



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

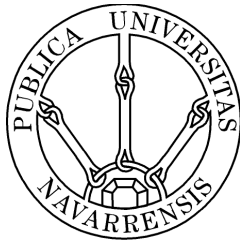
Título del proyecto:

DISEÑO MECÁNICO DE UN BANCO DE PRUEBAS
INERCIAL PARA MOTOCICLETAS

Rodrigo Solana Gallego

César Díaz de Cerio

Pamplona, 12 de Noviembre de 2012



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISEÑO MECÁNICO DE UN BANCO DE PRUEBAS
INERCIAL PARA MOTOCICLETAS

MEMORIA

Rodrigo Solana Gallego

César Díaz de Cerio

Pamplona, 12 de Noviembre de 2012

INDICE

1. Objeto del proyecto	4
1.1 Objeto del proyecto	4
1.2 Objetivo del proyecto	5
2. Tipos de bancos de pruebas	6
2.1 Bancos de potencia	6
2.1.1 Banco de potencia inercial	6
2.1.2 Banco de potencia estacionario	7
2.2 Bancos de neumáticos	8
2.3 Bancos de suspensiones	9
3. Punto de partida	11
3.1 Necesidad	11
3.2 Ubicación	11
3.3 Requisitos del diseño	12
4. Banco de potencia	13
4.1 Elección del tipo de banco	15
4.2 Estructura de un banco inercial	18
4.3 Principio físico	19
4.4 Análisis	19
4.5 Elección de materiales	22

5. Diseño preliminar.....	29
5.1 Introducción	29
5.2 Diseño de la geometría.....	30
5.2.1 Rodillo	30
5.2.2 Bancada	33
5.2.3 Sistema Atraparrueda	36
5.2.4 Apoyos del Rodillo.....	38
5.3 Conclusiones	39
5.4 Modelos y análisis.....	39
5.4.1 Bancada	40
5.4.2 Atraparrueda	50
5.4.3 Apoyos.....	63
6. Diseño del modelo final	68
7. Procesos de fabricación.....	86
8. Estudio de seguridad y salud	93
9. Instrucciones de montaje.....	98
10. Cómo utilizar este dinamómetro.....	104

1. Objeto del proyecto

1.1 Objeto del proyecto

El objeto del proyecto que a continuación se expone es el diseño de un banco de pruebas para motocicletas. El motivo principal que me ha llevado a esta elección ha sido el poder diseñar un banco de potencia para motocicletas, eliminando los costes que producen los transportes a circuitos para la prueba de las distintas configuraciones de motor de una motocicleta. En este proyecto se siguen todos los pasos de un proyecto de diseño, que son los siguientes:

1º Tipo de producto. Decidimos sobre que producto vamos a trabajar.

2º Estudio de mercado. Una vez decidido el producto comenzamos haciendo un estudio de mercado, analizando las diferentes tipos de bancos, materiales, precios...

3º Necesidades de los clientes potenciales. Después de ello y tener toda la información sobre el mercado, comenzamos con la recogida de información sobre los materiales que utilizaríamos en caso de producir nuestro diseño y sacarlo a la venta.

4º Bocetos del diseño. Con todo lo anterior comenzamos haciendo unos bocetos de como queremos que sea nuestro diseño, estos están expuestos a continuos cambios, ya que muchas veces durante el desarrollo del proyecto se necesitan modificaciones.

5º Geometría. Definimos la geometría que tendrá nuestro diseño, basándonos en el uso al que va destinado, ya que no es lo mismo un banco de pruebas de potencia, neumáticos, etc. La geometría viene definida como el conjunto de medidas que hagan un uso cómodo al usuario.

6º Diseño 3D. Comenzamos el proceso de dibujo o diseño 3D mediante software 3D, en este caso el programa utilizado es Catia V5 R19. Durante este proceso nos apoyaremos en la geometría previamente definida, aunque durante esta parte del proyecto se puede ver supeditada a pequeños cambios.

7º Análisis por simulación y rediseño. Una vez realizado todo el proceso anterior y ya tenemos terminado el diseño 3D del producto se procede a efectuar las simulaciones en ordenador, con las propiedades mecánicas de los materiales elegidos anteriormente. Obtenemos unos resultados y a consecuencia de ellos nuestro modelo se puede ver expuesto a cambios por ejemplo en el espesor de los perfiles, ya que en un lugar podemos ver que se va a romper y añadiéndole un poco más de material no romperá, todo ello apoyado en el software de simulación, en nuestro caso será la parte de elementos finitos de Catia.

8º Fabricación de un prototipo. En este momento comienza el desarrollo del prototipo utilizando diferentes máquinas y procesos manuales. Además de todo ello también se preparan diferentes presentaciones gráficas de como podría ser nuestro

prototipo final. Después de obtener el prototipo se le da un acabado final para poder presentarlo.

1.2 Objetivo del proyecto

El objetivo del proyecto es diseñar justificadamente la parte mecánica de un Dinamómetro (banco de pruebas) para luego documentar el diseño y la construcción del Dinamómetro para motocicletas.

Un dinamómetro o banco de pruebas es un aparato usado por mecánicos y técnicos para medir la potencia y el par entregados por un vehículo. Su principal utilidad es la posibilidad de testear in situ las diversas preparaciones de motor sin tener que salir a probar en circuito con el aumento de costes que conlleva y elimina la subjetividad del piloto a la hora de evaluar la preparación en cuestión.

El proyecto detalla los mecanismos físicos para realizar una prueba, la implementación de una propuesta de diseño, sistema de adquisición de datos y un software para mostrar la información

De esta forma serán estudiadas distintas alternativas existentes en la actualidad en el mercado, analizando y valorando cada una de ellas, y comparándolas entre sí. Todo ello con el objetivo de dar con la mejor solución que permita alcanzar los fines perseguidos.

Esto supone un intenso proceso de información, investigación y recopilación de información de diversas fuentes, que permitan obtener el conocimiento suficiente para poder realizar la elección de modo acertado.

Una vez diseñada la parte móvil del banco de potencia, se comenzará el diseño de la bancada realizando diferentes prediseños que serán valorados mediante herramientas de elementos finitos en busca del más adecuado según nuestras necesidades. Para ello serán sometidos a diferentes situaciones de carga para ver su comportamiento en una prueba dependiendo de la motocicleta a ensayar, obteniendo así resultados analíticos adecuados para su posterior comparación.

Finalmente se realizará un diseño y elección más exhaustiva de todos los elementos que forman parte del banco, incluyendo todos los pequeños detalles.

2. Tipos de bancos de pruebas

En la actualidad existen numerosos tipos de bancos de pruebas, cada uno de los cuales se centra en la captación de datos referentes a una parte del elemento a ensayar. En nuestro caso, para las motocicletas, hay varios tipos de bancos de pruebas cuya misión es la búsqueda de datos como pueden ser la potencia y el par del motor (están relacionados entre ellos), las prestaciones de los neumáticos o de los amortiguadores.

A continuación se explicará brevemente cada tipo de banco:

2.1 Banco de potencia

La necesidad fundamental por la que se crearon los bancos es clara: medir la potencia que desarrolla cada motor. Si medir es fundamental en el ámbito de la Ingeniería, también lo es en el de la Mecánica. Entendiendo por mecánica, claro está, no sólo la rama de la física, sino también la reparación y preparación de motores. Así pues, en el caso que nos ocupa, para preparar una moto buscando la mejora de sus prestaciones o, simplemente, para valorar con precisión la magnitud de las mismas, es imprescindible conocer un dato objetivo que nos permita comparar y saber si los cambios y experimentos realizados han dado su fruto.

La misión de este tipo de bancos es elaborar la curva de potencia y de par motor que da una motocicleta.

Así se conoce, mediante un software, el par máximo y la potencia máxima que dará el motor a un determinado régimen de giro, así como la velocidad máxima teórica que podrá alcanzar.

Mediante estos bancos se puede probar al instante, sin el incremento de coste que conlleva la variación de par o potencia que tendrá el motor al variar su configuración, como puede ser la carburación, sistema de escape, etc. o facilitar la puesta a punto.

La captación de datos se realiza básicamente mediante tres sensores, que son, un pick up para medir las r.p.m., una sonda lambda para medir la mezcla y otro sensor de velocidad colocado en el propio rodillo.

Existen dos tipos de bancos de potencia: Los inerciales y los estacionarios.

2.1.1 Banco de potencia inercial

El banco inercial, en cambio, es el preferido de preparadores, talleres y equipos de competición, ya que es el más indicado para medir las prestaciones absolutas. De esta forma, permite hacer comparaciones entre diferentes estados del motor o con distintos componentes.

Como su propio nombre indica, consta de un rodillo con una determinada inercia medida; un rodillo que acelera directamente la rueda trasera de la moto en contacto directo con él. El rodillo gana velocidad por unidad de tiempo, una relación medida por el banco en cada instante mientras el programa informático calcula el trabajo para mover

la inercia del rodillo a esa velocidad y en ese tiempo. De esa forma calcula la potencia a la rueda que desarrolla la moto.

Por otro lado, se suele hablar indistintamente de potencia a la rueda y de potencia del motor, sin hacer distinción entre ambos datos, cuando en la realidad existe una diferencia, dependiendo de las transmisiones en cada motor, entre un 6 y un 8% al dar una magnitud u otra.

Hemos visto cómo se calcula la potencia neta a la rueda de un motor, la potencia que aplica sobre el rodillo. Pero ¿cómo se calcula la otra potencia, quizá la más comúnmente utilizada, la potencia al embrague?

Pues se realiza un ensayo en pérdidas; es decir: cortando gas y cogiendo el embrague en el justo momento de corte de encendido, dejando que entonces el programa calcule la potencia negativa generada por el movimiento de la transmisión, y se la suma a la positiva en el régimen donde se halla la potencia máxima. De esa forma se consigue el dato de la potencia total al embrague.

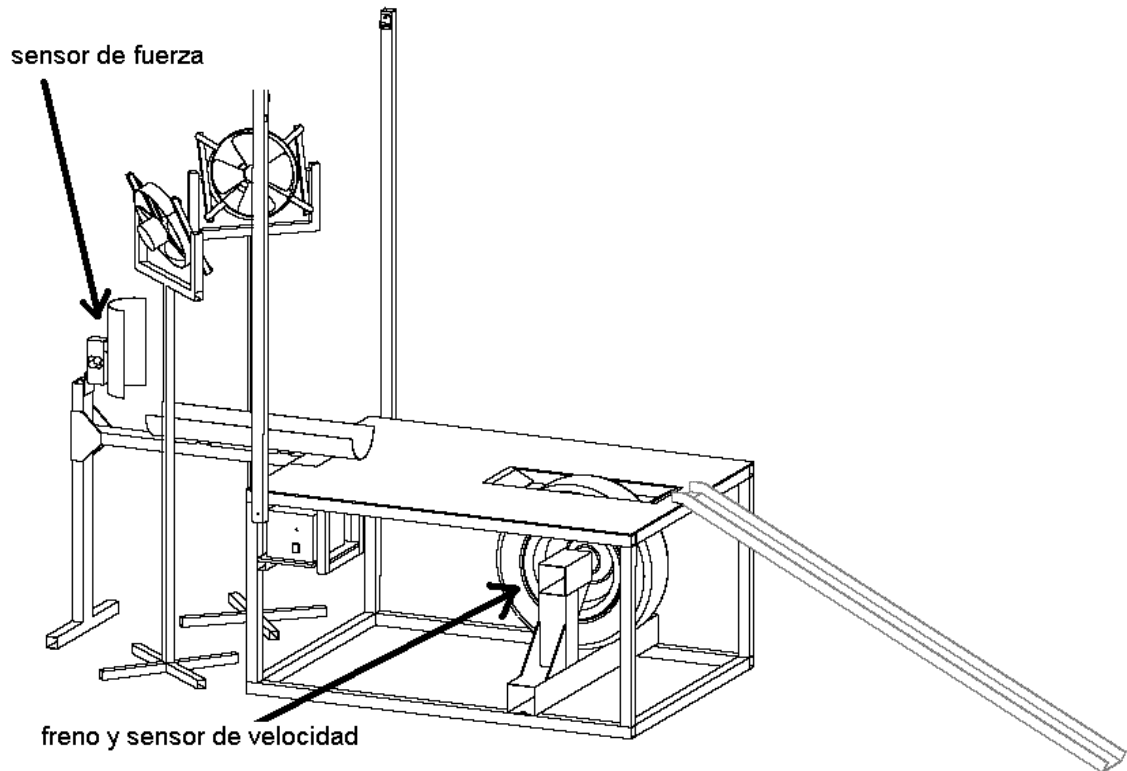


2.1.2 Banco de potencia estacionario

El banco estacionario consta de un rodillo de mínima inercia adosado a un sistema de absorción de energía (normalmente un freno eléctrico). Este freno eléctrico, controlado mediante software, permite estabilizar la moto al régimen del motor que deseemos durante un largo tiempo.

Esta facilidad suele ser utilizada para hacer pruebas en el desarrollo de nuevos modelos. Con este tipo de bancos se realizan ensayos de durabilidad de materiales, consumos y desgastes de piezas. Los fabricantes de motocicletas, de cilindros, de motores y los centros de homologación, son los principales usuarios de estos bancos, que, por otra parte, tienen un elevado coste de adquisición.

Independientemente de ese freno eléctrico que estabiliza el motor, un banco puede montar otro freno sobre el rodillo, con el exclusivo fin de detener el giro del rodillo y de la rueda de la moto.



2.2 Banco de neumáticos

Los neumáticos tienen un efecto muy grande sobre la dinámica de la motocicleta. De hecho, son esenciales tanto para el confort de conducción, siendo la primera protección para el piloto de vibraciones de la carretera, tanto para la seguridad y el rendimiento, ya que juegan un papel importante en la estabilidad y manejo

Hay 3 categorías de neumáticos de la motocicleta: carreras, carretera y off-road. Para cada una de estas categorías, el mercado ofrece muchos modelos de todas las características que tienen diferentes el uno del otro.

Los códigos multi-body, se utilizan para realizar simulaciones virtuales del comportamiento dinámico de las motocicletas. Está claro que si cambias de neumáticos, el comportamiento de la moto va a cambiar también.

Por lo tanto, a través de simulaciones, es posible identificar los neumáticos más adecuados para una motocicleta particular. Para simular el comportamiento de un neumático, las curvas características que pueden obtenerse se necesitan solamente mediciones experimentales. Debido a la falta de datos experimentales disponibles en los libros, se ha desarrollado una máquina específica que se denomina
Mototyremeter.

Con él, es posible identificar las propiedades mecánicas de los neumáticos de motocicleta. Hasta ahora, con este equipo, las siguientes magnitudes se pueden medir:

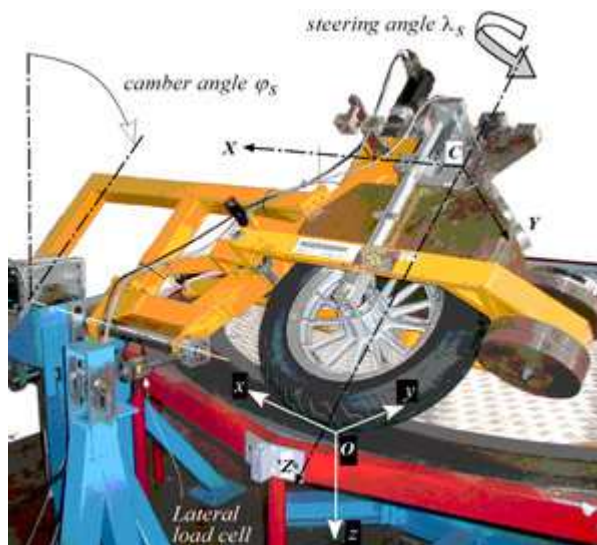
- La fuerza lateral como una función del ángulo de balanceo.
- La fuerza lateral como una función del ángulo de deslizamiento lateral.
- El par de autoalineación.
- El par de torsión y la fuerza de resistencia a la rodadura.

Hace posible la medición de las propiedades de los neumáticos con ángulo de inclinación muy alta, de hasta 50 °. Esta característica es muy importante porque ángulo de inclinación tiene una gran influencia de las fuerzas y pares que se ejercen sobre superficie del neumático.

La configuración del disco giratorio es favorable para la simplicidad de la construcción y menos costoso que otras configuraciones. Pero se tiene en cuenta que, en la máquina de disco giratorio, el camino de la rueda es circular, por lo tanto una fuerza causada por la curvatura se suma a la fuerza lateral causada por los ángulos de resbalamiento lateral y peralte.

La fuerza de curvatura está siempre dirigida hacia el exterior del disco y que éste debe ser corregido para obtener medidas correctas.

Las gráficas obtenidas a partir de los datos experimentales permiten calcular los coeficientes de la fórmula de Pacejka, con métodos de ajuste.



2.3 Banco de suspensiones

Las suspensiones son uno de los elementos que más trabajo realizan durante su funcionamiento, por lo que sufren una rápida degradación tanto de sus aceites como de sus componentes.

Pensemos que la velocidad de una suspensión alcanza fácilmente no dejando nunca de trabajar, aunque el vehículo no se mueva al rodar. Por falta de cultura de suspensiones no reciben el mismo trato que, por ejemplo, un motor, aún siendo más influyentes en nuestra conducción y seguridad.

En la actualidad, junto con los neumáticos, es el componente más mimado en competición

Por todo ello, con las diferentes configuraciones de aceite y dimensiones del amortiguador se realizan pruebas en estos bancos. Se distinguen porque son capaces de aplicar una carga poco a poco crecientes y, mediante un captador de fuerza, medir la carga máxima aplicable al amortiguador. El banco está dotado con un mecanismo oscilante, un sensor de posición y un captador de fuerza. El termopar mide la temperatura del aceite y un invertir garantiza estabilidad a la oscilación.

Se pueden hacer diferentes tipos de pruebas:

- Prueba a velocidad constante: permite la adquisición de datos por un ciclo a una velocidad programada;
- Prueba a velocidad variable: es posible probar el amortiguador imponiendo un progresión de frecuencias o velocidad, elecciones por el software.
- Prueba rápida: hacer funcionar el banco sin adquirir, para probar el comportamiento del amortiguador a muchas velocidades.

A cada prueba se puede elegir de efectuar preliminarmente el warm-up (opcional) según determinados programas, el gas test y el roce de la finca para separar los efectos. Prueba a fuerza limitada por evitar roturas del amortiguador.



3. Punto de partida

Desde siempre me interesaron las motos así que durante el tercer curso de carrera cursé una asignatura de libre elección que trataba sobre motocicletas, a partir de ahí descubrí había un grupo de estudiantes de la Universidad que estaba construyendo una moto de competición. Con el fin de ayudar en su puesta a punto, el profesor César Díaz de Cerio me ofreció como proyecto fin de carrera un banco de pruebas para motocicletas.

3.1 Necesidad

A lo largo de estos últimos años, un grupo de estudiantes de la Universidad Pública de Navarra están participando en una competición entre diversas universidades que consiste en diseñar y desarrollar un prototipo de moto de competición de pequeña cilindrada 250 4tiempos, que competirán con su evaluación pertinente, en unas jornadas que se llevarán a cabo inicialmente en las instalaciones de la Ciudad del Motor de Aragón. Para el propósito de esta competición, cada equipo universitario debe considerarse integrado en una empresa fabricante de motos de competición, para desarrollar y fabricar un prototipo bajo unos condicionantes técnicos y económicos dados. La competición en sí misma es un reto para los estudiantes, en la cual en un periodo de tiempo de tres semestres han de demostrar y probar su capacidad de creación e innovación y la habilidad de aplicar directamente sus conocimientos y capacidades como ingenieros enfrentándose a su vez a la competencia que suponen los demás equipos.

Con el fin de configurar y mejorar la motocicleta sin tener que realizar desplazamientos o por lo menos minimizarlos, ya que cada desplazamiento a circuito supone un costo añadido. De esta manera los ajustes en temas fundamentales como pueden ser la carburación o el sistema de escape se harían de manera más sencilla y rápida. Además de conocer parámetros fundamentales de la moto como la potencia, el par o la velocidad máxima.

Por estos motivos elegí realizar un banco de potencia y dentro de ellos, podía ser inercial o estacionario.

3.2 Ubicación

La ubicación de este banco de pruebas estará en el taller de Motostudent dentro del edificio de talleres, situado en el campus Arrosadía de la Universidad Pública de Navarra.



Este taller deberá acondicionarse, siendo obligatorio un sistema de extracción de humos para poder albergar el banco.

3.3 Requisitos del diseño

El banco debe tener unos requisitos geométricos para que puedan utilizarse en él todas las motos del mercado, siendo su uso cómodo y seguro.

-Las masas máximas que se podrán subir en el banco será 500kg siendo esta masa la combinación entre la moto y el piloto.

La moto más pesada del mercado es la Honda Goldwing (381kg en vacío), con lo que el peso máximo para la moto será de 400kg. Por otra parte la masa máxima del piloto será de 100kg.

