresivo en todos los experimentos y no hemos detectado ninguna irregularidad en los resultados que nos haga pensar que el mecanismo puede llegar a comportarse de forma impredecible. Al igual que antes concluimos que este mecanismo es apto para su regulación, lo que permitirá al piloto elegir diferentes configuraciones en función del manejo deseado.

Dimensiones Finales

Combinando los resultados obtenidos en ambos estudios hemos definido la geometría final del mecanismo Pro-Link. Es necesario mencionar que alguna de las combinaciones estudiadas no es posible llevarla a cabo físicamente, ya que las dimensiones de los elementos se volvían demasiado pequeñas como para poder construirlos. Es por ello que, entre todas, hemos elegido una solución de compromiso entre el rendimiento del sistema y su viabilidad en términos de fabricación.



La gráfica superior es el resultado de optimizar el sistema ProLink y adaptarlo a las dimensiones de nuestra motocicleta. Se observa como la rigidez varía desde 25 N/mm hasta 85 N/mm en función de la posición de la rueda trasera. Durante este estudio la suspensión no ha llegado a completar su recorrido máximo, que recordemos es de 50 mm. Posteriormente, durante el estudio dinámico veremos si esto puede llegar a suceder en algún momento.

A continuación, en la imagen inferior tenemos la geometría elegida para este mecanismo.

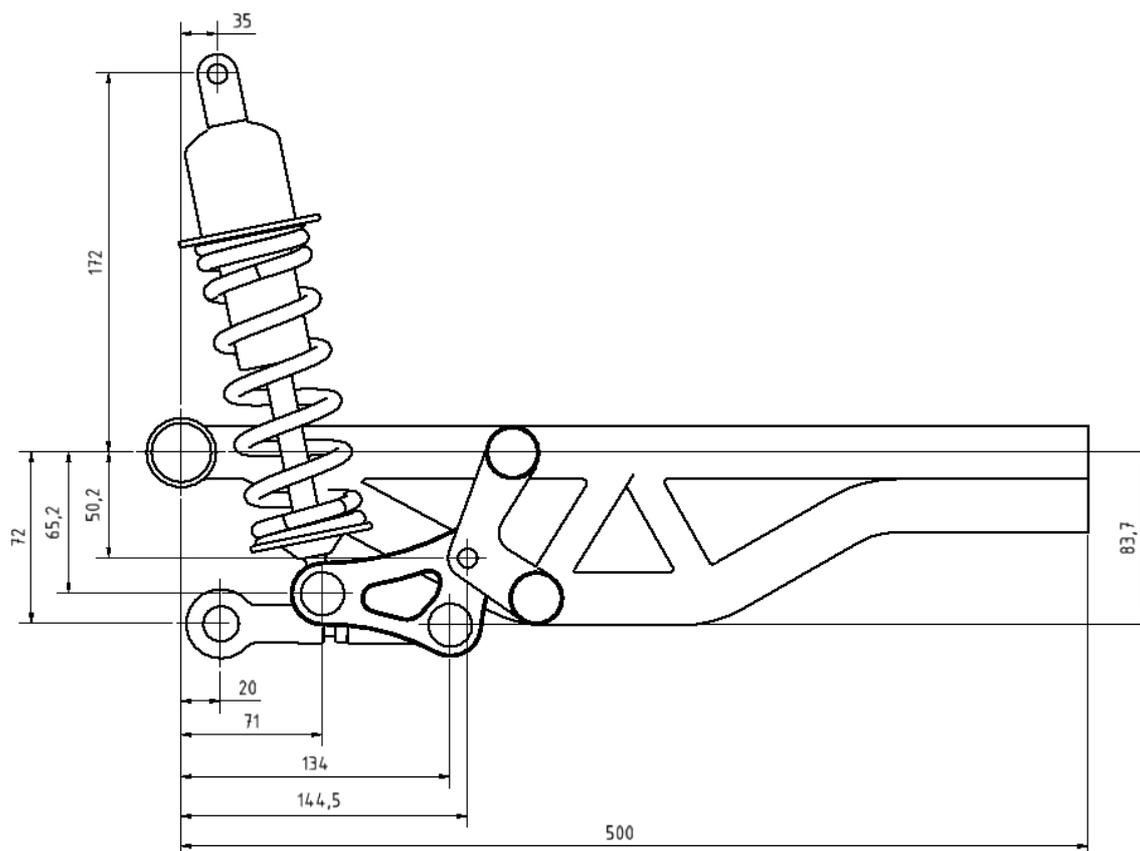


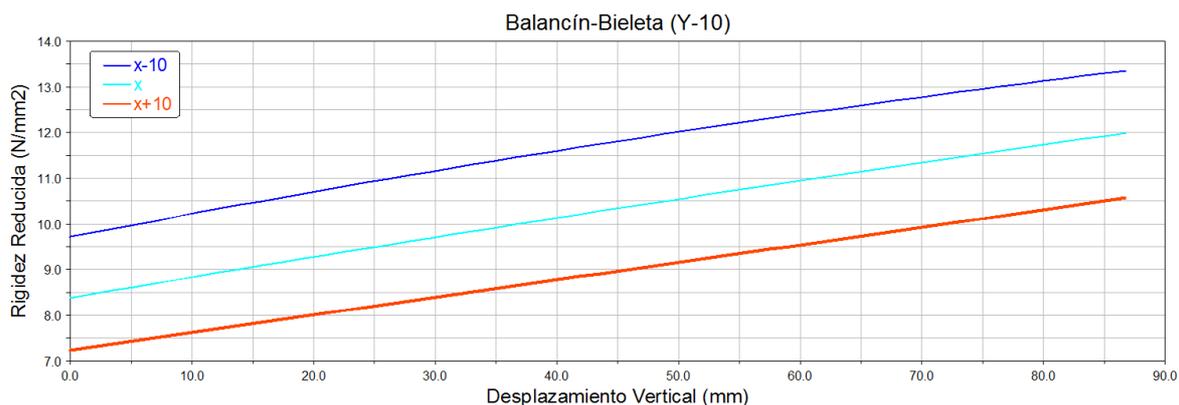
Fig. 1-1 Dimensiones óptimas sistema pro-link

Ahora que ya tenemos el sistema Pro-Link vamos a calcular el mecanismo Uni-Trak para poder compararlos más tarde.

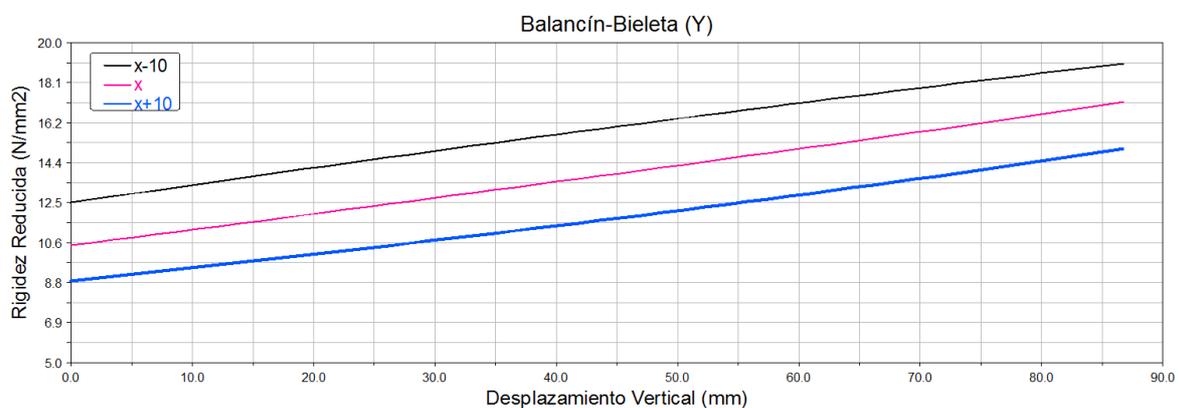
Tercer Estudio

Comenzamos el diseño de la suspensión Uni-Trak modificando la unión Balancín-Bieleta. Exactamente igual que en el caso anterior, planteamos rangos de 20 mm y realizamos nueve estudios.

A pesar de que los dos modelos son muy similares, los resultados obtenidos difieren enormemente. En las curvas de rigidez que aparecen a continuación vemos como la suspensión se presenta regresiva en prácticamente la totalidad de los casos e incluso conseguimos alguna configuración lineal.

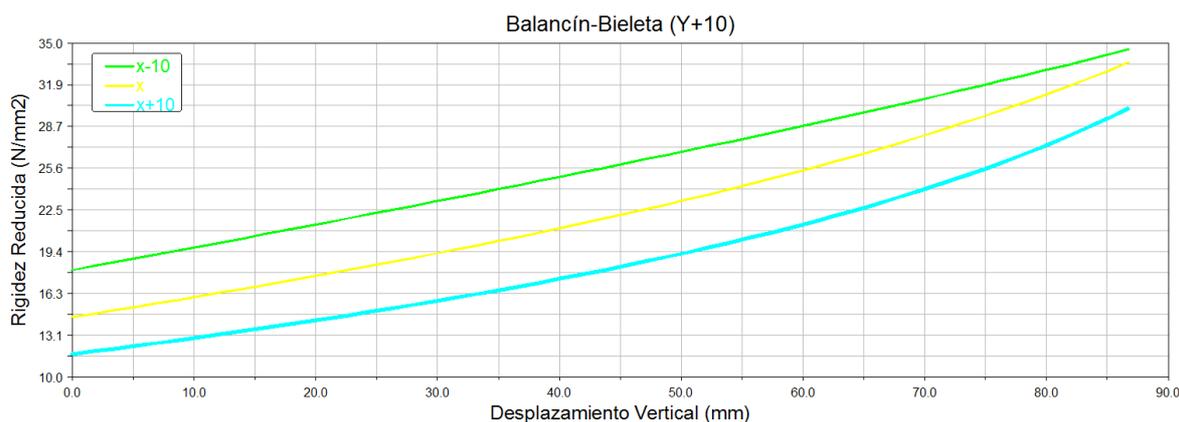


Esto supone un problema, ya que es precisamente lo opuesto a lo que buscábamos. Aun así dado que se puede observar alguna curva progresiva vamos a intentar aproximar el mecanismo a esas dimensiones. Como la geometría inicial se ha elegido al azar es posible que variando algún parámetro consigamos mejorar la rigidez.



En todos los casos, aumentar la posición de la unión en dirección vertical conlleva un aumento de la rigidez del sistema, lo que nos indica que debemos colocar este par más próximo al basculante.

Con el aumento de la coordenada x, es decir, la aproximación del punto hacia la rueda trasera conseguimos reducir el comportamiento regresivo, consiguiendo incluso en algún caso características progresivas.

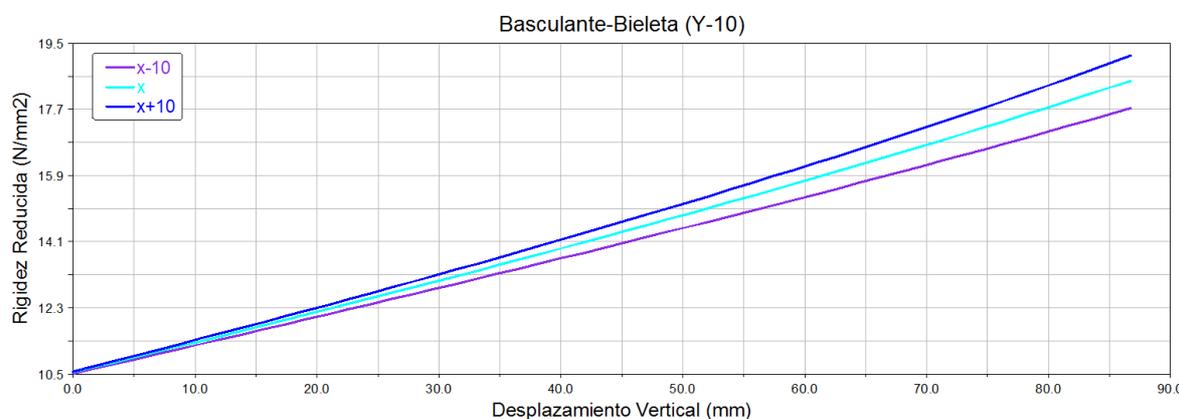


Todo esto se aprecia principalmente en la curva azul, que es con diferencia la más progresiva aunque se presenta blanda al inicio del recorrido.

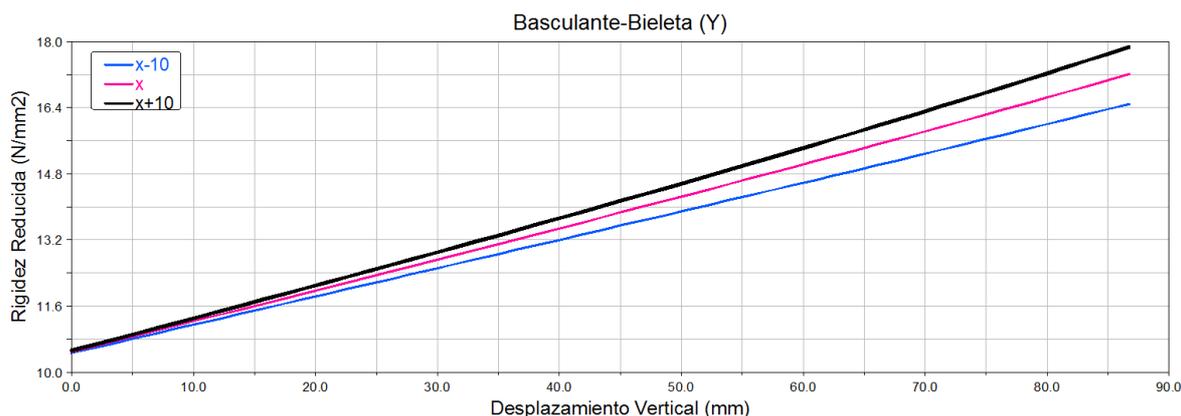
Cuarto Estudio

Hemos demostrado que el comportamiento de una suspensión, en lo que a rigidez se refiere, puede variar de forma considerable con pequeñas modificaciones en sus dimensiones. En este último análisis vamos a intentar aprovechar esto para conseguir una curva que se aproxime lo máximo posible a la que obtuvimos con el sistema Pro-Link.

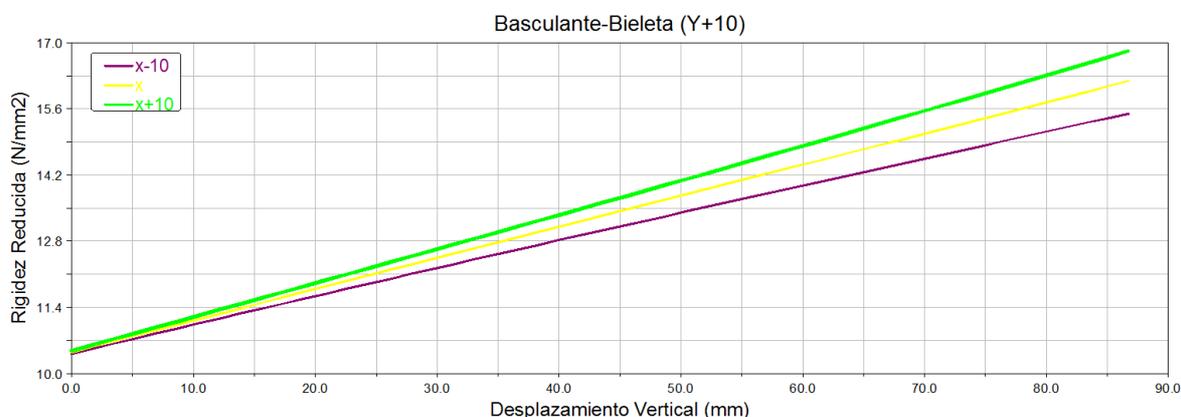
En este caso solo nos queda modificar el punto de unión ente el basculante y la bieleta, ya que todos los demás parámetros son fijos o han sido estudiados ya.



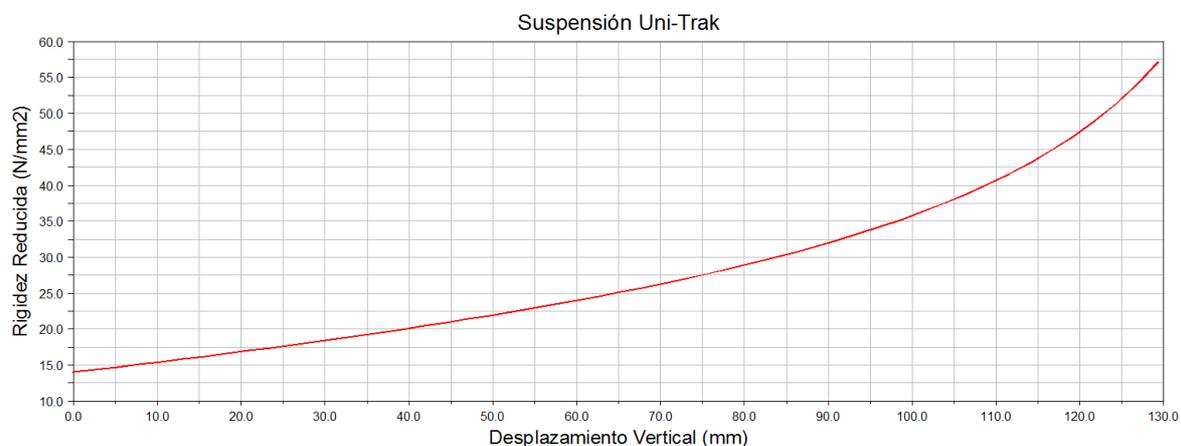
Sin embargo, tras ejecutar el último experimento, los resultados siguen sin ser los deseados, volviendo a obtener curvas regresivas y lineales pero ninguna progresiva. Además, la mayoría tienen pendientes muy bajas y, como vemos en todo el recorrido de compresión, la rigidez apenas alcanza los 20 N/mm².



En este caso la modificación de la unión Basculante-Bieleta apenas produce variación en el rango estudiado ya que en todas las gráficas las curvas aparecen con características prácticamente idénticas.



Pese a todo, y debido sobre todo al hecho de que anteriormente habíamos conseguido algún comportamiento aceptable por parte de este mecanismo, probamos alguna configuración geométrica más hasta obtener la característica que vemos en la imagen inferior. Para ello aumentamos el rango de estudio en ambas uniones y elegimos la curva que mejor se ajustaba a nuestros requerimientos.



En general presenta buena progresividad, ascendiendo desde 15 N/mm² hasta 60 N/mm² sin llegar a completar el recorrido del amortiguador. La rigidez inicial es un poco baja si nos fijamos en otros modelos aunque sigue siendo aceptable.

Dimensiones Finales

Las dimensiones correspondientes a esta gráfica son las siguientes:

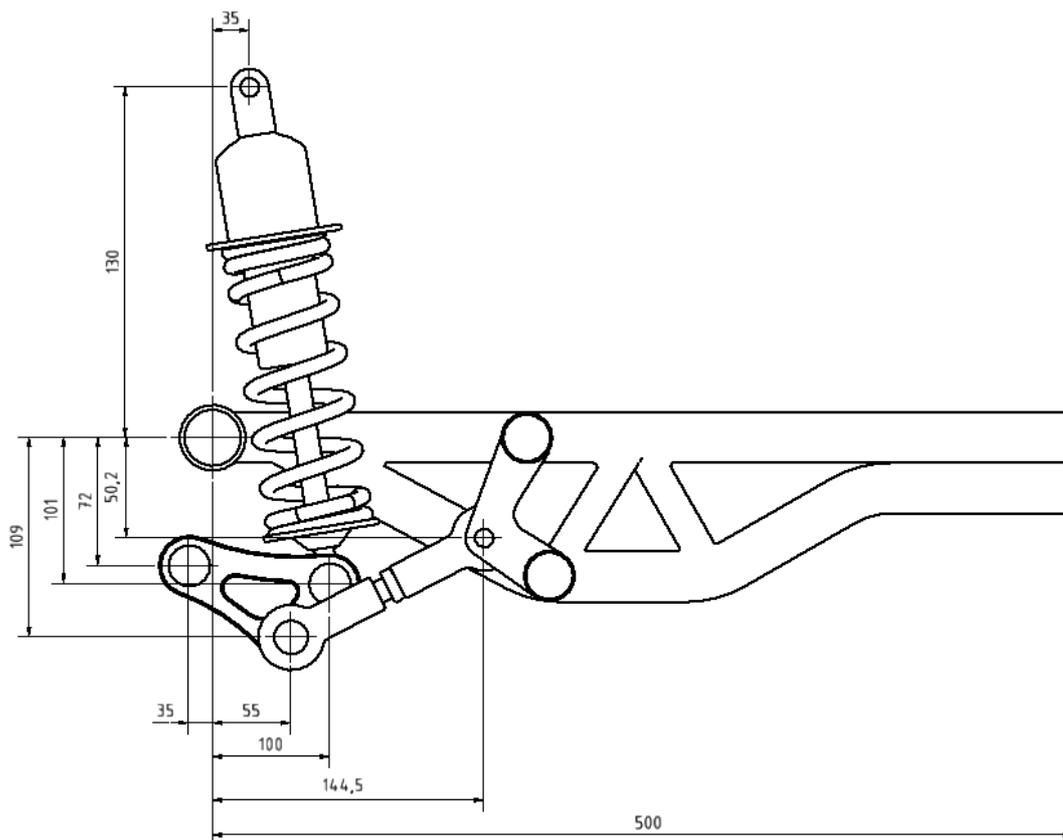


Fig. 1-2 Dimensiones óptimas sistema uni-trak

El mayor problema es la incertidumbre que nos plantea el mecanismo cuando variamos su geometría. Hay que tener en cuenta que buscábamos una solución regulable, que permita al piloto cambiar de configuración cuando lo necesite, y con este sistema no va a ser posible. También tendríamos que tener en cuenta que los procesos de fabricación no serán perfectos, y puede que las dimensiones reales difieran ligeramente de las calculadas aquí. Con la suspensión Pro-link no sería preocupante ya que variaciones en su geometría no empeoran el comportamiento. Sin embargo, hemos visto como esta suspensión puede volverse regresiva con cambios pequeños, y es eso precisamente lo opuesto a lo que queremos

conseguir. Por esta razón, sin duda, la mejor opción entre estos dos tipos de suspensión es el sistema Pro-link.

2 CALCULOS ESTRUCTURALES

2.1 CÁLCULOS DE CARGAS

En el proyecto “Diseño de chasis para la competición Motostudent 2014” de Andres Cano de la Fuente se realizan varias simulaciones dinámicas de nuestra motocicleta bajo diferentes situaciones. Tras una prueba estática y tres pruebas dinámicas (aceleración, frenada máxima y paso por curva) se concluye que la situación más desfavorable atendiendo a los esfuerzos que debe soportar el vehículo es la prueba estática.

En la memoria vimos como una de las verificaciones técnicas obligatorias para poder competir consistía en cargar el asiento de la moto con 250 Kilos mientras se comprime la motocicleta con 300 Kilos aplicados en los ejes de las ruedas delantera y trasera. Siendo estas las mayores solicitaciones que tendrá que resistir nuestra suspensión deberemos dimensionar todos los elementos consecuentemente. Para ello utilizaremos el modelo multicuerpo creado en Adams, el cual nos permitirá representar esta prueba de carga y calcular las fuerzas actuantes en cada componente durante la misma.

Simularemos esta prueba aplicando una fuerza vertical de 2500 N y una horizontal de 3000 N, ambas en el eje del basculante. Aunque en realidad la carga vertical se reparte sobre ambas ruedas, al estar aplicada en el subchasis de la motocicleta la mayor parte va a parar a la rueda trasera. Planteando así nuestro modelo permanecemos del lado de la seguridad. El tiempo de simulación se ha establecido de forma que permita al sistema alcanzar el equilibrio.

Las propiedades del amortiguador que definimos anteriormente se mantienen. Por otro lado, las masas de los componentes de la suspensión se han estimado mediante CAD de la siguiente manera:

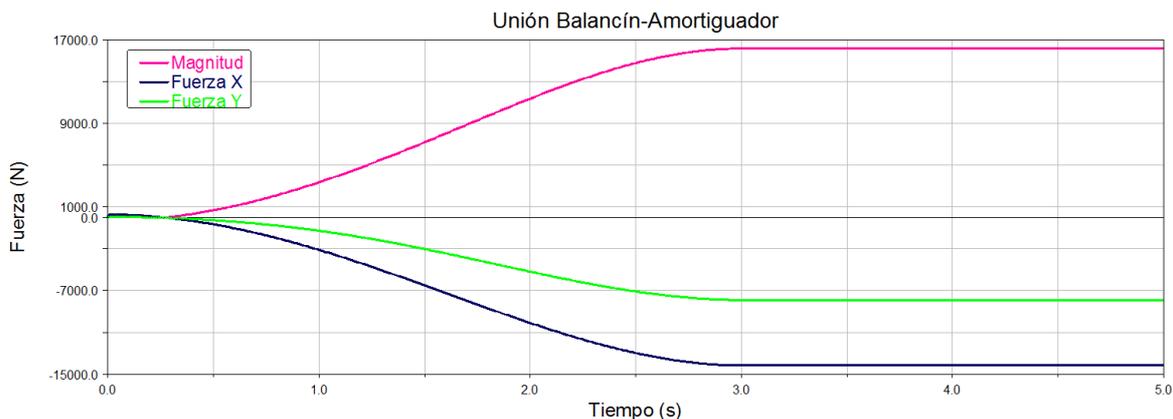
- Basculante, 12 Kilos.
- Balancín, 2 Kilos.
- Bieletas, 1 Kilo.

A continuación se muestran los resultados que hemos obtenido tras la simulación.

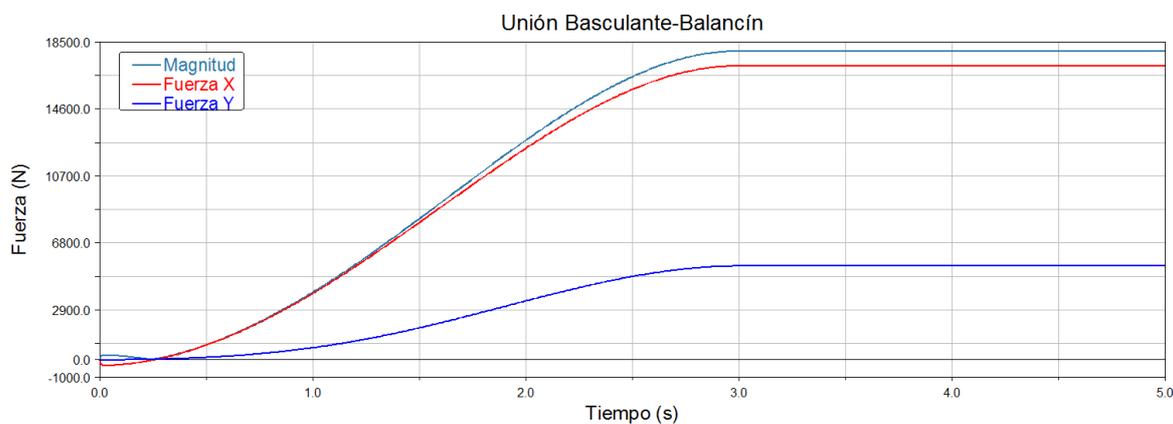
Balancín

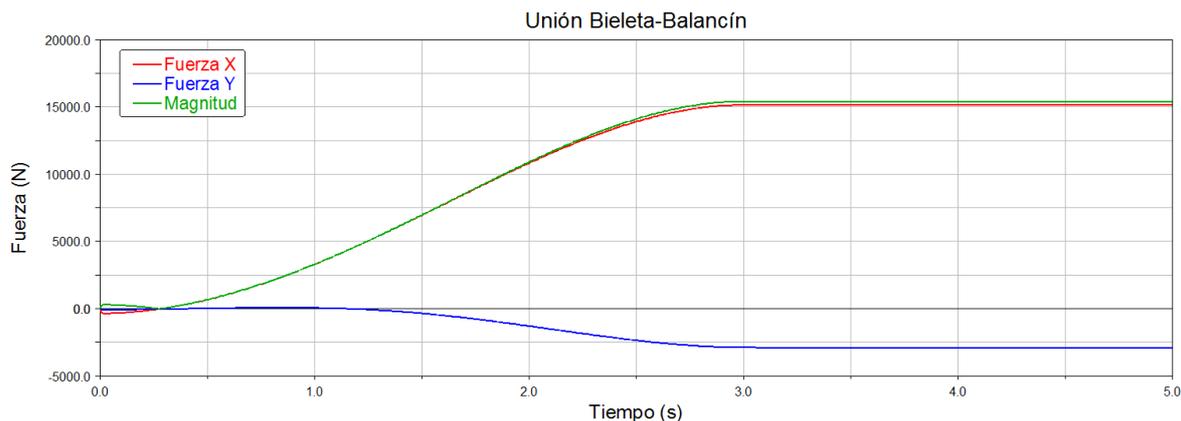
Esta pieza es la más tensionada de todo el conjunto debido principalmente a que el mecanismo de la suspensión actúa como un sistema de palancas amplificando los esfuerzos externos hasta alcanzar valores del orden de 17 KNewtons. Esto es habitual en este tipo de

configuraciones, y deberemos tenerlo presente a la hora de calcular la resistencia de este elemento mediante elementos finitos. Hay que tener en cuenta que trabajamos con solicitaciones ligeramente superiores a las que tendremos durante la verificación estática, muy por encima de las que tendrá que soportar la moto en el circuito. Nos conviene mantenernos dentro del lado de la seguridad, sobre todo para prevenir roturas ante una situación imprevista y para evitar el fallo por fatiga.



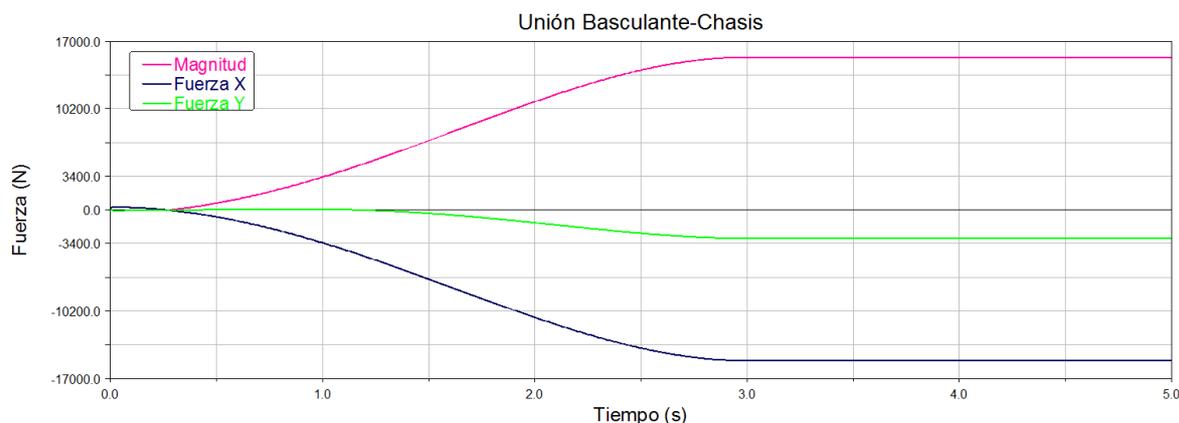
En todas las gráficas se representa la variación de esfuerzos en las direcciones vertical y horizontal, así como la resultante de dichos esfuerzos durante el tiempo de simulación. Se aprecia como las fuerzas parten del origen y crecen hasta alcanzar el equilibrio estático.





Basculante

Esta parte del sistema, además de recibir directamente los esfuerzos aplicados, está solicitada por las reacciones del mecanismo de suspensión en su unión con el balancín. Ello provoca cargas en su eje de giro, lugar donde se ensambla con el chasis. Debemos tenerlas en cuenta a la hora de seleccionar los rodamientos para estas zonas y cuando diseñemos los ejes y las uniones que forman parte del conjunto.



Bieleta

Por último tenemos la gráfica correspondiente a las bieletas, las cuales se encuentran comprimidas entre el basculante y el chasis. Las fuerzas aplicadas sobre las mismas son las más bajas de todo el mecanismo, rondando los 6 KNewtons. Como vamos a fabricar estos componentes mediante piezas normalizadas, utilizaremos estos valores para elegir aquellos diseñados para soportar este tipo de esfuerzos.



Finalmente hemos representado en un esquema las fuerzas que actúan en cada elemento y que utilizaremos posteriormente para su dimensionamiento.