-La potencia máxima que podrá ser medida por el banco con fiabilidad será de 200 Cv.

- Velocidad máxima de la motocicleta (rueda trasera) de 300 km/h.

- Anchura máxima de la motocicleta de 945mm además del espacio suficiente para el apoyo de los pies del piloto en parado.

- Rango de distancias entre ejes de motocicletas a probar, de 1300mm a 1700mm.

- La altura del banco será la mínima para reducir el esfuerzo realizado al subir la moto al banco, por otra parte tiene que ser capaz de albergar el rodillo y otros componentes.

- Sistema atraparrueda móvil para que encajen las ruedas delanteras de los diferentes modelos del mercado. Los diámetros de ruedas a poder utilizar van desde un mínimo de 12 pulgadas hasta un máximo de 21 pulgadas (diámetro normalizado de las llantas).

Por otra parte la anchura de la rueda delantera variará desde un mínimo de 80mm hasta 130mm como máximo.

4. Banco de potencia

El banco de potencia hoy en día es una herramienta prácticamente indispensable para cualquier mecánico que realice preparaciones, ya sean de ciclomotores o de motocicletas, para poder sacar el máximo rendimiento a los motores.

Resulta muy difícil evaluar si hay ganancia de potencia en un motor solo probándolo en la calle y en algunos casos con motos de competición que solo se usan para circuitos, es imposible salir a la calle a probarla, de hay la importancia y la gran ventaja de tener un banco de potencia.

Realmente, un banco de potencia no es más que un instrumento de medida. De hecho, lo único que mide de manera directa un banco de potencia es el par motor y, a partir de ahí, se multiplica por el régimen de giro para calcular la potencia. Los motores son máquinas capaces de generar potencia, y la potencia es la capacidad de realizar un trabajo en un determinado tiempo. En las motocicletas, el trabajo en el que se usa la potencia que genera el motor es precisamente en mover al propio vehículo. Por eso, a mayor potencia más rápido se moverá, más acelerará.

Imaginemos que estas subiendo una cuesta mientras vas acelerando a fondo, en este caso, toda la potencia del motor se estará generando para que la moto suba la pendiente, si de repente, y sin soltar el gas, aprietas el embrague, la moto tenderá a frenarse y en cambio, el motor se colocara en su régimen más alto, ya que no habrá nada en lo que consumir la potencia que genera. Pues bien, lo que hace precisamente un banco de potencia es “frenar”, frenan al motor mientras se está ensayando y, al mismo tiempo, miden en cada momento el par que se está transmitiendo entre el motor y el propio banco.

El banco de potencia te indica en cada momento si lo que tu estas variando, ya sea un escape, un carburador, o un encendido, estas mejorando o empeorando el rendimiento.

Con lo que hemos comentado hasta el momento, podría pensarse que con un buen banco el ajuste de los motores es muy sencillo. Nada más lejos de la realidad, es cierto que un buen banco facilita el trabajo, si se sabe interpretar lo que las graficas nos indican.

Aunque se haya realizado un trabajo que se ajuste a la perfección todos los puntos de funcionamiento del motor, todavía queda trabajo por hacer. El vehículo no funciona igual en la calle o en el circuito que en el banco, las condiciones de funcionamiento tales como, altura, temperatura presión atmosférica varían siempre, por tanto la puesta a punto final, siempre es manual, es el mecánico quien debe saber corregir estos parámetros.

El banco de potencia se puede construir pensando que esté situado en un lugar fijo como puede ser un taller, el banco podrá estar en un foso, tiene la ventaja de que no hace falta elevar la motocicleta a una plataforma pero está el inconveniente de la construcción del foso. También se puede construir el banco situado en una bancada, con lo cual hace falta subir la motocicleta. Otra alternativa es que el banco se pueda

desplazar, por ejemplo a circuitos, los cuales se suelen construir en un remolque para ser transportado



Banco de potencia en foso



Banco de potencia en bancada



Banco de potencia móvil en remolque

4.1 Elección del tipo de banco

Hay básicamente dos tipos de dinamómetros. Dinamómetro de estado estacionario (freno) y dinamómetros inerciales. También hay básicamente dos tipos de cada banco de pruebas con diferentes configuraciones de cada uno. Estos son en líneas generales dinamómetros de motor y dinamómetros de chasis. Con los dinamómetros de motor, el motor está conectado directamente al banco para captar los datos. Los dinamómetros de chasis miden la potencia a la rueda. Hay varias configuraciones para dinamómetros de chasis, el tipo más común es que las ruedas motrices de los vehículos giren sobre un tambor o rodillo. Otros tipos implican elevación del vehículo y la eliminación de las ruedas; el buje de la rueda está entonces acoplado directamente al eje de entrada del dinamómetro.

- Ventajas y desventajas de cada tipo:

Un banco de potencia en estado estacionario tiene la ventaja de que un motor se puede cargar hasta un punto y se mantiene a una velocidad constante. Esto puede ser utilizado para encontrar un fallo en una determinada velocidad o ajustar el motor para potencia máxima a una cierta velocidad, etc. La desventaja de estos tipos de dinamómetros es que son caros (en comparación con el tipo inercial), y son más complejos. Estos dinamómetros también necesitan la calibración periódica de una célula de carga. Si los controles de calibración no se realizan regularmente, los resultados obtenidos pueden estar equivocados. El mecanismo de frenado del dinamómetro generará una gran cantidad de calor que tiene que ser evacuado de alguna manera. Si se trata de un freno eléctrico que tiene que ser enfriado, así que tendrá radiadores por los que circulará agua.

Cada tipo de banco de pruebas tiene sus propias ventajas y desventajas. Los dinamómetros tradicionales se les conoce como de tipo “bomba” o “de freno”, ya que ellos usan una bomba hidráulica y ambos trabajan bajo el mismo principio. El motor que se está probando marcha a una velocidad constante, la carga se aplica a través de la bomba hasta que el motor no puede mantener esta velocidad con la mariposa totalmente abierta (WOT), en este punto, el par que está siendo aplicado por la bomba, es medido y convertido en las lecturas de salida del motor. Los resultados son calculados por medio de los valores obtenidos de la célula de carga o simplemente transformando la presión de la bomba. Este método, conocido como "pruebas de estado estacionario", se realiza normalmente en incrementos de 200-500 rpm a través de la "curva de potencia" del motor. Este tipo de prueba en banco ha sido utilizado durante muchos años en todo tipo de motores, sin embargo, para aplicaciones de carreras tienen unos pocos problemas esenciales.

Los dinamómetros de tipo “bomba” deben usar algún tipo de fluido para bombear, ya sea agua o aceite. Todo el mundo sabe lo que sucede con el aceite, ya al ser bombeado y aumentar su presión, se calienta rápidamente y la viscosidad del aceite disminuye. Cuando esto ocurre la potencia requerida por la bomba cambia radicalmente, y esto a su vez cambia las lecturas de potencia de salida en el banco de pruebas. El agua tiene esta misma tendencia, aunque en menor medida. Las bombas de agua y de aceite

también tienden a mezclar el aire con los líquidos, cambiando su viscosidad, y variando de nuevo las lecturas de salida.

En "Estado Estacionario" las pruebas está muy bien para equipos tales como bombas de agua, generadores, etc. tractores, equipos que operan a una carga y rpm constantes durante largos períodos de tiempo. ¿Con qué frecuencia un motor de carreras va a operar a una velocidad constante? Casi nunca, desde el inicio de una carrera hasta el final el motor no funciona en un estado constante, siempre en aceleración o deceleración. La transmisión de calor del flujo de admisión y escape, combustión y componentes mecánicos son muy diferentes en estas condiciones a las de un estado estacionario.

La prueba de "Estado Estacionario" requiere que el motor esté con la mariposa totalmente abierta en cada incremento de la prueba durante un período de tiempo mientras que las lecturas de ensayo se toman. La llegada de los sistemas informatizados de adquisición de datos ha ayudado considerablemente, pero el motor todavía pasa un período de tiempo relativamente largo con carga a altas revoluciones y con la mariposa totalmente abierta.

Con el tiempo, el funcionamiento interno de la bomba del banco de pruebas hace que sus características de absorción de energía puedan cambiar. A menos que estos cambios son cuidadosamente monitoreados y compensados, el banco de pruebas puede llegar a ser inexacto.

Los dinamómetros inerciales son los más simples y más baratos. Un dinamómetro de inercia funciona de manera muy diferente a uno "tipo de bomba". El dinamómetro de inercia consta de un componente principal, un gran volante de inercia, montado sobre un eje y conectado al motor a través de las ruedas. La desventaja de estos dinamómetros respecto a los de freno es que sólo se pueden utilizar para las pruebas del acelerador abiertos completamente (WOT).

Resumiendo:

Puntos a favor de dinamómetros estado estacionario:

- La capacidad de retener a rpm constante mientras se varía el punto de carga de los motores (controlar el acelerador), es excelente para el establecimiento de las mezclas y los tiempos en los puntos individuales de operación para la asignación de unidades programables de gestión del motor, siempre que pueda mantener las condiciones de operación estable durante este tiempo.

Puntos en contra de dinamómetros estado estacionario:

- Caro debido al coste del freno, una célula de carga y hardware del controlador.
- Complejo debido al control de la carga que requiere un circuito cerrado para mantener las rpm del motor con precisión.

- La calibración de la celda de carga para mantener la precisión (un proceso bastante sencillo utilizando pesas).
- El mecanismo de frenado del banco de pruebas va a generar una gran cantidad de calor (la potencia del motor se convierte en calor) que debe ser disipada. Los frenos hidráulicos de agua pueden incluso necesitar depósitos de refrigeración o torres. El calor del motor en sí mismo debe ser manejado cuidadosamente, ya que puede pasar mucho tiempo corriendo contra el freno bajo carga.
- El agua y las unidades hidráulicas que no se ejecutan a las células de carga (sólo es relevante para los diseños muy simples, donde el poder de base en el flujo vs presión) deben intentar compensar los cambios de viscosidad que se producen, ya que los datos podrán ser erróneos.
- Incluso con buenos sistemas de control electrónico del motor puede pasar largos tiempos en cada punto de funcionamiento, esto puede ser una preocupación a altas rpm y cargas.
- “Prueba de rampa”, es una medida de aceleración rápida, sin un "tiempo de asentamiento", se hace en un intento de producir un gráfico de energía de forma rápida y con la tensión del motor mínima. Estas pruebas son muy sensibles a la tasa de aceleración utilizada (kilómetros por hora / segundos, debido a la inercia del sistema sin corregir); la repetibilidad también pueden sufrir si el sistema electrónico no controla perfectamente el "circuito cerrado”.

-¿Por qué un banco de potencia inercial?

Los dinamómetros de inercia se están convirtiendo rápidamente en el método preferido para la obtención de los resultados en las pruebas de banco de pruebas para aplicaciones de carreras. Los dinamómetros de inercia simulan mejor las condiciones dinámicas creadas al acelerar un motor bajo carga, por lo tanto dar resultados más precisos, repetibles y rápidos.

-Los resultados de cada tipo.

Normalmente un dinamómetro en estado estacionario dará resultados de hasta aproximadamente un 20% menos que los tipos de inercia. Un ejemplo de cómo se producen resultados diferentes es el siguiente. Si se tiene una moto que muestra un máximo de 100CV en un dinamómetro de la inercia y una determinada potencia en un dinamómetro estacionario. Ahora se aligera el cigüeñal y el volante de inercia, se monta una rueda trasera más ligera, una cadena ligera y unos piñones de aleación. Probamos la moto en el banco de pruebas de estado estacionario y la potencia mostrada es todavía la anterior “xxHP”. Llevamos la motocicleta al banco de inercia y ahora está produciendo 105 CV. Estas modificaciones realmente no hacen que el motor produzca más potencia como el banco estacionario nos muestra. Así que ¿por qué el dinamómetro de inercia ahora dice que se está produciendo más potencia? Esto es porque el dinamómetro de inercia proporciona una representación real de lo que se ve. Por supuesto, el motor no está produciendo más potencia, pero hay más potencia disponible para acelerar la moto ya que hay menos energía que se necesita para acelerar el cigüeñal, la cadena, piñones y finalmente la rueda. Debido a que se necesita menos energía para acelerar estas partes, hay mucho más disponible para acelerar la moto, y se acelerará más rápidamente en la

prueba. El dinamómetro de inercia calcula la potencia en función de lo rápido que se acelera el rodillo, por lo tanto, en este ejemplo el motor de la moto es capaz de acelerar el rodillo más rápidamente después de las modificaciones por lo que hay más potencia disponible en la rueda trasera al acelerar la moto en la carretera. ¿Con qué frecuencia importa la cantidad de energía que se está haciendo en una aceleración constante en una motocicleta, y más si es de competición? El motor no suele ser girar a una velocidad constante, o bien se constante aceleración o deceleración.

Según todo lo anterior, el banco de potencia que más se ajusta a nuestras necesidades es del tipo inercial, siendo los apartados más favorables de el su sencillez, rapidez a la hora de realizar las pruebas, además de la fidelidad de sus resultados y que su coste es menor que el banco estacionario.

4.2 Estructura de un banco inercial

Este banco de pruebas consta de diferentes partes mecánicas que serán explicadas a continuación:

-Bancada: Es el elemento de soporte del banco. Está formado por un conjunto de perfiles metálicos soldados entre sí, encargados de soportar los esfuerzos y reacciones originados por la motocicleta durante el ensayo.

-Rodillo: Principal elemento ya que en función de sus características se han dimensionado el resto de los elementos y que dependiendo de la potencia de las motocicletas que probaremos optaremos por unas dimensiones determinadas. Se monta sobre unos rodamientos cuidadosamente calculados en función de las circunstancias bajo las que deberán funcionar, así como los apoyos del propio rodillo. Es el encargado de transmitir la potencia de la motocicleta para que su aceleración y velocidad sea recogida por los sensores.

-Apoyos del rodillo: Elementos que estarán atornillados al rodillo para que, al girar la rueda trasera de la moto el movimiento se transmita al rodillo y el conjunto de rodillo más apoyos gire sobre los rodamientos. Debido a que el rodillo debe tener una inercia máxima no se le hará un agujero central para albergar un eje, sino que será un rodillo macizo donde, en sus laterales, se atornillarán unos apoyos. Cabe la posibilidad de que estos apoyos y el rodillo formen un único elemento realizado en fundición.

- Soporte de rodamientos: Su función es albergar a los rodamientos. Estos, al igual que los rodamientos serán elegidos por catálogo. Los soportes de rodamientos irán atornillados a la bancada para su fijación.

- Sistema atraparrueda móvil: Este sistema se encarga de la sujeción de la motocicleta durante la prueba. Para ello se encajará la rueda delantera de la moto en este elemento. Además se debe permitir el movimiento longitudinal de este sistema a lo largo del banco para las diferentes longitudes entre ejes de las motocicletas a probar. También debe proporcionar independientemente de la anchura delantera de la motocicleta.

- Sistema de arranque: Es conveniente para motocicletas de competición, las cuales, no suelen estar provistas de sistema de arranque. Estará compuesto por un motor eléctrico que hará girar el rodillo, y por consiguiente, la rueda trasera de la motocicleta, que con una marcha engranada hará que el motor arranque.

- Parte electrónica y software: Para la adquisición de los datos. Se puede adquirir todo el conjunto por catálogo.

Está compuesto de:

- Sensor de efecto Hall para medir rpm del rodillo.
- Captador capacitivo para medir las rpm del motor.
- Unidad Smart Power SP-1 V4 Inercia que consta de:
 - SP-1 unidad de adquisición de datos (V4)**, con 8 canales de entrada:
 - Canal de entrada de velocidad rodillo.
 - Canal de entrada de las rpm del motor.
 - 2 termopar tipo K de entrada.
 - 4 entradas analógicas generales.
- Software.

- Sistema de refrigeración: Constará de un ventilador situado en la parte delantera del banco y enfocado hacia el radiador de la motocicleta.

4.3 Principio físico

El rodillo, que tiene una inercia determinada por sus dimensiones, es impulsado por la rueda trasera de la motocicleta al ser acelerada, la cual ejerce un par que lo hace girar.

El principio de medición se deriva de la primera ley de Newton aplicada al movimiento rotacional que dice que el Par (τ) es igual al producto de la inercia (I) por la aceleración angular (α).

La aceleración angular del rodillo se obtiene mediante los sensores, concretamente un sensor de efecto Hall.

$$\tau = I \times \alpha$$

La Potencia (P) es el resultado de la multiplicación del par (τ) por la velocidad angular (ω), siendo la velocidad angular las revoluciones por minuto del motor de la motocicleta.

$$P = \tau \times \omega$$

Los sensores se encargan de capturar los datos de la aceleración y las revoluciones del motor para enviarlos a la unidad para calcular el par y la potencia resultante.

4.4 Análisis

4.4.1 Bancada

La bancada estará compuesta por perfiles comerciales unidos entre sí. Las ventajas que posee el acero como material estructural son:

Alta resistencia:

La alta resistencia del acero por unidad de peso, permite estructuras relativamente livianas, lo cual es de gran importancia en la construcción de puentes, edificios altos y estructuras cimentadas en suelos blandos.

Homogeneidad:

Las propiedades del acero no se alteran con el tiempo, ni varían con la localización en los elementos estructurales.

Elasticidad:

El acero es el material que más se acerca a un comportamiento linealmente elástico (Ley de Hooke) hasta alcanzar esfuerzos considerables.

Precisión dimensional:

Los perfiles laminados están fabricados bajo estándares que permiten establecer de manera muy precisa las propiedades geométricas de la sección.

Ductilidad:

El acero permite soportar grandes deformaciones sin falla, alcanzando altos esfuerzos en tensión, ayudando a que las fallas sean evidentes.

Tenacidad:

El acero tiene la capacidad de absorber grandes cantidades de energía en deformación (elástica e inelástica).

Facilidad de unión con otros miembros:

El acero en perfiles se puede conectar fácilmente a través de remaches, tornillos o soldadura con otros perfiles.

Rapidez de montaje:

La velocidad de construcción en acero es muy superior al resto de los materiales.

Disponibilidad de secciones y tamaños:

El acero se encuentra disponible en perfiles para optimizar su uso en gran cantidad de tamaños y formas.

Costo de recuperación:

Las estructuras de acero de desecho, tienen un costo de recuperación en el peor de los casos como chatarra de acero.

Reciclable:

El acero es un material 100 % reciclable además de ser degradable por lo que no contamina.

Permite ampliaciones fácilmente:

El acero permite modificaciones y/o ampliaciones en proyectos de manera relativamente sencilla.

Se pueden prefabricar estructuras:

El acero permite realizar la mayor parte posible de una estructura en taller y la mínima en obra consiguiendo mayor exactitud.

Aunque también presenta algunas desventajas como:

Corrosión:

El acero expuesto a intemperie sufre corrosión por lo que deben recubrirse siempre con esmaltes alquidáticos (primarios anticorrosivos) exceptuando a los aceros especiales como el inoxidable.

Calor, fuego:

En el caso de incendios, el calor se propaga rápidamente por las estructuras haciendo disminuir su resistencia hasta alcanzar temperaturas donde el acero se comporta plásticamente, debiendo protegerse con recubrimientos aislantes del calor y del fuego (retardantes) como mortero, concreto, asbesto, etc.

Pandeo elástico:

Debido a su alta resistencia/peso el empleo de perfiles esbeltos sujetos a compresión, los hace susceptibles al pandeo elástico, por lo que en ocasiones no son económicas las columnas de acero.

Fatiga:

La resistencia del acero (así como del resto de los materiales), puede disminuir cuando se somete a un gran número de inversiones de carga o a cambios frecuentes de magnitud de esfuerzos a tensión (cargas pulsantes y alternativas).

El pandeo se minimiza con la elección de perfiles cerrados como por ejemplo circulares

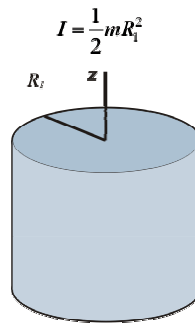
Así, la bancada es un conjunto de perfiles cuadrados unidos mediante soldadura.



4.4.2 Rodillo y apoyos

El rodillo es el elemento fundamental del banco, ya que su inercia nos influirá en la máxima potencia a medir de forma razonable.

Debe ser construido de un material de alta densidad para que la inercia sea lo más elevada posible y no ocupe mucho volumen, debido a que el espacio para alojar el rodillo es limitado.



Las opciones que se barajan en cuanto al material empleado son el acero y la fundición gris. Al ser de gran volumen para obtener la inercia adecuada, esta será la pieza más cara de todo el banco. Por eso el material elegido será o la fundición gris, o el acero.

La fundición tiene como principal desventaja frente al acero:

- Menor densidad, por lo que el rodillo será de mayor tamaño para conseguir la misma inercia.

Por otro lado, a la hora de que el rodillo sea mecanizado, el material empleado debe facilitar este proceso.

Los apoyos, en el caso de que sean un elemento externo al rodillo, serán del mismo material y estarán atornillados al rodillo.

4.5 Elección de materiales

ACERO

El material elegido para la bancada y el sistema atraparrueda será el acero, por las ventajas anteriormente mencionadas que presenta.

El Acero es básicamente una aleación o combinación de hierro y carbono (alrededor de 0,05% hasta menos de un 2%). Algunas veces otros elementos de aleación específicos tales como el Cr (Cromo) o Ni (Níquel) se agregan con propósitos determinados.

Ya que el acero es básicamente hierro altamente refinado (más de un 98%), su fabricación comienza con la reducción de hierro (producción de arrabio) el cual se convierte más tarde en acero.

El hierro puro es uno de los elementos del acero, por lo tanto consiste solamente de un tipo de átomos. No se encuentra libre en la naturaleza ya que químicamente reacciona con facilidad con el oxígeno del aire para formar óxido de hierro - herrumbre. El óxido se encuentra en cantidades significativas en el mineral de hierro, el cual es una concentración de óxido de hierro con impurezas y materiales térreos.

Clasificación del acero

Los diferentes tipos de acero se clasifican de acuerdo a los elementos de aleación que producen distintos efectos en el acero:

-Aceros al Carbono

Más del 90 por ciento de todos los aceros son aceros al carbono. Estos aceros contienen diversas cantidades de carbono y menos del 1,65 por ciento de manganeso, el 0,60 por ciento de silicio y el 0,60 por ciento de cobre. Entre los productos fabricados con aceros al carbono figuran máquinas, carrocerías de automóvil, la mayor parte de las estructuras de construcción de acero, cascos de buques, somieres y horquillas.

-Aceros aleados

Estos aceros contienen una proporción determinada de vanadio, molibdeno y otros elementos, además de cantidades mayores de manganeso, silicio y cobre que los aceros al carbono normales.

Estos aceros de aleación se pueden subclasificar en:

Estructurales	Son aquellos aceros que se emplean para diversas partes de máquinas, tales como engranajes, ejes y palancas. Además se utilizan en las estructuras de edificios, construcción de chasis de automóviles, puentes, barcos y semejantes. El contenido de la aleación varía desde 0,25 por ciento a 6 por ciento.
Para herramientas	Aceros de alta calidad que se emplean en herramientas para cortar y modelar metales y no-metales. Por lo tanto, son materiales empleados para cortar y construir herramientas tales como taladros, escariadores, fresas, terrajas y machos de roscar.
Especiales	Los aceros de Aleación especiales son los aceros inoxidables y aquellos con un contenido de cromo generalmente superior al 12 por ciento. Estos aceros de gran dureza y alta resistencia a las altas temperaturas y a la corrosión, se emplean en turbinas de vapor, engranajes, ejes y rodamientos.

-Aceros de baja aleación ultrarresistentes

Esta familia es la más reciente de las cuatro grandes clases de acero. Los aceros de baja aleación son más baratos que los aceros aleados convencionales ya que contienen cantidades menores de los costosos elementos de aleación. Sin embargo, reciben un tratamiento especial que les da una resistencia mucho mayor que la del acero al carbono.

Por ejemplo, los vagones de mercancías (contenedores) fabricados con aceros de baja aleación pueden transportar cargas más grandes porque sus paredes son más delgadas que lo que haría falta en caso de emplear acero al carbono. Además, como los vagones de acero de baja aleación pesan menos, las cargas pueden ser más pesadas. En la actualidad se construyen muchos edificios con estructuras de aceros de baja aleación. Las vigas pueden ser más delgadas sin disminuir su resistencia, logrando un mayor espacio interior en los edificios.

-Aceros inoxidables

Los aceros inoxidables contienen cromo, níquel y otros elementos de aleación, que los mantienen brillantes y resistentes a la herrumbre y oxidación a pesar de la acción de la humedad o de ácidos y gases corrosivos.

Algunos aceros inoxidables son muy duros; otros son muy resistentes y mantienen esa resistencia durante largos periodos a temperaturas extremas. Debido a sus superficies brillantes, en arquitectura se emplean muchas veces con fines decorativos.

El acero inoxidable se utiliza para las tuberías y tanques de refinerías de petróleo o plantas químicas, para los fuselajes de los aviones o para cápsulas espaciales.

También se usa para fabricar instrumentos y equipos quirúrgicos, o para fijar o sustituir huesos rotos, ya que resiste a la acción de los fluidos corporales.

En cocinas y zonas de preparación de alimentos los utensilios son a menudo de acero inoxidable, ya que no oscurece los alimentos y pueden limpiarse con facilidad.

CARACTERÍSTICAS DE LOS ACEROS

Mediante ajustes en la composición y diversos tratamientos térmicos, químicos y mecánicos pueden conseguirse aceros con combinaciones de características adecuadas para infinidad de aplicaciones. Seguidamente se comentan someramente algunas de las características de interés tecnológico.

Densidad:

La densidad del acero ($\approx 7.850 \text{ kg/m}^3$) es algo menor que la del hierro, su principal constituyente. Este elevado valor que casi triplica el del aluminio, ha conllevado la paulatina sustitución del acero en aplicaciones en las que el peso —más exactamente el ratio resistencia/peso— es un factor relevante por el incremento del consumo de combustible que conlleva, como en el caso de los vehículos y, en general, partes móviles de maquinaria. Las mejoras introducidas en el diseño mecánico y en la fabricación del acero han permitido aligerar las estructuras sin merma de su resistencia pero pese a ello, el desarrollo de aleaciones de aluminio ha desplazado al acero en la construcción aeronáutica y en vehículos de todo tipo se vienen introduciendo paneles de fibra de carbono y otros materiales plásticos compuestos. No obstante estos últimos compiten en desventaja frente al acero por su aún elevado precio.

Dureza:

La dureza de los aceros varía entre aquélla del hierro y la que puede lograrse mediante elementos de aleación y otros procedimientos entre los cuales quizá el más conocido sea el temple, aplicable a aceros con alto contenido en carbono que permite, cuando es superficial, conservar un núcleo tenaz en la pieza que evite fracturas frágiles (véase también endurecimiento del acero). Aceros típicos con alto grado de dureza superficial son los empleados en herramientas de mecanizado denominados «aceros rápidos» que contienen cantidades significativas de cromo, wolframio, molibdeno y vanadio. Los ensayos tecnológicos para medir la dureza —resistencia a la penetración— son Brinell, Rockwell y Vickers, entre otros.

Conductividad eléctrica:

El hierro, dado su carácter metálico es buen conductor de la electricidad no obstante su conductividad eléctrica es la sexta parte de la del cobre y la cuarta parte de la del aluminio. Aún así en las líneas aéreas de alta tensión se utilizan conductores de aluminio con alma de acero proporcionando éste último la resistencia mecánica para incrementar los vanos entre la torres y optimizar así el coste de la instalación.

Corrosión:

Es el mayor inconveniente de los aceros ya que el hierro se oxida con suma facilidad incrementando su volumen y provocando grietas superficiales que posibilitan el progreso de la oxidación hasta que se consume la pieza por completo. Tradicionalmente los aceros se han venido protegiendo mediante tratamientos superficiales diversos, principalmente el pintado con minio, si bien se han desarrollado aleaciones con resistencia a la corrosión mejorada como los aceros de construcción «Cor-Ten» aptos para intemperie en ciertos ambientes o los aceros inoxidable empleados en la industria química.

Dilatación:

La dilatación del acero al incrementarse la temperatura no es, como se podrá imaginar, nada excepcional, pero se da la circunstancia de que el valor de su coeficiente de dilatación ($\alpha = 0,000012 \text{ K}^{-1}$ a $20 \text{ }^\circ\text{C}$) es prácticamente igual al del hormigón. Tan caprichosa coincidencia permite combinar ambos elementos para obtener hormigón armado, material compuesto que al calentarse no sufre tensiones térmicas.

Una vez se haya elegido el modelo final y se hayan realizado todos los ensayos pertinentes, se elegirá el acero más adecuado para la bancada, ya que habrá que prestar mucha atención a los límites elásticos de cada aleación.

FUNDICIÓN GRIS

Este será el material elegido para la fabricación del rodillo.

Las fundiciones de hierro son aleaciones de hierro carbono del 2 al 5%, cantidades de silicio del 2 al 4%, del manganeso hasta 1%, bajo azufre y bajo fósforo. Se caracterizan por que se pueden vaciar del horno cubilote para obtener piezas de muy diferente tamaño y complejidad pero no pueden ser sometidas a deformación

plástica, no son dúctiles ni maleables y poco soldables pero sí maquinables, relativamente duras y resistentes a la corrosión y al desgaste.

Las fundiciones tienen innumerables usos y sus ventajas más importantes son:

- Son más fáciles de maquinar que los aceros.
- Se pueden fabricar piezas de diferente tamaño y complejidad.
- En su fabricación no se necesitan equipos ni hornos muy costosos.
- Absorben las vibraciones mecánicas y actúan como autolubricantes.
- Son resistentes al choque térmico, a la corrosión y de buena resistencia al desgaste.

De acuerdo con la apariencia de su fractura, las fundiciones pueden ser grises, blancas, atruchadas, aunque también existen las fundiciones maleables, nodulares y especiales o aleadas.

Aspecto:

La superficie exterior en la fundición es de color gris oscuro, mientras que la fractura es oscura (fundición negra) o gris (fundición gris) o atruchada (puntos claros sobre fondo oscuro, o viceversa) o clara (fundición blanca); al aire libre, la superficie externa se cubre de herrumbre (óxido hidratado de hierro) de color rojo pardo que penetra lentamente en el interior.

Peso específico:

El peso específico varía con la composición y por consiguiente con el aspecto de la fundición; se puede admitir, por término medio:

- Fundición gris = 7 a 7.2
- Fundición atruchada = 7.3 a 7.4
- Fundición blanca = 7.4 a 7.6

Temperatura de fusión:

Varía con la composición y el aspecto de la fundición. En promedio es:

- Fundición negra gris 1200° C
- Fundición blanca 1100° C

Fluidez:

Es la propiedad del metal líquido de correr y de llenar bien los moldes: en igualdad de temperatura, la fundición fosforosa es más fluida que la fundición con poco fósforo.

Contracción:

Como se ha visto, el metal, al solidificarse, sufre una contracción: en la fundición blanca la contracción es casi igual a la del acero (16 a 18 por 1000). En las fundiciones grises, en las cuales en el momento de la solidificación se segregan las laminillas de grafito (de peso específico - 2) con aumento de volumen de la masa, la

contracción final resulta menor (10 por 1000); la contracción varía también según los obstáculos mayores o menores que encuentra la colada en el molde.

Resistencia a la tracción:

La fundición gris tiene una carga de rotura a la tracción que, de cerca de 15 Kg/mm², llega a los 30 , 40 y 45 Kg/ mm². Las fundiciones aleadas y las esferoidales sobrepasan este límite llegando a cargas que se pueden comparar a las de los aceros de calidad (70 y hasta 80 Kg/ mm².) en las fundiciones maleables las cargas de rotura son de por lo menos 32 Kg/ mm², generalmente en torno a 40 Kg/ mm².

La resistencia a la compresión es mayor, y para las fundiciones grises normales resulta cerca de tres veces la de la tracción: por eso, como vemos, es aconsejable someter las piezas de fundición a esfuerzos de compresión, más bien que a los de tracción.

Resistencia a la flexión:

Puesto que en la flexión las fibras del elemento quedan tensas en la parte convexa, y comprimidas en la cóncava, la resistencia a la flexión varía según la orientación de la sección.

Resistencia al choque:

El choque y la resiliencia son sollicitaciones dinámicas, y en su confrontación la fundición se comporta de un modo particular. Las fundiciones grises, resisten no muy bien los choques y son frágiles porque no sufren deformaciones plásticas. Las fundiciones maleables, por el contrario, y las de grafito nodular (fundiciones dúctiles) resisten bien; no obstante, si los choques están contenidos en el límite de seguridad; las fundiciones grises tienen un óptimo comportamiento, por su propiedad característica de amortiguar las vibraciones, por esto (además de por razones económicas) se ha llegado a sustituir los cigüeñales de acero tratado para compresores y para motores de combustión interna, por árboles colados con fundición gris, obteniéndose un funcionamiento más regular más suave y menos ruidoso.

Dureza:

La dureza de la fundición es relativamente elevada. La fundición gris tiene una dureza de 140 a 250 Brinell, se puede mecanizar fácilmente, porque la viruta se desprende mejor y por la presencia de grafito liberado, que lubrica el paso de la viruta sobre el corte de la herramienta,

La viruta es siempre escamosa, excepto en las fundiciones maleables y en las de grafito nodular.

Las fundiciones blancas tienen una dureza superior a 350 a 400 Brinell.

Hasta cerca de 550 Brinell se pueden mecanizar con herramientas de carburo; más allá, requieren la muela de esmeril.

Resistencia química:

La fundición tiene una discreta resistencia química, es decir, a los ácidos, a los álcalis, a las oxidaciones y al fuego.

Por esto se hacen elementos para máquinas e instalaciones químicas y elementos para máquinas e instalaciones térmicas (parrillas, por ejemplo, calderas, etc).

Otras propiedades:

La fundición no es dúctil, no es maleable (en el verdadero sentido de la palabra); se puede soldar al latón; en la soldadura oxiacetilénica y en la eléctrica de arco, el metal de aporte (acero o fundición) adquiere una elevada dureza y sólo con alguna dificultad puede ser trabajado.

La fundición puede recibir baños galvánicos (ser niquelada, por ejemplo), ser galvanizada en caliente, estañada y esmaltada al fuego (piezas de uso doméstico y par la industria química)

Ventajas y Desventajas:

La Fundición gris es una aleación común en la ingeniería debido a su relativo bajo costo y buena maquinabilidad, lo que es resultado de las bandas de grafito que lubrican el corte y la viruta. También tiene buena resistencia al desgaste, debido a que las "hojuelas" de grafito sirven de autolubricante. La fundición gris posee una rotura frágil, es decir, no es dúctil, por lo que no presenta deformaciones permanentes importantes antes de llevarla a su tensión de rotura: no es tenaz. Al tener una alta tensión de rotura, pero baja ductilidad, casi toda su curva de tensión alargamiento presente muchas zonas en donde las tensiones son proporcionales a las deformaciones: tiene mucha resiliencia, es decir, capacidad de absorber trabajo en el período elástico o de deformaciones no permanentes. El silicio promueve una buena resistencia a la corrosión e incrementa la fluidez de la colada de fundición, la fundición gris es considerada, generalmente, fácil de soldar.

Comparada con otras aleaciones de hierro modernas, el hierro gris tiene una baja resistencia a la tracción y ductibilidad; por lo tanto su resistencia al impacto es casi inexistente.

5. Diseño preliminar

5.1 Introducción

En este apartado comienza la fase de diseño más puro del banco de pruebas inercial. Tras consultar la mayor cantidad de libros de motocicletas disponibles en el mercado, de los cuales se obtuvo información que permitió ir conociendo los perfiles, las formas, las diferentes opciones. Se pasó a la utilización un programa fundamental, hoy en día, en el mundo de la ingeniería, como es Catia.

Catia es un programa creado y comercializado por Dassault Systèmes, que es la ingeniería filial del grupo Dassault, un fabricante de aviones militares y civiles francés. Nació como un programa de diseño CAD, y actualmente se engloba dentro de la categoría de gestores del ciclo de vida del producto, o en inglés, Product Lifecycle Management (PLM). Esto quiere decir que engloba todas las herramientas, desde la concepción del diseño, hasta el análisis, la simulación y presentación, la fabricación o producción y, mantenimiento de éste.



Es un software escalable, es decir, que consta de unos módulos básicos y se va ampliando en función de necesidades y hacia unos módulos que pueden ser altamente específicos, para algún tipo de industrias, como el módulo de cálculos ergonómicos *Human Builder*, o módulos especiales para industrias dedicadas al diseño, de piezas metálicas *Sheetmetal Design*, de moldes de inyección *Mold Tooling Design*, pasando por módulos de análisis de elementos finitos *FEM Solid* o *FEM Surface*, o módulos para el mecanizado *NC Machine Tool Simulation*.

Catia comenzó su gran expansión en el mercado, sobre todo con la versión *V4*, aunque como sólo funcionaba en el sistema operativo UNIX, quedaba muy restringido al ámbito industrial. Con su paso a la versión *V5*, y trabajando bajo casi todos los sistemas operativos conocidos, incluido *Windows*, ha significado su gran eclosión como software. Y de ese cambio de versión surge su nombre más conocido *Catia V5*, que además incluye dos contadores más. El primero es el número de *release*, que es donde se incluyen los cambios hechos de una versión a otra, se añaden funcionalidades, o se potencian algunos módulos básicos con herramientas de otros módulos más específicos, y este es el número que se menciona tras *Catia V5*, el *R19* (*Catia Versión 5 Release 19*). Es este cambio de release, el que hace de *Catia* un software en continua evolución y con constantes mejoras que hacen que aumente su potencial día a día. Por último, existe un

service pack, que se lanza para arreglar posibles problemas dentro de cada nueva *release*. Así queda la nomenclatura *Catia V5 R19 SP4, Catia Versión 5 Release 19 Service Pack 4*.

Catia forma parte del grupo de software de gama más alta, por prestaciones, usabilidad, potencia y otras características, junto con *Pro-Engineer* o *Unigraphics*, aunque en este caso se ha utilizado *Catia*.

Con estas dos herramientas básicas para este proyecto, se realizarán diferentes bocetos para elegir un primer diseño del chasis para la construcción del prototipo mediante un modelado en 3D del conjunto y a continuación se estudiará por el método de elementos finitos para su optimización. Es decir, a partir de los resultados obtenidos, se analizarán los puntos débiles y se rediseñarán para obtener una mayor rigidez. Lo que se busca es encontrar el mejor equilibrio entre estas variables para conseguir que la motocicleta tenga el mejor comportamiento posible en pista y unos buenos tiempos por vuelta.

Hoy en día, debido a los grandes avances en el análisis computacional, estos programas son una herramienta imprescindible a la hora de diseñar piezas sometidas a sollicitaciones mecánicas. Sin embargo, se ha de tener en cuenta que los resultados obtenidos no son reales ni definitivos, sino que proporcionan una aproximación del comportamiento real, ya que existen una gran cantidad de factores que no pueden ser simulados.

Una de las grandes ventajas de estos programas de simulación es que nos permiten realizar unas primeras optimizaciones sobre el diseño inicial proporcionando mejores resultados en la primera prueba del prototipo. De esta forma, no requiere construir tantos prototipos, lo que supone una reducción de costes significativa.

5.2 Diseño de la geometría

Teniendo en cuenta la función del banco y los compromisos que debe cumplir, comenzamos el desarrollo de las diferentes partes. Para ello se han ido realizando bocetos con diferencias significativas para encontrar el más adecuado respecto a las restricciones impuestas.

La primera parte del diseño es la elección de la configuración geométrica adecuada de la bancada. La función principal de la bancada es unir los diferentes elementos de forma que permanezcan invariables.

Antes de realizar un diseño de la bancada, habrá que diseñar el rodillo, ya que este elemento del banco se alojará en el interior de la estructura.

5.2.1 Rodillo

La velocidad máxima de las motocicletas a probar será de hasta 300km/h, esto supone que el rodillo poseerá la misma velocidad angular que la rueda trasera. Además se ha de tener en cuenta que las revoluciones por minuto del rodillo sean las mínimas posibles, porque debido a su elevado peso, nos será complicado elegir unos rodamientos adecuados a estas características. Por ello puse de límite que el rodillo no pudiese rebasar las 5500 rpm cuando a la rueda trasera le correspondiese una velocidad de 300 km/h.

$$V_{\text{máx}} = 300\text{km} / \text{h} = 83,33\text{m} / \text{s}$$

$$\bar{\omega}_{\text{máx}} = 5500\text{rpm} = 575,958\text{rad} / \text{s}$$

$$V = \bar{\omega} \times r$$

Siendo: ω = velocidad angular rodillo y r = radio del rodillo

Así el radio del rodillo resulta 0.1446 m o, lo que es lo mismo 144.686mm. El radio obtenido se ampliará hasta los **150mm**, para obtener una mayor inercia y conseguir que velocidad angular a 300km/h sean de 5305.16 rpm.

Una vez determinado el diámetro del rodillo interesa que sea lo más largo posible para maximizar su masa y por tanto su inercia.

Interesa que el tiempo que le cueste a la moto hacer girar el rodillo no sea muy alto para que así la motocicleta no se caliente demasiado, ni muy corto ya que podría llevar a una medición errónea. Así el tiempo mínimo para una motocicleta de 200 Cv para alcanzar una velocidad máxima de 300 km/ h será de 5 segundos.