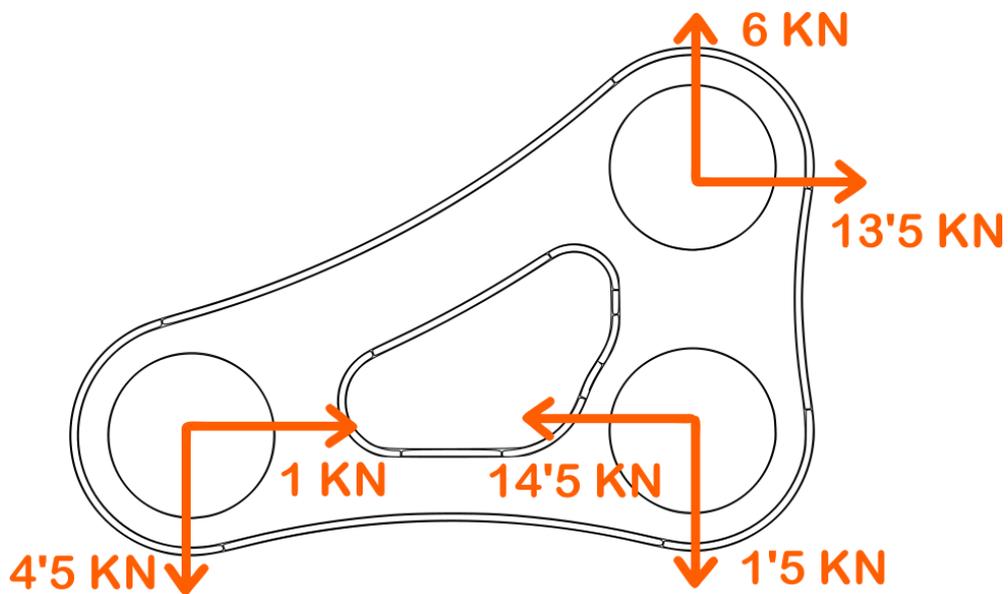


Fig. 2-1 Esfuerzos en el Balancín

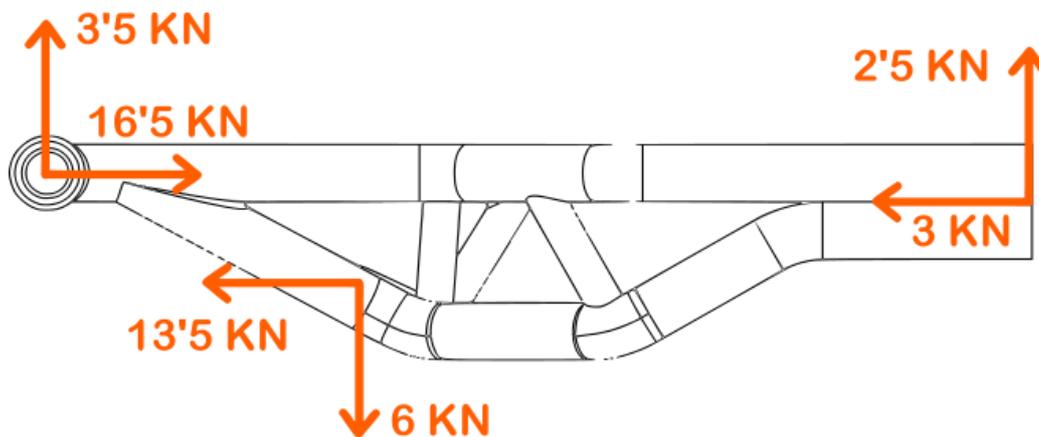


Fig. 2-2 Esfuerzos en el Basculante

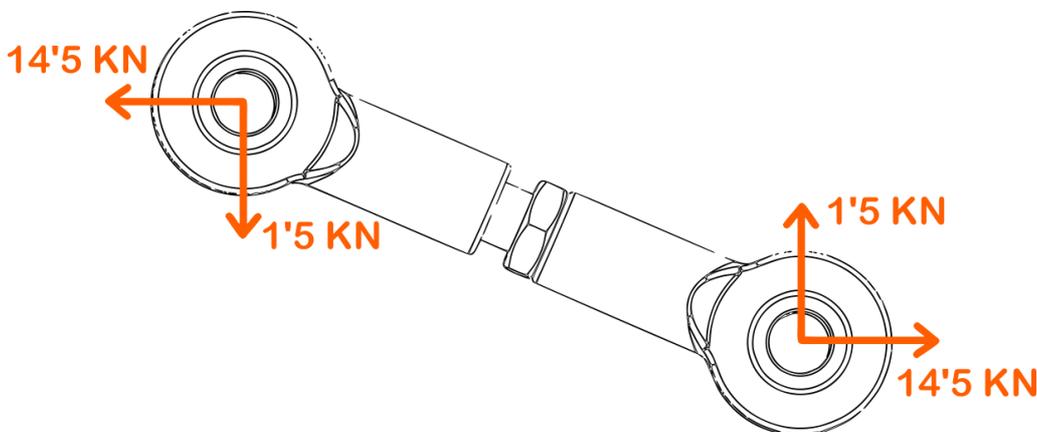


Fig. 2-3 Esfuerzos en las bieletas

2.2 ANÁLISIS DE TENSIONES Y DEFORMACIONES

A continuación analizaremos la deformación de cada elemento del conjunto bajo los esfuerzos calculados en el apartado anterior. Para ello utilizaremos el método de los elementos finitos, concretamente el software de MSC Patran/Nastran.

Basculante

El primer análisis que ejecutaremos sobre el basculante irá destinado a comprobar la resistencia de la estructura tubular. En este estudio vamos a centrarnos únicamente en la estructura del basculante, dejando a un lado las abrazaderas y las orejetas que analizaremos más adelante utilizando otros modelos. Para ello planteamos un modelo formado por elementos de una dimensión tipo viga, que representan el eje de los tubos. Como propiedades introducimos sección y material. En el caso del basculante los tubos que forman la estructura

son de 26'9 mm de diámetro y 2'3 mm de espesor, conformados en acero, mientras que los utilizados en las triangulaciones serian de 21'3 mm y 2 mm de pared. Cuando se trabaja con elementos de este tipo es importante prestar atención a la hora de especificar la orientación de la sección.

Como condiciones de contorno tendremos los esfuerzos calculados en el apartado anterior, que aplicaremos en los nodos correspondientes, y utilizaremos tres puntos para restringir los seis grados de libertad de nuestro modelo pudiendo así ejecutar un análisis lineal estático. Uno de estos puntos tendrá impedida la traslación en los tres ejes, mientras que los otros dos servirán para evitar cualquier rotación posible alrededor del mismo. De esta forma evitamos el movimiento del basculante con el mínimo número de restricciones y sin influir en su deformación.

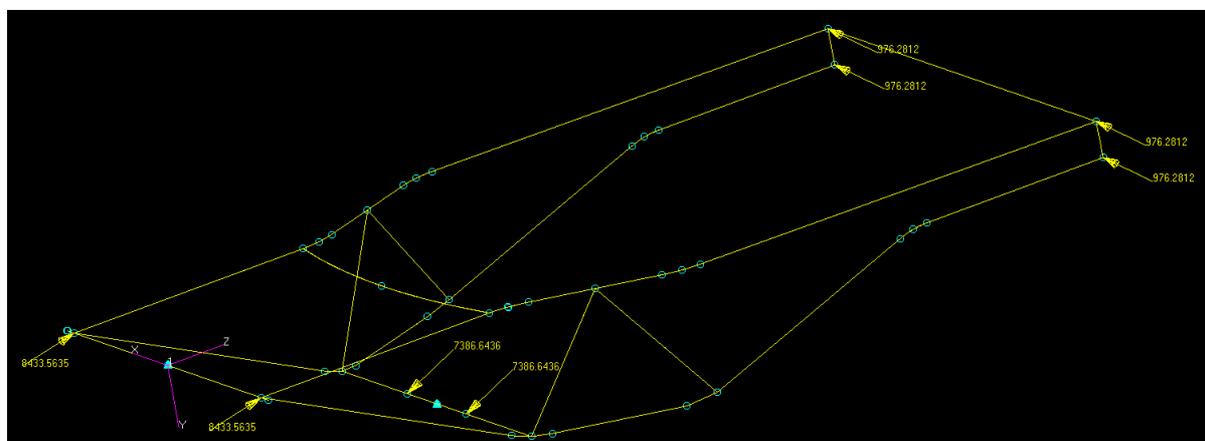


Fig. 2-4 Modelo de basculante con elementos tipo viga

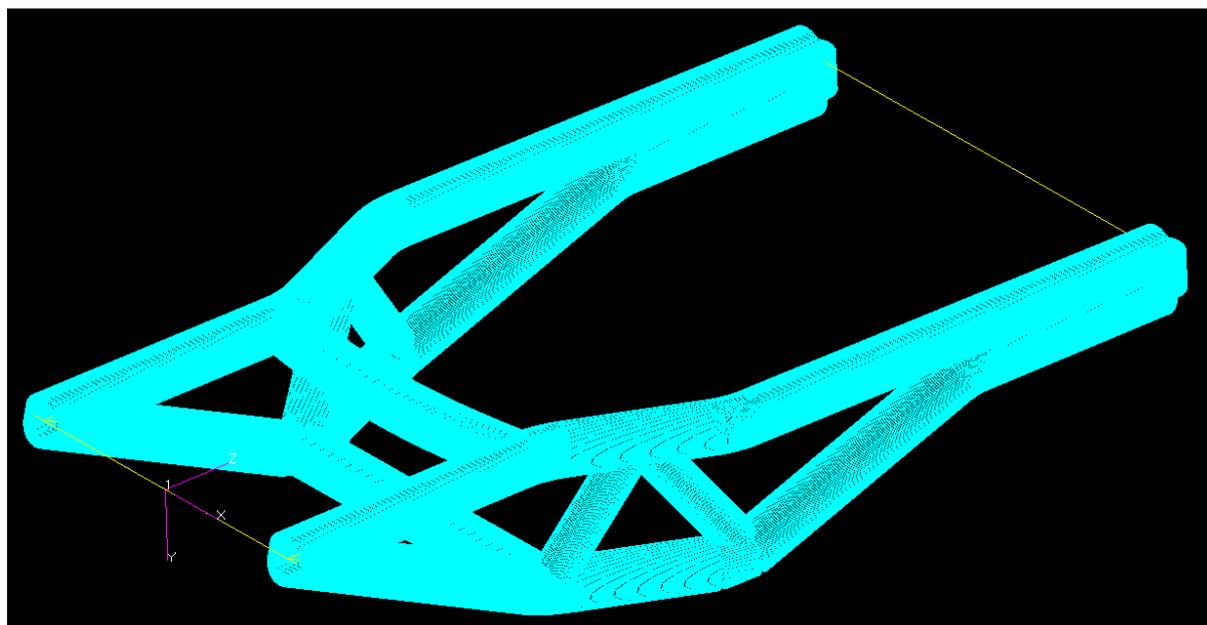


Fig. 2-5 Propiedades de cada elemento

Ejecutado el análisis y comprobados los resultados durante el post-procesado vemos como las tensiones se encuentran en su mayoría por debajo de los 200 N/mm², a excepción de la unión del basculante con los balancines que presenta unos esfuerzos mayores. Más adelante prepararemos un modelo para estudiar esta zona en concreto. En general podemos decir que el diseño de este elemento es suficiente para soportar los esfuerzos a los que se verá sometido en pista.

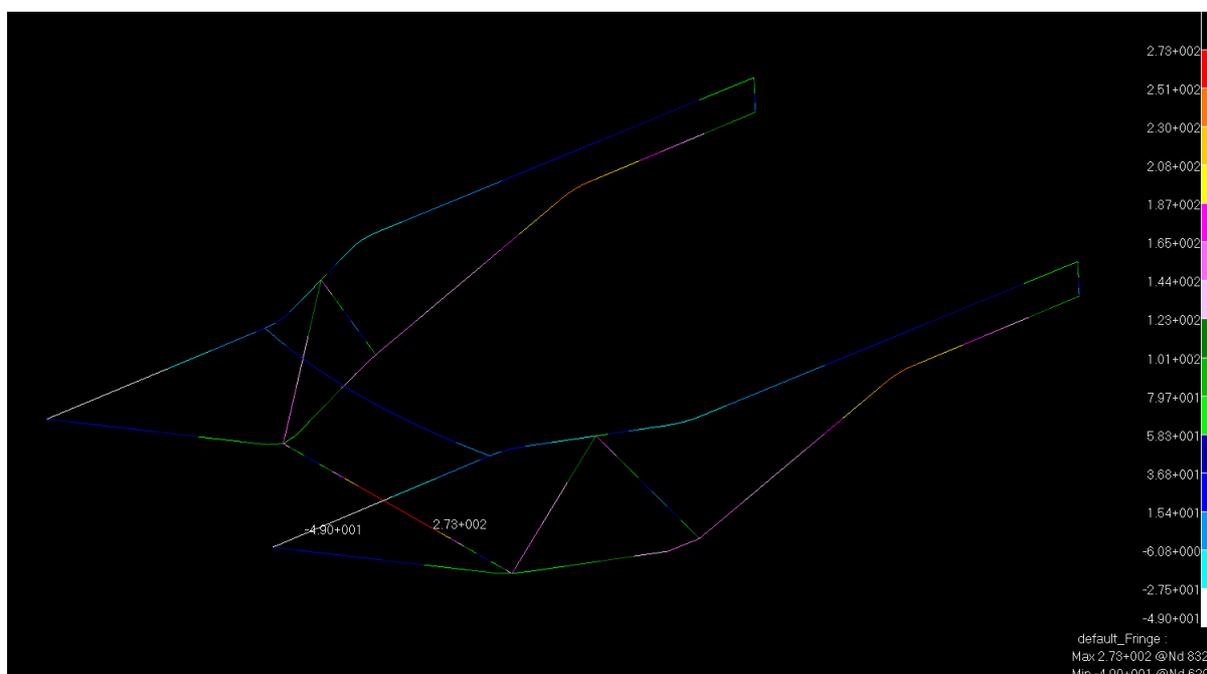
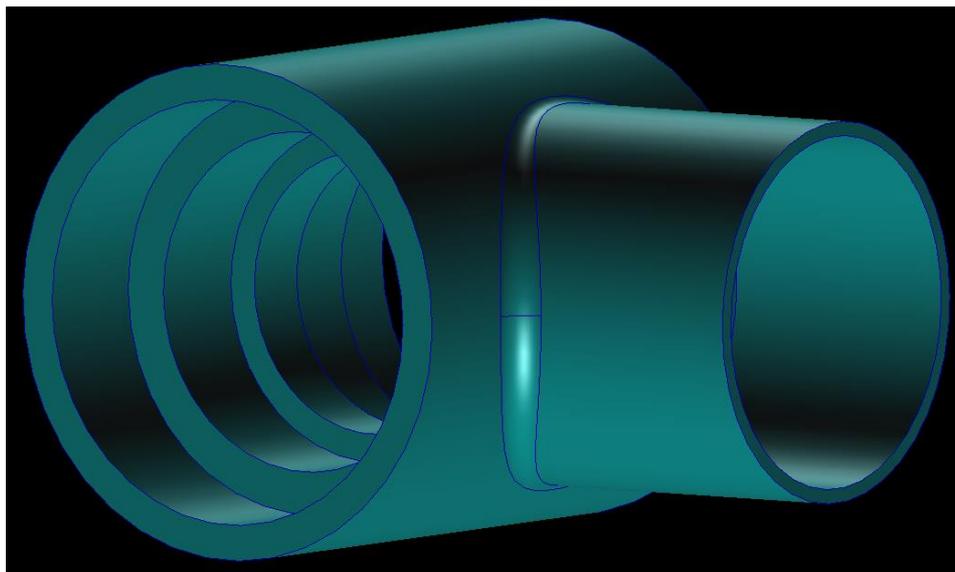
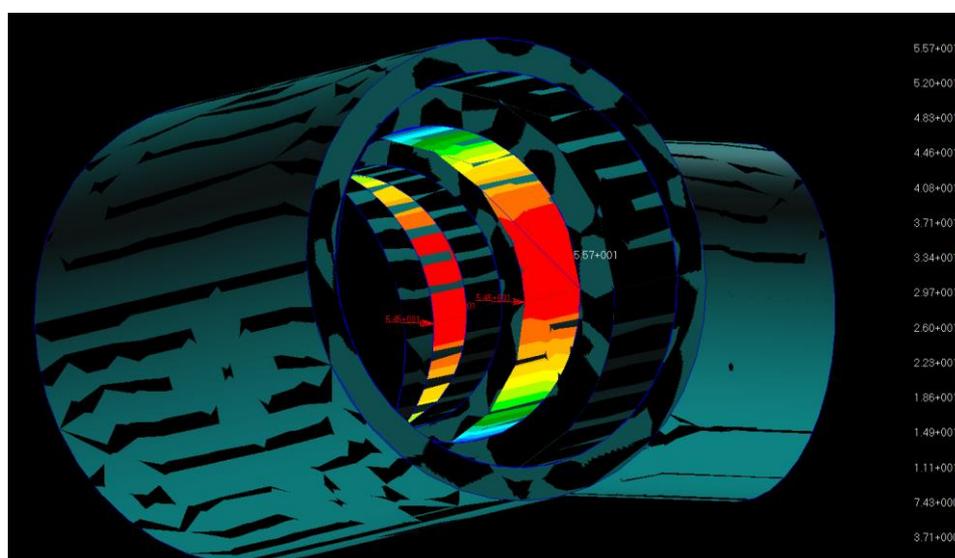


Fig. 2-6 Tensiones en el basculante

Abrazaderas Basculante

Uno de los elementos más importantes del basculante son las abrazaderas que lo unen al chasis, ya que en su interior se alojan los rodamientos de agujas que permiten su oscilación. Para analizar las tensiones en este elemento se ha preparado el modelo sólido que aparece a continuación. En él se han modelizado las soldaduras a la estructura tubular mediante radios de acuerdo de 2 mm para evitar la concentración de tensiones que se produce en esta zona. Como carga aplicada tendríamos la transmitida por los rodamientos, que en este caso se representa en forma de presión utilizando una distribución cosenoidal sobre las superficies correspondientes. Recordamos que en esta unión las fuerzas obtenidas en el análisis eran del orden de 8'5 KN.

**Fig. 2-7 Abrazaderas modelo sólido****Fig. 2-8 Distribución de esfuerzos**

En las imágenes posteriores apreciamos como la abrazadera resiste sin problema los esfuerzos, encontrándose el pico de tensión en unos 180 N/mm² en los alojamientos de cada rodamiento. Por el contrario las tensiones en las soldaduras de esta unión son algo elevadas, alcanzándose en algunos puntos valores de hasta 250 N/mm². Dado que esta es una zona crítica aumentaremos la garganta de las soldaduras hasta los 5 mm conservando el acabado cóncavo e incrementando así el margen de seguridad frente a los esfuerzos oscilantes que aparecerán en carrera. Debemos prestar especial atención a cualquier defecto que pueda aparecer durante el proceso de soldeo, véanse poros, faltas de fusión, grietas...

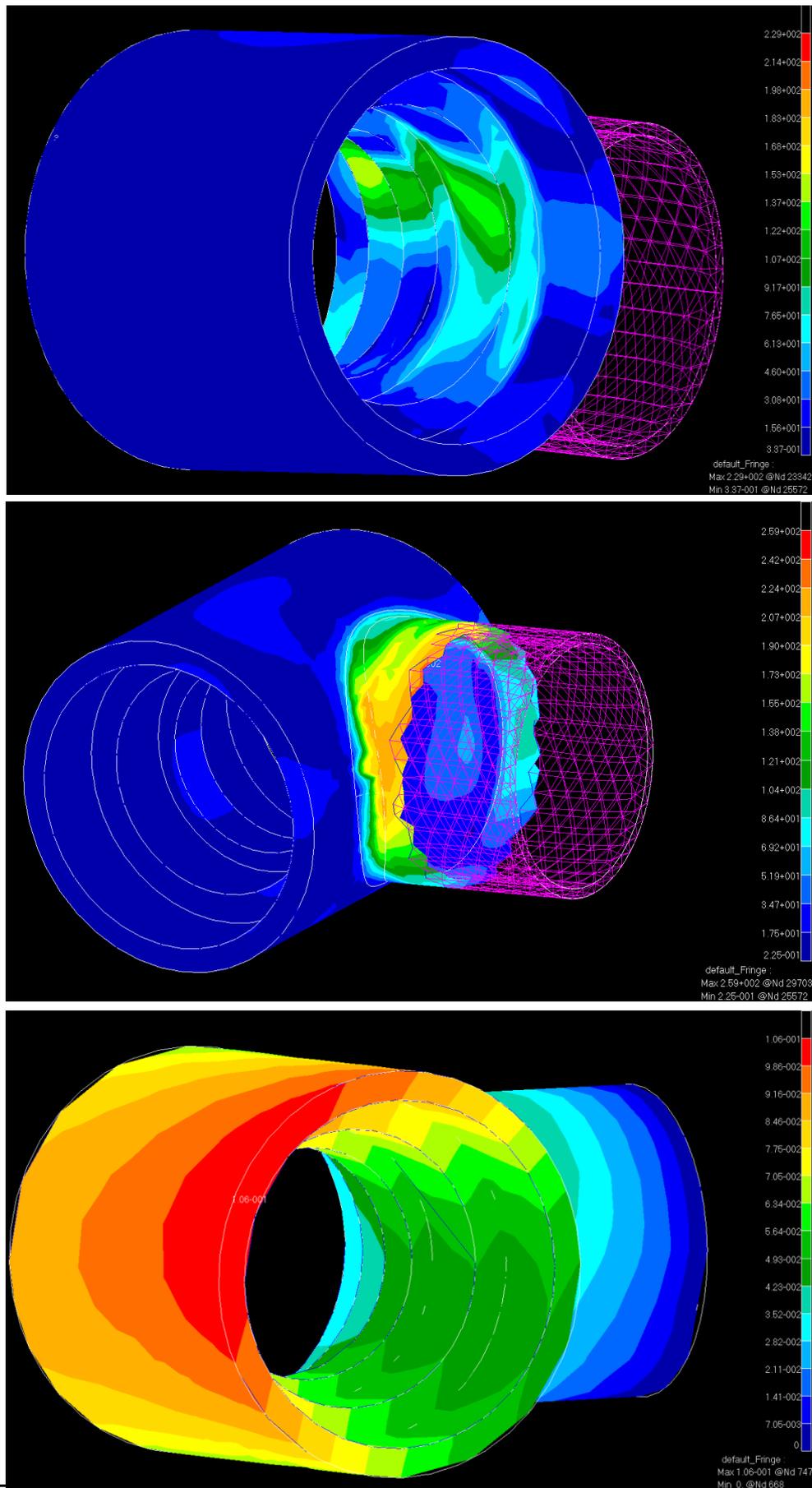


Fig. 2-9 Tensiones y desplazamientos en las abrazaderas

Tensores

En lo que se refiere a la pieza trasera del basculante, donde se aloja el eje de la rueda, y al igual que en el caso anterior, se ha preparado un modelo sólido. Dicho modelo nos servirá para comprobar el estado tensional tanto en la propia pieza como en las soldaduras adyacentes. El material utilizado sigue siendo acero, para poder soldarlo a la estructura con garantías suficientes. Nuevamente se han representado estas uniones mediante radios de acuerdo de 2mm y acabado cóncavo. Aunque en realidad parte del esfuerzo se transmitiría por cierre de fuerza entre el tensor de la cadena y el elemento, se ha supuesto el caso más desfavorable en el que el eje desliza y se apoya contra la pared del agujero rasgado. Por tanto se han aplicado las cargas directamente en la superficie del sólido, con un valor resultante de 1950 KN.

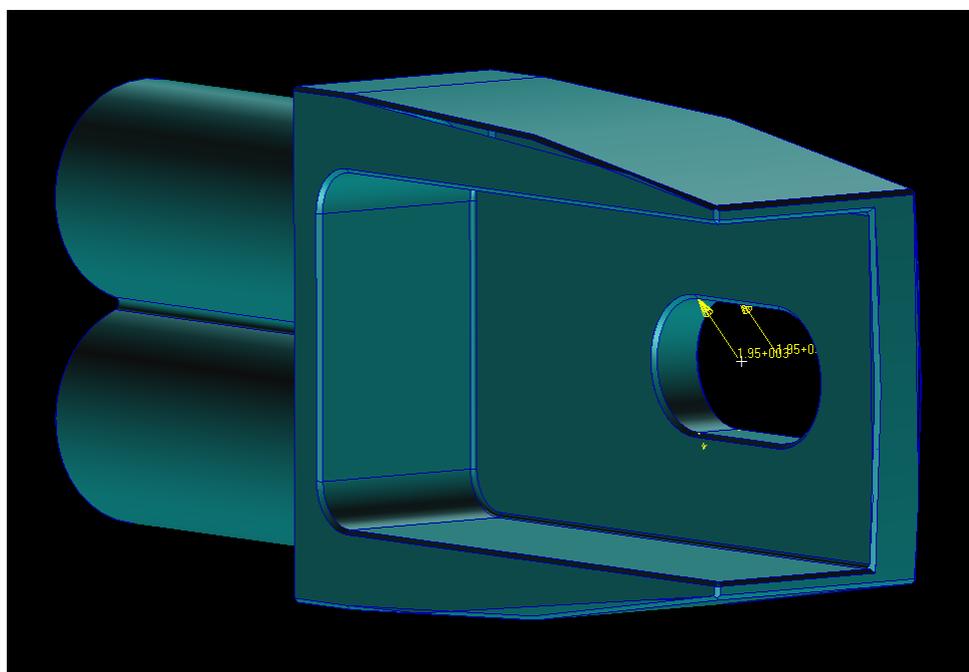
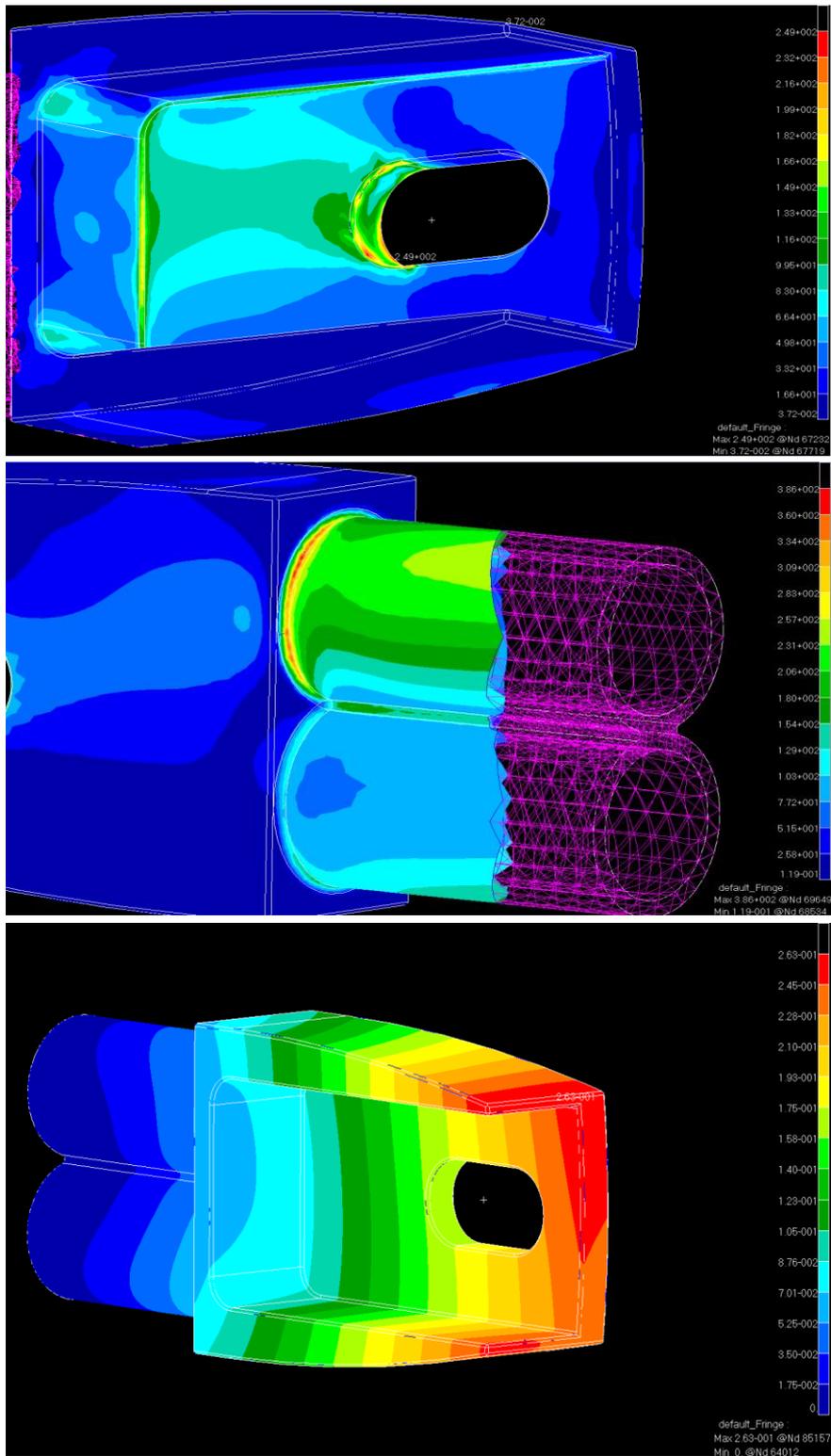


Fig. 2-10 Modelo solido de la pieza trasera

Tras ejecutar el análisis y revisar los resultados podemos ver como la mayor sollicitación aparece en las aristas del elemento, debido sobre todo al factor de concentración de tensiones que existe en estos puntos. Aun así las tensiones máximas son en su mayoría inferiores al límite elástico del material, y solo lo alcanzan en zonas muy puntuales. Finalmente se opta por redondear el chaflán interno de la pieza mediante mecanizado CNC disminuyendo de esta forma la posibilidad de fallo y aumentando la seguridad ante esfuerzos pulsatorios.



En cuanto a las soldaduras es fácil apreciar como el valor de las tensiones se eleva en las zonas de transición entre secciones. Como límite superior tendríamos 380 N/mm², que evidentemente sobrepasa el valor de rotura. De nuevo decidimos aumentar la garganta de la soldadura y controlar el proceso de soldeo para reducir al mínimo la aparición de defectos que puedan dar lugar a la propagación de fisuras.

Se puede concluir que la pieza en general soporta sobradamente los esfuerzos a los que se encuentra sometida, con bastante margen entre la tensión máxima y el límite del acero.

Balancín

Como sabemos el balancín es la pieza central del mecanismo de suspensión y su función principal es unir el resto de elementos que la componen. Adicionalmente debe soportar esfuerzos cercanos a 8 kN en varios de sus agujeros pasantes y recordamos que se pretende fabricar mediante corte por láser, lo que limita el espesor del componente a 10 mm como máximo. Para repartir estos esfuerzos se construirán dos balancines con la geometría que procederemos a examinar a continuación.

La primera modelización consta de un elemento tipo placa (Shell) cuyas propiedades quedan definidas mediante el material, en nuestro caso acero, y el espesor, que tal y como comentábamos será de 10 mm. Para añadir las cargas debidas a los tres rodamientos que se alojan en su interior se ha planteado una presión en cada agujero distribuida de forma cosenoidal, correspondiente a las fuerzas previamente calculadas en la simulación estática. Para restringir el desplazamiento se ha utilizado la misma técnica empleada en el basculante. En movimiento plano esta superficie tiene tres grados de libertad, dos en traslación y uno en rotación. Para eliminarlos con el mínimo número de restricciones seleccionamos primero un punto en el que impedir las traslaciones, quedando libre únicamente la rotación respecto al mismo. Por último elegimos otro punto en línea con el primero y restringimos el desplazamiento en la dirección perpendicular a la recta que los une. De esta forma fijamos la pieza utilizando el menor número de condiciones de contorno.

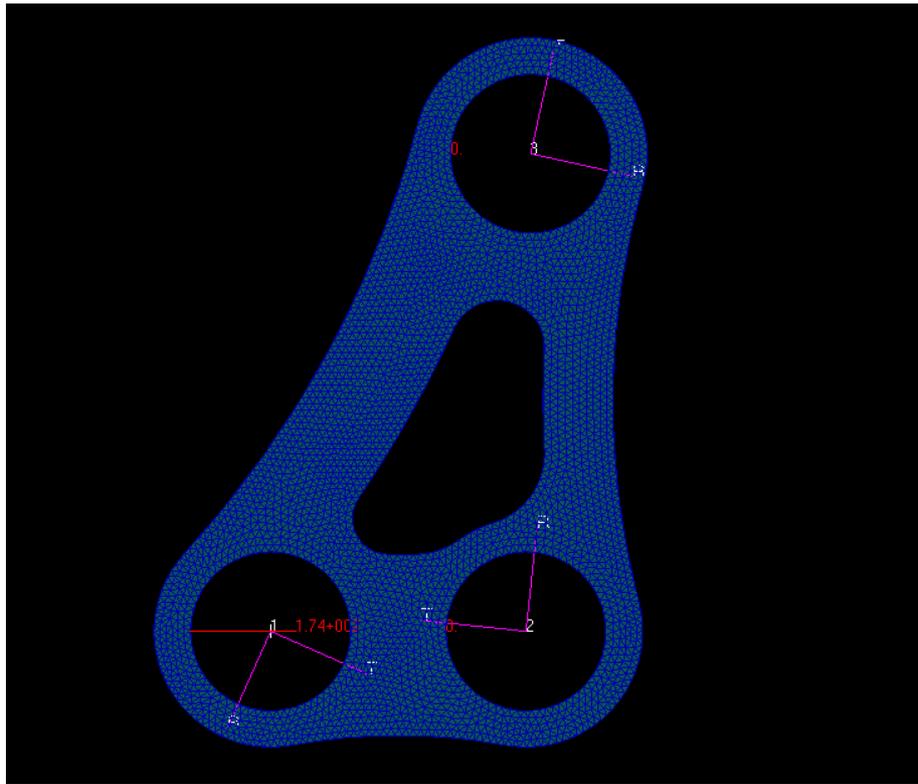


Fig. 2-12 Modelo Shell Balancín

Ya en el post-procesador es fácil apreciar como el componente resiste sin problemas las solicitaciones, hasta el punto de permitir una reducción de espesor y un consecuente ahorro en su masa. Sin embargo dado que el correcto funcionamiento de la suspensión depende en gran medida de la resistencia de esta pieza, y que además se verá sometida a grandes esfuerzos oscilantes mantendremos este diseño.