El tiempo en alcanzar la velocidad máxima viene determinado por la fórmula:

$$T = \frac{\omega^2 \times I}{\text{Potencia}}$$

Siendo:

T = tiempo en segundos

ω = velocidad angular

I = momento inercia rodillo (kg x m²)

Potencia en vatios

Sustituyendo:

T = 5 segundos

ω = 5500 rpm = 575.98 rad/s

Potencia = 200 Cv = 147000 vatios

Resulta una inercia mínima de 2.2155 kg x m².

$$I = \text{Momento inercia cilindro} = \frac{1}{2} m R^2$$

Así con los valores de I = 2.2155 kg xm² y R = 0.15m, la masa del rodillo es de 196.948 kg.

La masa está relacionada con la densidad ρ del material a emplear y su volumen.

$$M = V \times \rho_{\text{Fundición}}$$

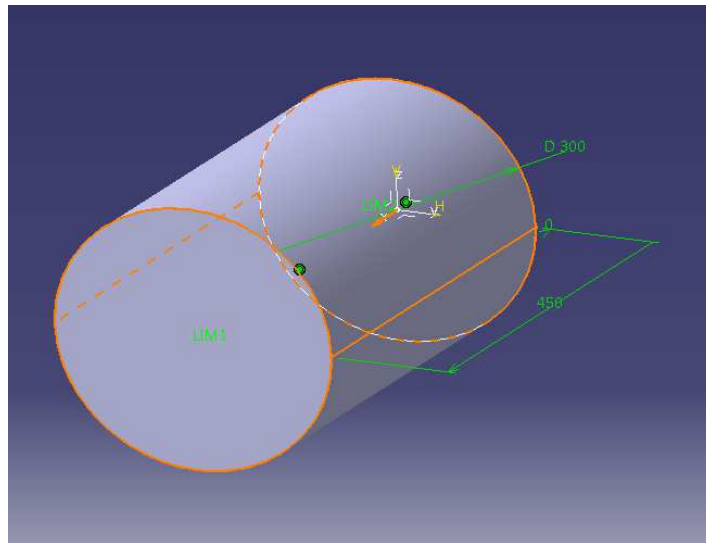
$$V_{\text{cilindro}} = \pi \times R^2 \times L$$

$$\rho_{\text{Fundición}} = 7150 \text{ kg/m}^3$$

Con estos valores la longitud mínima del rodillo será de 389.684mm pero, como en el caso del diámetro, se ampliará. La longitud final del rodillo será de **450mm** ya que aumenta la inercia del rodillo y mejora el tiempo de aceleración.

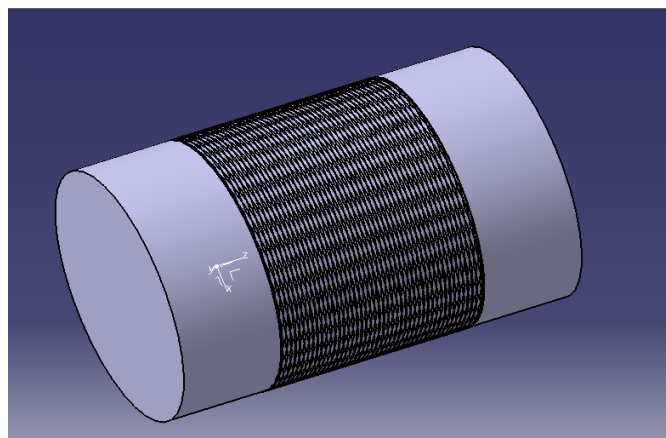
Por lo tanto, las dimensiones del rodillo son **300mm de diámetro** y **450mm de longitud**.

La masa final del rodillo serán 227.431kg.



Dimensiones del rodillo elemental

Si el rodillo fuera liso, al acelerar la motocicleta puede que se produjera deslizamiento y no se transmitiera bien la potencia de la rueda trasera de la motocicleta al rodillo. Por eso, para mejorar la tracción de la rueda trasera se hará un moleteado en la parte central de 230mm (esta medida es mayor que la anchura de la huella de contacto de la rueda trasera de cualquier motocicleta del mercado), y mejorar la transmisión de potencia entre la rueda y el rodillo.



En la figura superior se aprecia la apariencia que tendrá el rodillo con el moleteado, así como su posicionamiento.

5.2.2 Bancada

Geometría

La bancada tiene que estar diseñada para poder subir sobre ella cualquier motocicleta del mercado, y ser probada sin ningún peligro y de forma cómoda.

La geometría del banco debe cumplir:

- Anchura máxima de la motocicleta de 945mm además del espacio suficiente para el apoyo de los pies del piloto en parado.
- Rango de distancias entre ejes de motocicletas a probar, de 1300mm a 1700mm.
- La altura del banco será la mínima para reducir el esfuerzo realizado al subir la moto al banco, por otra parte tiene que ser capaz de albergar el rodillo y otros componentes.

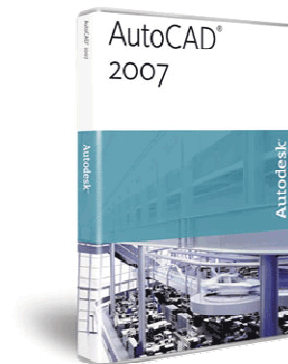
La anchura será mayor a los 945mm (anchura máxima de una moto en el mercado) para que un operario pueda estar subido en la bancada a un lado de la moto. Así la anchura del banco será de **1200mm**.

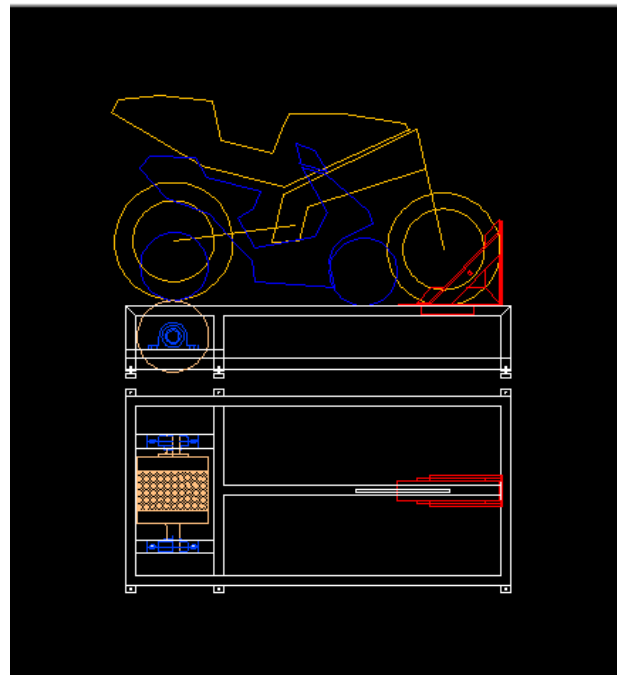
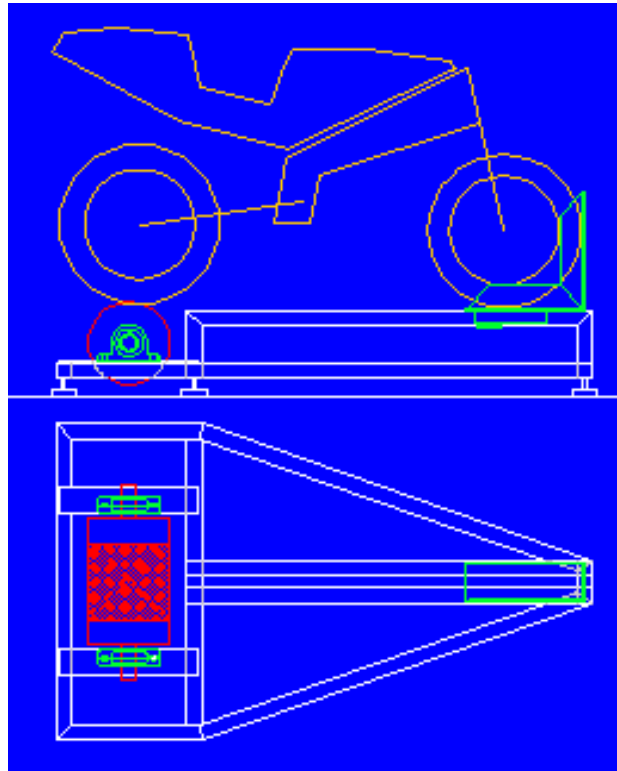
Por otro lado la longitud total del banco será de **2200mm**, capaz de albergar al rodillo y a la motocicleta.

El rango de distancias que tendrá el banco desde el punto de contacto de la rueda delantera con el sistema atraparrueda y el punto de contacto ideal de la rueda trasera con el rodillo (justo en la vertical sobre el eje trasero) variarán entre los 1349.63mm de mínimo y los 1984.63mm de máximo.

El rodillo sobresaldrá 30mm por la parte superior del banco, con lo cual la altura de la bancada será de 270mm, aunque posteriormente se le acoplen unos apoyos de goma que elevarán el banco pero que también se minimizarán las vibraciones producidas.

Los bocetos del banco se realizarán en Autocad debido a la facilidad de su uso para realizar dibujos en dos dimensiones. A través de estos dibujos ya tendremos, de forma aproximada, cómo será nuestro futuro banco de pruebas.

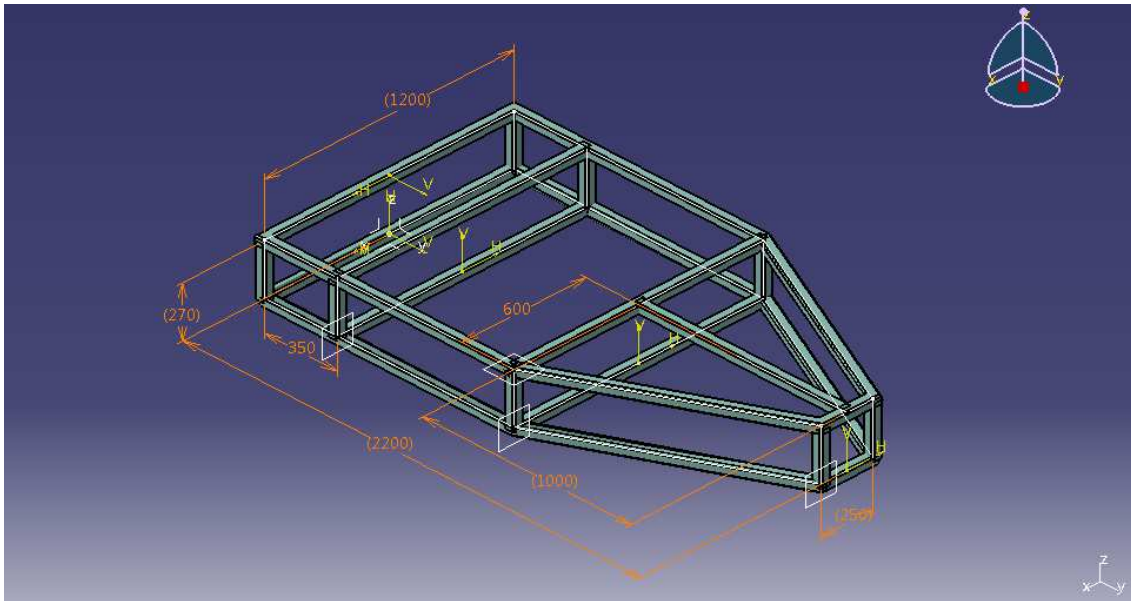




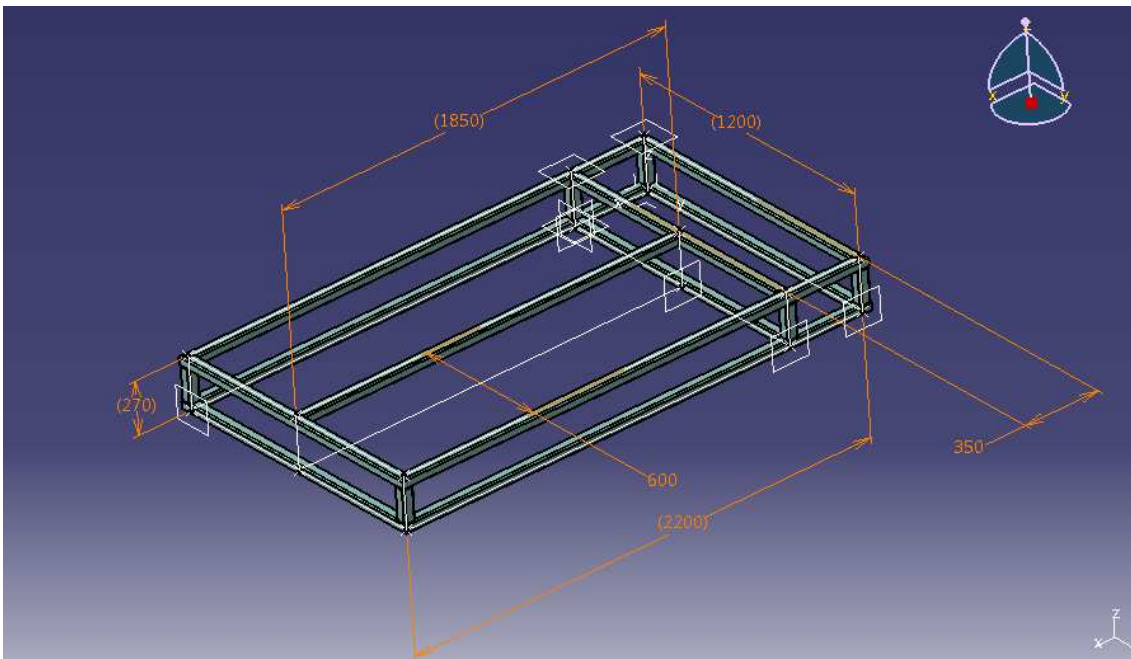
Los primeros bocetos de la configuración del banco serán similares a las imágenes superiores, que aunque no se trate de la configuración definitiva nos dará información del posicionamiento de las motocicletas (mayor y menor a ser medidas) sobre el banco.

Cumpliendo todos los requisitos anteriores se barajan dos configuraciones de geometría que son las siguientes:

Opción 1



Opción 2



Las dos opciones tienen en común su longitud total, anchura y las mismas dimensiones del alojamiento del rodillo. La diferencia radica en la parte delantera del banco.

La opción 1 tiene la ventaja de que la bancada, y por tanto, el banco ocupa menos espacio, lo que es muy importante dada su ubicación. Sin embargo la opción 2 es más sencilla en cuanto a construcción y dispone de más espacio para que el operario este situado encima del banco manejando la motocicleta tenga espacio suficiente para

apoyarse y pueda añadir carga sobre la rueda, por lo que la seguridad en la utilización del banco con la opción 2 es mayor.

Perfiles

Los perfiles empleados para la estructura serán de dimensiones 50x50x3mm salvo los perfiles sobre los que se apoyarán los soportes de los rodamientos, que dependerán de las dimensiones de los mismos para ajustar la altura del eje del rodillo.

5.2.3 Sistema Atraparrueda

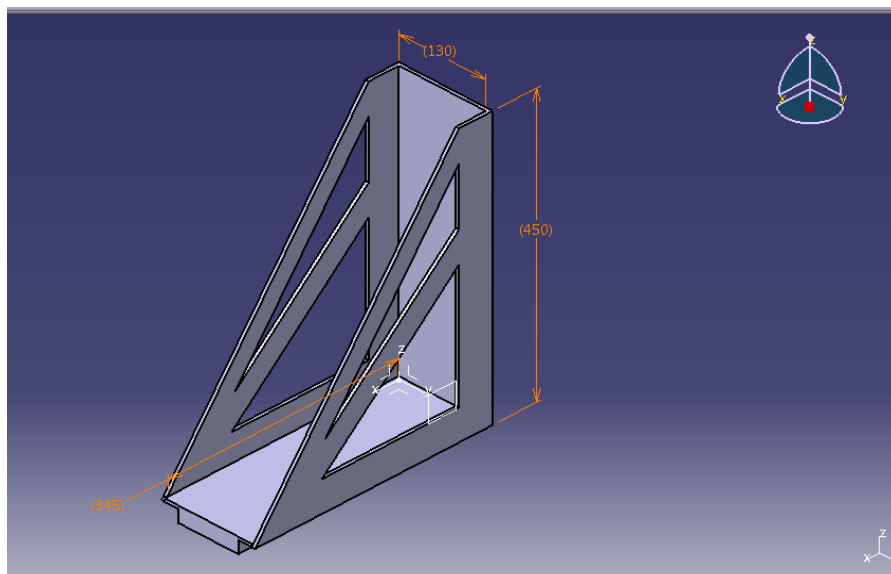
El sistema atraparrueda consta de un elemento que fija la rueda delantera de la motocicleta al banco. Este sistema debe ser móvil, por lo que estará situado sobre un carril que permitirá el desplazamiento y se fijará mediante tornillos. También debe restringir el desplazamiento y giro de la rueda delantera en sentido lateral.

Debe poder fijar un amplio rango de medidas de ruedas delanteras de motocicletas. Las medidas de la rueda delantera que influyen en el diseño de este sistema son el diámetro y la anchura. Las medidas de las ruedas que se podrán fijar oscilan entre las de 12 y las de 21 pulgadas de diámetro de llanta, en cuanto a la anchura la mínima será de 80mm y la máxima de 130mm.

Para una buena fijación se debe cumplir que el punto de contacto entre la rueda y este elemento sea el más avanzado a la altura del eje delantero.

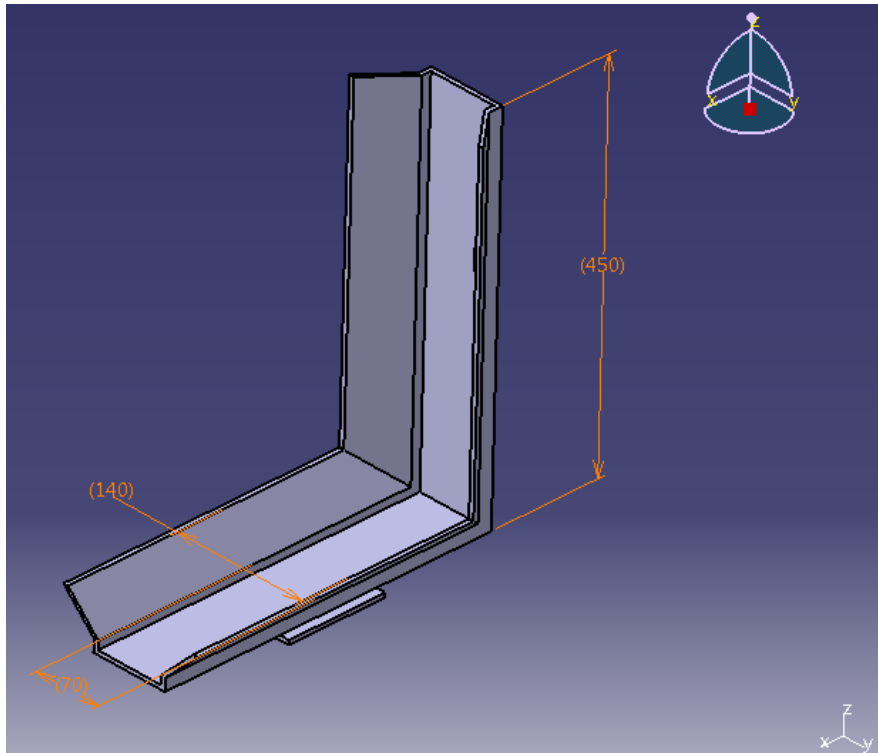
Así existen 2 posibilidades en cuanto al diseño de la geometría de este elemento que serán realizadas mediante chapas de acero de diferentes espesores y soldadas entre si para darles la forma deseada:

Opción 1

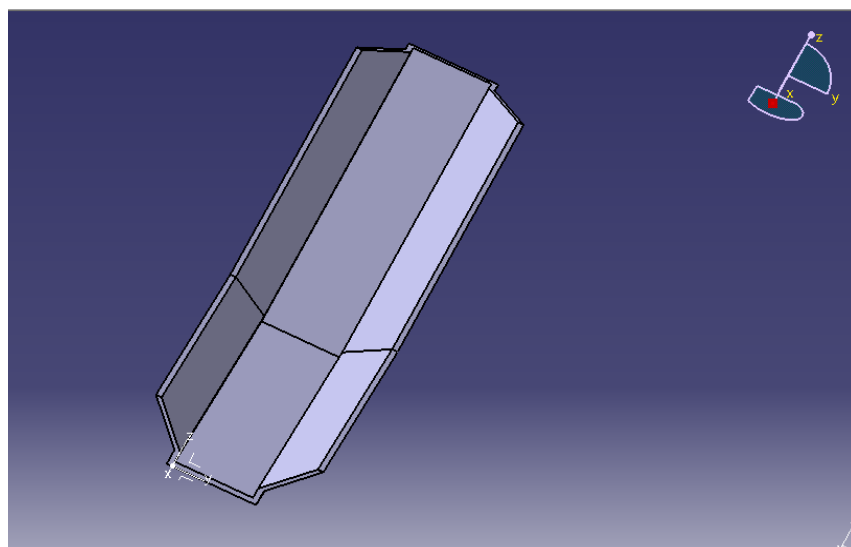


La altura es de 450mm y la anchura de 130mm. Para la fijación de una rueda de menor anchura se realizará mediante unas cuñas de metal cuyas dimensiones dependerán de la medida de la rueda que se trate

Opción 2



Las dimensiones son 300mm de altura y las anchuras varían entre 70mm y 140mm. Esta opción tiene la ventaja que la cuña forma parte del elemento por lo que al ajustar la rueda delantera a este elemento se autobloquea. Como desventaja, esta opción es más compleja en cuanto a fabricación.

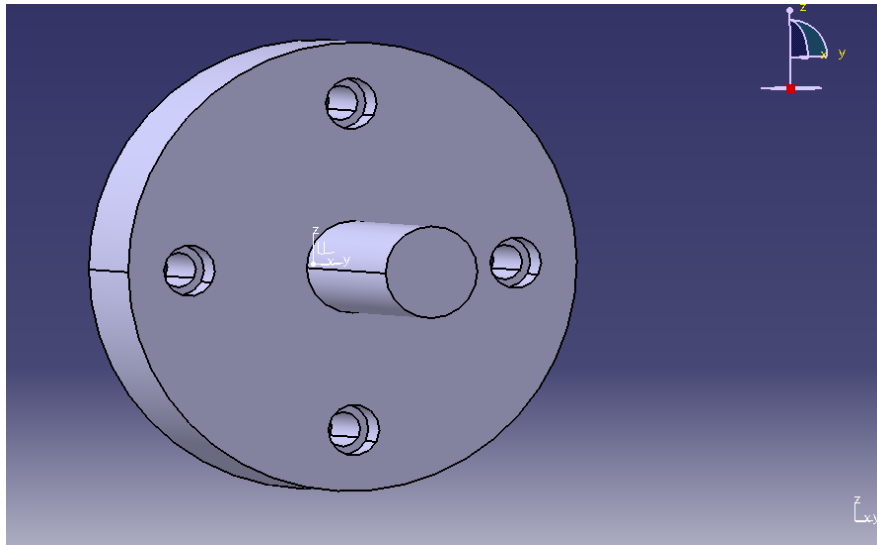


5.2.4 Apoyos rodillo

Estos elementos son los encargados de soportar el rodillo y ofrecen la sustentación del mismo al estar apoyado sobre unos rodamientos. Se ofrecen dos posibilidades para los apoyos.

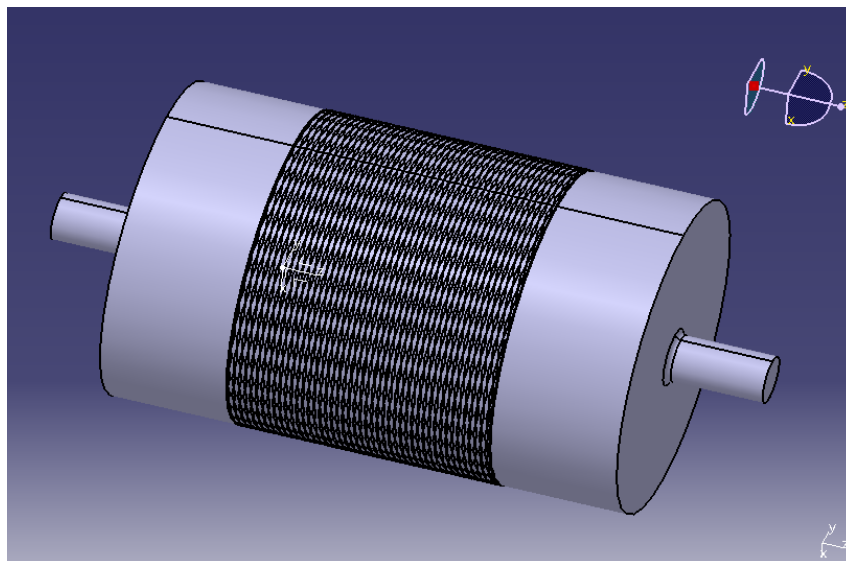
Opción 1

Los apoyos son una pieza independiente del rodillo. Así estos apoyos estarán atornillados al rodillo.



Opción 2

Los apoyos y el rodillo se realizan en una única pieza de fundición a través de un molde.



La opción 2 es más simple porque se evita la construcción de los 2 apoyos pero en la zona de intersección en los apoyos y el propio rodillo será de fuerte acumulación de tensiones. Sin embargo, la primera opción tiene la ventaja del fácil desmontaje del rodillo, por el contrario si los apoyos de la opción 2 fallan se deberá sustituir el rodillo entero por lo que el coste aumentará considerablemente y tendremos que tener cuidado en los cálculos con la opción 2.

5.3 Conclusiones

Las dimensiones del rodillo están calculadas según los requisitos del banco, en cualquier caso, la inercia será un poco mayor debido a los apoyos, independientemente de que estén atornillados o sea todo un mismo conjunto.

En cuanto a la bancada la opción 2, pese a ocupar un mayor volumen, no es mucho mayor que la opción 1, por otro lado que el volumen sea mayor aumenta la seguridad a la hora de su uso. La longitud de perfiles utilizados es similar en los dos casos por lo que el precio de las dos bancadas sería similar. La opción 1 requiere un mayor número de cordones de soldadura además de que la geometría de esta tiene mayor complejidad.

Sobre el sistema atraparrueda la opción 2 tiene su principal ventaja en que su geometría permite un ajuste instantáneo al colocar la rueda delantera sobre este elemento. Al moverse a lo largo de un carril, debe poseer una guía para no salirse de él. La ventaja de la opción 1 es la simplicidad de su diseño.

Para los apoyos, por su simplicidad la opción 2 tiene ventaja, pero se analizará con elementos finitos y para la opción 1 se calcularán de manera exhaustiva los tornillos adecuados para soportar las cargas establecidas.

5.4 Modelos y análisis

Una vez conocidos los parámetros geométricos que han de tenerse en cuenta, comienza el diseño y análisis de los diferentes modelos.

Para la realización del cálculo se va a efectuar un análisis computacional empleando el método de Elementos Finitos mediante Catia “Analysis&Simulation”. De una manera sencilla, consiste en convertir un sólido en un número finito de parámetros. Dichos elementos contienen una serie de puntos interconectados entre sí llamados nodos y al conjunto se le denomina malla.

Debido a la complejidad de la geometría, ésta será diseñada y analizada en Catia.

Otra información a introducir es aquella referente al material. En un principio se considera el acero más común, para pasar a las especificaciones más adelante. Este acero tiene una densidad de 7.86 g/cm³, un módulo de Young de 210GPa y coeficiente de Poisson de 0.27.

Este método requiere un gran trabajo computacional aplicado a problemas reales ya que calcula el valor de distintos parámetros en cada nodo de la estructura. Por tanto, este trabajo aumenta a medida que aumenta el número de nodos de la estructura analizada y a medida que aumenta el número de variables solicitadas. Aunque en un principio puede resultar laboriosa la introducción del modelo analizado, posteriormente permite obtener gran cantidad de parámetros de una forma sencilla.

Los resultados obtenidos en cada caso serán las tensiones de Von Mises de cada perfil de la estructura, los desplazamientos y la deformada de la estructura.

5.4.1 Bancada

Para poder realizar una primera comparación entre los diferentes modelos, debemos fijar un criterio de selección que nos permita seleccionar las mejores opciones.

Se busca una cierta deformación controlada de los elementos estructurales de la bancada. De esta forma los perfiles que forman la bancada son capaces de absorber parte de la energía generada cuando se ubica la motocicleta encima y se acelera.

Cargas

En todos los ensayos se van a aplicar las mismas cargas. En la estructura de la bancada actúan principalmente estas fuerzas: peso de la persona que maneja la motocicleta, peso de la propia motocicleta, peso de los elementos del banco como pueden ser el rodillo, soporte rodamientos, sistema atraparrueda.... Y la fuerza que pueda ejercer la parte delantera de la motocicleta sobre el sistema atraparrueda. Estas fuerzas se han mayorado tomando el valor de la aceleración de la gravedad como 10 m/s^2 .

Las fuerzas que actúan sobre la bancada son:

- Peso corporal correspondiente a una persona de 100kg: 1000N.
- Peso máximo de la motocicleta a probar (400kg): 4000N.
- Peso de los elementos del banco (En el primer análisis sólo se tendrá en cuenta el peso del rodillo de 227.43kg): 2274.316N.
- Fuerza sobre el sistema atraparrueda: 759.92N.

Las fuerzas que serán mayoradas son el peso y la fuerza sobre el sistema atraparrueda aplicando un coeficiente de seguridad de 1.5.

CARGA	CALCULADA	MAYORADA (c=1.5)
Peso piloto	1000N	-
Peso máximo moto	4000N	-
Peso elementos	2274.316N	3411.474N
Fuerza atraparrueda	759.92N	1139.88N

Los puntos de aplicación serán, dos de ellos en el lugar dónde se sitúan los apoyos de los rodamientos y el otro punto de aplicación estará en el máximo, mínimo o punto medio del rango de desplazamiento del sistema atraparrueda.

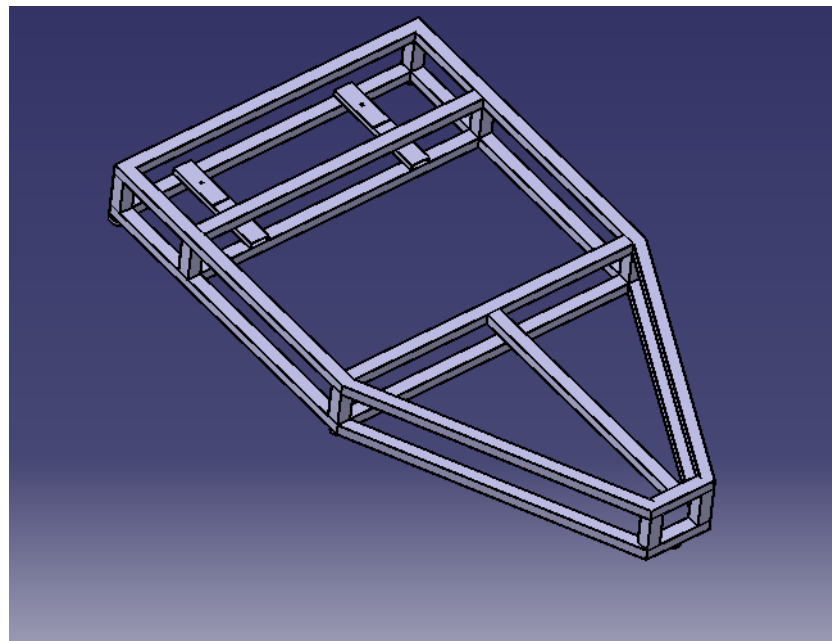
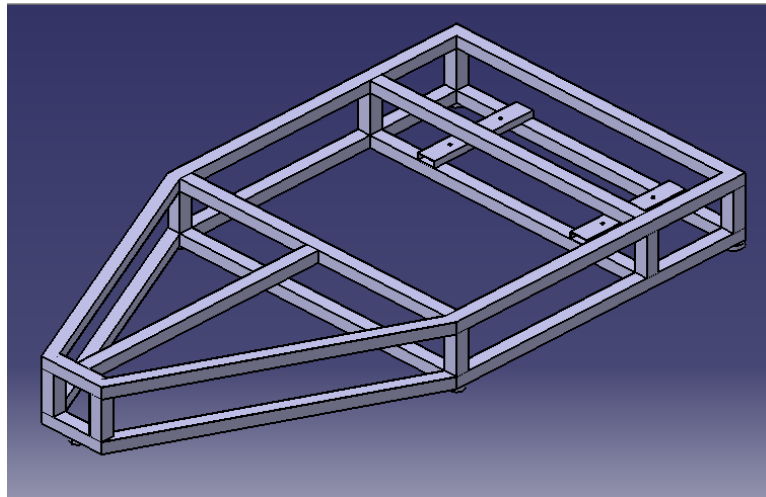
Apoyos

Se han incluido unos puntos de apoyo en la bancada para realizar las simulaciones. Así estos apoyos actúan como empotramientos, restringiendo desplazamientos y giros.

Perfiles

La estructura de la bancada está compuesta por perfiles cuadrados S235JR de 50x50mm de lado y 3mm de espesor. La excepción serán los perfiles que sirven de apoyo a los soportes de los rodamientos, cuyas dimensiones dependerán del soporte elegido.

Opción 1



En la siguiente figura se observa la disposición de las fuerzas sobre la estructura.

-La fuerza 1 consta de una componente horizontal de valor 1139.88N correspondiente a la fuerza mayorada que hace la moto sobre el sistema atraparrueda y de una componente vertical debida a la mitad de la suma de pesos de la moto y el piloto de valor 2500N.

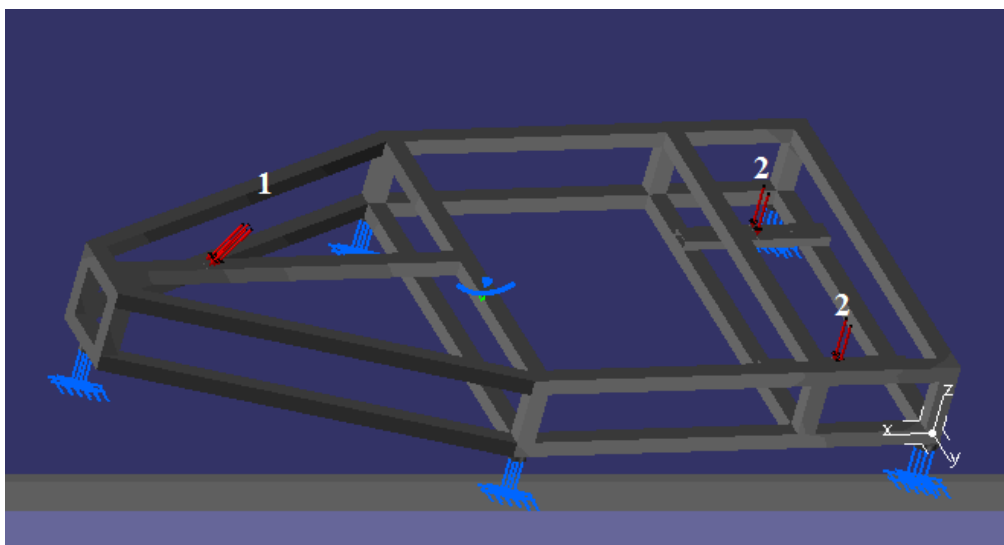
$$F_{1horizontal} = 1139,88N$$

$$F_{1vertical} = \frac{1000 + 4000}{2} = 2500N$$

-La fuerza 2 tiene una componente vertical correspondiente a la suma del peso del rodillo y la otra mitad de los pesos de moto y piloto Esta fuerza se divide entre los dos apoyos que tiene el rodillo.

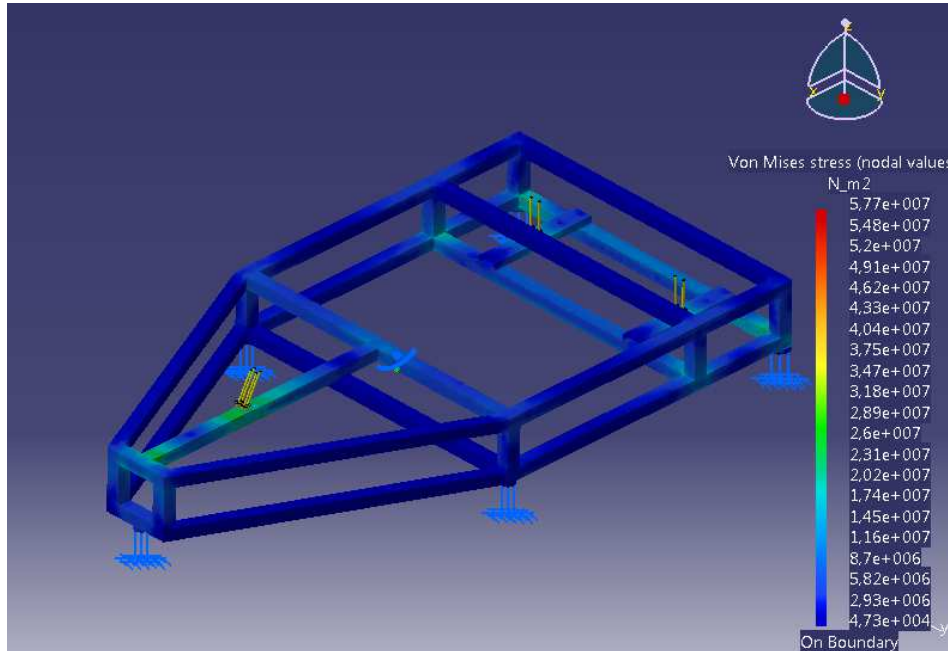
$$F_2 = 3411,47 + \frac{1000 + 4000}{2} = 5911,47N$$

$$\frac{F_2}{2} = 2955,73N$$



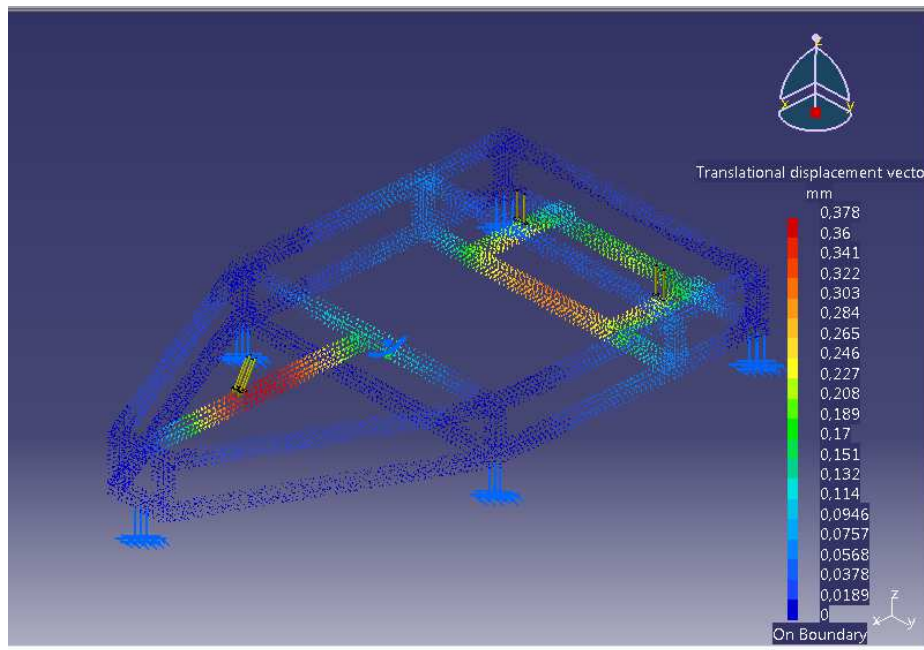
-Punto de desplazamiento mínimo del sistema atraparrueda:

- Tensión Von Misses:



Valores extremos de Von Mises: Min: 47335,7 N/m²
 Max: 5,77268e+007 N/m²

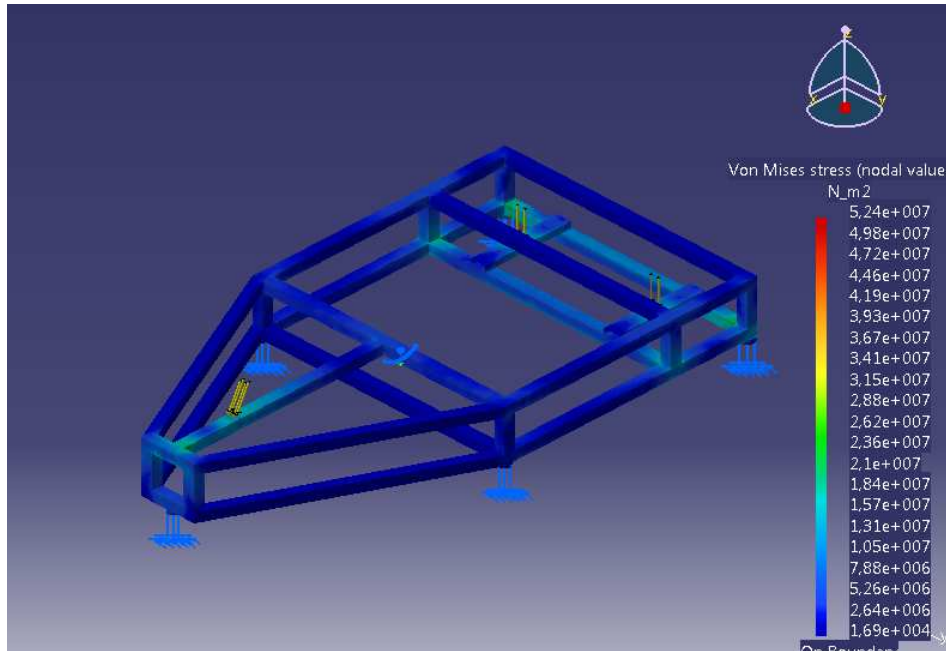
- Desplazamientos:



El máximo desplazamiento obtenido es de 0,378434 mm.