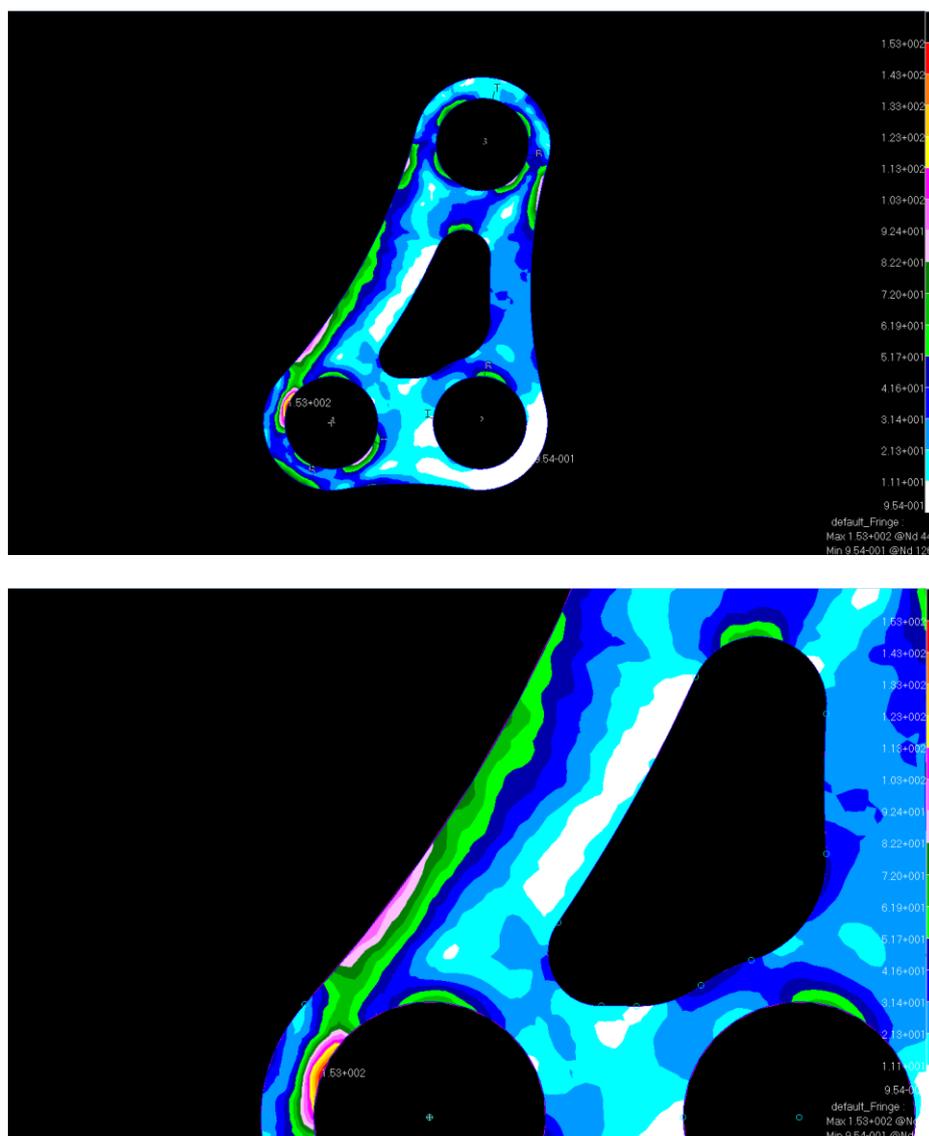


Fig. 2-13 Tensiones en el balancín

Para asegurarnos de que no se producen problemas en las zonas más conflictivas, como son las aristas o los agujeros que alojarán los rodamientos de agujas, ejecutaremos un análisis un poco más complejo utilizando ahora elementos sólidos para mallar el balancín. Nuevamente vamos a aplicar las cargas debidas a los rodamientos en forma de presión y restringiremos el modelo de la misma manera que en el apartado previo. Como un elemento 3D posee 6 grados de libertad elegiremos un punto en el que impedir la traslación en cualquier dirección, que eliminará tres gdl. En otro punto en línea con este suprimiremos cualquier traslación en el plano perpendicular a la recta de unión entre ambos puntos, lo cual evita dos de las rotaciones posibles. El tercer y último nodo sirve para anular el giro de la pieza respecto al eje formado por los anteriores puntos. De esta forma hemos definido los 6 gdl del balancín y podemos ejecutar el análisis lineal estático sin afectar a ninguna deformación interna.

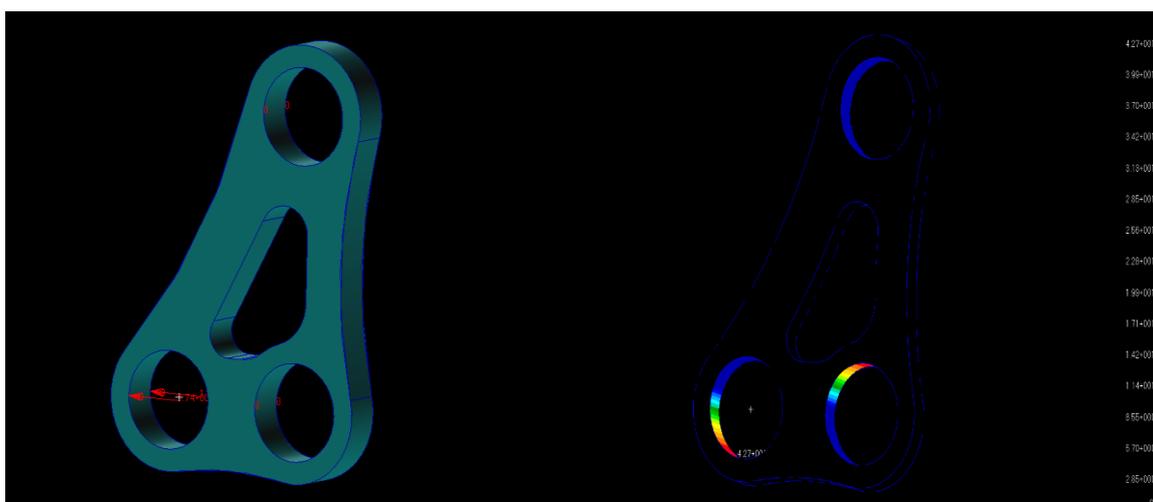


Fig. 2-14 Modelo sólido del balancín y distribución de esfuerzos

Examinando los resultados tras el análisis apreciamos como las tensiones en la pieza permanecen en general con un margen de seguridad amplio, mientras que las zonas de aplicación de la carga y las aristas presentan valores más elevados. Nuevamente llegamos a la misma conclusión que en el estudio previo, el balancín es capaz de soportar sin problemas los esfuerzos transmitidos a través de la suspensión, alcanzándose el máximo en torno a 240 N/mm². De todas formas para evitar la concentración de tensiones se decide achaflanar las aristas exteriores del balancín mediante unas pasadas en el centro de mecanizado tras el corte láser.

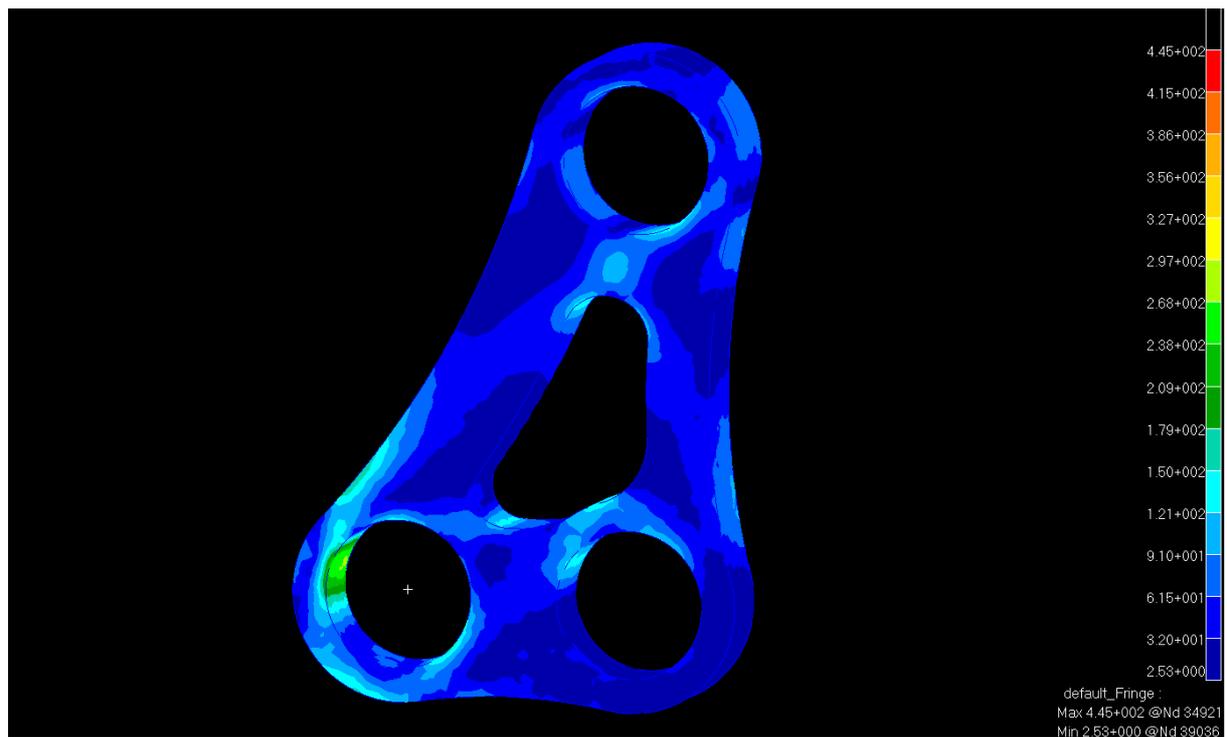
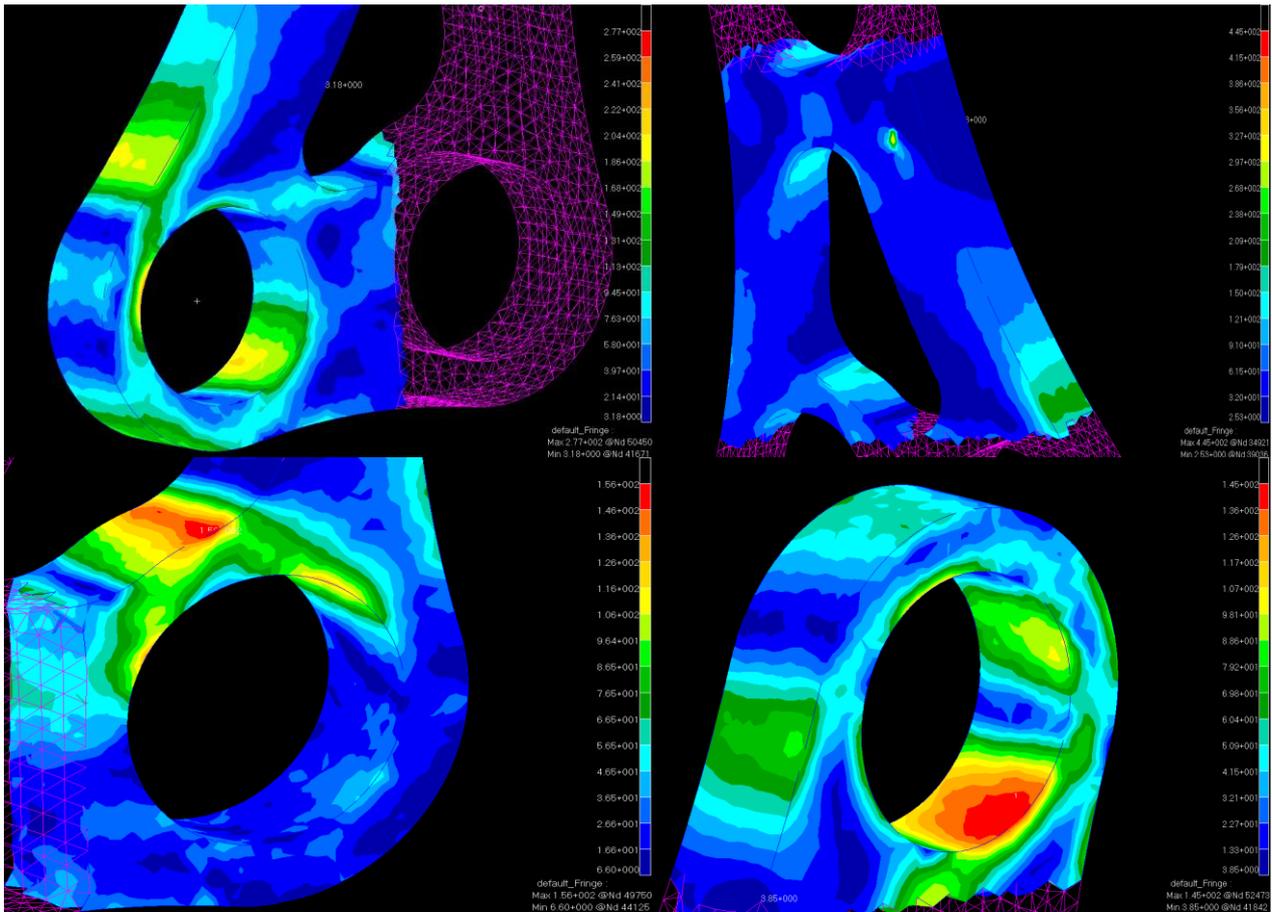


Fig. 2-15 Tensiones en el modelo sólido del balancín



3 CALCULO ELEMENTOS AUXILIARES

Finalizado el cálculo de tensiones y deformaciones, y asegurada ya la resistencia de los principales componentes de la suspensión es el momento de estudiar las uniones entre los mismos. El objetivo de este apartado no es otro que seleccionar los rodamientos y la tornillería adecuada en cada caso, atendiendo sobre todo a criterios de resistencia y procurando elegir siempre piezas normalizados fáciles de suministrar por parte de nuestros patrocinadores.

Para realizar esta tarea comprobaremos cada unión por separado y emplearemos los elementos auxiliares que, cumpliendo con las necesidades dimensionales, sean capaces de soportar los esfuerzos definidos durante la simulación multicuerpo.

Unión Balancín Amortiguador

La imagen inferior representa el nexo entre el amortiguador suministrado por la organización y los balancines que diseñamos con anterioridad. Como podemos apreciar se compone de dos rodamientos de agujas, dos casquillos que servirán de eje para los mismos y evitaran que sufran esfuerzos axiales, y un perno para ensamblar el conjunto y permitir su rotación relativa.

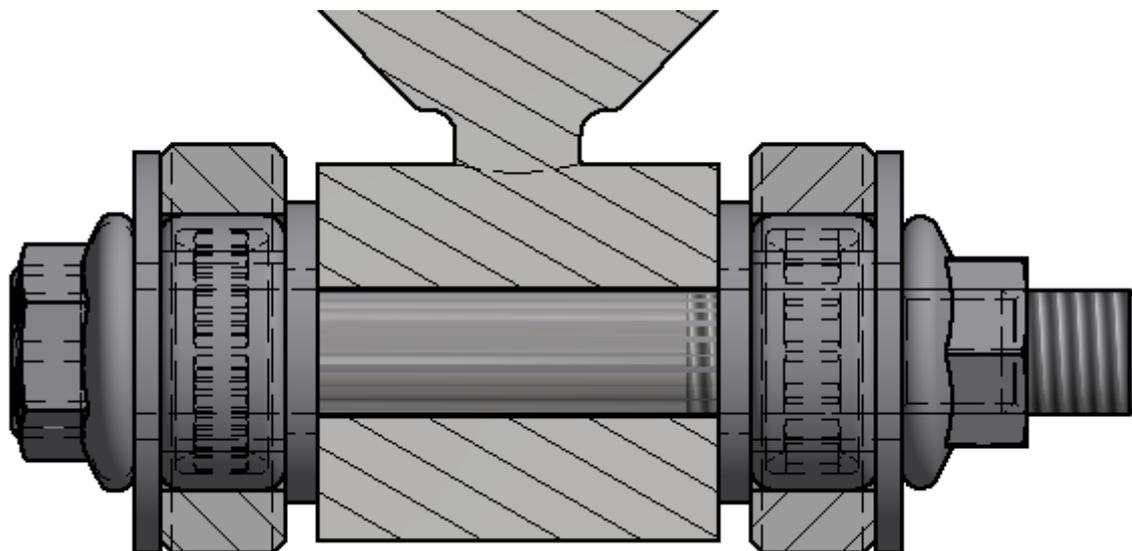


Fig. 3-1 Unión balancín amortiguador

En este caso se han elegido los rodamientos de agujas por ser capaces de resistir gran carga radial ocupando un espacio mínimo. Buscando en el catálogo de SKF encontramos el HK 1612 que geoméricamente es perfecto para nuestra aplicación. Su ancho no supera el de los balancines, su diámetro exterior no resulta excesivo y el diámetro interior posibilita la inserción de un casquillo entre el tornillo y el rodamiento.

El cálculo de rodamientos normalmente consiste en determinar la carga dinámica equivalente y utilizarla para averiguar la duración en revoluciones que será capaz de proporcionarnos. Realmente en esta situación no necesitamos tener en cuenta este valor porque el giro de los componentes será parcial, no llegando en ningún caso a completar una revolución. Así que comprobaremos principalmente la resistencia a carga estática del rodamiento y procuraremos mantener un margen lo suficientemente amplio como para impedir el fallo ante solicitaciones de tipo pulsatorio.

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Designación
F _w	D	C	C _{dinámica}	C _{estática}	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite	
mm			kN		kN	r/min		
16	22	12	7.37	9.8	1.12	14000	16000	HK 1612
16	22	12	7.37	9.8	1.12	14000	16000	BK 1612
16	22	12	11.2	20.4	2.32	12000	15000	HN 1612
16	22	14	7.37	9.8	1.12		9000	HK 1614 RS
16	22	14	7.37	9.8	1.12		9000	BK 1614 RS
16	22	16	10.5	15.6	1.8	14000	16000	HK 1616
16	22	16	7.37	9.8	1.12		9000	HK 1616.2RS
16	22	16	10.5	15.6	1.8	14000	16000	BK 1616
16	22	20	10.5	15.6	1.8		9000	HK 1620.2RS
16	22	22	12.8	19.6	2.24	14000	16000	HK 1622
16	22	22	12.8	19.6	2.24	14000	16000	BK 1622

La capacidad de carga estática del HK 1612 es de 9'8 KN, mientras que la dinámica se encuentra en 7'37 KN. En esta unión la fuerza transmitida es de 4609 N, que supone 2'3 KN por rodamiento. Con lo que, aplicando las ecuaciones correspondientes:

$$Capacidad\ de\ Carga\ Dinámica\ L = 10^6 * \left(\frac{7'37}{2'3}\right)^{3'33} = 4'8 * 10^7\ Revoluciones$$

$$Factor\ de\ Esfuerzo\ Estático\ f_s = \frac{9'8\ KN}{2'3\ KN} = 2'13$$

Ambas expresiones son las recomendadas por el fabricante para este tipo de cálculos. El mismo aconseja mantener el factor de esfuerzo estático entre 1'2 y 2'5 para exigencias elevadas. Por lo tanto, a la vista de los resultados concluimos que los rodamientos trabajan por debajo de su límite con la seguridad adecuada.

Otro de los aspectos a considerar en la selección de este tipo de componentes es el mecanizado del eje y el agujero que albergarán el rodamiento. Esto es importante sobre todo para evitar vibraciones o rozamientos innecesarios que puedan llegar a afectar la seguridad y la duración de la unión.

table 2 - Clases de tolerancia del eje y del soporte para casquillos de agujas y rodamientos de agujas autoalineables

Material del soporte ¹⁾	Clases de tolerancia ²⁾		
	Asiento del agujero del soporte ³⁾	Camino de rodadura en el eje	Asiento del eje del aro interior
Acero, fundición	N6	h5	k5
	N7	h6	j6

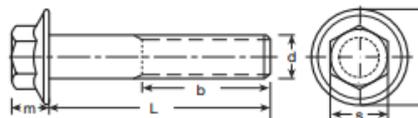
En esta ocasión y para este rodamiento en concreto SKF recomienda las tolerancias k5 para el asiento del eje, que en nuestro caso corresponde al torneado exterior del casquillo, y N6 para el agujero del balancín.

Cuando realicemos el estudio de las siguientes uniones en las que influya el balancín procuraremos seleccionar este mismo tipo de rodamiento, para simplificar tanto la compra y el suministro como las labores de montaje y mantenimiento.

DIN 6921
(ISO 8100)
(ISO 8102)

Tornillo hexagonal con brida Bicromatado Métrico

10.9



Medida	M 6	M 8	M 10	M 12	M 14	M 16
Paso	1	1,25	1,5	1,75	2	2
b ₁₎	18	22	26	30	34	38
b ₂₎		28	32	36	40	44
b ₃₎						57
D	14,2	17,9	21,8	26	29,9	34,5
m	6,6	8,1	9,2	11,5	12,8	14,4
s	10	13	15	16	18	21

b₁₎ Hasta longitudes de 125 mm
b₂₎ Desde longitudes de 125 mm hasta 200 mm
b₃₎ Desde longitudes de 200 mm

Para la selección del tornillo que servirá como eje de la unión hemos empleado el catalogo superior. En él hemos buscado aquel que cumpliera con los requisitos dimensionales, 10 mm de diámetro y 80 de longitud. En concreto el tornillo elegido es el DIN 6921 M10x1'5x80 en calidad 10.9.

El cálculo de resistencia pasaría por comprobar el elemento a cortante y a aplastamiento.

$$Tensión\ de\ Cortadura\ \tau = \frac{F}{A} = \frac{2304\ N}{58\ mm^2} = 39\ N/mm^2$$

$$Tensión\ en\ las\ Paredes\ del\ Agujero\ \sigma = \frac{F}{d * s} = \frac{2304N}{10\ mm * 15\ mm} = 15'36\ N/mm^2$$

En construcción de máquinas suele tomarse la tensión de cortadura admisible ante esfuerzos oscilantes como el 40% del límite elástico del material. En este caso serían 360 N/mm². La

tensión en las paredes del agujero podría alcanzar el valor máximo de 540 N/mm² (60% límite elástico). Por tanto vemos como la resistencia del tornillo es muchísimo mayor a las exigencias impuestas.

Unión Balancín Basculante

La segunda unión a definir afecta al balancín y al basculante, más concretamente a sus orejetas. Nuevamente tenemos dos rodamientos de agujas con sus respectivos casquillos, y un perno a modo de articulación para unir el conjunto.

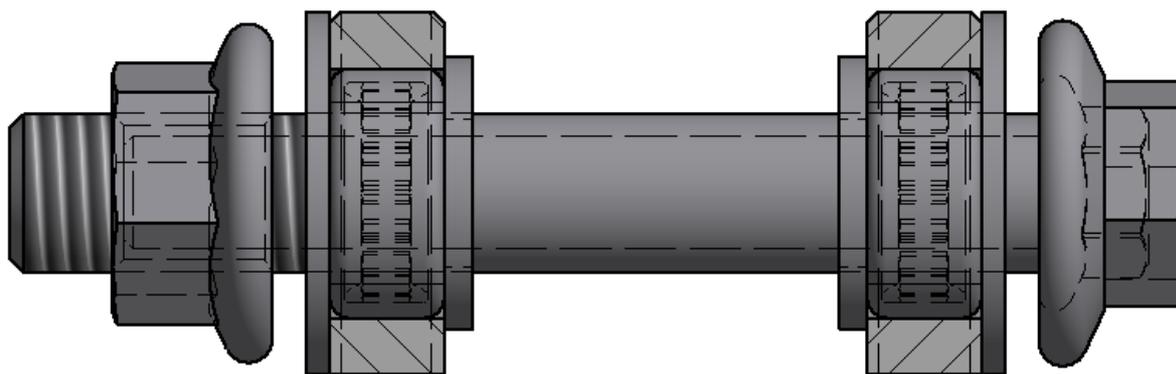


Fig. 3-2 Unión balancín basculante

Tal y como comentábamos anteriormente vamos a tratar de emplear los mismos rodamientos en todos los agujeros del basculante, recordemos HK 1612. El esfuerzo a absorber aquí es de aproximadamente 7400 N por componente, con lo cual en este caso:

$$\text{Capacidad de Carga Dinámica } L = 10^6 * \left(\frac{7'37}{7'4} \right)^{3'33} = 9'91 * 10^5 \text{ Revoluciones}$$

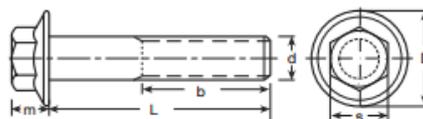
$$\text{Factor de Esfuerzo Estático } f_s = \frac{9'8 \text{ KN}}{7'4 \text{ KN}} = 1'32$$

Evidentemente al aumentar la fuerza aplicada hasta tres veces más que en la unión anterior la vida del rodamiento se reduce considerablemente. Lo mismo sucede con el factor de esfuerzo estático que disminuye hasta 1'32. No obstante recordemos que el intervalo recomendado va desde 1'2 hasta 2'5, con lo cual el elemento es igualmente válido. Se repiten por tanto las tolerancias necesarias en el mecanizado del agujero y los casquillos.

DIN 6921
(ISO 8100)
(ISO 8102)

**Tornillo hexagonal
con brida
Bicromatado
Métrico**

10.9



Medida	M 6	M 8	M 10	M 12	M 14	M 16
Paso	1	1,25	1,5	1,75	2	2
b ₁₎	18	22	26	30	34	38
b ₂₎		28	32	36	40	44
b ₃₎						57
D	14,2	17,9	21,8	26	29,9	34,5
m	6,6	8,1	9,2	11,5	12,8	14,4
s	10	13	15	16	18	21

b₁₎ Hasta longitudes de 125 mm
b₂₎ Desde longitudes de 125 mm hasta 200 mm
b₃₎ Desde longitudes de 200 mm

Por necesidades constructivas la unión de las orejetas del basculante con el balancín se realizará con un tornillo de métrica 14, más concretamente con un DIN 6921 M14x2x30 de calidad 10.9. De esta forma compensaremos el aumento de las solicitaciones con un aumento de la sección resistente. Ahora tendríamos:

$$\text{Tensión de Cortadura } \tau = \frac{F}{A} = \frac{7400 \text{ N}}{110 \text{ mm}^2} = 67'3 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Tensión en las Paredes del Agujero } \sigma = \frac{F}{d * s} = \frac{7400}{14 \text{ mm} * 5 \text{ mm}} = 105'7 \text{ N/mm}^2$$

Como los tornillos conservan la misma norma e idéntica calidad las tensiones resistentes serian 360 N/mm² y 540 N/mm² respectivamente. Dado que dichas tensiones son superiores a las aplicadas podemos afirmar que el tornillo cumple holgadamente con los requisitos de diseño.

Unión Balancín Bieleta

La unión que nos ocupa a continuación conecta los dos balancines del sistema de suspensión a las bieletas del mismo. En este caso se utilizan dos tornillos para ensamblar el conjunto porque la longitud total del eje de la unión es demasiado grande para cubrirla con una sola pieza. Una tuerca hexagonal de prolongación será la encargada de acoplar dichos tornillos. Volveremos a utilizar rodamientos de agujas con casquillos que, además de utilizarse como eje funcionarán como separadores para evitar interferencias entre las bieletas y el amortiguador.

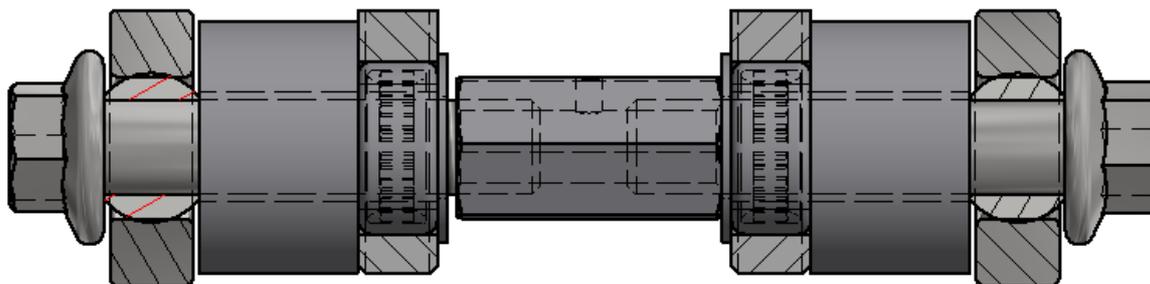


Fig. 3-3 Unión bieletas balancín

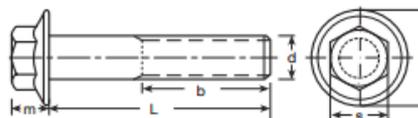
Debemos comprobar por tanto rodamientos, tornillos y bieletas, compuestas estas últimas por cabezas de articulación y espárragos.

En lo que se refiere a los rodamientos seguiremos con los HK 1612 vistos en párrafos anteriores, y dado que ahora los esfuerzos son ligeramente inferiores (7'28 KN) no necesitamos volver a calcular su resistencia.

DIN 6921
(ISO 8100)
(ISO 8102)

Tornillo hexagonal con brida Bicromatado Métrico

10.9



Medida	M 6	M 8	M 10	M 12	M 14	M 16
Paso	1	1,25	1,5	1,75	2	2
b ₁₎	18	22	26	30	34	38
b ₂₎		28	32	36	40	44
b ₃₎						57
D	14,2	17,9	21,8	26	29,9	34,5
m	6,6	8,1	9,2	11,5	12,8	14,4
s	10	13	15	16	18	21

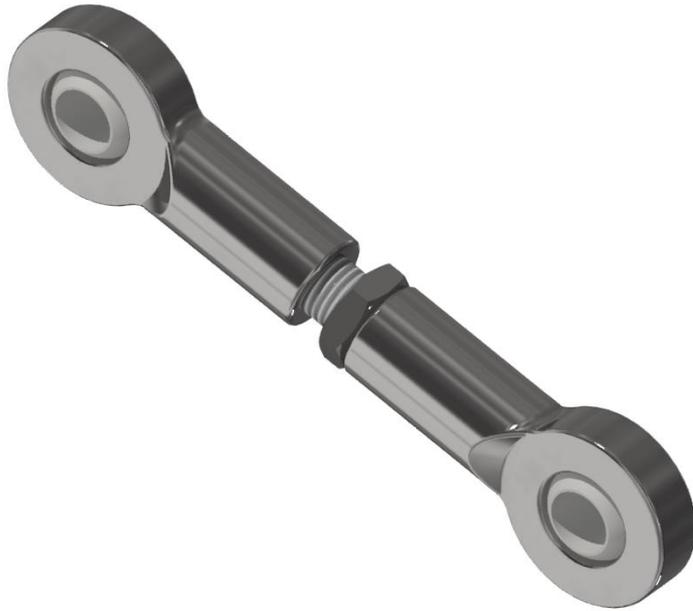
b₁₎ Hasta longitudes de 125 mm
 b₂₎ Desde longitudes de 125 mm hasta 200 mm
 b₃₎ Desde longitudes de 200 mm

Los tornillos seleccionados para esta aplicación son DIN 6921 M12x1'75x60, tal y como se ve en la imagen superior. Si aplicamos las expresiones que venimos utilizando hasta ahora tendremos:

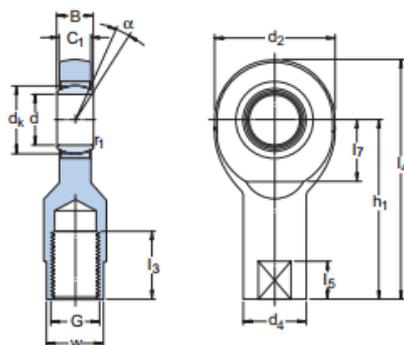
$$\text{Tensión de Cortadura } \tau = \frac{F}{A} = \frac{7280 \text{ N}}{76'3 \text{ mm}^2} = 95'4 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Tensión en las Paredes del Agujero } \sigma = \frac{F}{d * s} = \frac{7300}{12 \text{ mm} * 5 \text{ mm}} = 121'7 \text{ N/mm}^2$$

Lo que significa que estos componentes no representarán un problema desde el punto de vista resistente.



Para formar las bieletas hemos utilizado cabezas de articulación libres de mantenimiento, por representar estas una solución barata y fácil de adaptar a nuestro mecanismo. En el catálogo de nuestro proveedor de SKF hemos encontrado las siguientes.



Dimensiones principales					Ángulo de inclinación	Capacidad de carga dinám. C	Masa	Designaciones Cabeza articulación rosca a derechas / rosca a izquierdas			
d	d ₂ máx	G 6H	B	C ₁ máx					h ₁	estát. C ₀	
mm					grados	N	kg	-			
6	22	M 6	6	4,5	30	13	3 600	8 150	0,023	SI 6 C	SIL 6 C
8	25	M 8	8	6,5	36	15	5 850	12 900	0,036	SI 8 C	SIL 8 C
10	30	M 10	9	7,5	43	12	8 650	19 000	0,065	SI 10 C	SIL 10 C
12	35	M 12	10	8,5	50	10	11 400	25 500	0,11	SI 12 C	SIL 12 C
15	41	M 14	12	10,5	61	8	18 000	37 500	0,18	SI 15 C	SIL 15 C
17	47	M 16	14	11,5	67	10	22 400	46 500	0,25	SI 17 C	SIL 17 C
20	54	M 20x1,5	16	13,5	77	9	31 500	57 000	0,35	SI 20 C	SIL 20 C
25	65	M 24x2	20	18	94	7	51 000	90 000	0,65	SI 25 C	SIL 25 C
30	75	M 30x2	22	20	110	6	65 500	118 000	1,05	SI 30 C	SIL 30 C

Teniendo en cuenta que hemos utilizado un tornillo de métrica 12 necesitaremos una cabeza del mismo diámetro, que en este caso será la SI(L) 12 C que aparece en el recuadro de la imagen superior. Es importante recordar que necesitaremos una con rosca a izquierdas y otra con rosca a derecha.