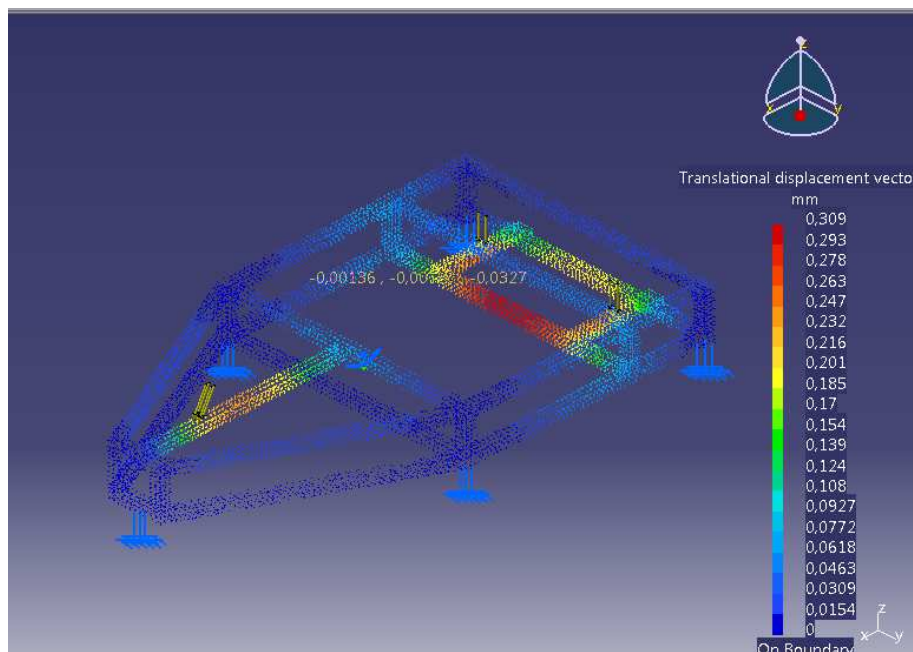
-Punto medio de desplazamiento del sistema atraparrueda:

-Tensión de Von Misses:



Valores extremos de Von Misses: Min: 16913,8 N/m²
 Max: 5,2432e+007 N/m²

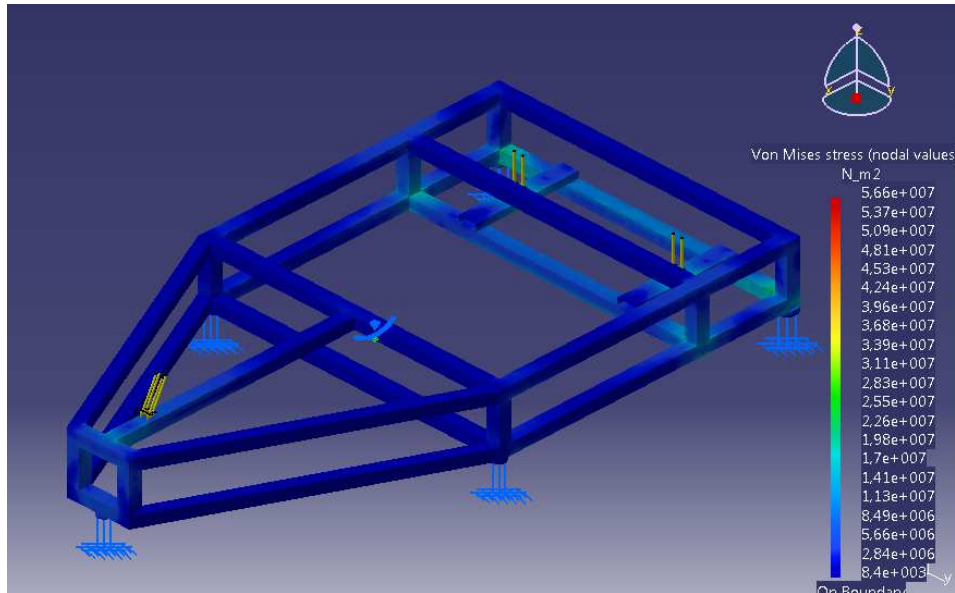
- Desplazamientos:



El máximo desplazamiento obtenido es de 0,308899 mm.

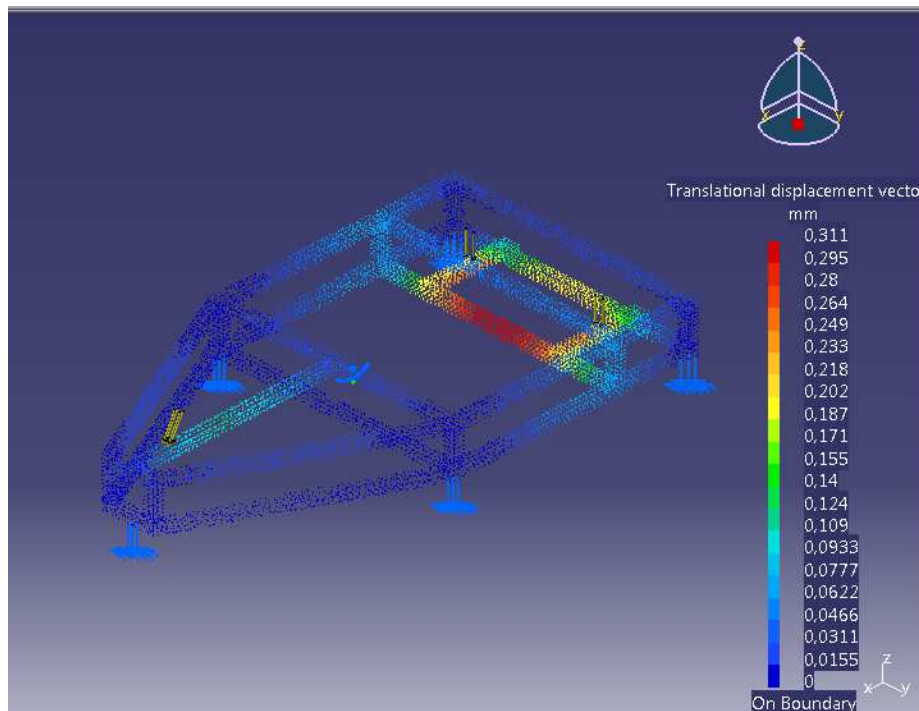
-Punto de desplazamiento máximo del sistema atraparrueda:

-Tensión de Von Misses:



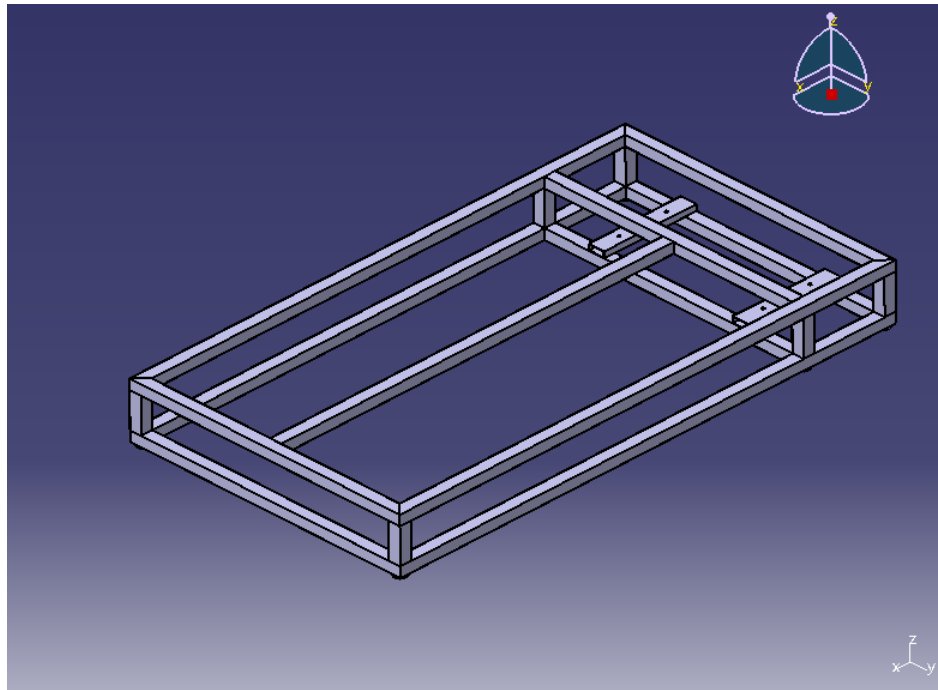
Valores extremos de Von Misses: Min: 8402,69 N/m²
 Max: 5,65693e+007 N/m²

- Desplazamientos:



El máximo desplazamiento obtenido es de 0,310893mm.

Opción 2



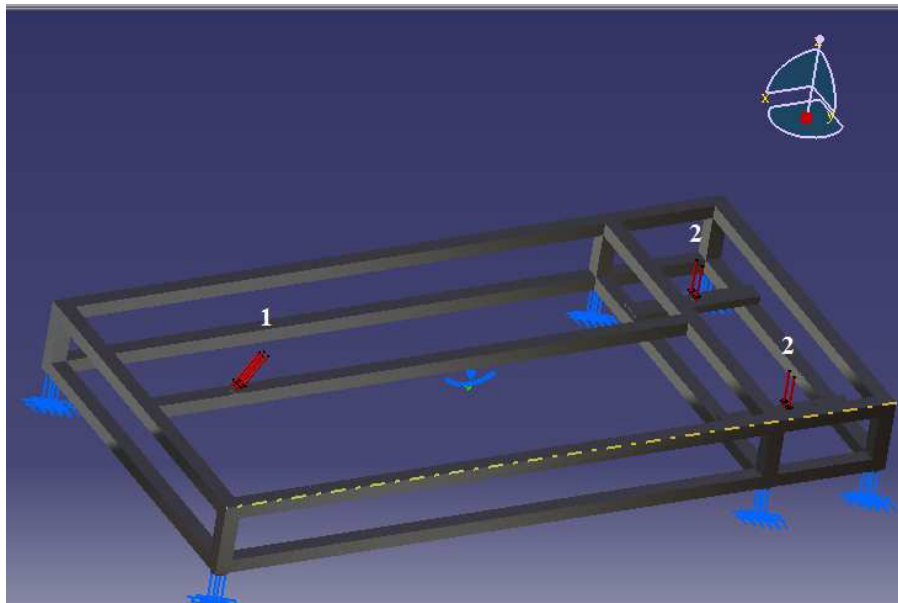
Las fuerzas que actúan sobre la bancada son las mismas que para la opción 1.

$$F_{1horizontal} = 1139,88N$$

$$F_{1vertical} = \frac{1000 + 4000}{2} = 2500N$$

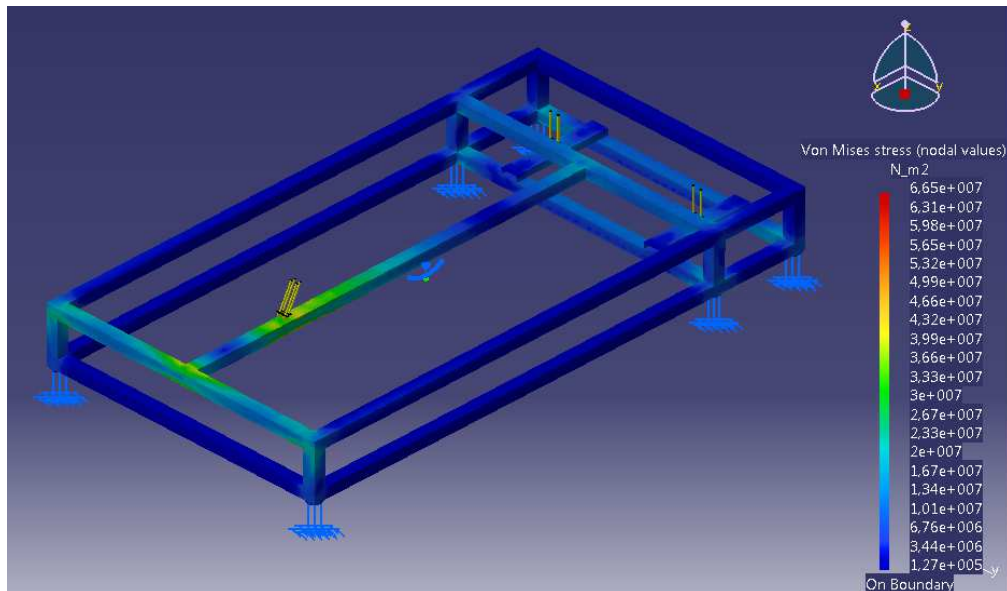
$$F_2 = 3411,47 + \frac{1000 + 4000}{2} = 5911,47N$$

$$\frac{F_2}{2} = 2955,73N$$



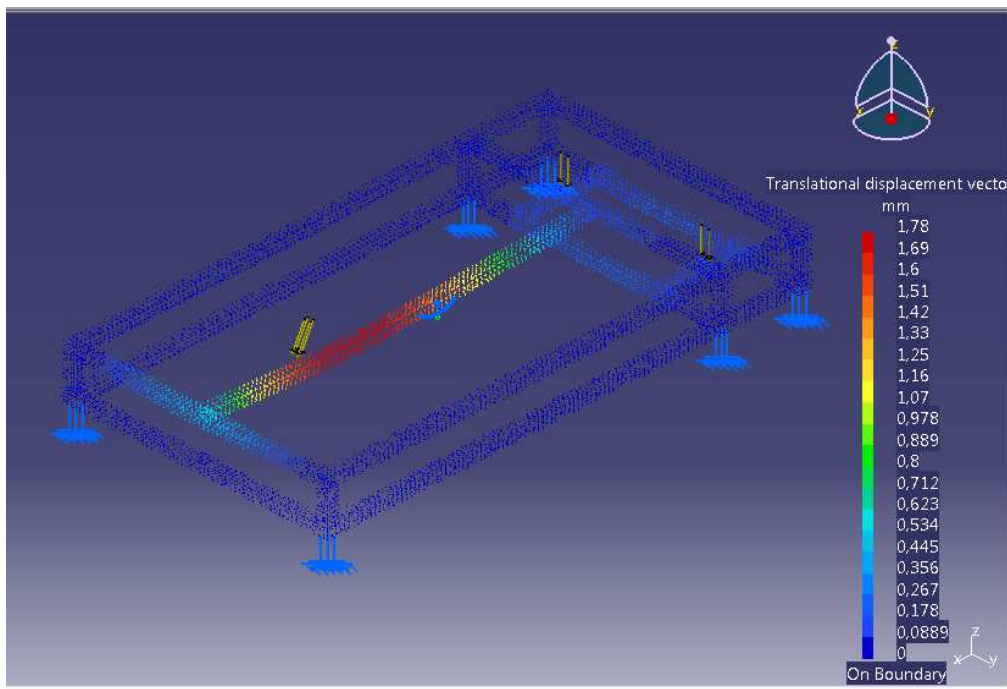
-Punto de desplazamiento mínimo del sistema atraparrueda:

- Tensión Von Misses:



Valores extremos de Von Misses: Min: 127422 N/m²
 Max: 6,64651e+007 N/m²

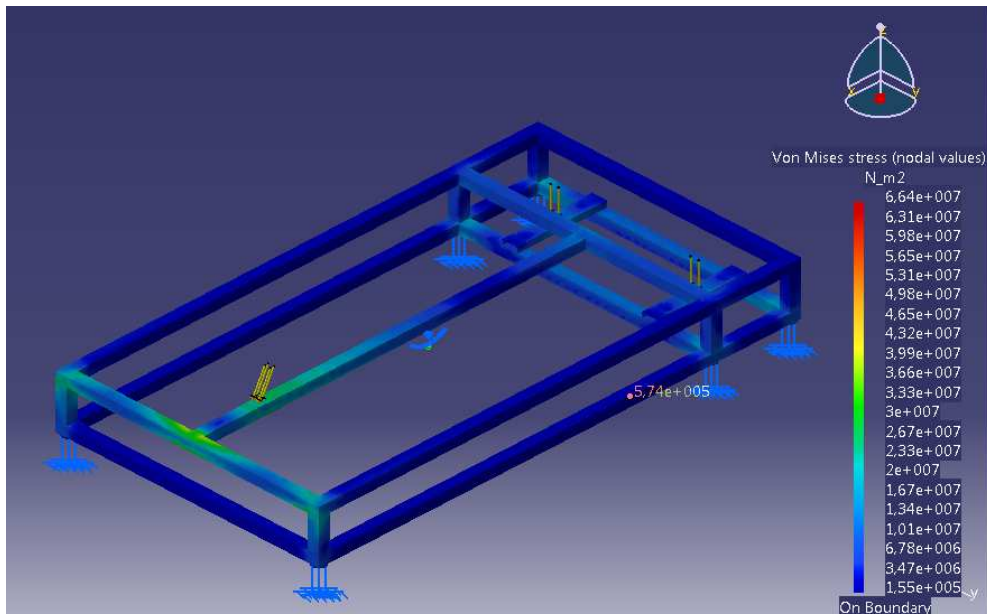
- Desplazamientos:



El máximo desplazamiento obtenido es de 1,77875mm.

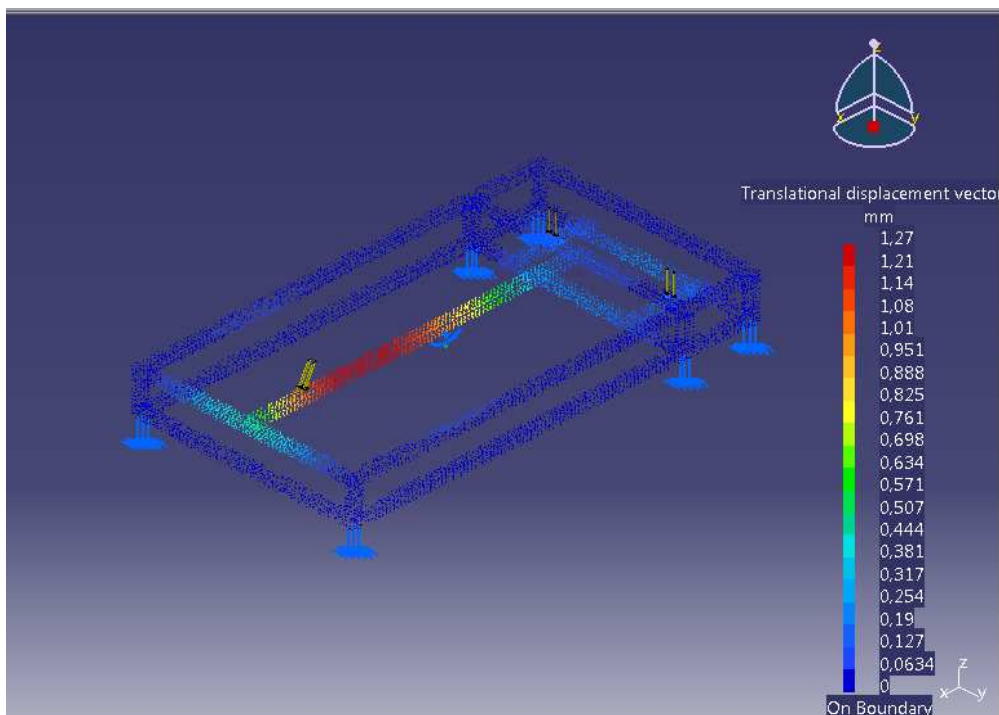
-Punto de desplazamiento medio del sistema atraparrueda:

- Tensión Von Misses:



Valores extremos de Von Misses: Min: 154570 N/m²
 Max: 6,63983e+007 N/m²

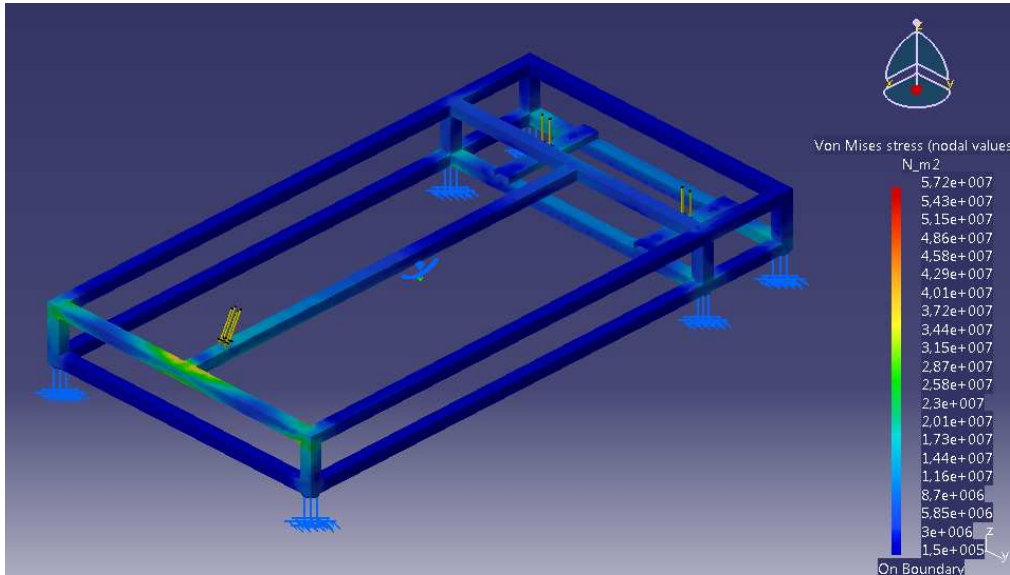
- Desplazamientos:



El máximo desplazamiento obtenido es de 1,26854 mm.

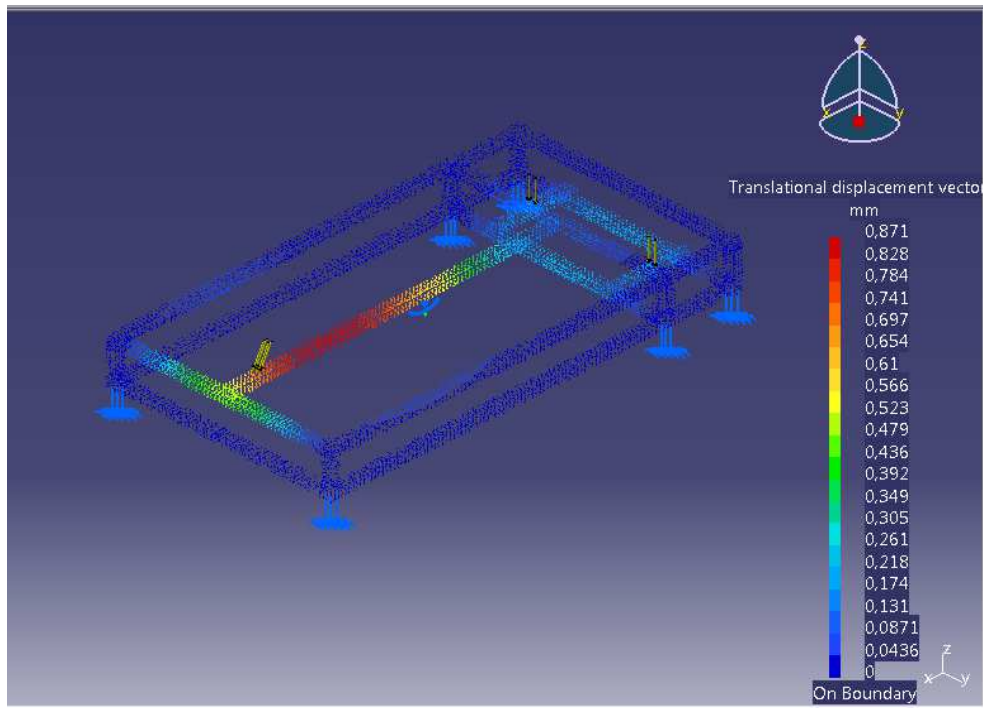
-Punto de desplazamiento máximo del sistema atraparrueda:

- Tensión Von Misses:



Valores extremos de Von Misses: Min: 150317 N/m²
Max: 5,71625e+007 N/m²

- Desplazamientos:



El máximo desplazamiento obtenido es de 0,871402mm.

Conclusiones

Resumen de los valores de tensión de Von Mises y desplazamientos obtenidos en las dos diferentes bancadas para la carga máxima dada:

	Opción 1	Opción 2
Von Mises Punto Mínimo	57.72 MPa	66.46 MPa
Von Mises Punto Medio	52.43 MPa	66.39 MPa
Von Mises Punto Máximo	56.56 Mpa	57.16 MPa
Desplazamiento Mínimo	0,378434 mm	1,77875mm
Desplazamiento Medio	0,308899 mm	1,26854 mm
Desplazamiento Máximo	0,310893mm	0,871402mm

La opción 1 tiene un peso de 85.91kg y la opción 2 de 85.30kg por lo tanto la cantidad de material empleado es prácticamente la misma para cualquier tipo de bancada.

Las tensiones máximas de Von Mises en la opción 1 son un poco menores que en la opción 2. Esto es debido a la longitud del perfil central de la bancada que es al que se le aplica la carga y provoca esta tensión. La longitud de este perfil en la opción 1 es de 950mm, siendo 1.83 veces menor que el perfil de la opción 2, que tiene una longitud de 1740mm.

En ambos casos las tensiones máximas de Von Mises están muy alejadas del límite elástico del material, en este caso acero, que es de 210MPa. Así, si se quisiera aún se podría elegir un perfil de menores dimensiones ya que se tiene margen de seguridad.

Los desplazamientos máximos (flecha máxima) están situados en el mismo perfil que recibe la tensión máxima de Von Mises. Cuando la carga aplicada se encuentra más cerca del punto medio del perfil se produce la flecha con mayor valor, para la opción 1 es de 0.378mm, y para la opción 2 de 1.77mm. Los resultados obtenidos son mucho mejores para la opción 1, siendo los desplazamientos en la opción 2 del orden de 5 veces mayores cuando la diferencia es máxima.

Aún así la flecha máxima obtenida en los diferentes puntos de desplazamiento en la bancada 2 son aceptables.

5.4.2 Atraparrueda

Ahora se analizarán las dos diferentes opciones de atraparrueda, cuya misión es asegurar la sujeción de la rueda delantera de la motocicleta impidiendo que ésta se desplace.

Cargas

La fuerza que va a ejercer la rueda delantera sobre el soporte es la reacción de la trasera frente a la fuerza que le hace el rodillo a la moto hacia delante. Es decir, la fuerza de inercia del rodillo. El punto de aplicación dependerá de la medida de rueda delantera

que tenga la moto a probar, éste siempre estará a la altura del eje delantero de la rueda. Así se analizarán para las dos medidas extremas dentro del rango de ruedas delanteras del mercado y el punto medio entre ellas.

La rueda de mayor tamaño corresponde con la medida 90/90-21” (su diámetro total de rueda + llanta es de 609.5mm) de una motocicleta de enduro y la rueda más pequeña es de la medida 120/70-14” (su diámetro total de rueda + llanta es de 523.6mm) de una scooter.

La fuerza máxima aplicada dependerá del momento ejercido sobre el rodillo por la rueda trasera. Así, tomando los requisitos del rodillo:

$$\omega_{m\acute{a}x} = 5305,152rpm = 555,554rad / s \quad (5.4.2-1)$$

Tiempo en alcanzar las velocidad máxima = t = 5.372 s

Así, la aceleración angular máxima será de:

$$\alpha = \frac{\omega}{t} = 103,415rad / s^2 \quad (5.4.2-2)$$

Por lo tanto el momento máximo será el producto del momento de inercia del rodillo (I=2.555 kgm²) y la aceleración angular.

$$M = 264,226N \cdot m \quad (5.4.2-3)$$

Este momento creará sobre el soporte una fuerza con 2 componentes.

Las distancias desde el punto de aplicación del momento hasta el de la fuerza son de 1984.63mm en dirección del eje x y 347.7mm en la del eje z.

$$F_x = \frac{264,226N \cdot m}{0,3477m} = 759,92N \quad (5.4.2-4)$$

$$F_z = \frac{264,226N \cdot m}{1,9846m} = 133,13N \quad (5.4.2-5)$$

A estas dos fuerzas se les aplicará un coeficiente de seguridad de 1,5. Y las fuerzas con las que se harán las simulaciones serán de:

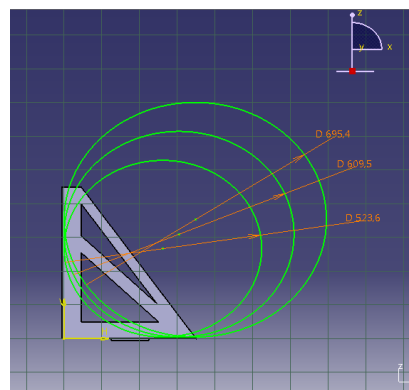
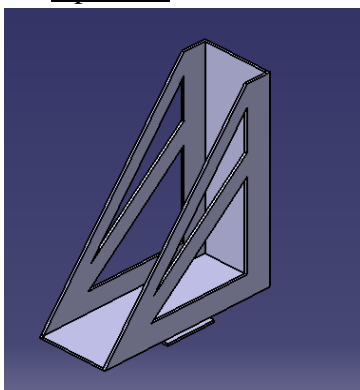
$$F_x = 1139.88 N$$

$$F_z = 199.70 N$$

Apoyos

Se considerará que este elemento está fijo por medio de una placa en la parte inferior que restringe sólo los desplazamientos.

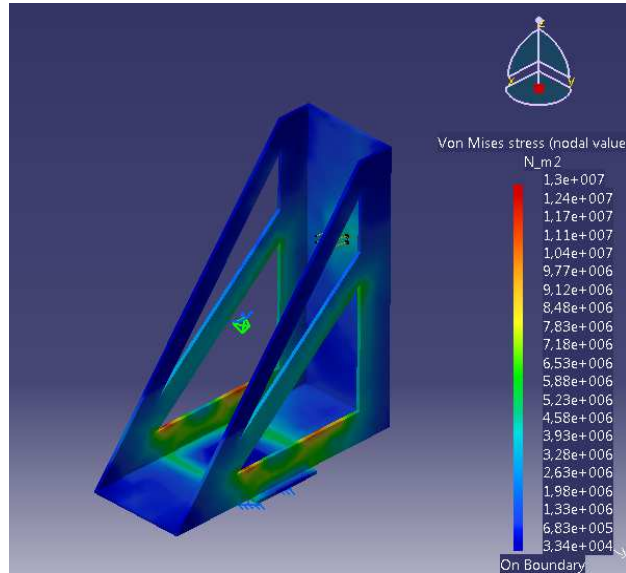
Opción 1



La imagen derecha representa la configuración con la ruedas de diferentes medidas.

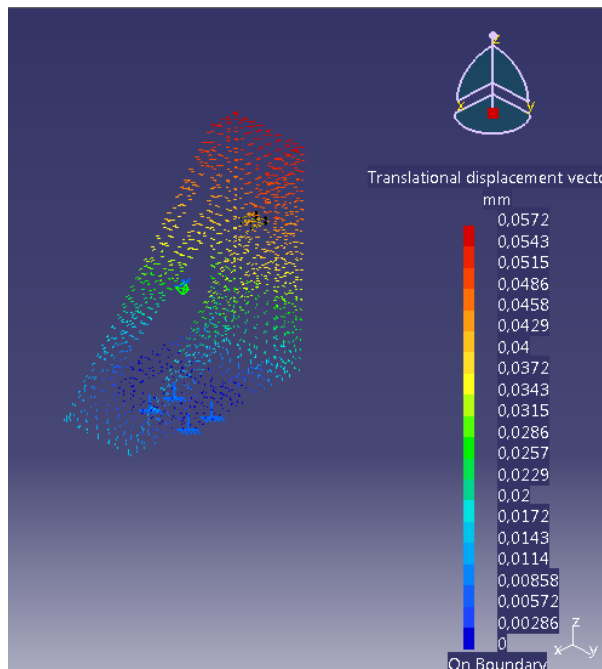
-Punto de contacto correspondiente a una rueda delantera 120/70-14”.

- Tensión Von Misses:



Valores extremos de Von Misses: Min: 33430,6 N/m²
Max: 1,30214e+007 N/m²

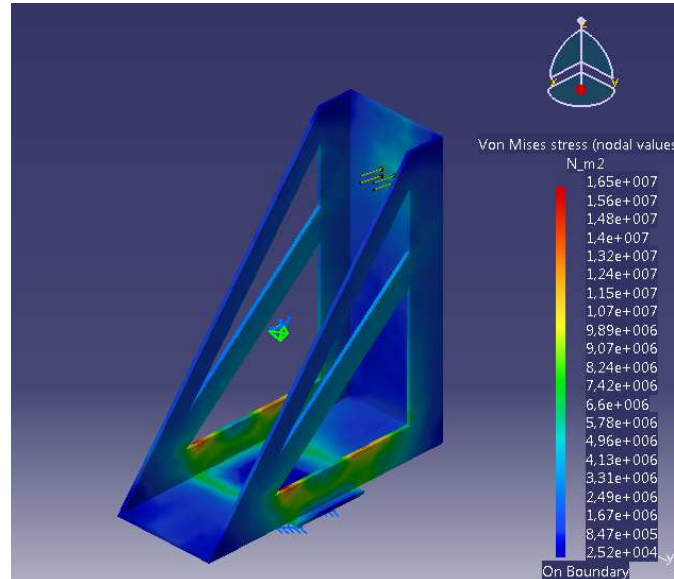
- Desplazamientos:



El desplazamiento máximo obtenido es de 0,0571924mm.

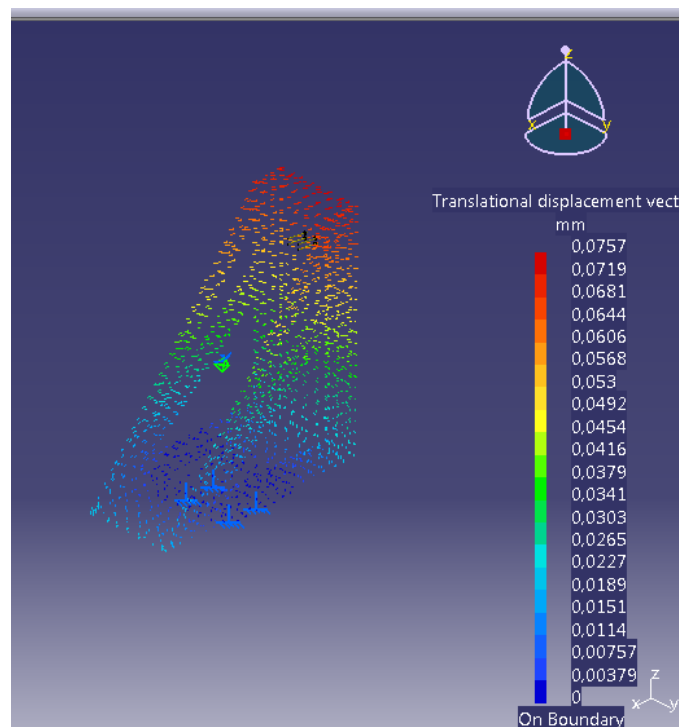
-Punto de contacto correspondiente a una rueda delantera 90/90-21”.

- Tensión Von Misses:



Valores extremos de Von Misses: Min: 25195,7 N/m²
 Max: 1,64624e+007 N/m²

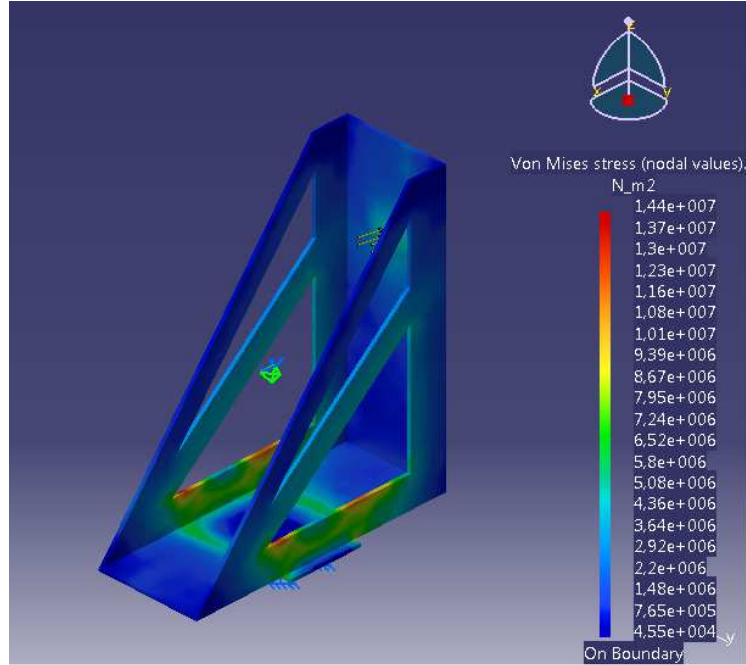
- Desplazamientos:



El desplazamiento máximo obtenido es de 0,0757071mm.

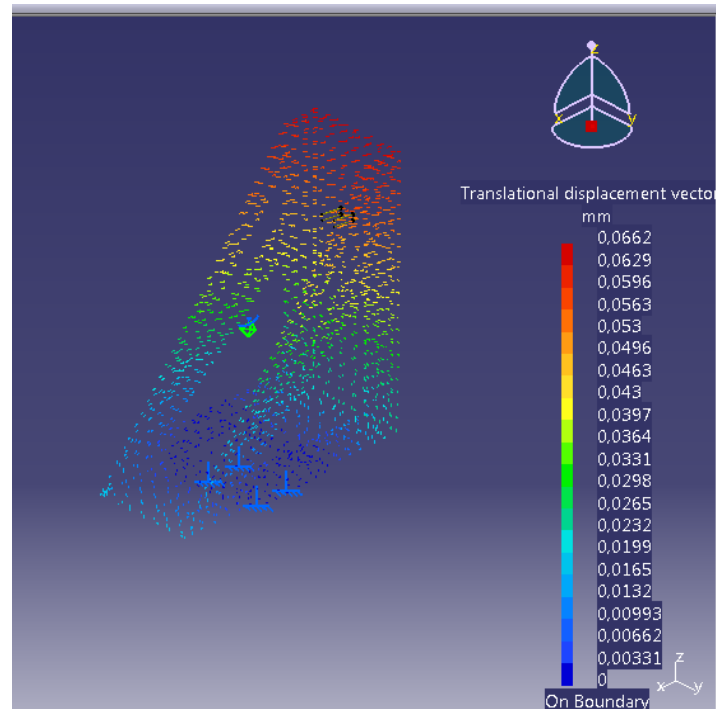
-Punto de contacto intermedio entre ambos.

- Tensión Von Misses:



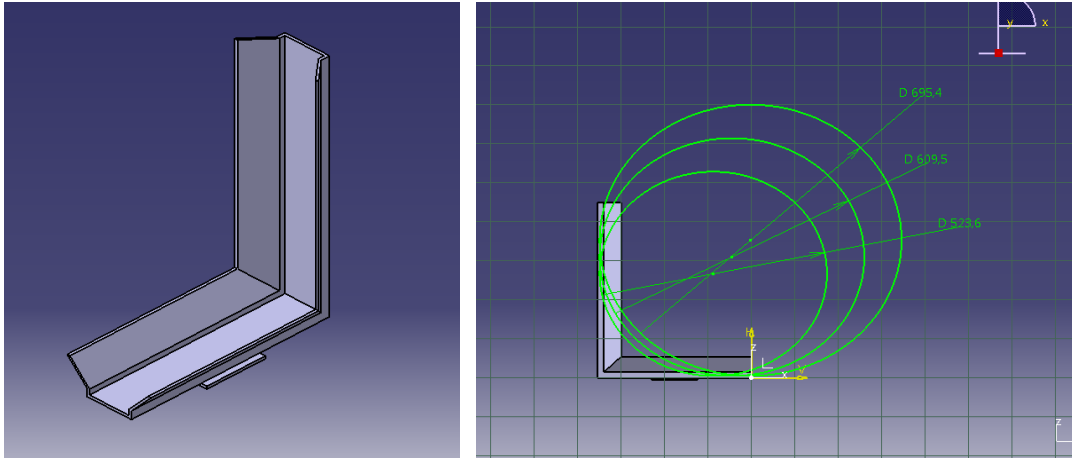
Valores extremos de Von Misses: Min: 45486 N/m²
Max: 1,44263e+007 N/m²

- Desplazamientos:

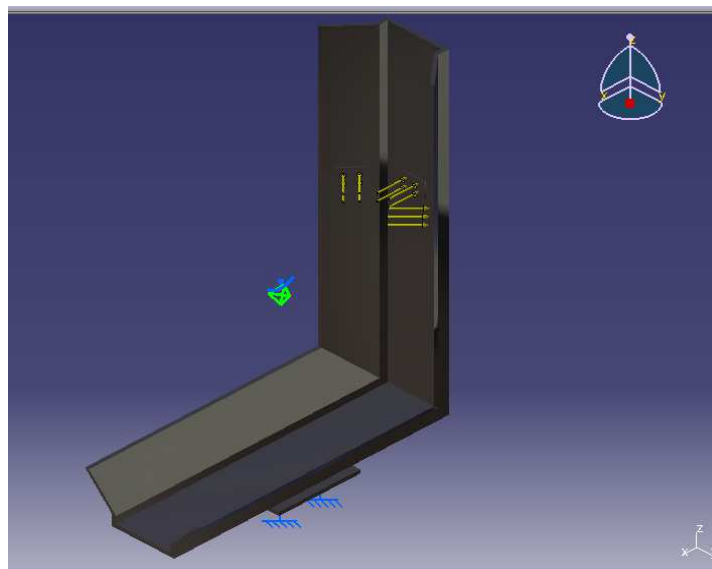


El desplazamiento máximo obtenido es de 0,0661991mm.