Las cabezas de articulación están destinadas principalmente a soportar cargas radiales que actúen en la dirección del eje del vástago, siendo la carga máxima admisible según el fabricante para cargas de estas características:

$$P_{perm} = C_0 * b_2 * b_6$$

Donde,

P_{perm} → Carga máxima admisible

C_0 → Capacidad de carga estática

b_2 → Factor de temperatura

b_6 → Factor para el tipo de carga

En la hoja de especificaciones aparece como capacidad de carga estática para nuestra pieza 25'5 KN. El factor de temperatura entre 0° y 80° es igual a 1, y el debido al tipo de carga es de 0'5 para esfuerzos oscilantes. Sustituyendo todo esto en la ecuación anterior:

$$Carga\ máxima\ admisible \rightarrow P_{perm} = 25'5KN * 1 * 0'5 = 12.750\ N$$

Valor visiblemente mayor que los 7'3 KN a los que se encontrará sometida cada bieleta.

Uno de los requisitos de instalación de estos componentes es la calidad del eje sobre el que irán montados, que para estas cabezas viene determinado en forma de tolerancia de mecanizado. Para las SI(L) 12 C corresponde una tolerancia k6.

Unión Basculante Chasis

La última unión a analizar representa el anclaje de las abrazaderas del basculante al chasis. En ella tenemos cuatro rodamientos de agujas para permitir la rotación relativa entre los dos elementos.

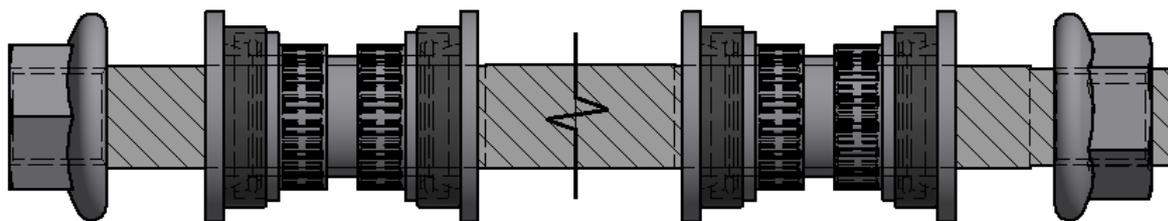


Fig. 3-4 Unión basculante chasis

En esta ocasión debido al ajustado espacio hemos optado por utilizar rodamientos ISO 3030, por ser estos de menores dimensiones que los ISO 3245 empleados con anterioridad. De todos los disponibles se ha seleccionado el K 20x24x10, principalmente por cuestiones geométricas, ya que además de encajar en las abrazaderas deben dejar espacio suficiente para albergar el eje del basculante.

La siguiente tabla extraída directamente del catálogo muestra las capacidades de carga estática (12'9 KN) y la dinámica (8'58), que unidas al esfuerzo sobre la unión (4'2 KN por rodamiento) y sustituidas en las expresiones correspondientes dan como resultado:

$$Capacidad\ de\ Carga\ Dinámica\ L = 10^6 * \left(\frac{8'58\ KN}{4'2\ KN} \right)^{3'33} = 10'6 * 10^6\ Revoluciones$$

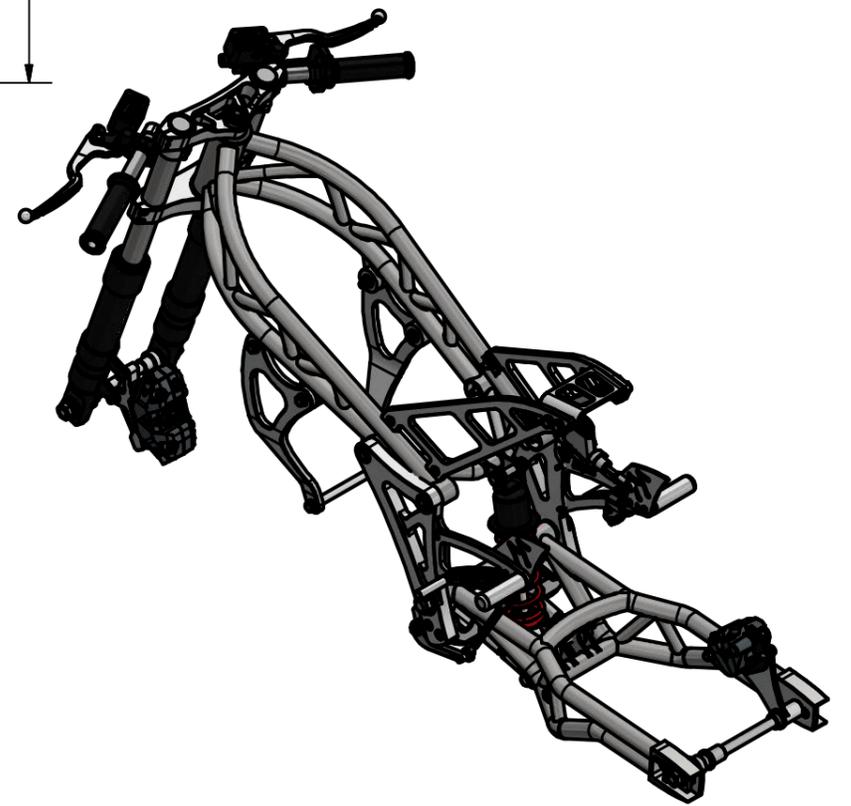
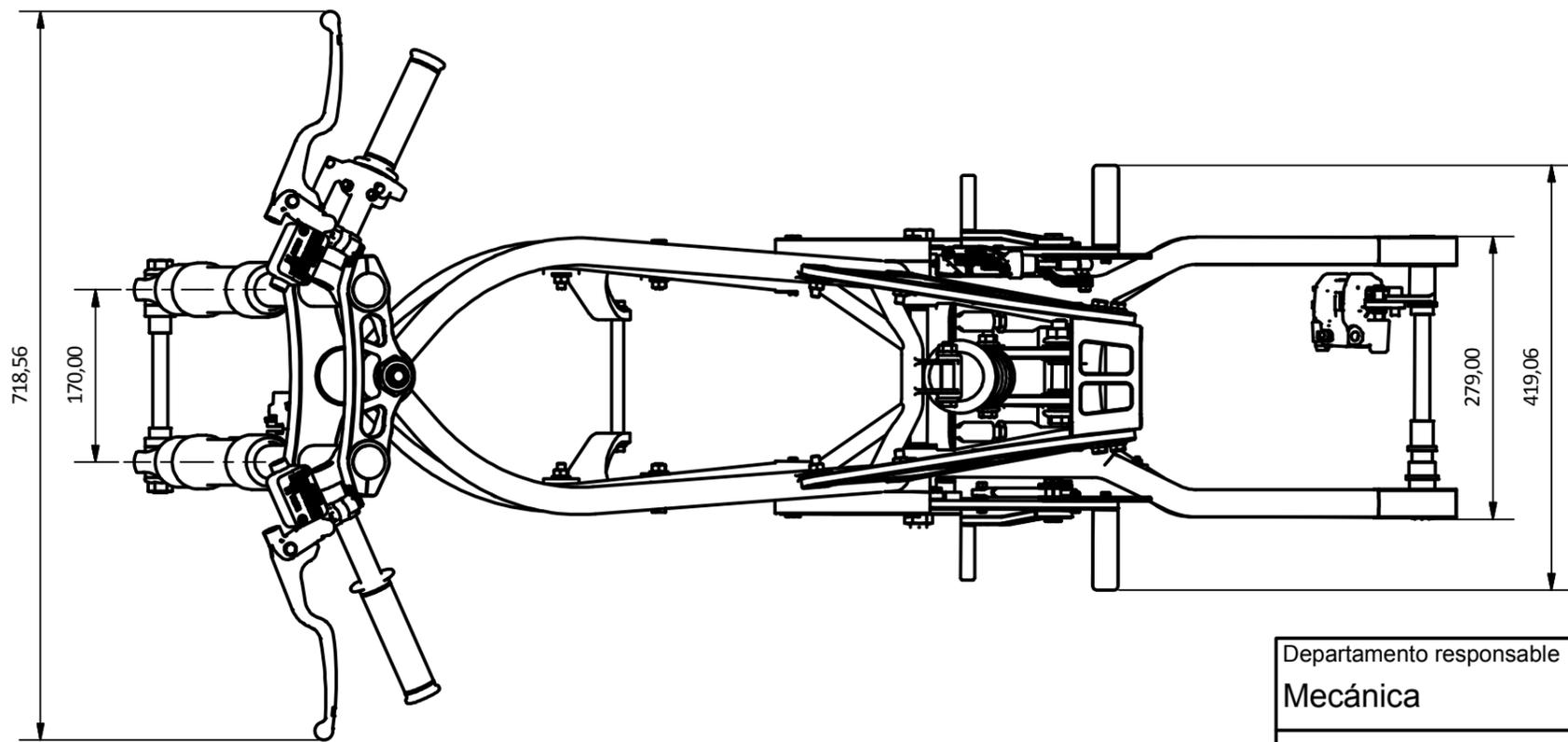
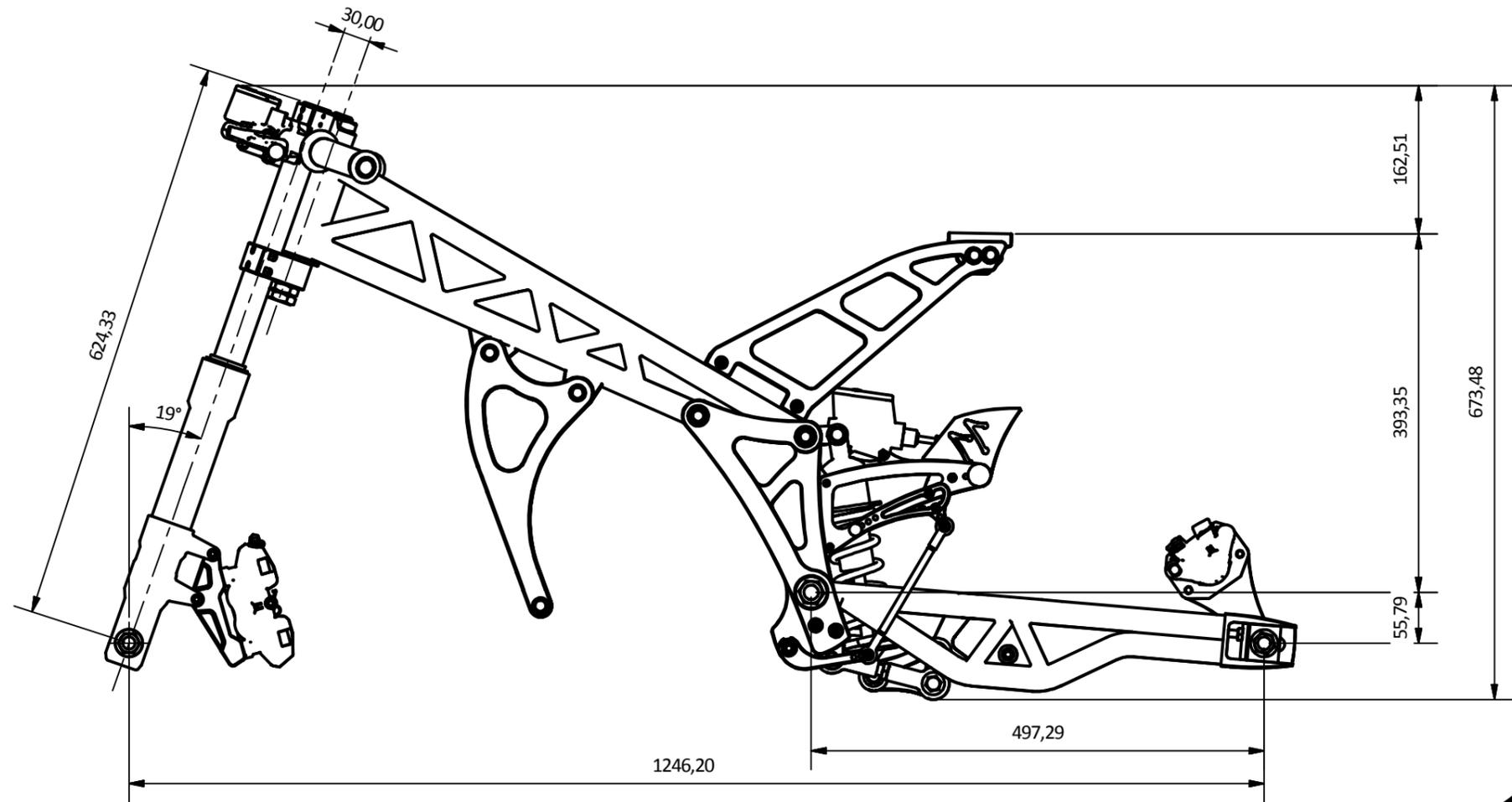
$$Factor\ de\ Esfuerzo\ Estático\ f_s = \frac{12'9\ KN}{4'2\ KN} = 3$$

Como vemos estos rodamientos cumplen perfectamente con las recomendaciones del fabricante y con los criterios que se habíamos impuesto.

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Designación
F _w	E _w	U	C	C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite	
mm			kN		kN	r/min		
^	•	•	•	•	•	•	•	•
4	7	10	2.29	1.9	0.204	36000	43000	K 4x7x10 TN
5	8	10	2.92	2.7	0.29	36000	40000	K 5x8x10 TN
6	9	10	3.3	3.2	0.345	34000	38000	K 6x9x10 TN
7	10	10	3.58	3.75	0.415	32000	36000	K 7x10x10 TN
8	11	10	3.8	4.25	0.465	32000	36000	K 8x11x10 TN
8	12	10	4.84	4.75	0.54	30000	34000	K 8x12x10 TN
9	12	10	4.4	5.2	0.57	30000	34000	K 9x12x10 TN
10	14	10	5.61	6.1	0.695	28000	32000	K 10x14x10 TN
10	13	10	4.57	5.7	0.63	28000	32000	K 10x13x10 TN
12	15	10	4.73	6.2	0.695	26000	30000	K 12x15x10 TN
14	18	10	6.93	8.65	1	24000	28000	K 14x18x10
15	19	10	7.21	9.3	1.08	24000	28000	K 15x19x10
16	20	10	7.48	10	1.16	24000	26000	K 16x20x10
17	21	10	7.81	10.8	1.22	22000	26000	K 17x21x10
18	22	10	8.09	11.4	1.32	22000	24000	K 18x22x10
20	24	10	8.58	12.9	1.46	20000	22000	K 20x24x10
22	26	10	8.8	13.7	1.56	18000	20000	K 22x26x10
24	28	10	9.35	15	1.73	17000	19000	K 24x28x10
25	29	10	9.52	15.6	1.8	16000	18000	K 25x29x10

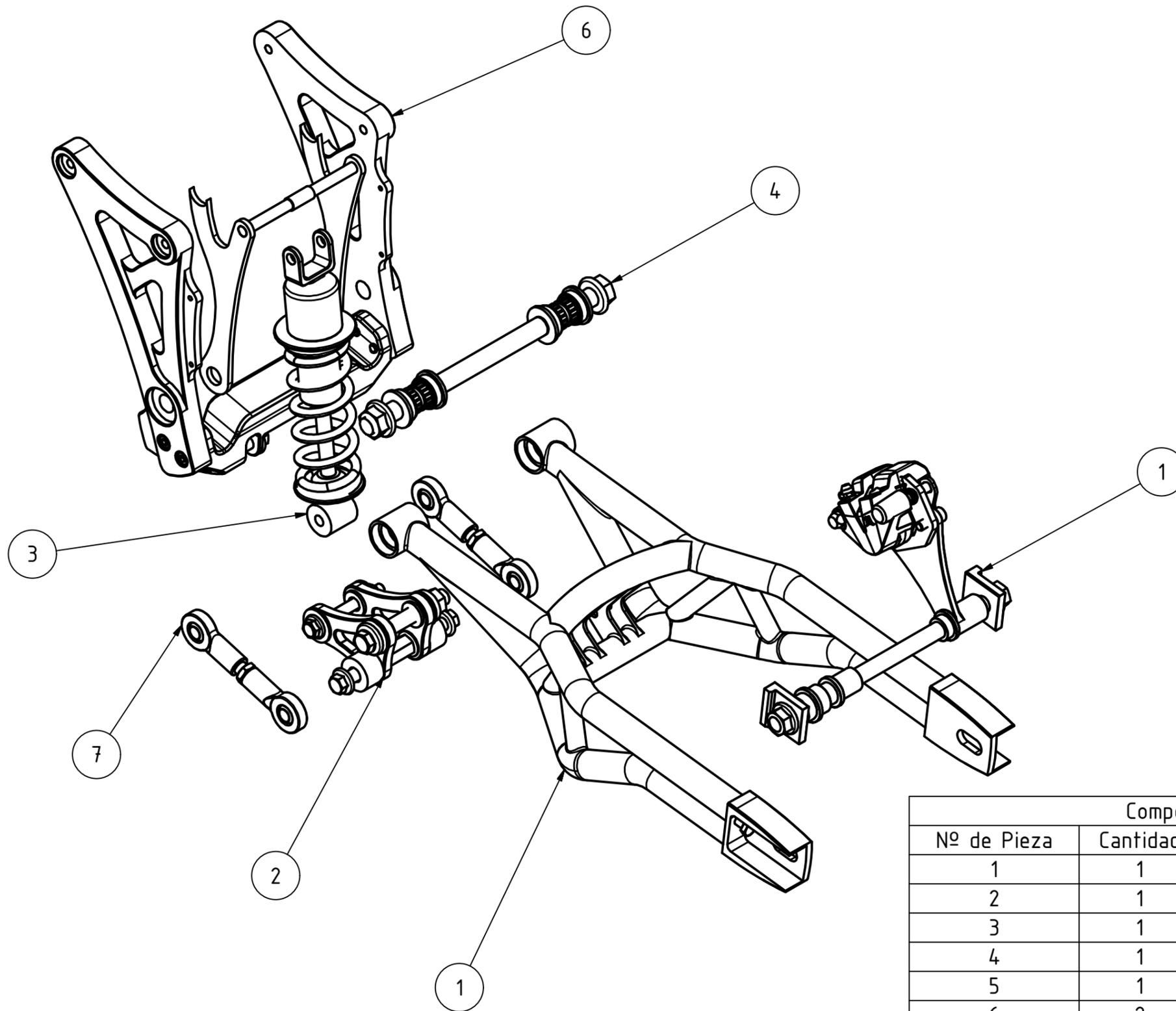
Los rodamientos ISO 3030 exigen una tolerancia j5 para el eje, en este caso los casquillos, y una G6 para el mecanizado del alojamiento en las abrazaderas.

Planos



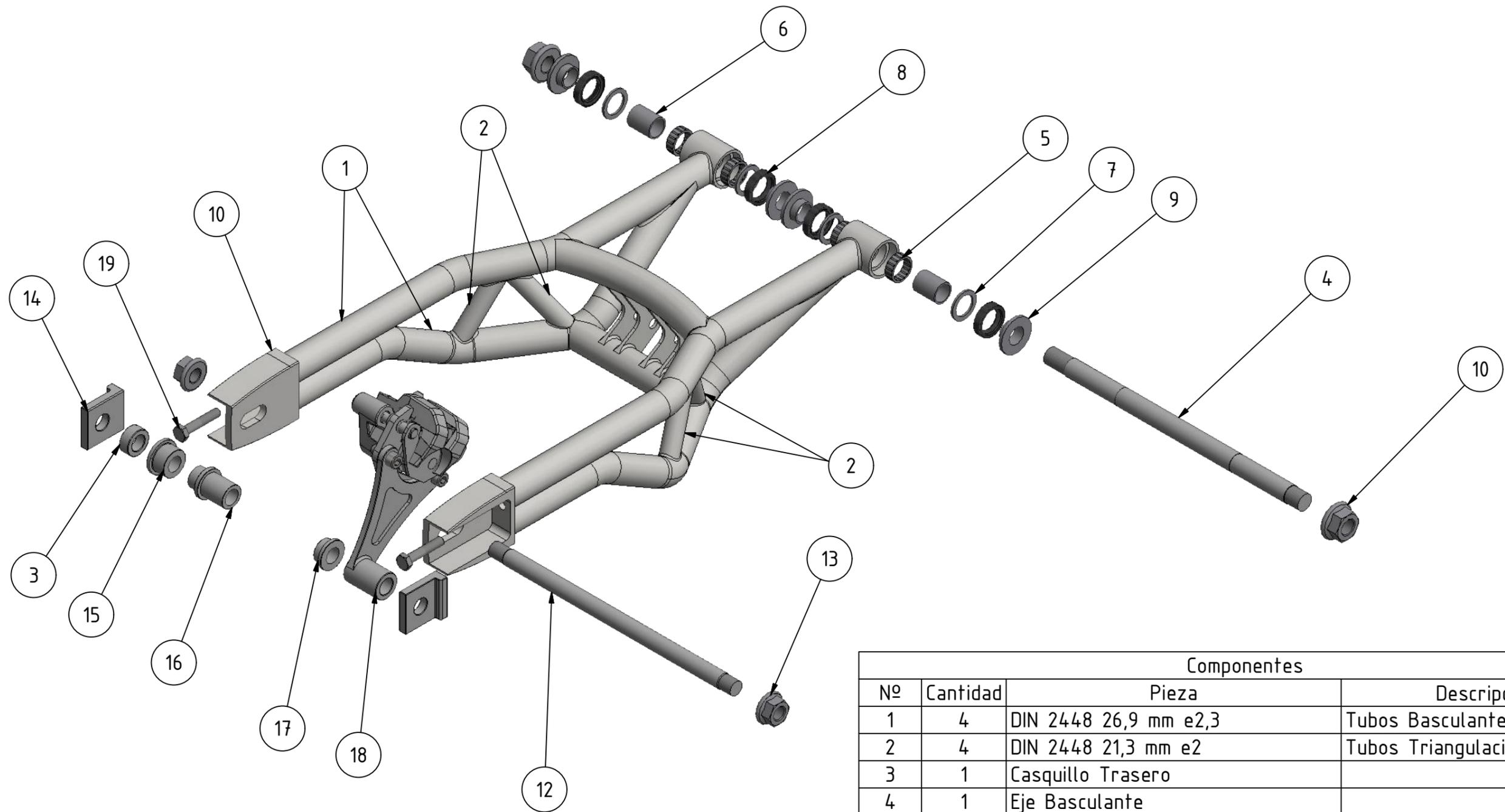
Cotas en mm.

Departamento responsable Mecánica	Referencia técnica DIN	Tipo de documento Ensamblaje	Estado del documento Finalizado			
Hugo Ruiz	Creado por Hugo Ruiz	Cotas Generales Conjunto Chasis	Mecánica			
	Aprobado por Hugo Ruiz		Rev. 01	Fecha de edición 19-08-2016	Idioma es	Hoja 1



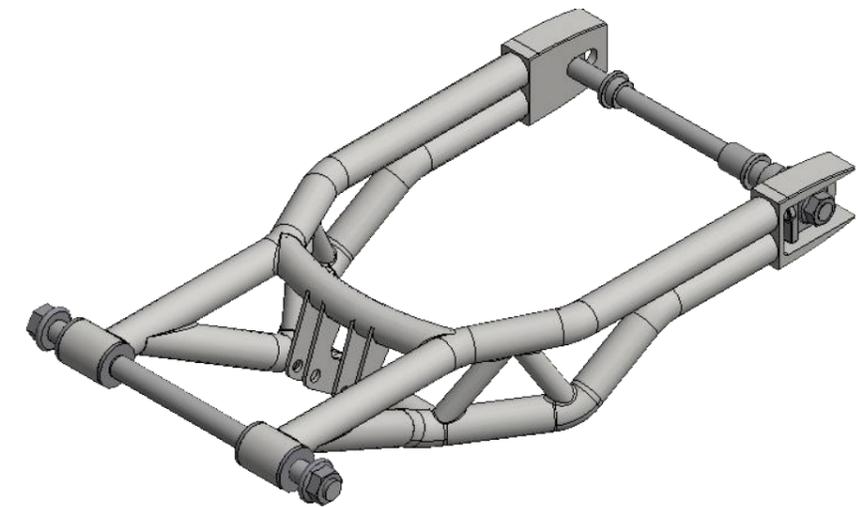
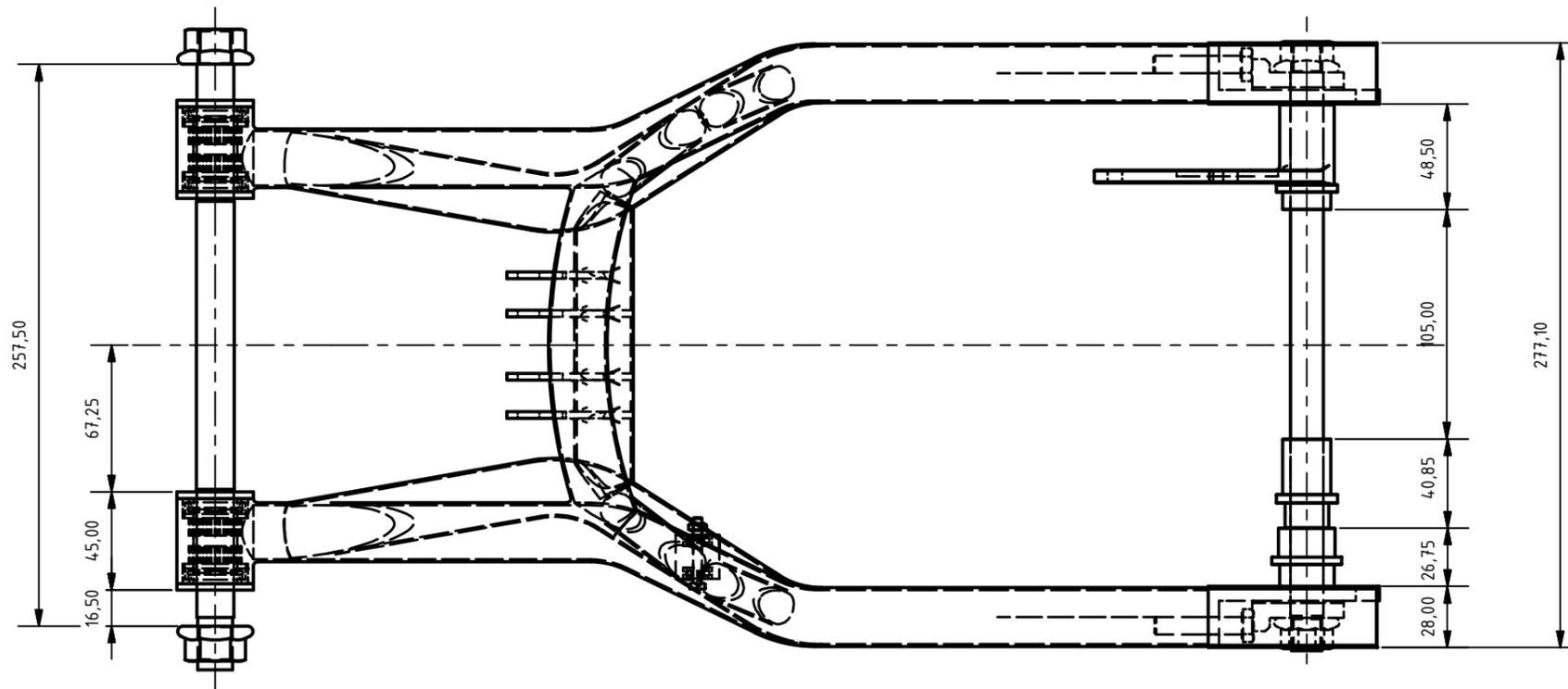
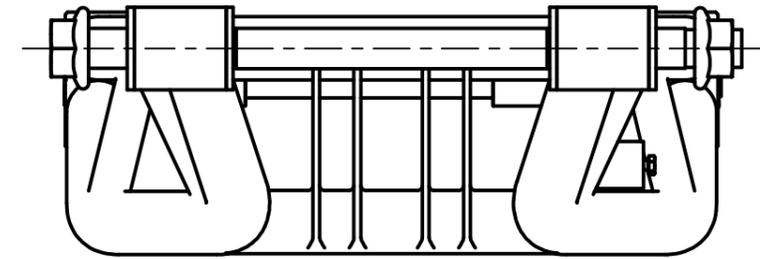
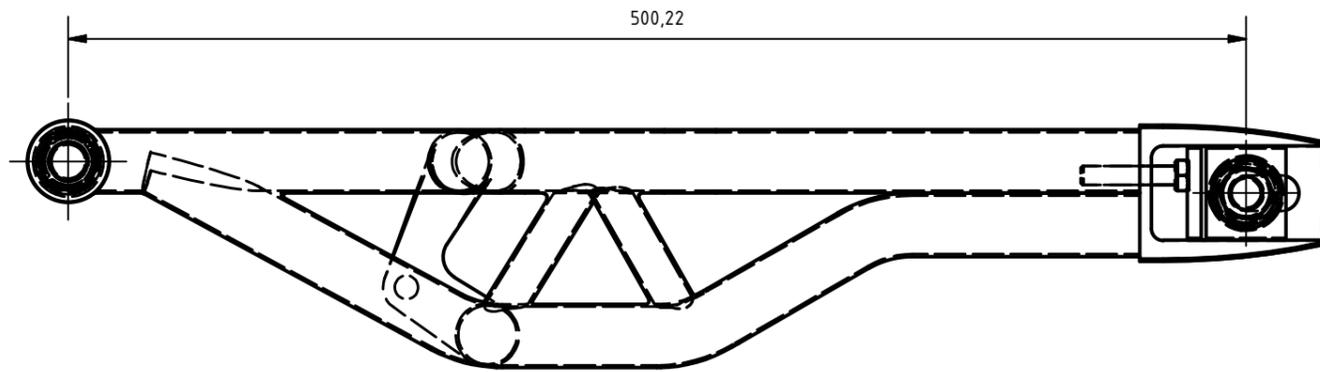
Componentes		
Nº de Pieza	Cantidad	Pieza
1	1	Basculante
2	1	Mecanismo Suspensión
3	1	Amortiguador
4	1	Eje Basculante
5	1	Eje Trasero
6	2	Pletina Chasis
7	2	Bieleta

Departamento responsable Mecánica	Referencia técnica DIN	Tipo de documento Ensamblaje	Estado del documento Finalizado			
Hugo Ruiz	Creado por Hugo Ruiz	Despiece Conjunto	Mecánica			
	Aprobado por Hugo Ruiz		Rev. 02	Fecha de edición 19-08-2016	Idioma es	Hoja 2



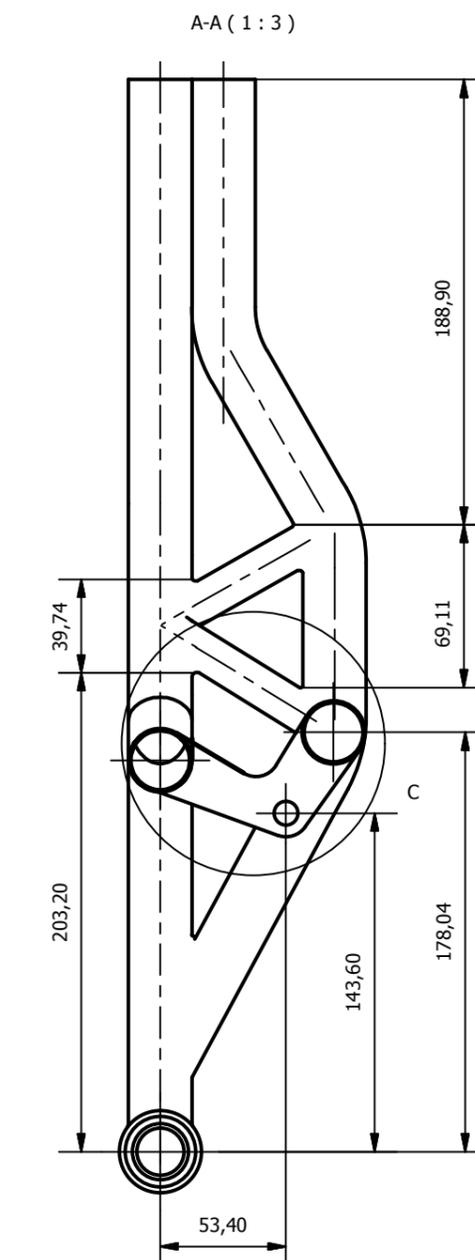
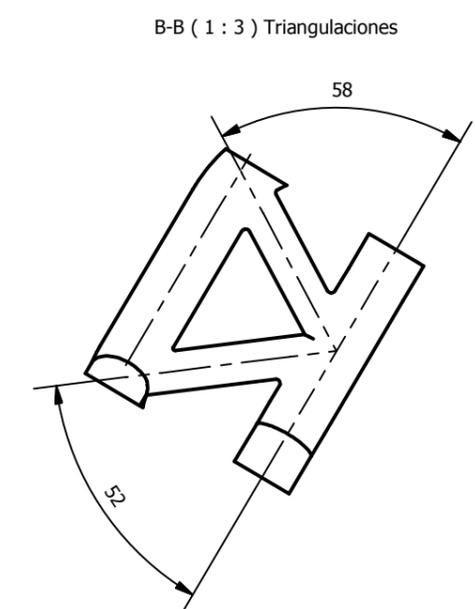
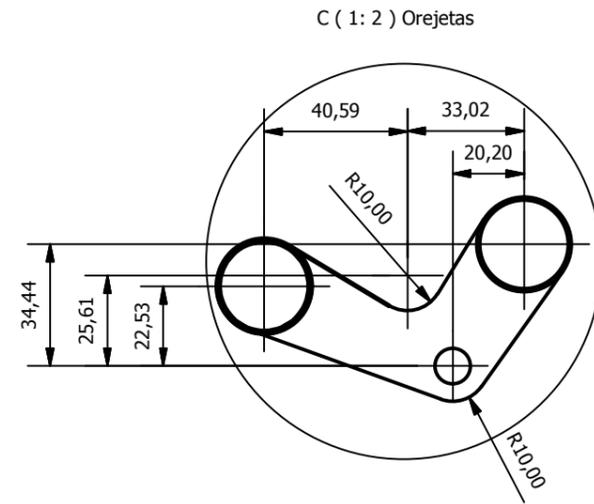
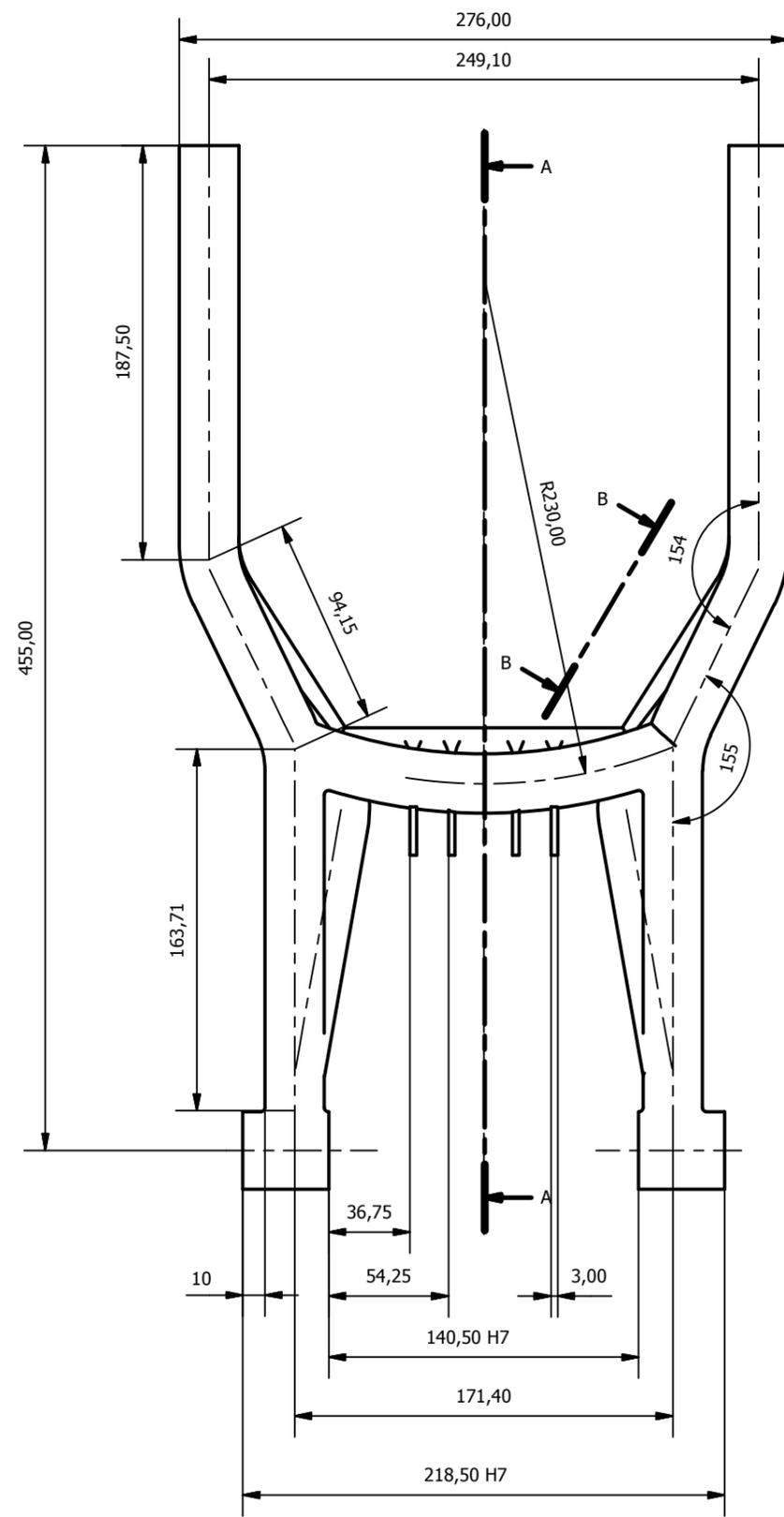
Nº	Cantidad	Pieza	Descripción
11	2	Pieza Basculante	
12	1	Eje Trasero	
13	2	DIN 6923 - M14 x 1,5	Tuerca hexagonal
14	2	Tensor Cadena	
15	1	Casquillo Trasero	
16	1	Casquillo Trasero 2	
17	1	Casquillo Trasero 3	
18	1	Soporte Freno	
19	2	ISO 4014 - M8 x 40	Perno de cabeza hexagonal

Componentes				
Nº	Cantidad	Pieza	Descripción	
1	4	DIN 2448 26,9 mm e2,3	Tubos Basculante	
2	4	DIN 2448 21,3 mm e2	Tubos Triangulaciones	
3	1	Casquillo Trasero		
4	1	Eje Basculante		
5	4	ISO 3030 - 11 C - 20 x 24 x 8	Jaulas radiales de agujas	
6	2	Casquillo		
7	4	DIN 988 - S20 x 28	Anilla de soporte	
8	4	DIN 3760 - A - 20 x 30 x 7 - NBR	Junta de estanquidad para eje	
9	4	Casquillo Basculante		
10	2	DIN 6923 - M16 x 1,5	Tuerca hexagonal	
Departamento responsable		Referencia técnica	Tipo de documento	
Mecánica		DIN	Subconjunto	
Hugo Ruiz		Estado del documento	Finalizado	
Creado por		Subensamblaje	Mecánica	
Hugo Ruiz			Basculante 2	Rev.
Aprobado por		Hugo Ruiz		02
Hugo Ruiz			Idioma	Hoja
		es	3	



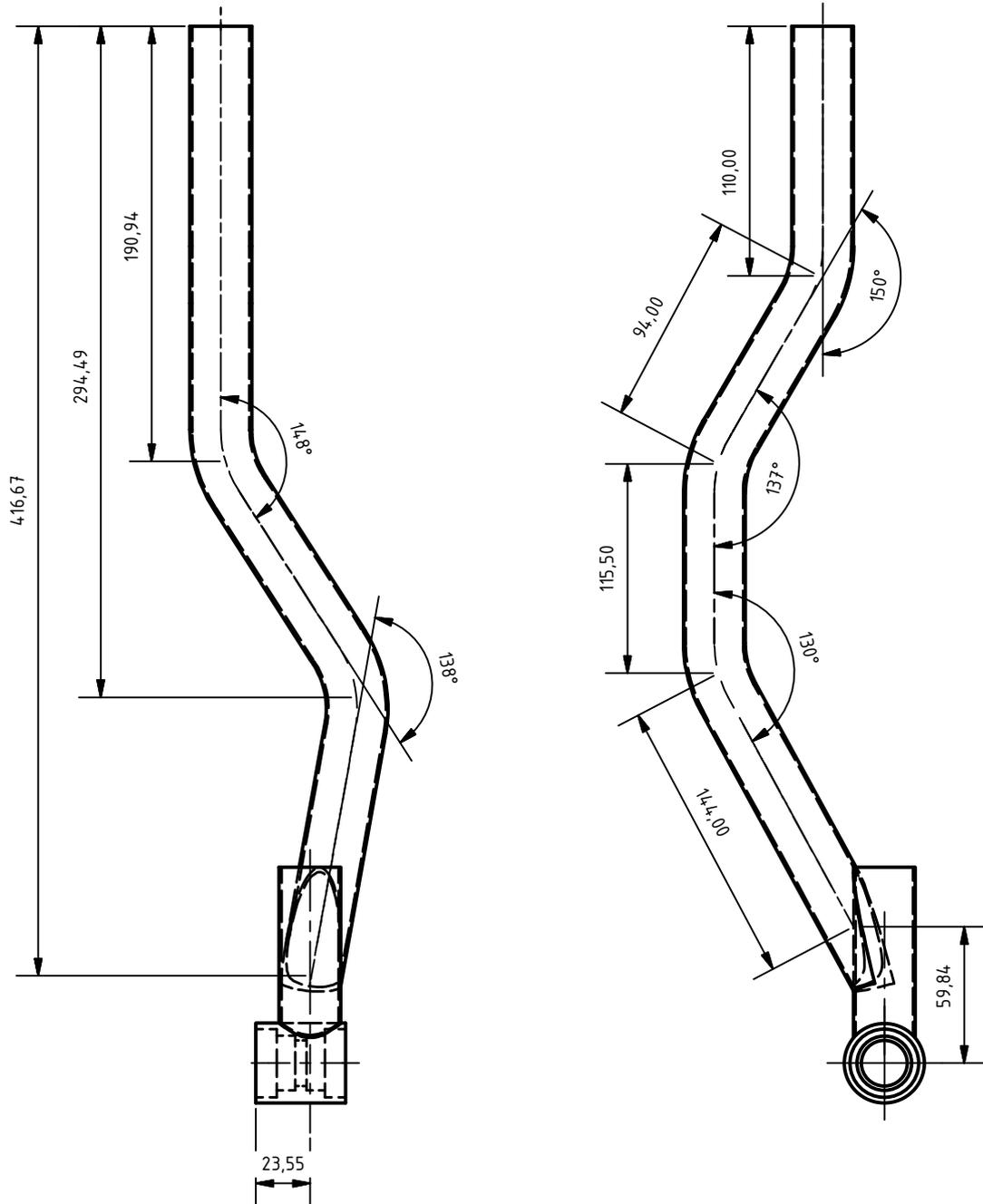
Cotas en mm.

Departamento responsable Mecánica	Referencia técnica DIN	Tipo de documento Subconjunto	Estado del documento Finalizado			
Hugo Ruiz	Creado por Hugo Ruiz	Subensamblaje Basculante	Mecánica			
	Aprobado por Hugo Ruiz		Rev. 02	Fecha de edición 19-08-2016	Idioma es	Hoja 4



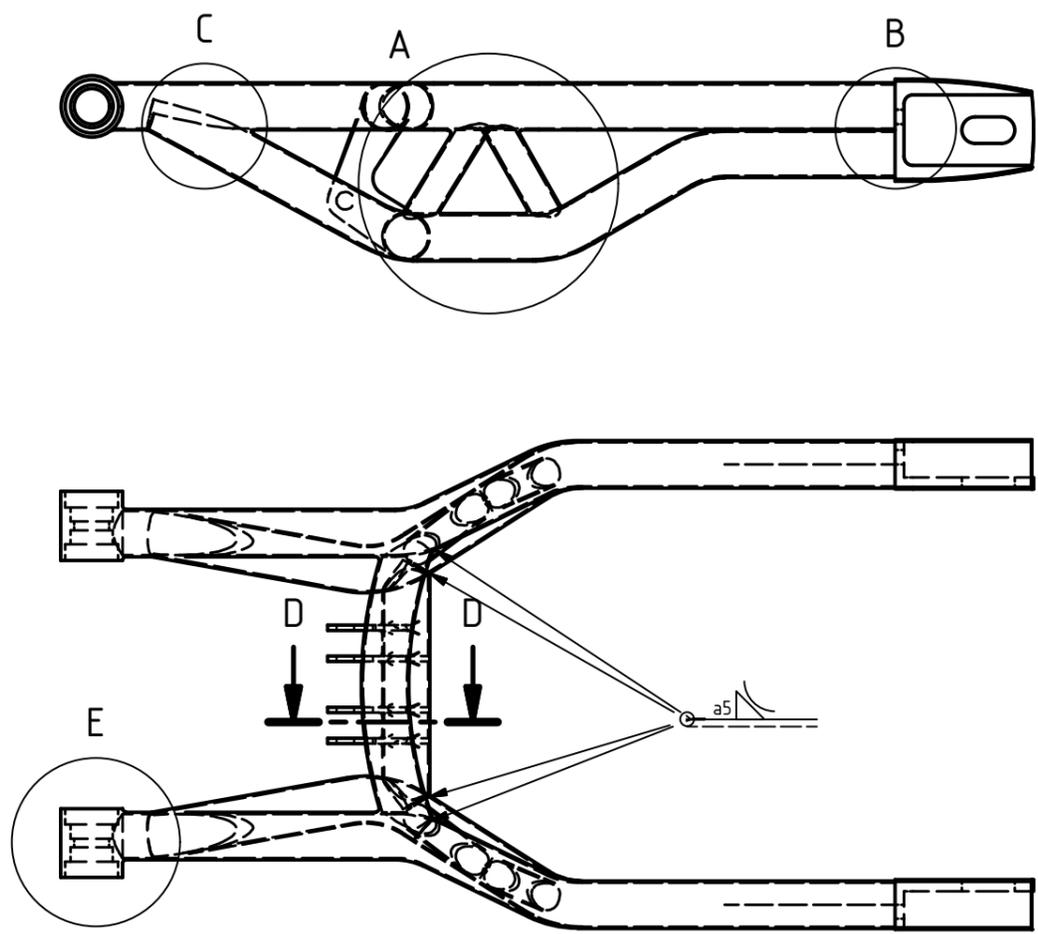
Cotas en mm.

Departamento responsable Mecánica	Referencia técnica DIN	Tipo de documento Detalle	Estado del documento Finalizado			
Hugo Ruiz	Creado por Hugo Ruiz	Basculante Cotas Generales	Mecánica			
	Aprobado por Hugo Ruiz		Rev. 02	Fecha de edición 19-08-2016	Idioma es	Hoja 5

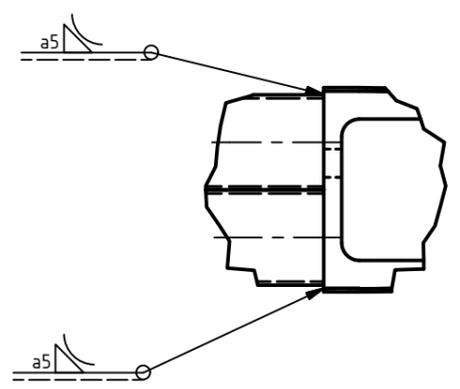


Cotas en mm.

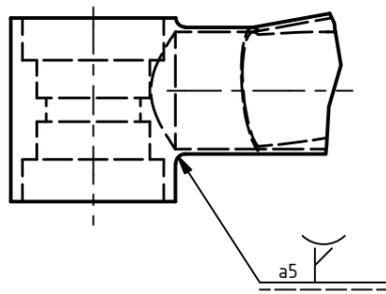
Departamento responsable Mecánica	Referencia técnica DIN	Tipo de documento Detalle	Estado del documento Finalizado			
Hugo Ruiz	Creado por Hugo Ruiz	Tubo Inferior Basculante	Mecánica			
	Aprobado por Hugo Ruiz		Rev. 01	Fecha de edición 19-08-2016	Idioma es	Hoja 6



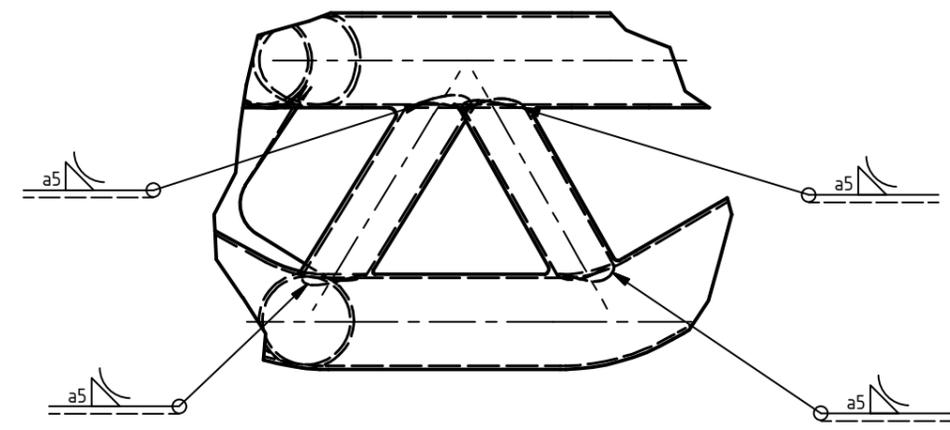
B (1 : 2) Pieza Basculante



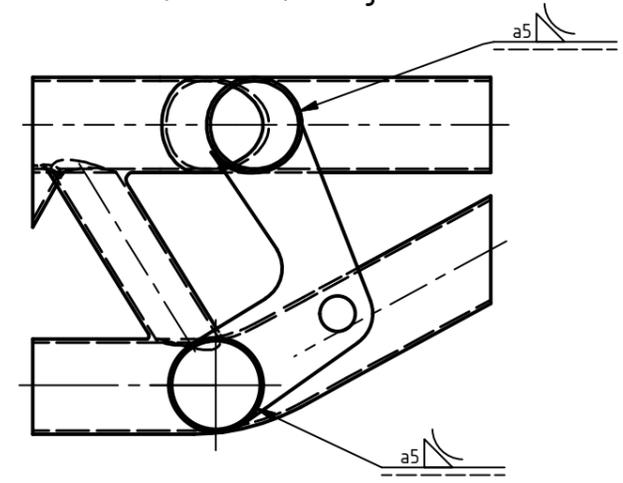
E (1 : 1,5) Abrazaderas



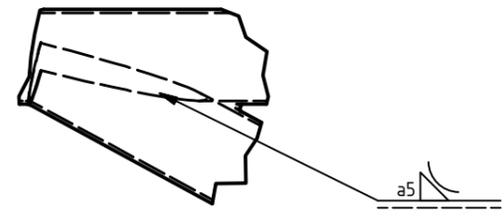
A (1 : 2) Triangulaciones



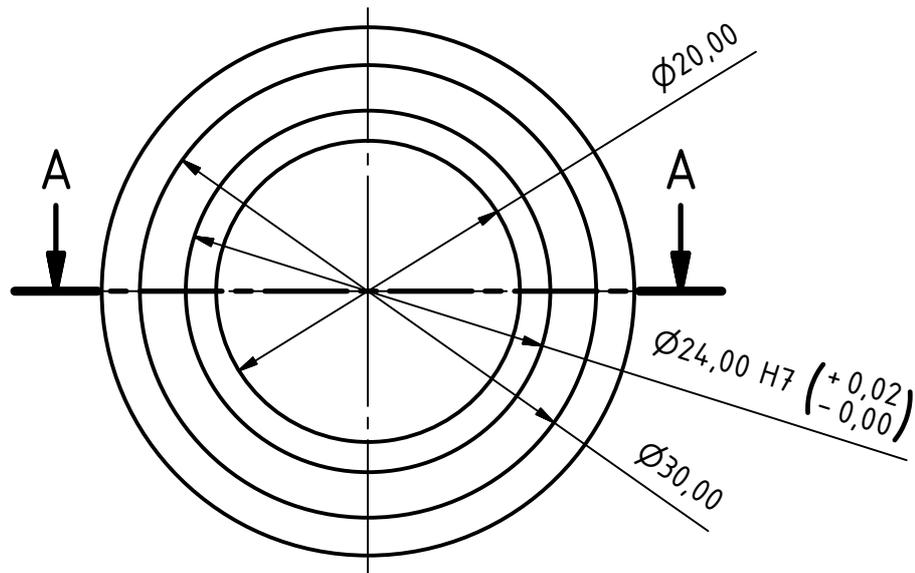
D-D (1 : 2) Orejetas



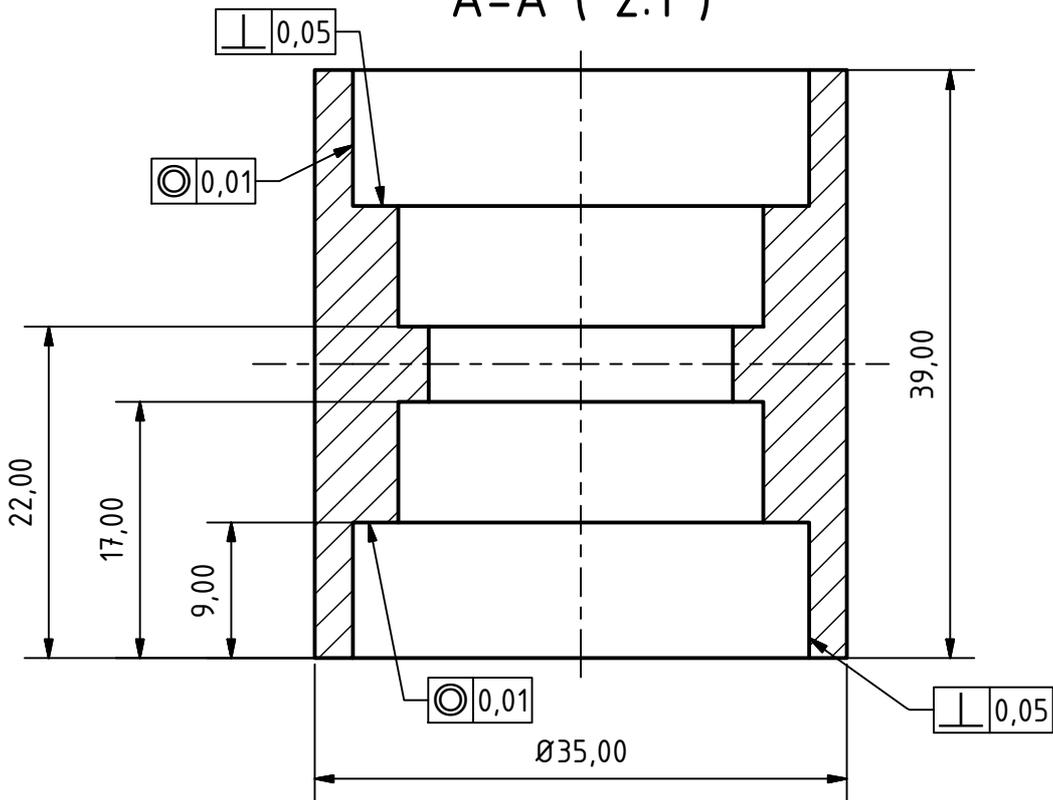
C (1 : 2)



Departamento responsable Mecánica	Referencia técnica DIN	Tipo de documento Detalle	Estado del documento Finalizado			
Hugo Ruiz	Creado por Hugo Ruiz	Soldaduras Basculante	Mecánica			
	Aprobado por Hugo Ruiz		Rev. 01	Fecha de edición 19-08-2016	Idioma es	Hoja 7

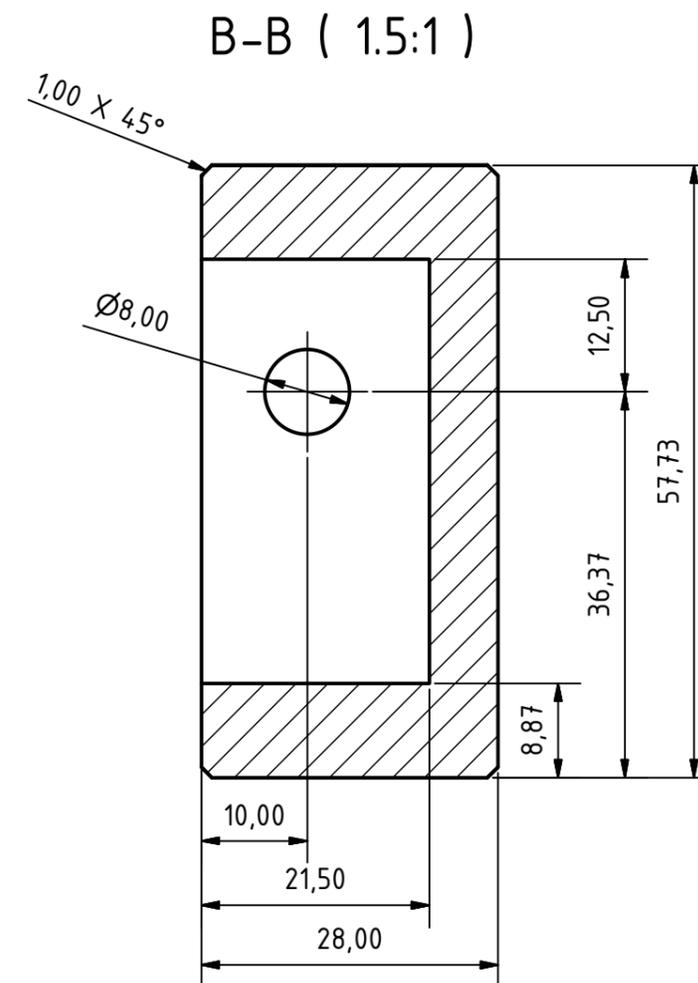
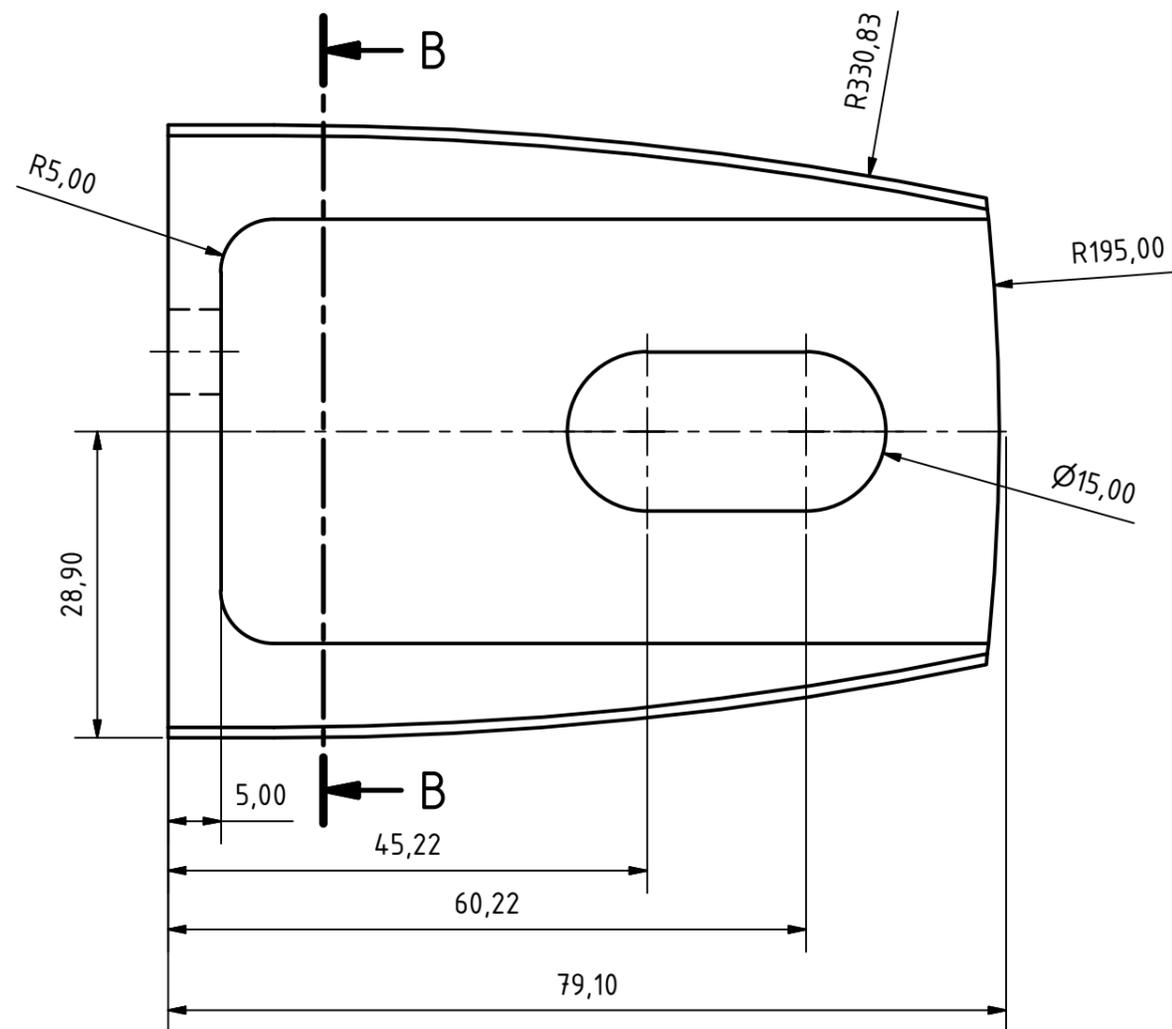


A-A (2:1)



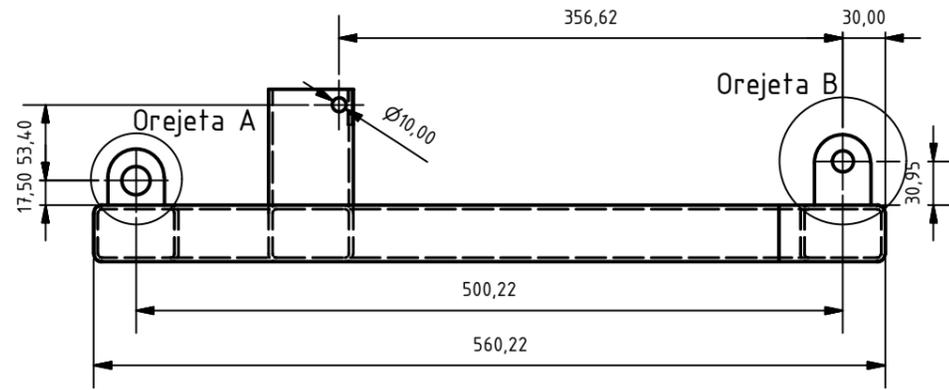
Cotas en mm.

Departamento responsable Mecánica	Referencia técnica DIN	Tipo de documento Detalle	Estado del documento Finalizado			
Hugo Ruiz	Creado por Hugo Ruiz	Abrazaderas Basculante	Mecánica			
	Aprobado por Hugo Ruiz		Rev. 02	Fecha de edición 19-08-2016	Idioma es	Hoja 8

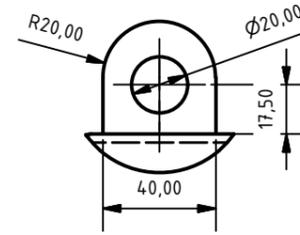


Cotas en mm.

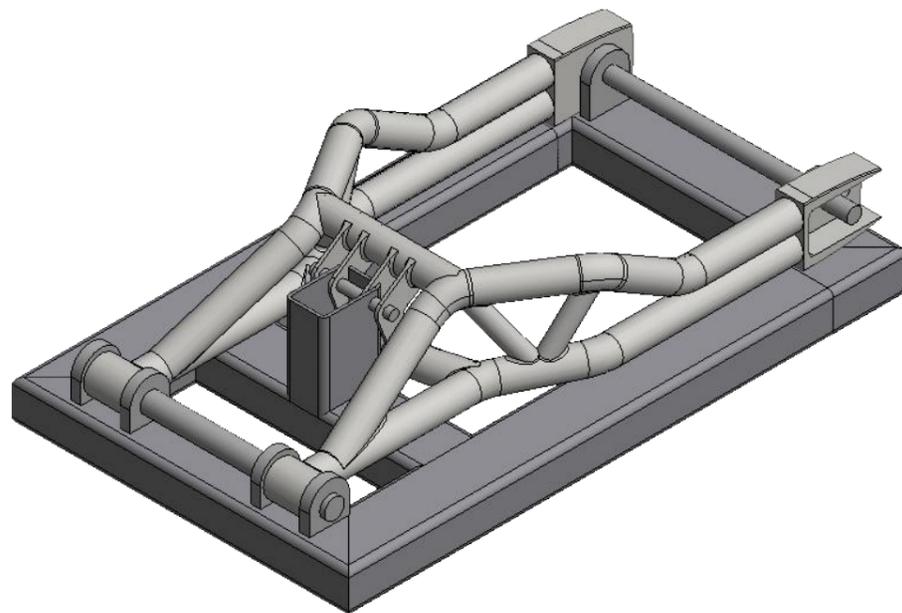
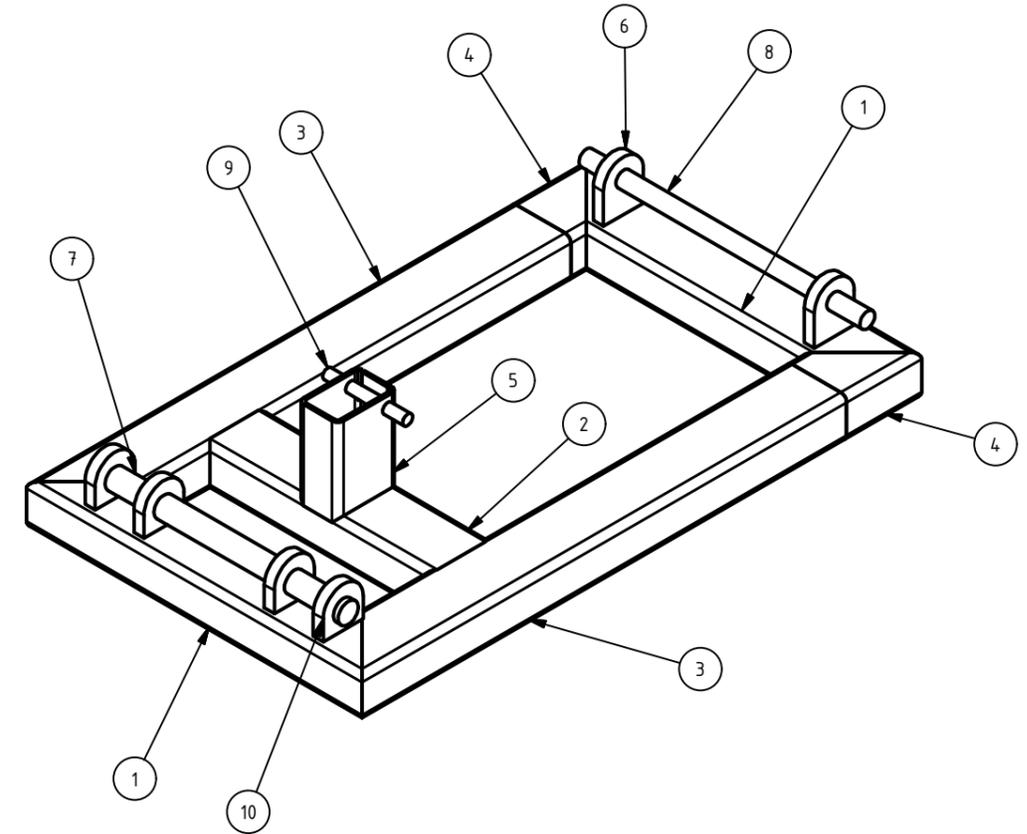
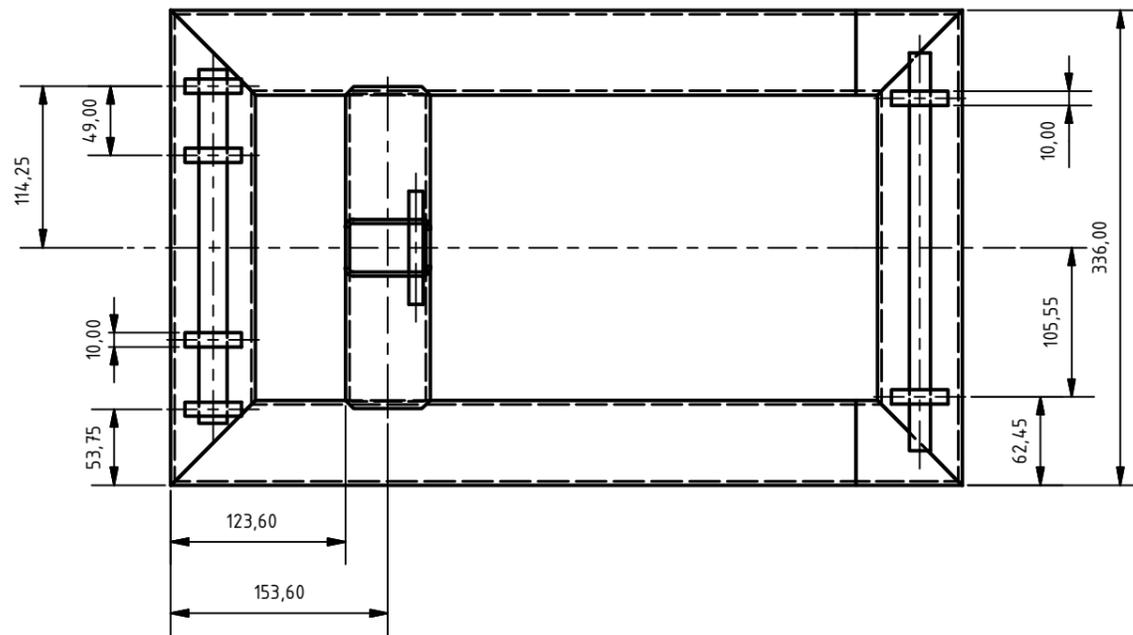
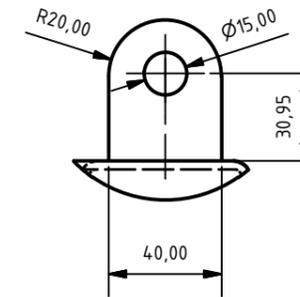
Departamento responsable Mecánica	Referencia técnica DIN	Tipo de documento Detalle	Estado del documento Finalizado			
Hugo Ruiz	Creado por Hugo Ruiz	Pieza Trasera Basculante	Mecánica			
	Aprobado por Hugo Ruiz		Rev. 03	Fecha de edición 19-08-2016	Idioma es	Hoja 9



Orejeta A (0,40 : 1)



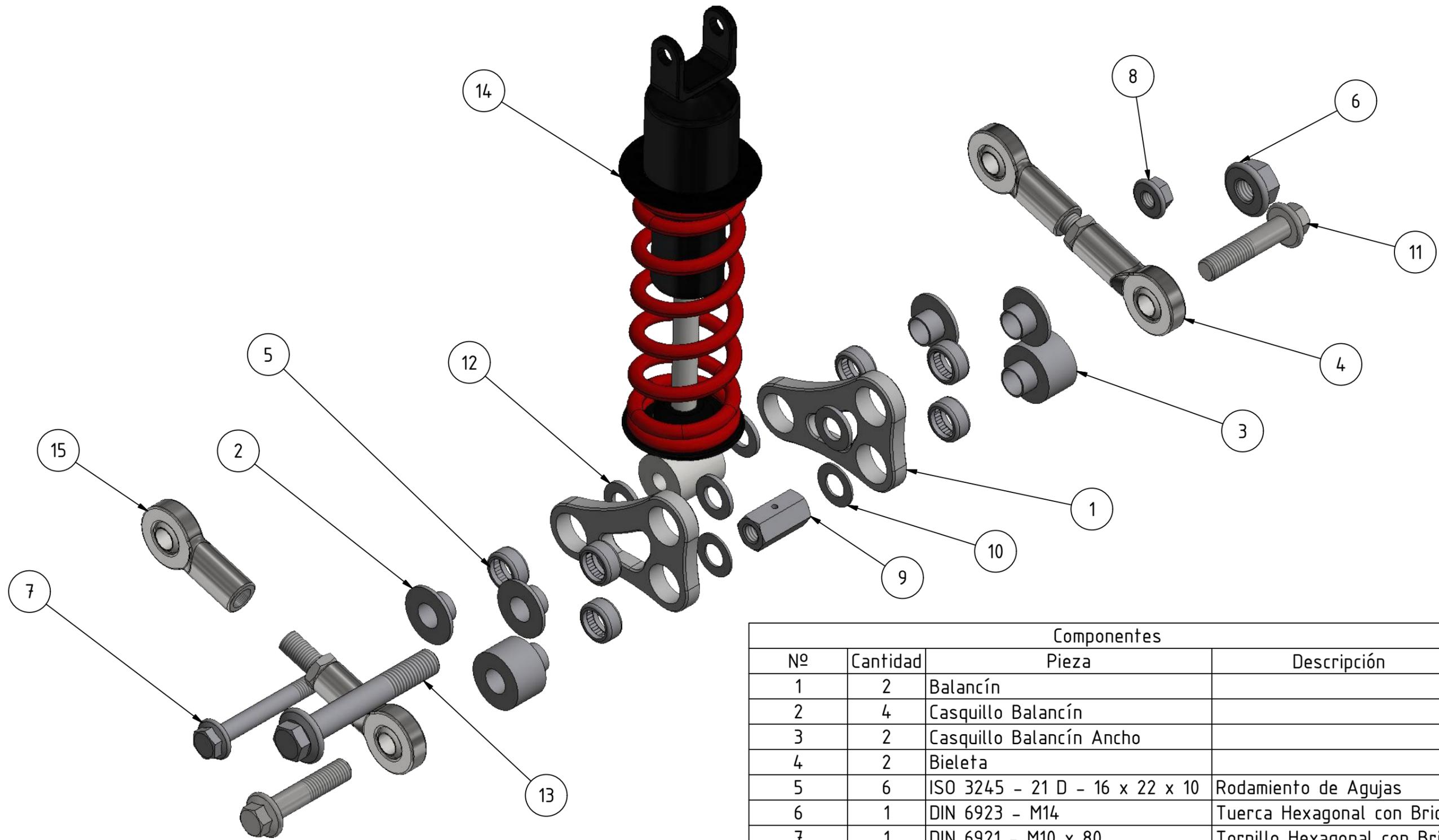
Orejeta B (0,40 : 1)



Cotas en mm.

Componentes			
Número	Cantidad	Pieza	Descripción
1	672,000 mm	DIN 59 410 - 60x40x2.9-336	Tubos de acero rectangulares moldeados en caliente
2	276,000 mm	DIN 59 410 - 60x40x2.9-276	Tubos de acero rectangulares moldeados en caliente
3	970,000 mm	DIN 59 410 - 60x40x2.9-485	Tubos de acero rectangulares moldeados en caliente
4	150,430 mm	DIN 59 410 - 60x40x2.9-75,215	Tubos de acero rectangulares moldeados en caliente
5	117,000 mm	DIN 59 410 - 60x40x2.9-117	Tubos de acero rectangulares moldeados en caliente
6	2	Chapas Soporte Eje Trasero	
7	1	Eje Basculante	
8	1	Eje Trasero	
9	1	Eje Suspensión	
10	4	Chapas Soporte Eje Basculante	

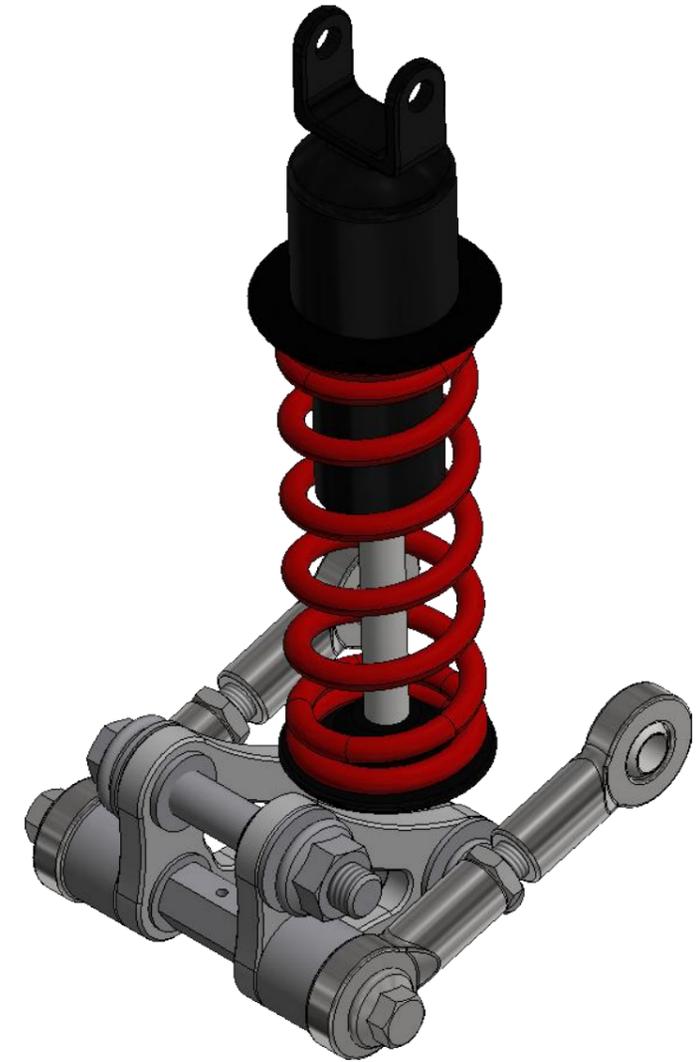
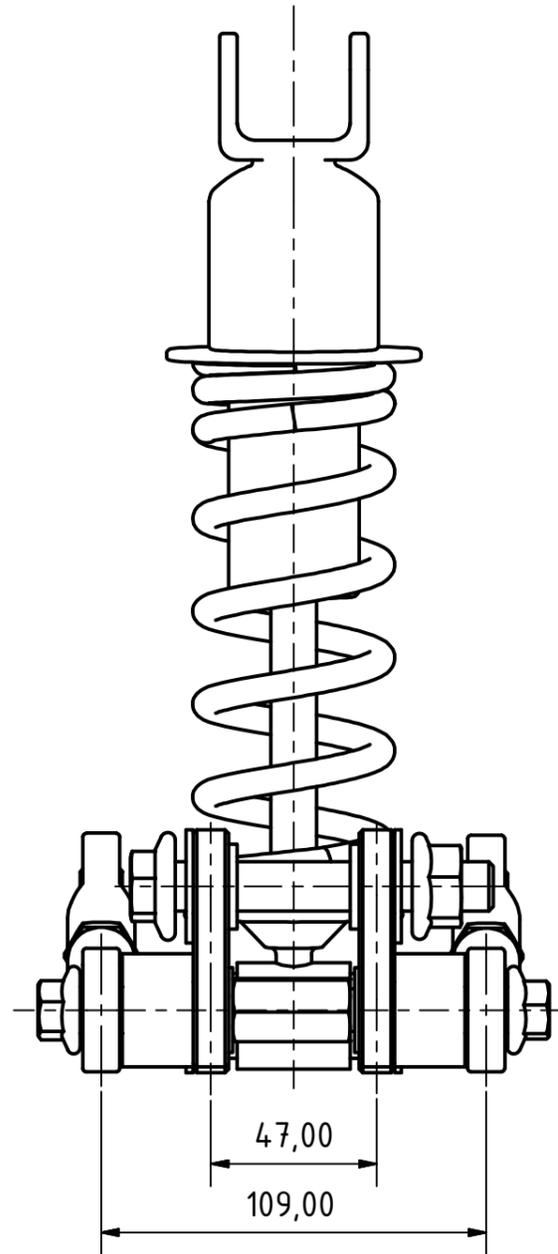
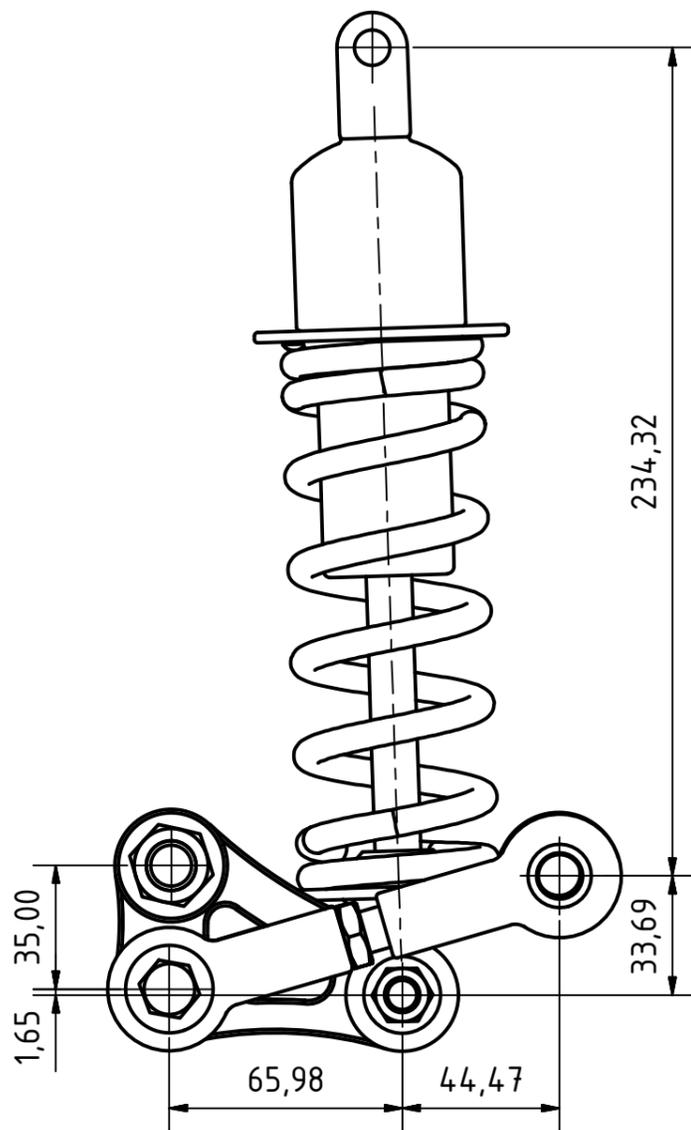
Departamento responsable	Referencia técnica	Tipo de documento	Estado del documento			
Mecánica	DIN	Conjunto	Finalizado			
Hugo Ruiz	Creado por	Petro	Mecánica			
	Hugo Ruiz		Basculante	Rev.	Fecha de edición	Idioma
Aprobado por	Hugo Ruiz	02		19-08-2016	es	10



Componentes			
Nº	Cantidad	Pieza	Descripción
10	2	DIN 137 - B12	Arandela
11	2	DIN 6921 - M12 x 60	Tornillo Hexagonal con Brida
12	4	DIN 125 - A 13	Arandela
13	1	DIN 6921 - M14 x 30	Tornillo Hexagonal con Brida
14	1	Amortiguador	
15	4	SI(L) 12 C	Cabeza de Articulación

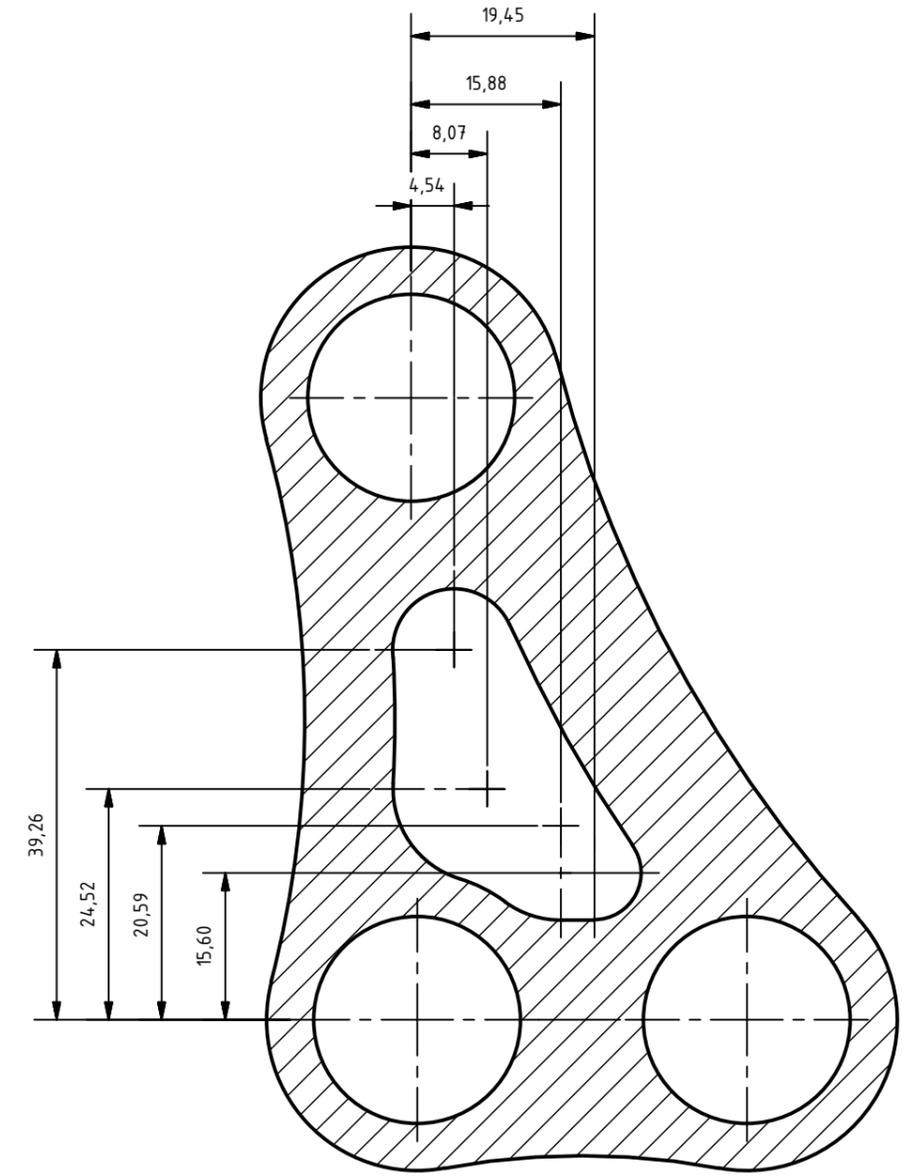
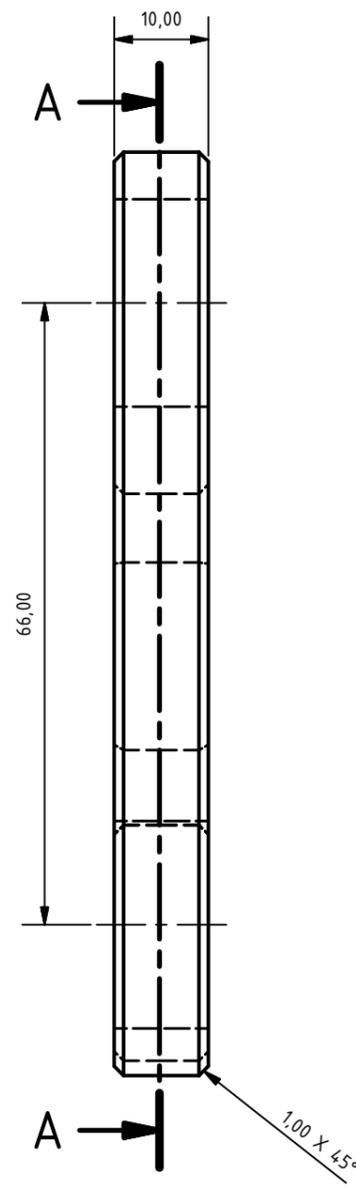
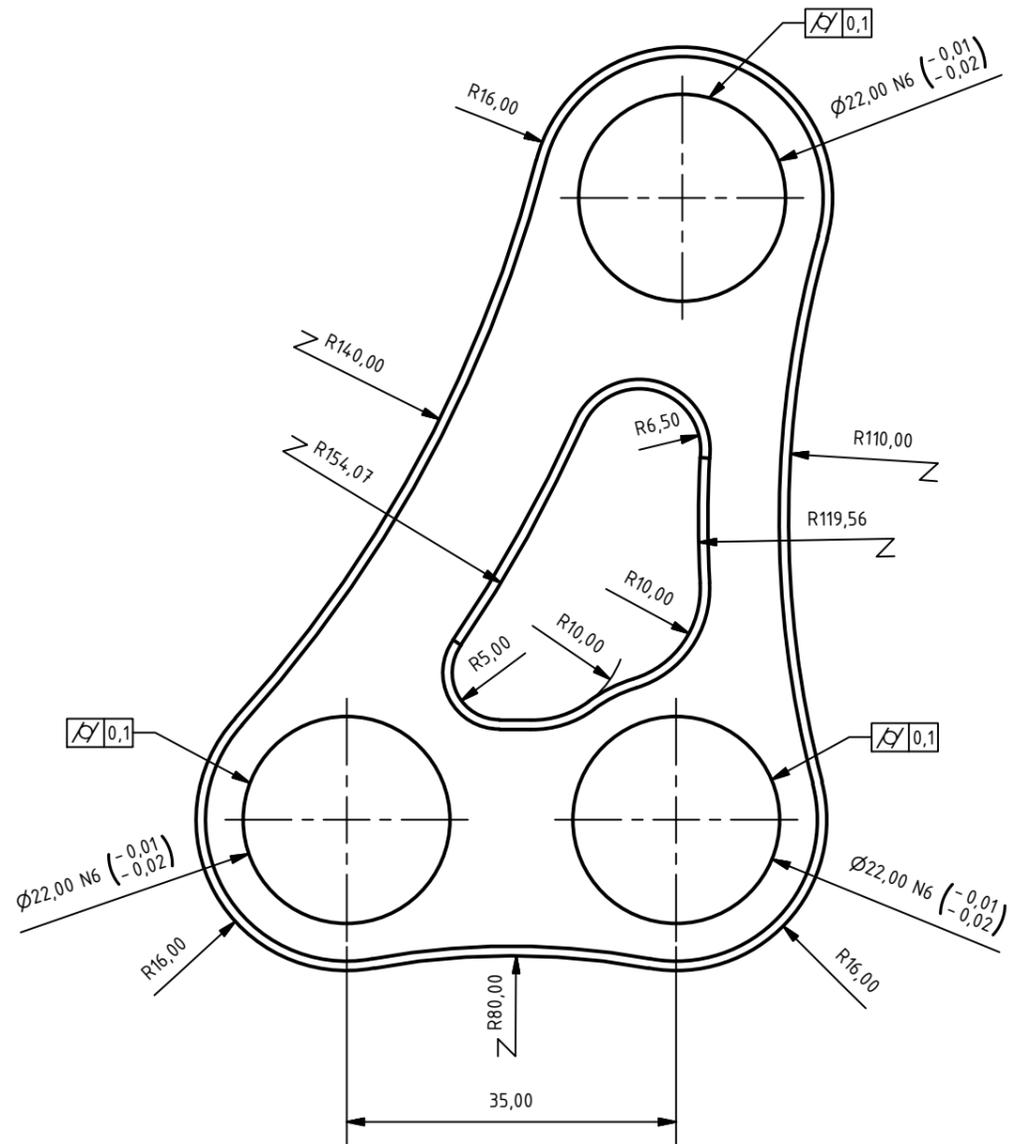
Componentes			
Nº	Cantidad	Pieza	Descripción
1	2	Balancín	
2	4	Casquillo Balancín	
3	2	Casquillo Balancín Ancho	
4	2	Bieleta	
5	6	ISO 3245 - 21 D - 16 x 22 x 10	Rodamiento de Agujas
6	1	DIN 6923 - M14	Tuerca Hexagonal con Brida
7	1	DIN 6921 - M10 x 80	Tornillo Hexagonal con Brida
8	1	DIN 6923 - M10	Tuerca Hexagonal con Brida
9	1	IFI 128 - 7/16 - 14	Tuerca Hexagonal

Departamento responsable	Referencia técnica	Tipo de documento		Estado del documento		
Mecánica	DIN	Conjunto		Finalizado		
Hugo Ruiz	Creado por	Subensamblaje	Mecánica			
	Hugo Ruiz					
	Aprobado por	Suspensión	Rev.	Fecha de edición	Idioma	Hoja
	Hugo Ruiz		02	20-08-2016	es	11



Cotas en mm.

Departamento responsable Mecánica	Referencia técnica DIN	Tipo de documento Conjunto	Estado del documento Finalizado			
Hugo Ruiz	Creado por Hugo Ruiz	Cotas Generales Suspensión	Mecánica			
	Aprobado por Hugo Ruiz		Rev. 02	Fecha de edición 20-08-20166	Idioma es	Hoja 12

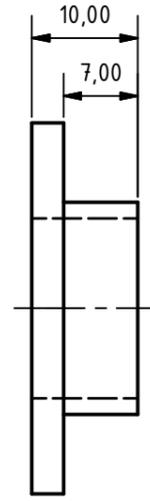
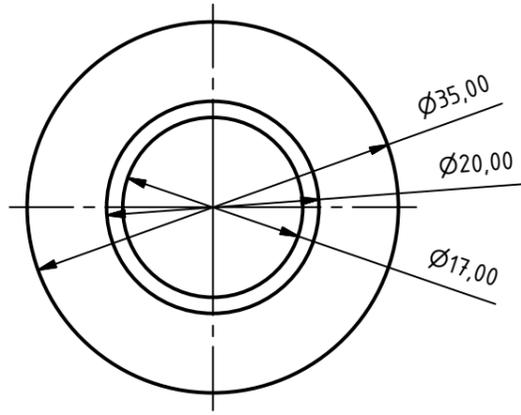


A-A (1 : 0.75)

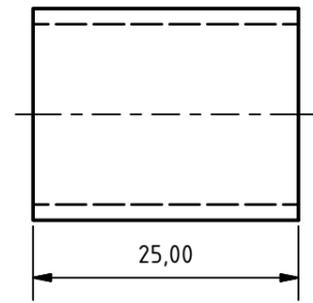
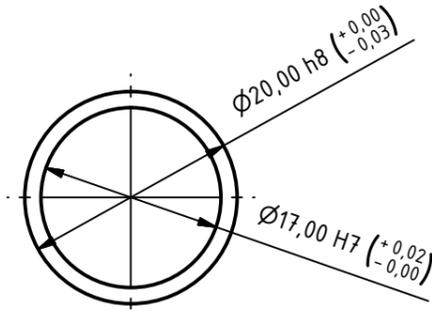
Cotas en mm.

Departamento responsable Mecánica	Referencia técnica DIN	Tipo de documento Detalle	Estado del documento Finalizado			
Hugo Ruiz	Creado por Hugo Ruiz	Placa Balancín	Mecánica			
	Aprobado por Hugo Ruiz		Rev. 01	Fecha de edición 19-08-2016	Idioma es	Hoja 13

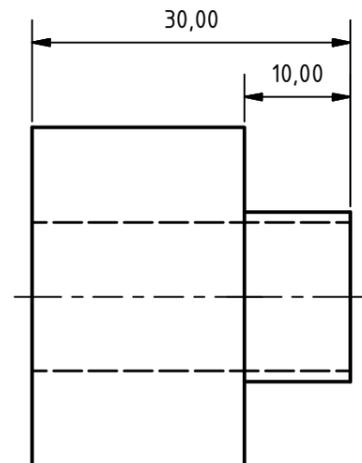
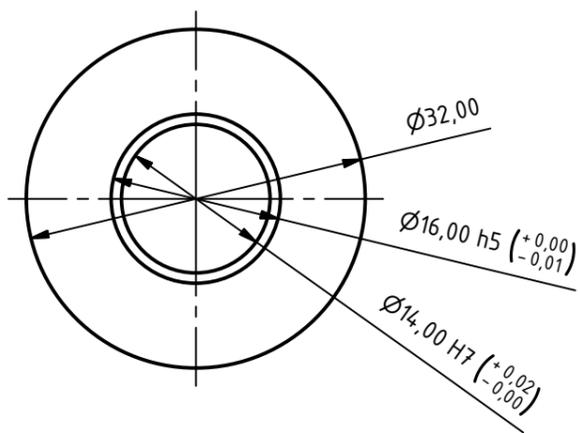
Casquillo Basculante (1.5: 1)



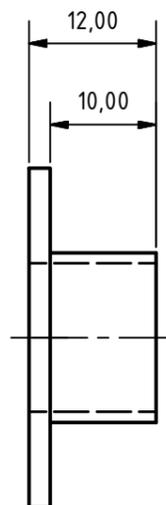
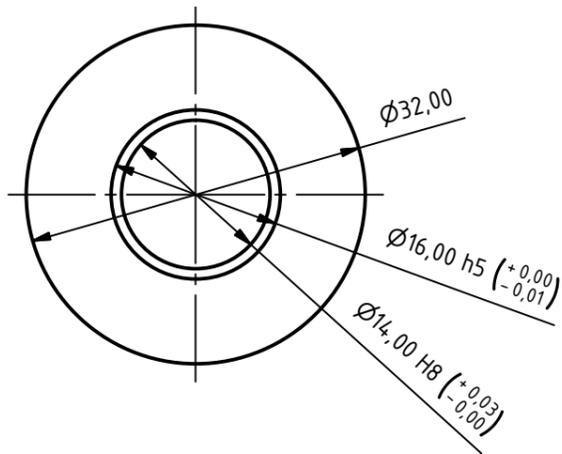
Casquillo Centro (1.5: 1)



Casquillo Ancho (1.5: 1)

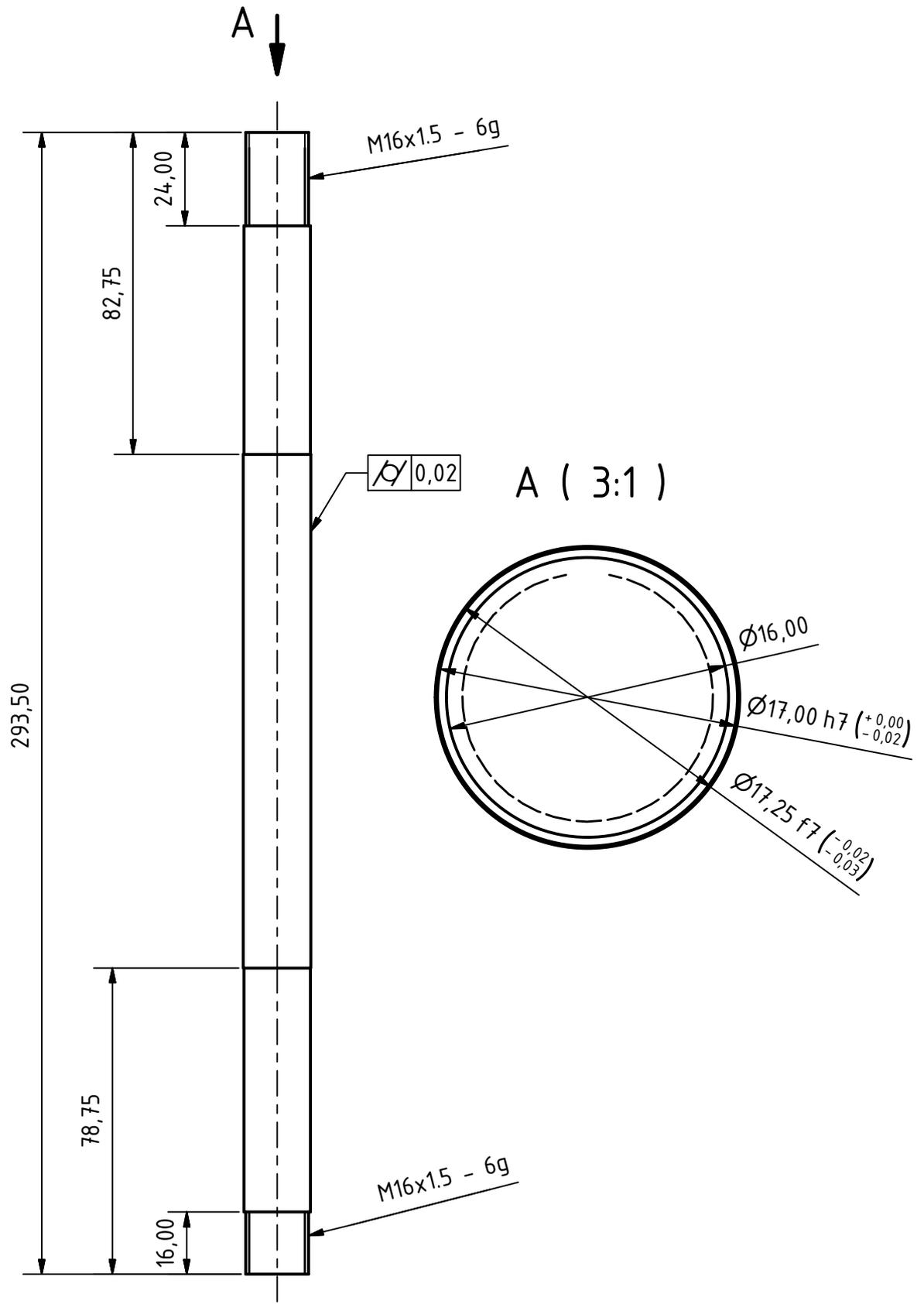


Casquillo Balancín (1.5: 1)



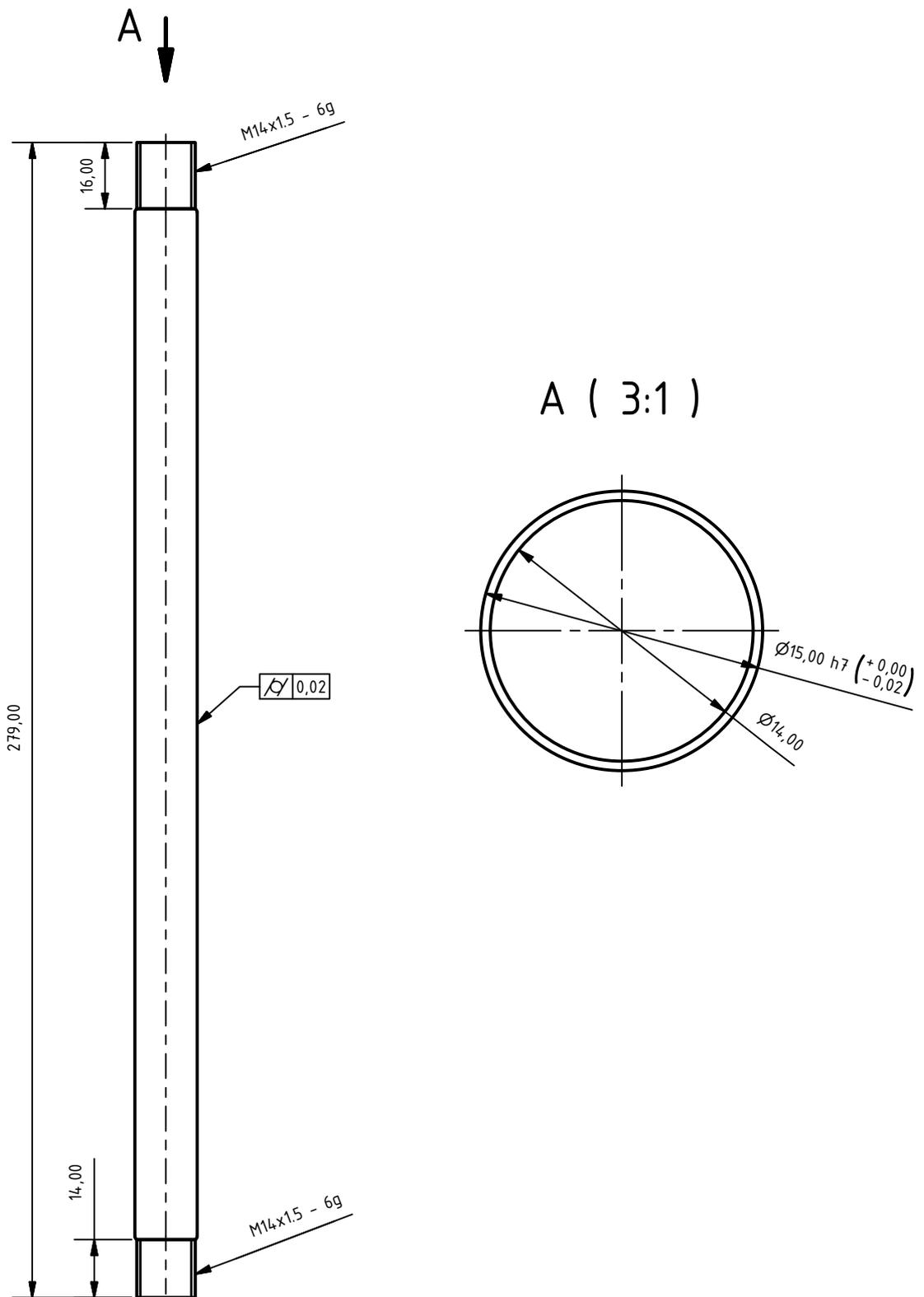
Cotas en mm.

Departamento responsable Mecánica	Referencia técnica DIN	Tipo de documento Detalle	Estado del documento Finalizado			
Hugo Ruiz	Creado por Hugo Ruiz	Tolerancias Casquillos	Mecánica			
	Aprobado por Hugo Ruiz		Rev. 02	Fecha de edición 21-08-2016	Idioma es	Hoja 14



Cotas en mm.

Departamento responsable Mecánica	Referencia técnica DIN	Tipo de documento Detalle		Estado del documento Finalizado		
Hugo Ruiz	Creado por Hugo Ruiz	Eje Basculante	Mecánica			
	Aprobado por Hugo Ruiz		Rev. 01	Fecha de edición 21-08-2016	Idioma es	Hoja 15



Cotas en mm.

Departamento responsable Mecánica	Referencia técnica DIN	Tipo de documento Detalle		Estado del documento Finalizado			
Hugo Ruiz	Creado por Hugo Ruiz	Eje Trasero	Mecánica				
	Aprobado por Hugo Ruiz		Rev. 01	Fecha de edición 19-08-2016	Idioma es	Hoja 16	

Pliego de Condiciones

1 DISPOSICIONES GENERALES

1.1. DISPOSICIONES DE CARÁCTER GENERAL

1.1.1 Descripción del proyecto

Este proyecto consiste en realizar el diseño de un basculante tubular y un sistema de suspensión para el equipo Uc Racing Students, según los requisitos establecidos en la competición de MotoStudent.

Este proyecto contempla; el diseño conceptual y gráfico, la determinación de las dimensiones óptimas, determinación del comportamiento dinámico, verificación estructural de los componentes y la construcción y puesta a punto del ensamblaje.

1.1.2 Objeto del pliego de condiciones

La finalidad de este Pliego es la de fijar los criterios de la relación que se establece entre los agentes que intervienen en los trabajos y acciones definidos en el presente proyecto y servir de base para la realización del contrato de ejecución de dicho proyecto entre el Promotor y el Constructor, así como la ordenación de las condiciones técnico-facultativas, económicas y legales que han de regir en la ejecución del presente Proyecto.

1.1.3 Contrato del proyecto

Se recomienda la contratación de la ejecución de los trabajos y acciones pertinentes con arreglo a los documentos del proyecto y en cifras fijas. A tal fin, el Director del Proyecto ofrece la documentación necesaria para la realización del contrato del proyecto.

1.1.4 Documentación del contrato del proyecto

Integran el contrato del proyecto los siguientes documentos, relacionados por orden de prelación atendiendo al valor de sus especificaciones, en el caso de posibles interpretaciones, omisiones o contradicciones:

- Las condiciones fijadas en el contrato del proyecto.
- El presente Pliego de Condiciones.

La documentación gráfica y escrita del Proyecto: planos generales y de detalle, memorias, anexo, mediciones y presupuestos.

En el caso de posibles variaciones en la interpretación, prevalecen las especificaciones literales sobre las gráficas y las cotas sobre las medidas a escala tomadas de los planos.

1.2 FORMALIZACIÓN DEL CONTRATO

Los Contratos se formalizarán, en general, mediante documento privado, que podrá elevarse a escritura pública a petición de cualquiera de las partes. El cuerpo de estos documentos contendrá:

- La comunicación de la adjudicación.
- La copia del recibo de depósito de la fianza (en caso de que se haya exigido).

1.3 JURISDICCIÓN COMPETENTE

En el caso de no llegar a un acuerdo cuando surjan diferencias entre las partes, ambas quedan obligadas a someter la discusión de todas las cuestiones derivadas de su contrato a las Autoridades y Tribunales Administrativos con arreglo a la legislación vigente, renunciando al derecho común y al fuero de su domicilio, siendo competente la jurisdicción donde estuviese ubicada la ejecución material del proyecto.

1.4 SEGURIDAD Y SALUD EN EL TRABAJO

Es de obligado cumplimiento el Real Decreto 1215/1997, por el que se establecen las disposiciones mínimas de seguridad y salud para la utilización por los trabajadores de los equipos de trabajo y demás legislación vigente que, tanto directa como indirectamente, inciden sobre la planificación de la seguridad y salud en el trabajo.

1.5 SUMINISTRO DE MATERIALES

Se especificará en el Contrato las responsabilidades que puedan caber por retraso en el plazo de terminación o en plazos parciales, como consecuencia de deficiencias o faltas en los suministros.

1.6 OMISIONES. BUENA FE

Las relaciones entre el constructor del sistema de suspensión y basculante, y el Ingeniero director del proyecto, reguladas por el presente Pliego de Condiciones y la documentación complementaria, presentan la prestación de un mediante la ejecución de un proyecto, basándose en la BUENA FE mutua de ambas partes, que pretenden beneficiarse de esta

colaboración sin ningún tipo de perjuicio. Por este motivo, las relaciones entre ambas partes y las omisiones que puedan existir en este Pliego y la documentación complementaria del proyecto, se entenderán siempre suplidas por la BUENA FE de las partes, que las subsanarán debidamente con el fin de conseguir una adecuada CALIDAD FINAL del proyecto.

2 DISPOSICIONES RELATIVAS A MATERIALES Y TRABAJOS

Se describen las disposiciones básicas a considerar en la ejecución material del proyecto, relativas a los materiales y trabajos, así como a la recepción del presente proyecto.

2.1 INICIO DEL PROYECTO Y RITMO DE EJECUCIÓN DE LOS TRABAJOS

La ejecución de los trabajos comenzará en el plazo especificado en el respectivo contrato, desarrollándose de manera adecuada para que dentro de los períodos parciales señalados se realicen los trabajos, de modo que la ejecución total se lleve a cabo dentro del plazo establecido en el contrato.

2.2 ORDEN DE LOS TRABAJOS

La determinación del orden de los trabajos es, generalmente, facultad del Ingeniero director del proyecto, salvo en aquellos casos en que, por circunstancias de naturaleza técnica, se estime conveniente su variación por parte del mismo.

2.3 AMPLIACIÓN DEL PROYECTO POR CAUSAS IMPREVISTAS O DE FUERZA MAYOR

Cuando se precise ampliar el Proyecto, por motivo imprevisto o por cualquier incidencia, no se interrumpirán los trabajos, continuándose según las instrucciones del Ingeniero director del proyecto en tanto se formula o se tramita el Proyecto Reformado. El Ingeniero director del proyecto está obligado a realizar, con su personal y sus medios materiales, las acciones pertinentes, anticipando de momento este servicio, cuyo importe le será consignado en un presupuesto adicional o abonado directamente, de acuerdo con lo que se convenga.

2.4 INTERPRETACIONES, ACLARACIONES Y MODIFICACIONES DEL PROYECTO

El Carrocero podrá requerir del Director del Proyecto las instrucciones o aclaraciones que se precisen para la correcta interpretación y ejecución de los trabajos proyectados. Cuando se trate de interpretar, aclarar o modificar preceptos de los Pliegos de Condiciones o

indicaciones de los planos, croquis, órdenes e instrucciones correspondientes, se comunicarán necesariamente por escrito al Carrocero, estando éste a su vez obligado a devolver los originales o las copias, suscribiendo con su firma el enterado, que figurará al pie de todas las órdenes, avisos e instrucciones que reciba del Director del Proyecto. Cualquier reclamación que crea oportuno hacer el Carrocero en contra de las disposiciones tomadas por la Dirección del Proyecto, habrá de dirigirla, dentro del plazo de tres días, a quien la hubiera dictado, el cual le dará el correspondiente recibo, si éste lo solicitase.

2.5 PRÓRROGA POR CAUSA DE FUERZA MAYOR

Si, por causa de fuerza mayor o independientemente de la voluntad del Carrocero, éste no pudiese comenzar los trabajos, tuviese que suspenderlos o no le fuera posible terminarlos en los plazos prefijados, se le otorgará una prórroga proporcionada para su cumplimiento, previo informe favorable del Director del Proyecto. Para ello, el Carrocero expondrá, en escrito dirigido al Director del Proyecto, la causa que impide la ejecución o la marcha de los trabajos y el retraso que por ello se originaría en los plazos acordados, razonando debidamente la prórroga que por dicha causa solicita.

2.6 RESPONSABILIDAD DE LA DIRECCIÓN FACULTATIVA EN EL RETRASO DEL PROYECTO

El Carrocero no podrá excusarse de no haber cumplido los plazos estipulados, alegando como causa la carencia de planos u órdenes de la Dirección del Proyecto, a excepción del caso en que habiéndolo solicitado por escrito, no se le hubiese proporcionado.

2.7 TRABAJOS DEFECTUOSOS

El Carrocero debe emplear los materiales que cumplan las condiciones exigidas en el proyecto, y realizará todos y cada uno de los trabajos contratados de acuerdo con lo estipulado. Por ello, y hasta que tenga lugar la recepción definitiva del proyecto, el Carrocero es responsable de la ejecución de los trabajos que le han sido contratados y de las faltas y defectos que puedan existir por su mala ejecución, no siendo un eximente el que la Dirección del Proyecto lo haya examinado o reconocido con anterioridad, ni tampoco el hecho de que estos trabajos hayan sido valorados en las Certificaciones Parciales del proyecto, que siempre se entenderán extendidas y abonadas a buena cuenta. Como consecuencia de lo anteriormente expresado, cuando el Director del Proyecto advierta vicios o defectos en los

trabajos ejecutados, o que los materiales empleados o los aparatos y equipos colocados no reúnen las condiciones preceptuadas, ya sea en el curso de la ejecución de los trabajos o una vez finalizados con anterioridad a la recepción definitiva del proyecto, podrá disponer que las partes defectuosas sean sustituidas o demolidas y reconstruidas de acuerdo con lo contratado a expensas del Carrocero. Si ésta no estimase justa la decisión y se negase a la sustitución, demolición y reconstrucción ordenadas, se planteará la cuestión ante el Director del Proyecto, quien mediará para resolverla.

2.8 MATERIALES, APARATOS Y EQUIPOS DEFECTUOSOS

Cuando los materiales, aparatos, equipos y elementos de instalaciones no fuesen de la calidad y características técnicas prescritas en el proyecto, no tuvieran la preparación en él exigida o cuando, a falta de prescripciones formales, se reconociera o demostrara que no son los adecuados para su fin, el Director del Proyecto dará la orden al Carrocero de sustituirlos por otros que satisfagan las condiciones o sean los adecuados al fin al que se destinen.

En el caso de que los materiales, aparatos, equipos o elementos de instalaciones fueran defectuosos, pero aceptables a juicio del Director del Proyecto, se recibirán con la rebaja del precio que aquél determine, a no ser que el Carrocero prefiera sustituirlos por otros en condiciones.

2.9 VICIOS OCULTOS

El Carrocero es el único responsable de los vicios ocultos y de los defectos de la construcción, durante la ejecución de los trabajos y el periodo de garantía, hasta los plazos prescritos después de la terminación en la vigente normativa, aparte de otras responsabilidades legales o de cualquier índole que puedan derivarse. Si el Director del Proyecto tuviese fundadas razones para creer en la existencia de vicios ocultos de ejecución de los trabajos, ordenará, cuando estime oportuno, realizar antes de la recepción definitiva los ensayos, destructivos o no, que considere necesarios para reconocer o diagnosticar los trabajos que suponga defectuosos. El Carrocero deshará, y reconstruirá posteriormente a su cargo, todas las acciones y/o trabajos mal ejecutados, sus consecuencias, daños y perjuicios, no pudiendo eludir su responsabilidad por el hecho de que el Director del Proyecto lo haya examinado o reconocido con anterioridad, o que haya sido conformada o abonada una parte o la totalidad de los trabajos mal ejecutados.

2.10 PROCEDENCIA DE MATERIALES, APARATOS Y EQUIPOS

El Carrocero tiene libertad de proveerse de los materiales, aparatos y equipos de todas clases donde considere oportuno y conveniente para sus intereses, excepto en aquellos casos en los se preceptúe una procedencia y características específicas en el proyecto.

Obligatoriamente, y antes de proceder a su empleo, acopio y puesta en servicio, el Carrocero deberá presentar al Director del Proyecto una lista completa de los materiales, aparatos y equipos que vaya a utilizar, en la que se especifiquen todas las indicaciones sobre sus características técnicas, marcas, calidades, procedencia e idoneidad de cada uno de ellos.

2.11 GASTOS OCASIONADOS POR PRUEBAS Y ENSAYOS

Todos los gastos originados por las pruebas y ensayos de materiales o elementos que intervengan en la ejecución de los trabajos correrán a cargo y cuenta del Carrocero. Todo ensayo que no resulte satisfactorio, no se realice por omisión del Carrocero, o que no ofrezca las suficientes garantías, podrá comenzarse nuevamente o realizarse nuevos ensayos o pruebas especificadas en el proyecto, a cargo y cuenta del Carrocero y con la penalización correspondiente, así como todas las obras complementarias a que pudieran dar lugar cualquiera de los supuestos anteriormente citados y que el Director del Proyecto considere necesarios.

2.12 LIMPIEZA DE LOS TRABAJOS

Es obligación del Carrocero mantener limpias las instalaciones, materiales, equipos y sus alrededores, tanto de deshechos como de materiales sobrantes, retirar los equipos provisionales que no sean necesarios, así como ejecutar todos los trabajos y adoptar las medidas que sean apropiadas para que el proyecto presente buen aspecto.

2.13 TRABAJOS SIN PRESCRIPCIONES EXPLÍCITAS

En la ejecución de trabajos para los cuales no existan prescripciones consignadas explícitamente en este Pliego ni en la restante documentación del proyecto, el Carrocero se atenderá, en primer término, a las instrucciones que dicte la Dirección del Proyecto y, en segundo lugar, a las normas y prácticas de la buena ejecución.

3 DISPOSICIONES FACULTATIVAS

3.1 DEFINICIÓN Y ATRIBUCIONES DE LOS AGENTES DEL PROYECTO

Se definen agentes de la ejecución del proyecto todas las personas, físicas o jurídicas, que intervienen en el proceso de la ejecución del mismo. Sus obligaciones quedan determinadas por lo dispuesto en la legislación vigente y demás disposiciones que sean de aplicación y por el contrato que origina su intervención.

3.1.1 El proyectista

Es el agente que, con sujeción a la normativa técnica correspondiente, redacta el proyecto. Podrán redactar proyectos parciales del proyecto, o partes que lo complementen, otros técnicos, de forma coordinada con el autor de éste. Cuando el proyecto se desarrolle o complete mediante proyectos parciales u otros documentos técnicos, cada proyectista asumirá la titularidad de su proyecto.

3.1.2 El carrocerero

Es el agente que asume, contractualmente ante el Promotor, el compromiso de ejecutar con medios humanos y materiales, propios o ajenos, los trabajos o parte de los mismos con sujeción al Proyecto y al Contrato de proyecto.

3.1.3 El director del proyecto

Es el agente que, formando parte de la dirección facultativa, dirige el desarrollo de los trabajos en los aspectos técnicos, estéticos y medioambientales, de conformidad con el proyecto que los define, licencias y demás autorizaciones preceptivas, y las condiciones del contrato, con el objeto de asegurar su adecuación al fin propuesto. Podrán dirigir la ejecución material del proyecto o proyectos parciales otros técnicos, bajo la coordinación del Director del Proyecto.

3.1.4 Las entidades y los laboratorios de control de calidad

Son entidades de control de calidad aquellas capacitadas para prestar asistencia técnica en la verificación de la calidad del proyecto, de los materiales y de la ejecución de los trabajos y acciones necesarios de acuerdo con el proyecto y la normativa aplicable. Son laboratorios

de ensayos para el control de calidad los capacitados para prestar asistencia técnica, mediante la realización de ensayos o pruebas de servicio de los materiales, sistemas o instalaciones de un proyecto.

3.1.5 Los suministradores de materiales y productos

Se consideran suministradores de materiales y productos los fabricantes, almacenistas, importadores o vendedores de aquellos materiales y productos empleados durante la ejecución material del proyecto. Se entiende por producto aquel que se fabrica para su incorporación permanente en un proyecto, incluyendo materiales, elementos semielaborados y componentes.

3.2 OBLIGACIONES DE LOS AGENTES INTERVINIENTES

Las obligaciones de los agentes que intervienen en la edificación son las contenidas en la legislación aplicable.

3.2.1 El proyectista

Redactar el proyecto, con sujeción a la normativa técnica en vigor y conteniendo la documentación necesaria para ser interpretada y poder ejecutar totalmente el proyecto. Definir el concepto global del proyecto de ejecución con el nivel de detalle gráfico y escrito suficiente y calcular los elementos fundamentales del proyecto. Facilitar la colaboración necesaria para que se produzca la adecuada coordinación con los proyectos parciales exigibles por la legislación o la normativa vigente y que sea necesario incluir para el desarrollo adecuado del proceso de ejecución, que deberán ser redactados por técnicos competentes, bajo su responsabilidad y suscritos por persona física. Los proyectos parciales serán aquellos redactados por otros técnicos cuya competencia puede ser distinta e incompatible con las competencias del Ingeniero y, por tanto, de exclusiva responsabilidad de éstos. Elaborar aquellos proyectos parciales o estudios complementarios exigidos por la legislación vigente en los que es legalmente competente para su redacción, excepto declinación expresa del Ingeniero y previo acuerdo con el Promotor, pudiendo exigir la compensación económica en concepto de cesión de derechos de autor y de la propiedad intelectual si se tuviera que entregar a otros técnicos, igualmente competentes para realizar el trabajo, documentos o planos del proyecto por él redactado, en soporte papel o informático.

Ostentar la propiedad intelectual de su trabajo, tanto de la documentación escrita como de los cálculos de cualquier tipo, así como de los planos contenidos en la totalidad del proyecto y cualquiera de sus documentos complementarios.

3.2.2 El carrocerero

Tener la capacitación profesional o titulación que habilita para el cumplimiento de las condiciones legalmente exigibles para actuar como constructor.

Organizar los trabajos de ejecución para cumplir con los plazos previstos, de acuerdo al correspondiente Plan de Ejecución, efectuando las instalaciones provisionales y disponiendo de los medios auxiliares necesarios. Adoptar todas las medidas preventivas que cumplan los preceptos en materia de Prevención de Riesgos laborales y Seguridad y Salud que establece la legislación vigente, redactando el correspondiente Plan de Seguridad y ajustándose al cumplimiento estricto y permanente de lo establecido en el Estudio de Seguridad y Salud, disponiendo de todos los medios necesarios y dotando al personal del equipamiento de seguridad exigibles, así como cumplir las órdenes efectuadas por el Coordinador en materia de Seguridad y Salud en la fase de Ejecución del proyecto. Supervisar de manera continuada el cumplimiento de las normas de seguridad, tutelando las actividades de los trabajadores a su cargo y, en su caso, relevando de su puesto a todos aquellos que pudieran menoscabar las condiciones básicas de seguridad personales o generales, por no estar en las condiciones adecuadas. Examinar la documentación aportada por los técnicos redactores correspondientes, tanto del Proyecto de Ejecución como de los proyectos complementarios, así como del Estudio de Seguridad y Salud, verificando que le resulta suficiente para la comprensión de la totalidad de los trabajos contratados o, en caso contrario, solicitando las aclaraciones pertinentes. Facilitar la labor de la Dirección Facultativa, ejecutando los trabajos con sujeción al Proyecto de Ejecución que deberá haber examinado previamente, a la legislación aplicable, a las Instrucciones del Ingeniero Director del Proyecto y del Director de la Ejecución Material del Proyecto, a fin de alcanzar la calidad exigida en el proyecto. Efectuar los trabajos siguiendo los criterios al uso que son propios de la correcta ejecución, que tiene la obligación de conocer y poner en práctica, así como de las leyes generales de los materiales, aun cuando estos criterios no estuvieran específicamente reseñados en su totalidad en la documentación de proyecto. A tal efecto, ostenta la jefatura de todo el personal que intervenga en el proyecto y coordina las tareas de los subcontratistas. Disponer de los medios materiales y humanos que la naturaleza y entidad del proyecto impongan, bien por personal propio o mediante subcontratistas al efecto, procediendo a solapar aquellos oficios en el proyecto que sean compatibles entre sí y que permitan acometer distintos trabajos a la

vez sin provocar interferencias, contribuyendo con ello a la agilización y finalización del proyecto dentro de los plazos previstos. Ordenar y disponer en cada momento de personal suficiente a su cargo para que efectúe las actuaciones pertinentes para ejecutar los trabajos con solvencia, diligentemente y sin interrupción, programándolos de manera coordinada con el Ingeniero Director del Proyecto. Supervisar personalmente y de manera continuada y completa la marcha de los trabajos, que deberán transcurrir sin dilación y con adecuado orden y concierto, así como responder directamente de los trabajos efectuados por sus trabajadores subordinados, exigiéndoles el continuo autocontrol de los trabajos que efectúen, y ordenando la modificación de todas aquellas tareas que se presenten mal efectuadas. Asegurar la idoneidad de todos y cada uno de los materiales utilizados y elementos constructivos, comprobando los preparados in situ y rechazando, por iniciativa propia o por prescripción facultativa del Director del Proyecto, los suministros de material o prefabricados que no cuenten con las garantías, documentación mínima exigible o documentos de idoneidad requeridos por las normas de aplicación. Dotar de material, maquinaria y utillajes adecuados a los operarios que intervengan en la ejecución material del proyecto, para efectuar adecuadamente las instalaciones necesarias y no menoscabar con la puesta en servicio las características y naturaleza de los elementos constructivos que componen el proyecto una vez finalizado.

3.2.3 El director del proyecto

Dirigir la ejecución del proyecto coordinándola con el Proyecto de Ejecución, facilitando su interpretación técnica, económica y estética a los agentes intervinientes en el proceso constructivo. Detener la ejecución del proyecto por causa grave y justificada. Redactar las modificaciones, ajustes, rectificaciones o planos complementarios que se precisen para el adecuado desarrollo de los trabajos. Es facultad expresa y única la redacción de aquellas modificaciones o aclaraciones directamente relacionadas con la adecuación del diseño proyectado; el cálculo o recálculo del dimensionado y armado de todos y cada uno de los elementos principales y complementarios estructurales; los que afecten sustancialmente a la distribución de espacios y soluciones, así como la modificación de los materiales previstos. Asistir a la ejecución de los trabajos necesarios a fin de resolver las contingencias que se produzcan para asegurar la correcta interpretación y ejecución del proyecto, así como impartir las soluciones aclaratorias que fueran necesarias, consignando en el Libro de Órdenes y Asistencias las instrucciones precisas que se estimara oportunas reseñar para la correcta interpretación de lo proyectado, sin perjuicio de efectuar todas las aclaraciones y órdenes verbales que estimare oportuno. Firmar el Acta de comienzo del proyecto y el Certificado Final

del Proyecto, así como firmar el visto bueno de las certificaciones parciales referidas al porcentaje de proyecto efectuado y, en su caso y a instancias del Promotor, la supervisión de la documentación que se le presente relativa a los trabajos realmente ejecutados previamente a su liquidación final, todo ello con los visados que, en su caso, fueran preceptivos. Redactar la documentación final del proyecto, en lo que respecta a la documentación gráfica y escrita del proyecto ejecutado, incorporando las modificaciones efectuadas. Para ello, los técnicos redactores de proyectos y/o estudios complementarios deberán obligatoriamente entregarle la documentación final en la que se haga constar el estado final del proyecto responsabilidad de los firmantes la veracidad y exactitud de los documentos presentados. Al Proyecto Final se anexará el Acta de Recepción Final; la relación identificativa de los agentes que han intervenido en el proceso de ejecución, incluidos todos los subcontratistas y oficios intervinientes; las instrucciones de Uso y Mantenimiento del Proyecto y de sus instalaciones, de conformidad con la normativa que le sea de aplicación. Además de todas las facultades que corresponden al Ingeniero Director del Proyecto, expresadas en los artículos precedentes, es misión específica suya la dirección mediata, denominada alta dirección en lo que al cumplimiento de las directrices generales del proyecto se refiere, y a la adecuación de lo construido a éste. Cabe señalar expresamente que la resistencia al cumplimiento de las órdenes de los Ingenieros Directores de Proyecto en su labor de alta dirección se considerará como falta grave y, en caso de que, a su juicio, el incumplimiento de lo ordenado pusiera en peligro la ejecución del proyecto o las personas que en él trabajan, podrá recusar al Contratista y/o acudir a las autoridades judiciales, siendo responsable el Contratista de las consecuencias legales y económicas.

3.2.4 Las entidades y los laboratorios de control de calidad de la edificación

Prestar asistencia técnica y entregar los resultados de su actividad al agente autor del encargo y, en todo caso, al director de la ejecución del proyecto. Justificar la capacidad suficiente de medios materiales y humanos necesarios para realizar adecuadamente los trabajos contratados, en su caso, a través de la correspondiente acreditación oficial otorgada por las Comunidades Autónomas con competencia en la materia.

3.2.5 Los suministradores de materiales y productos:

Realizar las entregas de los productos de acuerdo con las especificaciones del pedido, respondiendo de su origen, identidad y calidad, así como del cumplimiento de las exigencias

que, en su caso, establezca la normativa técnica aplicable, así como facilitar las instrucciones de uso y mantenimiento de los productos suministrados, y las garantías de calidad correspondientes, para su inclusión en la documentación del proyecto.

3.2.6 Los propietarios y usuarios

Son obligaciones de los propietarios conservar en buen estado el proyecto mediante un adecuado uso y mantenimiento, así como recibir, conservar y transmitir la documentación del proyecto ejecutado y los seguros y garantías con que éste cuente. Son obligaciones de los usuarios sean o no propietarios, la utilización adecuada de los elementos proyectados o de parte de los mismos de conformidad con las instrucciones de uso y mantenimiento contenidas en la documentación del proyecto ejecutado.

4 DISPOSICIONES ECONOMICAS

4.1 DEFINICIÓN

Las condiciones económicas fijan el marco de relaciones económicas para el abono y recepción del proyecto. Tienen un carácter subsidiario respecto al contrato del proyecto, establecido entre las partes que intervienen, Promotor y Contratista.

4.2 CONTRATO DE EJECUCIÓN

Se aconseja que se firme el contrato de ejecución, entre el destinatario y el Carrocero, antes de iniciarse los trabajos y/o acciones necesarios para la realización material del proyecto. Al director del proyecto se le facilitará una copia del contrato de ejecución, para poder certificar en los términos pactados. El contrato de ejecución deberá prever las posibles interpretaciones y discrepancias que pudieran surgir entre las partes, así como garantizar que la Dirección del proyecto pueda, de hecho, COORDINAR, DIRIGIR y CONTROLAR la ejecución, por lo que es conveniente que se especifiquen y determinen con claridad, como mínimo, los siguientes puntos:

- Documentos a aportar por el Carrocero.
- Condiciones de inicio de los trabajos.
- Responsabilidades y obligaciones del Carrocero: Legislación laboral.
- Presupuesto del Carrocero.
- Revisión de precios (en su caso).
- Forma de pago: Certificaciones.
- Retenciones en concepto de garantía (nunca menos del 5%).
- Plazos de ejecución: Planning.
- Retraso del proyecto:
- Penalizaciones.
- Recepción del proyecto: Provisional y definitiva.
- Litigio entre las partes.

Dado que este Pliego de Condiciones Económicas es complemento del contrato de ejecución, en caso de que no exista contrato de ejecución alguno entre las partes se le comunicará a la Dirección del Proyecto, que pondrá a disposición de las partes el presente Pliego de Condiciones Económicas que podrá ser usado como base para la redacción del correspondiente contrato de ejecución.

4.3 CRITERIO GENERAL

Todos los agentes que intervienen en el proceso de la ejecución tienen derecho a percibir puntualmente las cantidades devengadas por su correcta actuación con arreglo a las condiciones contractualmente establecidas, pudiendo exigirse recíprocamente las garantías suficientes para el cumplimiento diligente de sus obligaciones de pago.

4.4 FIANZAS

El Carrocero presentará una fianza con arreglo al procedimiento que se estipule en el contrato de ejecución.

4.4.1 Ejecución de trabajos con cargo a la fianza

Si el Carrocero se negase a hacer por su cuenta los trabajos precisos para ultimar la ejecución en las condiciones contratadas, el Director del Proyecto los ordenará ejecutar a un tercero, abonando su importe con la fianza depositada.

4.4.2 Devolución de las fianzas

La fianza recibida será devuelta al Carrocero en un plazo establecido en el contrato de ejecución, una vez firmada el Acta de Recepción Definitiva del Proyecto.

4.5 DE LOS PRECIOS

El objetivo principal de la elaboración del presupuesto es anticipar el coste del proceso de construir el proyecto. Se descompondrá el presupuesto en unidades, componente menor que se contrata y certifica por separado, y basándonos en esos precios, calcularemos el presupuesto.

4.5.1 Precio básico

Es el precio por unidad (ud., m, kg, etc.) de un material dispuesto a pie de obra, (incluido su transporte, descarga, embalajes, etc.) o el precio por hora de la maquinaria y de la mano de obra.

4.5.2 Precio unitario

Es el precio de una unidad de obra que obtendremos como suma de los siguientes costes: Costes directos: Calculados como suma de los productos "precio básico x cantidad" de la mano de obra, maquinaria y materiales que intervienen en la ejecución. Medios auxiliares: Costes directos complementarios, calculados en forma porcentual como porcentaje de otros componentes, debido a que representan los costes directos que intervienen en la ejecución de la unidad de obra y que son de difícil cuantificación. Son diferentes para cada unidad de obra. Costes indirectos: Aplicados como un porcentaje de la suma de los costes directos y medios auxiliares, igual para cada unidad de obra debido a que representan los costes de los factores necesarios para la ejecución del proyecto que no se corresponden a ninguna unidad de obra en concreto.

4.5.3 Presupuesto de ejecución material

Es el resultado de la suma de los precios unitarios de las diferentes unidades de obra que la componen. Se denomina Presupuesto de Ejecución Material al resultado obtenido por la suma de los productos del número de cada unidad de obra por su precio unitario y de las partidas alzadas. Es decir, el coste de la obra sin incluir los gastos generales, el beneficio industrial y el impuesto sobre el valor añadido.

4.5.4 Precios contradictorios

Sólo se producirán precios contradictorios cuando el Ingeniero Director del Proyecto decida introducir unidades o cambios de calidad en alguna de las previstas, o cuando sea necesario afrontar alguna circunstancia imprevista. El Carrocero siempre estará obligado a efectuar los cambios indicados. A falta de acuerdo, el precio se resolverá contradictoriamente entre el Director del Proyecto y el Carrocero antes de comenzar la ejecución de los trabajos y en el plazo que determine el contrato de ejecución o, en su defecto, antes de quince días hábiles desde que se le comunique fehacientemente al Director del Proyecto. Si subsiste la diferencia, se acudirá, en primer lugar, al concepto más análogo dentro del cuadro de precios del proyecto y, en segundo lugar, al banco de precios de uso más frecuente en la localidad. Los contradictorios que hubiese se referirán siempre a los precios unitarios de la fecha del contrato de ejecución. Nunca se tomará para la valoración de los correspondientes precios contradictorios la fecha de la ejecución de la unidad de obra en cuestión.

4.5.5 Reclamación de aumento de precios

Si el Carrocero, antes de la firma del contrato de ejecución, no hubiese hecho la reclamación u observación oportuna, no podrá bajo ningún pretexto de error u omisión reclamar aumento de los precios fijados en el cuadro correspondiente del presupuesto que sirva de base para la ejecución de los trabajos.

4.5.6 Formas tradicionales de medir o de aplicar los precios

En ningún caso podrá alegar el Carrocero los usos y costumbres locales respecto de la aplicación de los precios o de la forma de medir las unidades de obra ejecutadas. Se estará a lo previsto en el Presupuesto y en el criterio de medición en obra recogido en el Pliego.

4.5.7 De la revisión de los precios contratados

El presupuesto presentado por el Carrocero se entiende que es cerrado, por lo que no se aplicará revisión de precios. Sólo se procederá a efectuar revisión de precios cuando haya quedado explícitamente determinado en el contrato de ejecución entre el destinatario del proyecto y el Carrocero.

4.5.8 Acopio de materiales

El Carrocero queda obligado a ejecutar los acopios de materiales o aparatos que el Promotor ordene por escrito. Los materiales acopiados, una vez abonados por el propietario, son de la exclusiva propiedad de éste, siendo el Carrocero responsable de su guarda y conservación.

4.6 VALORACIÓN Y ABONO DE LOS TRABAJOS

4.6.1 Forma y plazos de abono de los trabajos

Se recogerán las condiciones en el contrato de ejecución establecido entre las partes que intervienen que, en definitiva, es el que tiene validez. Los pagos se efectuarán por la propiedad en los plazos previamente establecidos en el contrato de ejecución, y su importe corresponderá precisamente al de las certificaciones del proyecto conformadas por el Director del Proyecto, en virtud de las cuáles se verifican aquéllos. Para los trabajos o partes de éstos que, por sus dimensiones y características, hayan de quedar posterior y definitivamente ocultos, el contratista está obligado a avisar al Director de Ejecución del Proyecto con la suficiente antelación, a fin de que éste pueda realizar las correspondientes mediciones y toma

de datos, levantando los planos que las definan, cuya conformidad suscribirá el Carrocero. A falta de aviso anticipado, cuya existencia corresponde probar al Carrocero, queda éste obligado a aceptar las decisiones del Promotor sobre el particular.

4.6.2 Mejora de trabajos libremente ejecutados

Cuando el Carrocero, incluso con la autorización del Director del Proyecto, emplease materiales de más esmerada preparación o de mayor tamaño que el señalado en el proyecto o sustituyese una clase de fábrica por otra que tuviese asignado mayor precio o, en general, introdujese en ésta y sin solicitársela, cualquier otra modificación que sea beneficiosa a juicio de la Dirección del Proyecto, no tendrá derecho más que al abono de lo que pudiera corresponderle en el caso de que hubiese construido el proyecto con estricta sujeción a lo proyectado y contratado o adjudicado.

4.6.3 Abono de trabajos presupuestados con partida alzada

El abono de los trabajos presupuestados en partida alzada se efectuará previa justificación por parte del Carrocero. Para ello, el Director del Proyecto indicará al Carrocero, con anterioridad a su ejecución, el procedimiento que ha de seguirse para llevar dicha cuenta.

4.6.4 Abono de trabajos especiales no contratados

Cuando fuese preciso efectuar cualquier tipo de trabajo de índole especial u ordinaria que, por no estar contratado, no sea de cuenta del Carrocero, y si no se contratasen con tercera persona, tendrá el Carrocero la obligación de realizarlos y de satisfacer los gastos de toda clase que ocasionen, los cuales le serán abonados por la Propiedad por separado y en las condiciones que se estipulen en el contrato de ejecución.

4.7 INDEMNIZACIONES MUTUAS

4.7.1 Indemnización por retraso del plazo de terminación de los trabajos

Si, por causas imputables al Carrocero, los trabajos sufrieran un retraso en su finalización con relación al plazo de ejecución previsto, el destinatario del proyecto podrá imponer al Carrocero, con cargo a la última certificación, las penalizaciones establecidas en el contrato,

que nunca serán inferiores al perjuicio que pudiera causar el retraso de la ejecución del proyecto.

4.7.2 Demora de los pagos por parte del destinatario

Se regularán en el contrato de ejecución las condiciones a cumplir por parte de ambos.

4.8 VARIOS

4.8.1 Mejoras, aumentos y/o reducciones de los trabajos

Si por causas imputables al Carrocero, los trabajos sufrieran un retraso en su finalización con relación al plazo de ejecución previsto, el destinatario podrá imponer al Carrocero, las penalizaciones establecidas en el contrato de ejecución, que nunca serán inferiores al perjuicio que pudiera causar el retraso del proyecto.

4.8.2 Trabajos defectuosos

Los trabajos defectuosos no se valorarán.

4.8.3 Seguro de los trabajos

El Carrocero está obligado a asegurar el proyecto contratado durante todo el tiempo que dure su ejecución, hasta la recepción definitiva.

4.8.4 Conservación del proyecto

El Carrocero está obligado a conservar el proyecto contratado durante todo el tiempo que dure su ejecución, hasta la recepción definitiva.

4.8.5 Pago de arbitrios

El pago de impuestos y arbitrios en general, municipales o de otro origen, cuyo abono debe hacerse durante el tiempo de ejecución de los trabajos y por conceptos inherentes a los propios trabajos que se realizan, correrán a cargo del Carrocero, siempre que en el contrato de ejecución no se estipule lo contrario.

4.9 RETENCIONES EN CONCEPTO DE GARANTÍA

Del importe total de las certificaciones se descontará un porcentaje, que se retendrá en concepto de garantía. Este valor no deberá ser nunca menor del cinco por cien (5%) y responderá de los trabajos mal ejecutados y de los perjuicios que puedan ocasionarle al Promotor. Esta retención en concepto de garantía quedará en poder del destinatario durante el tiempo designado como PERIODO DE GARANTÍA, pudiendo ser dicha retención, "en metálico" o mediante un aval bancario que garantice el importe total de la retención. Si el Carrocero se negase a hacer por su cuenta los trabajos precisos para ultimar el proyecto en las condiciones contratadas, el Director del Proyecto, en representación del destinatario, los ordenará ejecutar a un tercero, abonando su importe con la fianza depositada, sin perjuicio de las acciones a que tenga derecho el destinatario, en el caso de que el importe de la fianza no bastase para cubrir el importe de los gastos efectuados en las unidades de obra que no fuesen de recibo. La fianza retenida en concepto de garantía será devuelta al Carrocero en el plazo estipulado en el contrato, una vez firmada el Acta de Recepción Definitiva del Proyecto. El destinatario podrá exigir que el Carrocero le acredite la liquidación y finiquito de sus deudas atribuibles a la ejecución del proyecto, tales como salarios, suministros o subcontratos.

4.10 PLAZOS DE EJECUCIÓN

En el contrato de ejecución deberán figurar los plazos de ejecución y entregas, tanto totales como parciales. Además, será conveniente adjuntar al respectivo contrato un Planning de la ejecución del proyecto donde figuren de forma gráfica y detallada la duración de las distintas partidas que deberán conformar las partes contratantes.

4.11 LIQUIDACIÓN FINAL DEL PROYECTO

Entre el destinatario y Carrocero, la liquidación del proyecto deberá hacerse de acuerdo con las certificaciones conformadas por la Dirección del Proyecto. Si la liquidación se realizara sin el visto bueno de la Dirección del Proyecto, ésta sólo mediará, en caso de desavenencia o desacuerdo, en el recurso ante los Tribunales.

5 PRESCRIPCIONES TECNICAS PARTICULARES

Para facilitar la labor a realizar, por parte del Director del Proyecto, para el control de recepción de los productos, equipos y sistemas que se suministren en el presente proyecto, se especifican las características técnicas que deberán cumplir los productos, equipos y sistemas suministrados. Los productos, equipos y sistemas suministrados deberán cumplir las condiciones que sobre ellos se especifican en los distintos documentos que componen el Proyecto. Asimismo, sus calidades serán acordes con las distintas normas que sobre ellos estén publicadas y que tendrán un carácter de complementariedad a este apartado del Pliego. Tendrán preferencia en cuanto a su aceptabilidad aquellos materiales que estén en posesión de Documento de Idoneidad Técnica que avale sus cualidades, emitido por Organismos Técnicos reconocidos. Este control de recepción en obra de productos, equipos y sistemas comprenderá: - El control de la documentación de los suministros - El control mediante distintivos de calidad o evaluaciones técnicas de idoneidad - El control mediante ensayos Por parte del Carrocero debe existir obligación de comunicar a los suministradores de productos las cualidades que se exigen para los distintos materiales, aconsejándose que previamente al empleo de los mismos se solicite la aprobación del Director del Proyecto y de las entidades y laboratorios encargados del control de calidad. El Carrocero será responsable de que los materiales empleados cumplan con las condiciones exigidas, independientemente del nivel de control de calidad que se establezca para la aceptación de los mismos. El Carrocero notificará al Director del Proyecto, con suficiente antelación, la procedencia de los materiales que se proponga utilizar, aportando, cuando así lo solicite el Director del Proyecto, las muestras y datos necesarios para decidir acerca de su aceptación. Estos materiales serán reconocidos por el Director del Proyecto antes de su empleo, sin cuya aprobación no podrán ser acopiados ni se podrá proceder a su utilización. Asimismo, aún después de colocados, aquellos materiales que presenten defectos no percibidos en el primer reconocimiento, siempre que vaya en perjuicio del buen acabado del proyecto, serán retirados. Todos los gastos que ello ocasionase serán a cargo del Carrocero. El hecho de que el Carrocero subcontrate cualquier partida no le exime de su responsabilidad.

5.1 CONDICIONES QUE HAN DE CUMPLIR LOS MATERIALES

Todos los tubos que forman la estructura del chasis son de acero 1.0114 según la norma EN 10027-2 0 S235 JO. Este tipo de acero es un acero laminado en frío sin ningún tipo de tratamiento, cuyas características químicas deben ser iguales a las que aparecen en la siguiente tabla:

Designación	C % máx.	Si % máx.	P % máx.	S % máx.	N % máx.	Mn % máx.
S235JO	0,17	--	0.04	0.04	0.009	1.4

En cuanto a las propiedades mecánicas del S 235 JO:

- Tensión última 800 MPa
- Límite elástico 650 MPa
- Elongación 10 %
- Coeficiente de Poisson 0,34

Las características del aluminio 7075-T6/T651

- Tensión última mínima 470 MPa
- Límite elástico mínimo 400 MPa
- Elongación 5 %
- Dureza 130 HB

No deben cambiarse, sin autorización del director de obra, las calidades de material especificadas en el proyecto, aunque tal cambio implique aumento de características mecánicas.

Las características de los materiales suministrados deben estar documentadas de forma que puedan compararse con los requisitos preestablecidos. Además, los materiales deben poderse identificar en todas las etapas de fabricación, de forma única y por un sistema apropiado. La identificación puede basarse en registros documentados para lotes de producto asignados a un proceso común de producción, pero cada componente debe tener una marca duradera, distinguible, que no le produzca daño y resulte visible tras el montaje. Están permitidos los números estampados y las marcas punzonadas para el marcado, pero no las entalladuras cinceladas. El uso de estampadoras y troqueles está permitido en aquella zona cuyo estampado permita una separación superior a 5 mm de cualquier borde o pliegue.

5.1.1 Calidad de los materiales

Todos los materiales a emplear serán de primera calidad y reunirán las condiciones exigidas vigentes referentes a materiales y prototipos de construcción.

5.1.2 Pruebas y ensayos de materiales

Todos los materiales podrán ser sometidos a los análisis o pruebas que se crean necesarios para acreditar su calidad. Cualquier otro que haya sido especificado, y sea necesario emplear, deberá ser aprobado por el equipo, bien entendido que será rechazado el que no reúna las condiciones exigidas por la buena práctica de la construcción.

5.1.3 Manipulación y almacenamiento de los materiales

El material debe almacenarse siguiendo las instrucciones de su fabricante y no usarse si ha superado la vida útil en almacén especificada. Si por la forma o el tiempo de almacenaje pudieran haber sufrido un deterioro importante, antes de su utilización deben comprobarse que siguen cumpliendo con los requisitos establecidos.

Los componentes estructurales deben manipularse y almacenarse de forma segura, evitando que se produzcan deformaciones permanentes y de manera que los daños superficiales sean mínimos.

5.2 CONDICIONES QUE SE HAN DE CUMPLIR EN CUANTO A LA EJECUCIÓN

5.2.1 Corte

Se debe realizar por medio de sierra, cizalla, corte térmico (oxicorte) automático y, solamente si éste no es practicable, oxicorte manual. 2 Se aceptarán cortes obtenidos directamente por oxicorte siempre que no tengan irregularidades significativas y se hayan eliminado los restos de escoria.

5.2.2 Conformado

El acero se puede doblar, prensar o forjar hasta que adopte la forma requerida, utilizando procesos de conformado en caliente o en frío, siempre que las características del material no queden por debajo de los valores especificados.

Para el conformado en caliente se seguirán las recomendaciones del productor siderúrgico.

Consultar "PRONTUARIO UAHE-2001, de Hierros y Aceros Santander"

El conformado se realizará con el material en estado rojo cereza, manejando de forma adecuada la temperatura, el tiempo y la velocidad de enfriamiento. No se permitirá el doblado

o conformado en el intervalo de calor azul (250°C a 380°C), ni para aceros termomecánicos o templados y revenidos, salvo que se realicen ensayos que demuestren que, tras el proceso, siguen cumpliendo los requisitos especificados.

Se permite el conformado en frío, pero no la utilización de martillazos.

Los radios de acuerdo mínimos para el conformado en frío son:

Espesor de la chapa (mm)	Radio (interior) del acuerdo
$t < 4$	t
$4 < t < 8$	$1,5 t$
$8 < t < 12$	$2 t$
$12 < t < 24$	$3 t$

Tabla 12. Radios mínimos de plegado de tubos

5.2.3 Soldadura

La soldadura de los tubos de acero S 235 JO debe realizarse mediante el método de soldadura TIG. El proceso de soldadura será el siguiente:

5.2.4 Plan de soldeo

Se debe proporcionar al personal encargado un plan de soldeo, que como mínimo, incluirá todos los detalles de la unión, las dimensiones y el tipo de soldadura, la secuencia de soldeo, las especificaciones sobre el proceso y las medidas necesarias para evitar el desgarro laminar.

5.2.5 Limpieza

La limpieza antes de la soldadura es esencial para conseguir buenos resultados. Para trabajos normales de taller se procederá de la siguiente manera:

- Eliminación de la suciedad y desengrasado en frío con alcohol o acetona.
- Lavar con agua y secar inmediatamente para evitar el riesgo de oxidación.

Eliminación mecánica mediante:

- Cepillado con un cepillo rotativo inoxidable.
- Raspado con lija abrasiva o lima.
- Por chorreado.

5.2.6 Ambiente

Cuando se suelda se producen diferentes tipos de humos y gases. Con el fin de evitar la propagación de esta contaminación, es aconsejable la instalación de extractores de humos y gases. Bajo ningún concepto se debe mirar al arco sin una máscara de protección adecuada. La radiación ultravioleta (UV) intensa puede dañar los ojos y la piel, por lo cual el soldador debe llevar ropa de protección que cubra todo el cuerpo. La cantidad de gas depende del método de soldadura, material de aportación y tipo de aleación. La soldadura TIG produce una cantidad de humo considerablemente menor que la soldadura MIG, debido al contenido menor de energía en el arco. Por esta razón es necesaria una buena ventilación general en combinación con medidas individuales como máscaras de aire fresco o dispositivos de aspiración de humos local (In situ).

5.2.7 Ejecución de soldeo

Los componentes deben estar ensamblados de forma que no resulten dañados o deformados más allá de las tolerancias especificadas.

Todas las uniones para piezas provisionales a utilizar en fase de fabricación deben estar hechas de acuerdo con este DB y serán coherentes con el proyecto.

Después de completar la fabricación, la fijación entre componentes que están interconectados en interfaces de conexión múltiples deben comprobarse utilizando plantillas dimensionales o mediante fijación conjunta de los componentes.

Debe evitarse:

- La proyección de chispas erráticas del arco y, si se produce, debe sanearse la superficie del acero e inspeccionarse.
- La proyección de soldadura y, si se produce, debe ser eliminada.

Los defectos no deben cubrirse con soldaduras posteriores y deben eliminarse de cada pasada antes de la siguiente. Lo mismo debe hacerse con cualquier escoria. Las reparaciones de soldadura deben realizarse siguiendo una especificación de procedimiento de soldeo.

No se llevará a cabo ningún tipo de tratamiento térmico sobre los componentes soldados.

Se debe controlar la temperatura máxima del acero y el proceso de enfriamiento, cuando se realicen correcciones de distorsiones de soldeo mediante aplicación local de calor.

Durante la fabricación y el montaje deben adoptarse todas las precauciones para garantizar que se alcanza la clase especificada de superficie de rozamiento para uniones resistentes al deslizamiento.

En el momento del montaje en taller, las superficies de contacto deben estar libres de cualquier producto contaminante, tales como aceite, suciedad o pintura. Deben eliminarse las rebabas que imposibilitarían un asentamiento sólido de las partes a unir. El aceite debe eliminarse de la superficie del acero mediante el uso de limpiadores químicos y no mediante limpieza por soplete.

Si las superficies sin recubrir no se pueden armar directamente después de la preparación de las superficies de contacto, se las debe librar de todas las películas delgadas de óxido y cualquier otro material suelto, mediante cepillado con cepillo metálico. Se pondrá cuidado de no dañar ni pulir la superficie rugosa.

5.2.8 Soldadura en ángulo

Debe existir un contacto lo más estrecho posible entre las partes a que se van a unir mediante una soldadura en ángulo. La soldadura depositada no será menor que las dimensiones especificadas para el espesor de garganta y/o la longitud del lado del cordón.

5.2.9 Soldadura a tope

Debe garantizarse que las soldaduras son sanas, con el espesor total de garganta y con final adecuado en los extremos. Se debe especificar en el pliego de condiciones si se deben utilizar chapas de derrame para garantizar las dimensiones del cordón. Se pueden realizar soldaduras con penetración completa soldadas por un sólo lado utilizando o no chapa dorsal. La utilización de esta última debe estar autorizada en el pliego de condiciones y ha de ser estrechamente fijada al metal base. 3 La toma de raíz en el dorso del cordón tendrá forma de "v" simple, podrá realizarse por arco-aire, o por medios mecánicos, hasta una profundidad que permita garantizar la penetración completa en el metal de la soldadura previamente depositado.

5.2.10 Inspección de soldaduras:

Es de importancia fundamental efectuar una detenida inspección visual de la costura de la soldadura, así como de la zona próxima a la soldadura, tanto antes como después de soldar. Por lo tanto, se recomienda comprobar la separación de la raíz entre las partes que hay que

soldar, el ángulo de inclinación entre los elementos estructurales, la uniformidad en la preparación de los bordes de la soldadura, el ángulo de bisel, la distancia entre la alineación de las caras y la eliminación total de aceite, grasa, etc. El ensayo con partículas magnéticas es un método rápido y práctico para descubrir los defectos superficiales como las pequeñas fisuras que, por supuesto, no son obviamente visibles. Con este método se encontraran los defectos de soldadura en las uniones de nudos, los cuales resultan difíciles de determinar con otros métodos. Se pulverizan finas partículas magnéticas en la superficie que hay que revisar, y se produce un flujo del campo magnético mediante una bobina o una horquilla magnética. El examen de las soldaduras puede limitarse a la inspección visual, para cuya realización se precisa de un inspector con experiencia que juzgue la calidad de la soldadura.

5.2.11 Condiciones de seguridad

Para la realización de este proyecto únicamente habrá que tener en cuenta las condiciones de seguridad necesarias para el proceso de fabricación del basculante.

5.2.12 Montaje

Para facilitar el montaje es conveniente disponer de un utillaje en el taller. En la fabricación del útil se deben tener en cuenta las contracciones de la soldadura para obtener con precisión la estructura deseada.

5.2.13 Perforación

Los agujeros deben realizarse por taladrado u otro proceso que proporcione un acabado equivalente.

El punzonado se admite para materiales de hasta 25 mm de espesor, siempre que el espesor nominal del material no sea mayor que el diámetro nominal del agujero (o dimensión mínima si el agujero no es circular). Se pueden realizar agujeros mediante punzonado sin escariado excepto en las zonas en que el pliego de condiciones especifique que deban estar libres de material endurecido. Una posibilidad es punzonar hasta un tamaño 2 mm inferior al diámetro definitivo y taladrar hasta el diámetro nominal. Los agujeros alargados se realizarán mediante una sola operación de punzonado o mediante taladrado o punzonado de dos agujeros y posterior oxicorte.

Las rebabas se deben eliminar antes del ensamblaje, no siendo necesario separar las diferentes partes cuando los agujeros están taladrados en una sola operación a través de dichas partes unidas firmemente entre sí.

El avellanado se realizará tras el taladro o punzonado del agujero normal.

5.2.14 Empalmes

No se permitirán más empalmes que los establecidos en el proyecto o autorizados por el proyectista. Dichos empalmes se realizarán conforme al procedimiento establecido.

5.2.15 Uniones atornilladas

Utilización de tornillos

El diámetro nominal mínimo de los tornillos debe ser 4 mm, La rosca puede estar incluida en el plano de corte excepto en el caso de que se utilice el tornillo como calibrado. La espiga del tornillo debe salir de la rosca de la tuerca después del apriete y entre la superficie de apoyo de la tuerca y la parte no roscada de la espiga, además de la salida de rosca, debe haber:

- Cuatro filetes de rosca completos para tornillos pretensados.
- Un filete de rosca completo para tornillos sin pretensar.

Utilización de tuercas

Debe comprobarse antes de la colocación, que las tuercas pueden desplazarse libremente sobre el tornillo correspondiente.

Para asegurar las tuercas no serán precisas medidas adicionales al apriete normal, ni se deben soldar.

Utilización de arandelas

En agujeros redondos normales y con tornillos sin pretensar, normalmente no es necesario utilizar arandelas, aunque su empleo puede reducir daños en los recubrimientos. El diámetro de las arandelas que se deben usar con agujeros sobredimensionados o de dimensiones especiales, así como los requisitos para el empleo de arandelas en cuña o arandelas que indican la presión, debe indicarse en el pliego de condiciones.

Si se utilizan arandelas bajo la cabeza de los tornillos, éstas deben ser achaflanadas y situarse con el chaffán hacia la cabeza del tornillo.

Para tornillos pretensados, se utilizarán arandelas planas endurecidas de la forma siguiente:

- Para tornillos 10,9 debajo de la cabeza del tornillo y de la tuerca.
- Para tornillos 8,8 debajo del elemento que se gira (la cabeza del tornillo o la tuerca).

5.2.16 Apriete de los tomillos sin pretensar

Cada conjunto de tornillo, tuerca y arandela(s) debe alcanzar la condición de "apretado a tope" sin sobrepretensar los tornillos. Esta condición es la que conseguiría un hombre con una llave normal, sin brazo de prolongación. Para los grupos grandes de tornillos el apriete debe realizarse desde los tornillos centrales hacia el exterior e incluso realizar algún ciclo de apriete adicional.

5.2.17 Apriete de los tomillos pretensados

Los tomillos de un grupo, antes de iniciar el pretensado, deben estar apretados como si fueran tomillos sin pretensar.

Con objeto de alcanzar un pretensado uniforme, el apriete se realizará progresivamente desde los tornillos centrales de un grupo hasta los bordes y posteriormente realizar ciclos adicionales de apriete. Pueden utilizarse lubricantes entre las tuercas y tornillos o entre las arandelas y el componente que gira, siempre que no se alcance la superficie de contacto, esté contemplado como posibilidad por el procedimiento.

Si un conjunto tornillo, tuerca y arandela (s) se ha apretado hasta el pretensado mínimo y luego aflojado, debe ser retirado y descartar su utilización.

El apriete se realizará siguiendo uno de los procedimientos que se indican a continuación, el cual, debe estar calibrado mediante ensayos de procedimiento adecuados:

- Método de control del par torsor. Se utiliza una llave dinamométrica ajustada al par mínimo requerido para alcanzar el pretensado mínimo anteriormente especificado.
- Método del giro de tuerca Se marca la posición de "apretado a tope " y luego se da el giro de la tuerca indicado.
- Método del indicador directo de tensión. Las separaciones medidas en las arandelas indicadoras de tensión pueden promediarse para establecer la aceptabilidad del conjunto tornillo, tuerca y arandelas.
- Método combinado Se realiza un apriete inicial por el método 1, con una llave ajustada a un par torsor con el que alcance el 75% del pretensado mínimo definido en este

apartado, a continuación se marca la posición de la tuerca (como en el método 2) y, por último, se da el giro de tuerca indicado.

Presupuesto

1 PRESUPUESTO DE EJECUCION MATERIAL

1.1 MATERIA PRIMA

Material	Descripción	Unidades	Precio Unitario	Subtotal
Acero F1140	Acero para ejes y piezas mecanizadas	4	1,00 €	4,00 €
DIN 2448 26,9x2,3	Tubería de acero sin soldadura conformada en frio	5	5,00 €	25,00 €
DIN 2448 21,3x2	Tubería de acero sin soldadura conformada en frio	3	5,00 €	15,00 €
DIN 59 410 60x40x2	Tubería estructural laminada en frio	5	2,35 €	11,75 €
			Total	55,75 €

1.2 COMPONENTES NORMALIZADOS Y PIEZAS DE SERIE

Componente	Descripción	Unidades	Precio Unitario	Subtotal
DIN 6921 M14x2x30	Tornillo Hexagonal	2	0,75 €	1,50 €
DIN 6923 M14x2	Tuerca Hexagonal con Brida	4	0,75 €	3,00 €
DIN 6923 M10x1.5	Tuerca Hexagonal con Brida	1	0,30 €	0,30 €
DIN 6923 M16x2	Tuerca Hexagonal con Brida	2	0,35 €	0,70 €
DIN 6921 M12x1.75x60	Tornillo Hexagonal con Brida	2	0,65 €	1,30 €
DIN 6921 M10x1.5x80	Tornillo Hexagonal con Brida	1	0,50 €	0,50 €
DIN 6334 M12x1.75x33.3	Tuerca Hexagonal de Prolongación	1	0,80 €	0,80 €
DIN 931 M4x0.7x30	Tornillo Hexagonal Métrico	1	0,55 €	0,55 €
DIN 934 M4x0.7	Tuerca Hexagonal Métrico	1	0,30 €	0,30 €
ISO 3030 K20x24x10	Corona de Agujas	4	22,30 €	89,20 €
ISO 3245 HK1612 16x22x12	Rodamiento Agujas	6	19,50 €	117,00 €
ISO 12240-4 SI 12 C	Cabeza de Articulación	2	25,70 €	51,40 €

ISO 12240-4 SIL 12 C	Cabeza de Articulación	2	25,70 €	51,40 €
Casquillos y Espaciadores	Ensamblaje Trasero	4	15,16 €	60,64 €
Cojinete Trasero	Ensamblaje Trasero	2	22,90 €	45,80 €
Cojinete Llanta	Ensamblaje Trasero	1	22,85 €	22,85 €
Retenes de Aceite	Ensamblaje Trasero	4	10,92 €	43,68 €
Eje Trasero	Ensamblaje Trasero	1	34,56 €	34,56 €
Tirador de Cadena	Ensamblaje Trasero	2	16,15 €	32,30 €
			Total	557,78 €

1.3 MANO DE OBRA DIRECTA Y PUESTO DE TRABAJO

Componente	Unidades	Proceso	€/Hora	Horas	Subtotal
Casquillos	13	Torneado	40,00 €	0,2	104,00 €
Orejetas	10	Corte por Láser	100,00 €	0,15	150,00 €
Abrazaderas Basculante	2	Torneado	40,00 €	2	160,00 €
Eje Basculante	1	Torneado	40,00 €	4	160,00 €
Eje Rueda Trasera	1	Torneado	40,00 €	4	160,00 €
Pieza Basculante	2	Fresado	46,00 €	6	552,00 €
Balancín	2	Fresado	46,00 €	2	184,00 €
Balancín	2	Corte por Láser	100,00 €	0,25	50,00 €
Piezas Basculante	2	Programación CNC	40,00 €	2	80,00 €
Placa Balancin	2	Programación CNC	40,00 €	1,5	60,00 €
Basculante	1	Soldadura y Montaje	30,00 €	30	900,00 €
Potro	1	Soldadura y Montaje	30,00 €	2	60,00 €
				Total	2.620,00 €

1.4 MANO DE OBRA INDIRECTA

El valor de este concepto se ha estimado cercano al 20% de la mano de obra directa. De tal forma que el coste de la mano de obra indirecta será de trescientos catorce con cuarenta euros (314,40€).

1.5 COSTES SOCIALES

En cuanto a los costes sociales se han calculado como el 8% de la mano de obra directa e indirecta. Así el presupuesto en costes sociales para el presente proyecto se sitúa en ciento cincuenta con noventa y un euros (150,91€).

1.6 RESUMEN PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL

Concepto	Coste
Materia Prima	55,75 €
Componentes Normalizados y Piezas de Serie	557,78 €
MOD y Puesto de Trabajo	2.620,00 €
Mano de Obra Indirecta	314,40 €
Costes Sociales	150,91 €
Presupuesto de Ejecución Material	3.547,93 €

El presupuesto de ejecución material del proyecto es por tanto de tres mil quinientos cuarenta y siete con noventa y tres euros.

Santander a 29 de Septiembre de 2016



Hugo Ruiz Fernández

2 PRESUPUESTO DE EJECUCION POR CONTRATA

2.1 GASTOS GENERALES

Este concepto engloba todos aquellos gastos derivados de la elaboración del proyecto: material de oficina, facturas, etc. Se estima que su valor es de un 12% de la totalidad de costes anteriores. En este caso suponen cuatrocientos veinticinco con setenta y cinco euros (425,75€).

2.2 BENEFICIO INDUSTRIAL

El beneficio industrial esperado en la construcción de este prototipo será del 15% del coste de ejecución material del proyecto. Correspondiendo este porcentaje a quinientos treinta y dos con diecinueve euros (532,19€).

2.3 IVA

El impuesto sobre el valor añadido del presente proyecto se ha establecido en el 21% del coste total: novecientos cuarenta y seis con veintitrés euros (946,23€).

2.4 RESUMEN PRESUPUESTO DE EJECUCION POR CONTRATA

<u>Concepto</u>	<u>Coste</u>
Coste de Ejecución Material	3.547,93 €
Gastos Generales	425,75 €
Beneficio Industrial	532,19 €
IVA	946,23 €
Presupuesto de Ejecución por Contrata	5.452,10 €

Por tanto el presupuesto de ejecución por contrata del prototipo de suspensión y basculante asciende a cinco mil cuatrocientos cincuenta y dos con diez euros.

Santander a 29 de Septiembre de 2016



Hugo Ruiz Fernández

Bibliografía

BIBLIOGRAFÍA

- Arias Paz, Manuel (2003): “Motocicletas”
- Bradley, John (1996): “The Racing Motorcycle: a technical guide for constructors”
- Cano de la Fuente, Andrés (2014): “Diseño de Chasis para la Competición Motostudent 2014”
- Cocco, Gaetano: “Motorcycle Design and Technology Handbook”
- Cossalter, Vitore (2006): “Motorcycle Dynamics”
- Decker, K.H.: “Elementos de Máquinas”
- Felez, J. y Martínez, L.: “Ingeniería Gráfica y Diseño”
- Foale, Tony (2006): “Motorcycle Handling and Chassis Design: the art and science”
- Gutiérrez de Quevedo, Jesús (2013): “Herramienta para la optimización del comportamiento dinámico de vehículos de dos ruedas”
- Moto Engineer Foundation (2013-2014): “Reglamento de la Competición Motostudent”
- ROSMIL – Catálogo de Tornillería
- SKF – Catálogo de Rodamientos de Agujas
- SKF – Catálogo de Rotulas y Cabezas de Articulación
- Hierros Santander S.L. – Catálogo de Aceros