Opción 2



En esta opción las fuerzas se dividen entre las tres paredes obteniendo como resultante una fuerza con unas componentes $F_x = 1139.88 \text{ N}$ y $F_z = 199.70 \text{ N}$.



La resultante de estas tres fuerzas es:

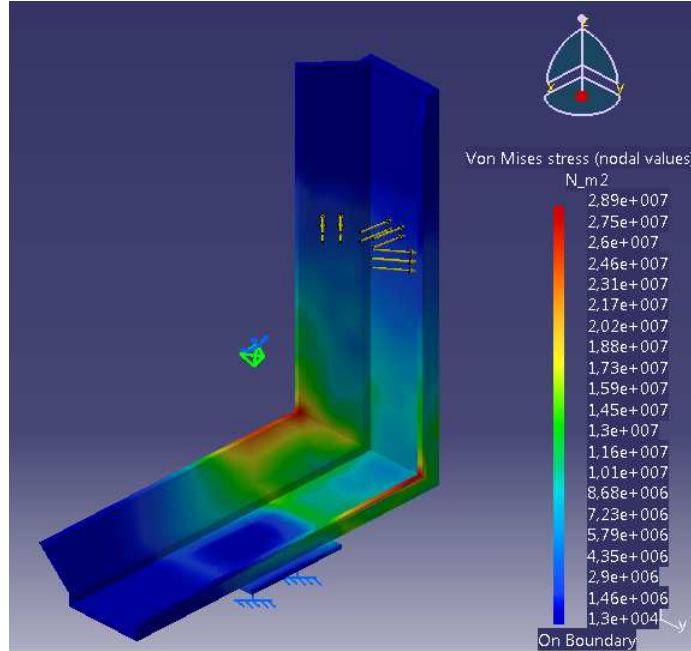
$$F_x = 1139.88 \text{ N}$$

$$F_z = 199.70 \text{ N}$$

Por lo tanto, es una fuerza equivalente a la ejercida sobre la opción anterior.

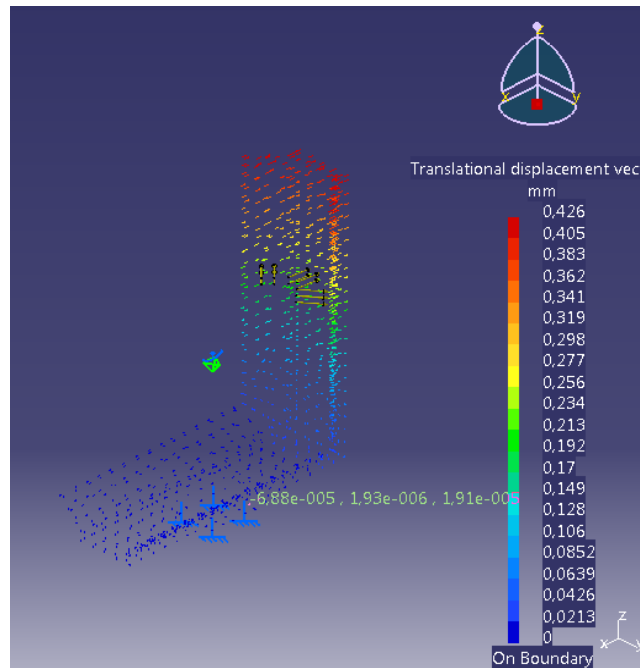
-Punto de contacto correspondiente a una rueda delantera 120/70-14”.

- Tensión Von Misses:



Valores extremos de Von Misses: Min: 12982,8 N/m²
 Max: 2,89001e+007 N/m²

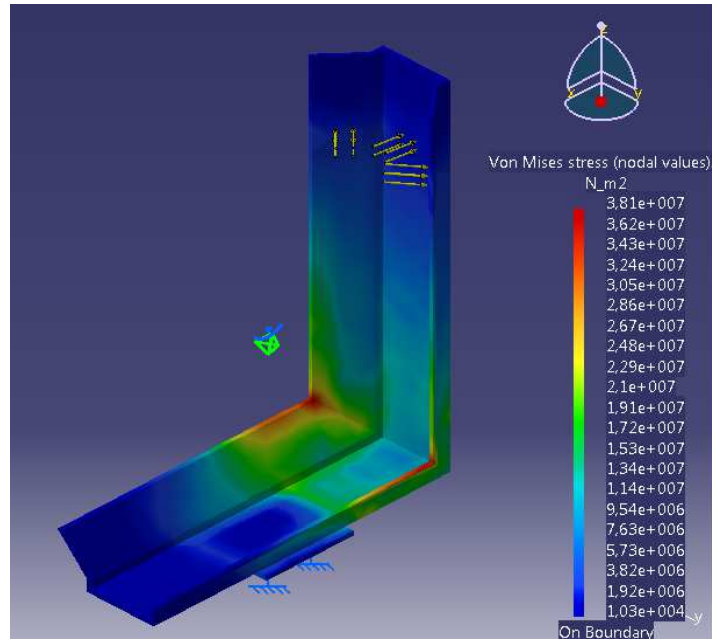
- Desplazamientos:



El desplazamiento máximo obtenido es de 0,425885mm.

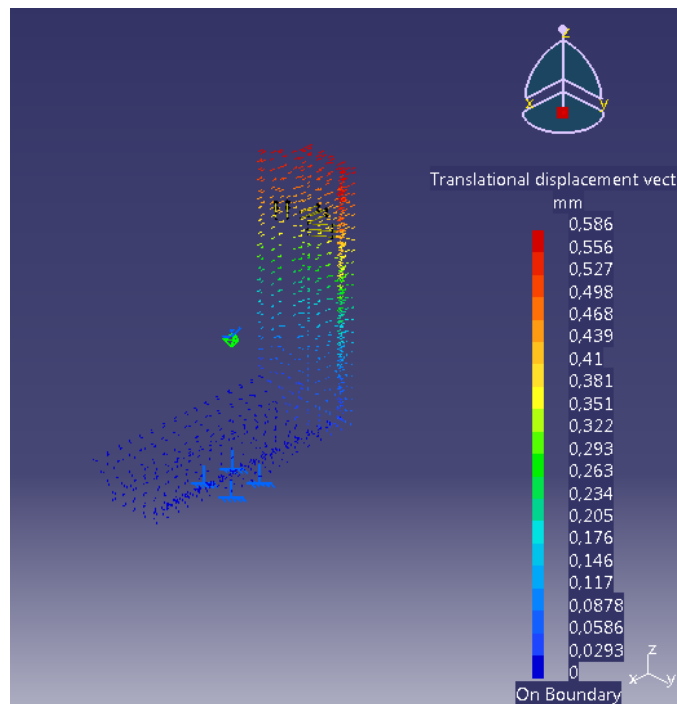
-Punto de contacto correspondiente a una rueda delantera 90/90-21”.

- Tensión Von Misses:



Valores extremos de Von Misses: Min: 10269,2 N/m²
Max: 3,81269e+007 N/m²

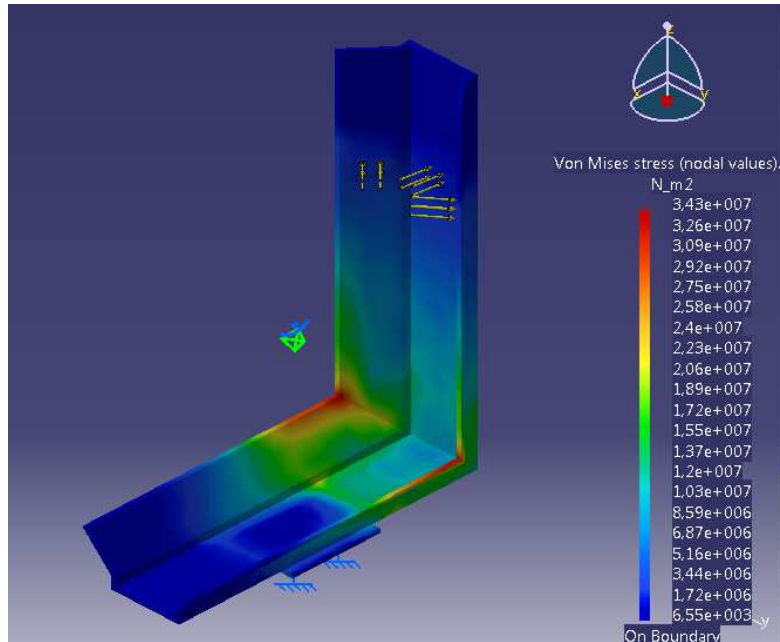
- Desplazamientos:



El desplazamiento máximo obtenido es de 0,5855mm.

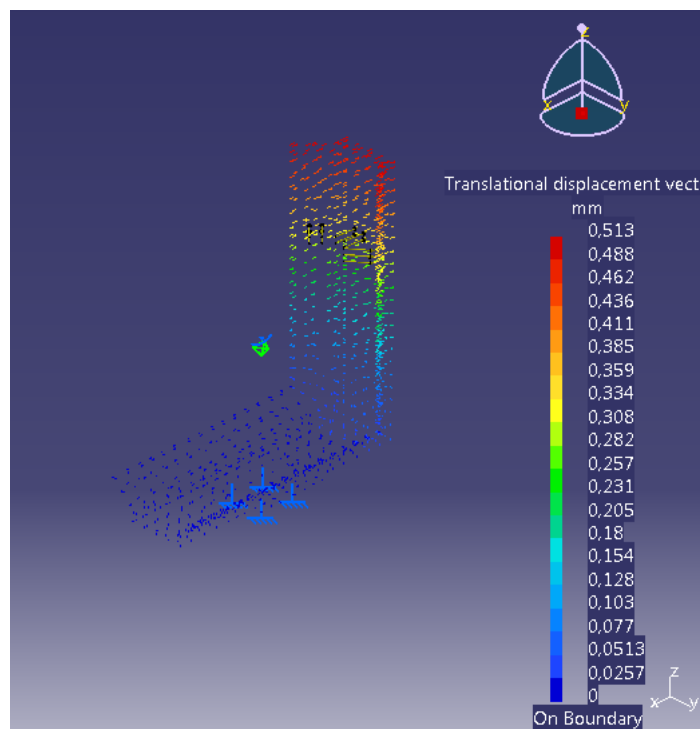
-Punto de contacto intermedio entre ambos.

- Tensión Von Misses:



Valores extremos de Von Misses: Min: 6552,56 N/m²
Max: 3,43347e+007 N/m²

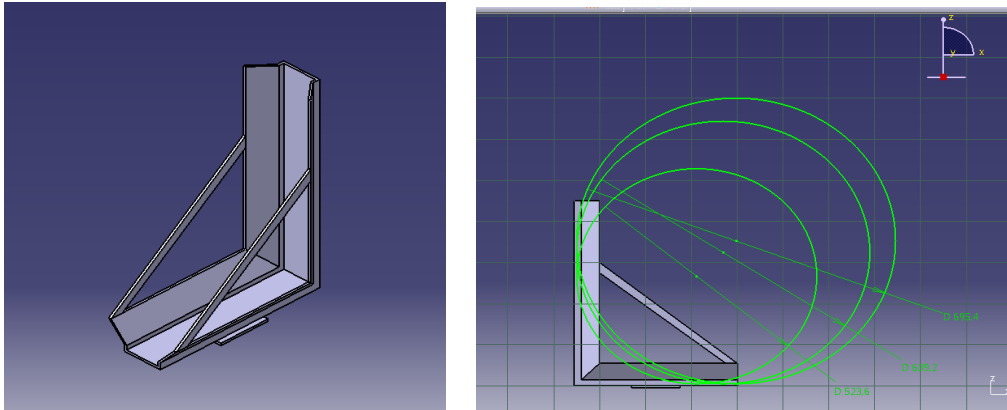
- Desplazamientos:



El desplazamiento máximo obtenido es de 0,513445mm.

Opción mixta entre 1 y 2

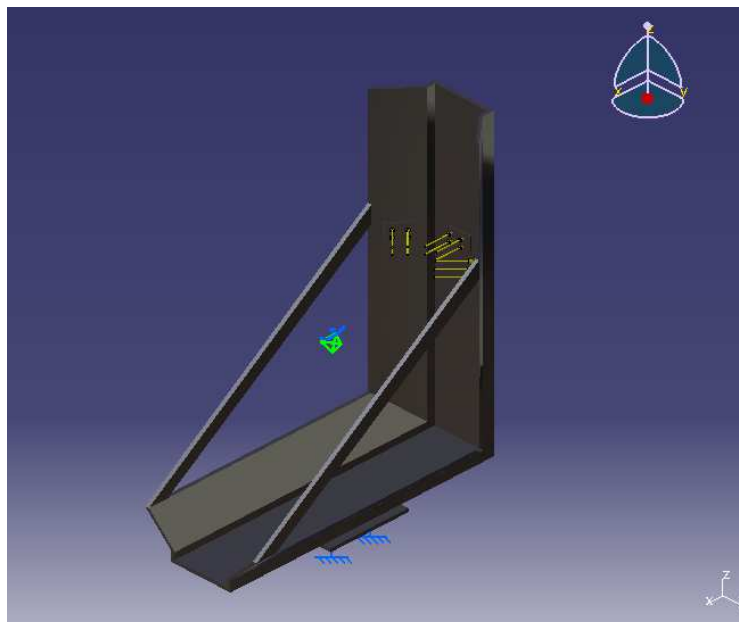
Si se hace una fusión en este elemento como en la siguiente figura entre las dos opciones anteriores se obtienen las ventajas que tiene cada una.



La base que tiene este elemento es la opción 2 pero se le han acoplado unos tirantes laterales similares a los que presenta la opción 1 con lo que se mejoran notablemente los resultados de la tensión de Von Mises y los desplazamientos.

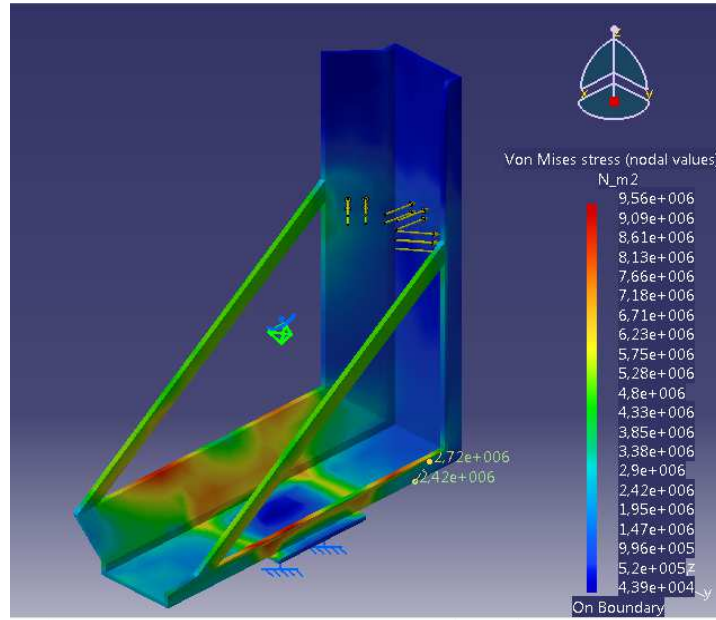
Como la base es la opción 2 se sigue contando con el auto ajuste de la rueda delantera debido a la geometría de este elemento.

Las cargas que se le aplican para su estudio serán idénticas a las que se usaron en la opción 2, tanto de valor como la dirección de las mismas.



-Punto de contacto correspondiente a una rueda delantera 120/70-14”.

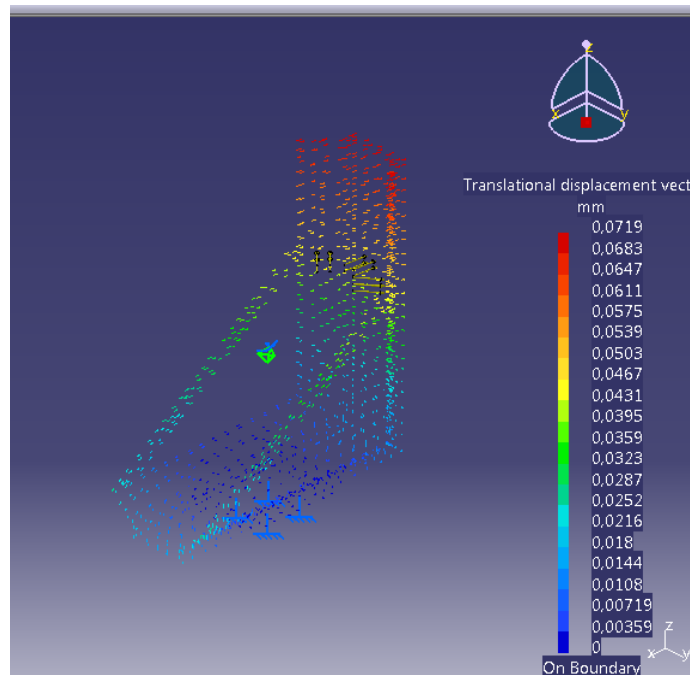
- Tensión Von Misses:



Valores extremos de Von Misses: Min: 43861,59 N/m²

 Max: 9,56156e+006 N/m²

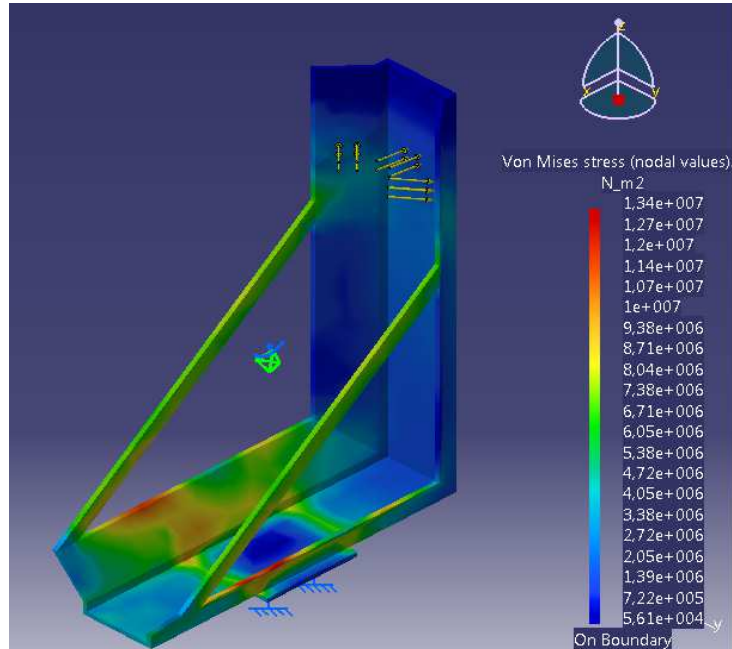
- Desplazamientos:



El desplazamiento máximo obtenido es de 0,0718573mm.

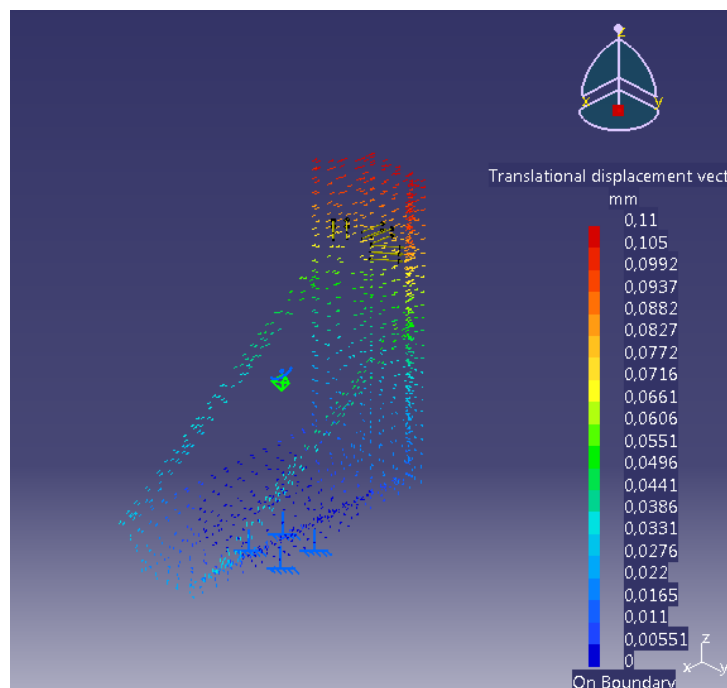
-Punto de contacto correspondiente a una rueda delantera 90/90-21”.

- Tensión Von Misses:



Valores extremos de Von Misses: Min: 56120,5 N/m²
Max: 1,33705e+007 N/m²

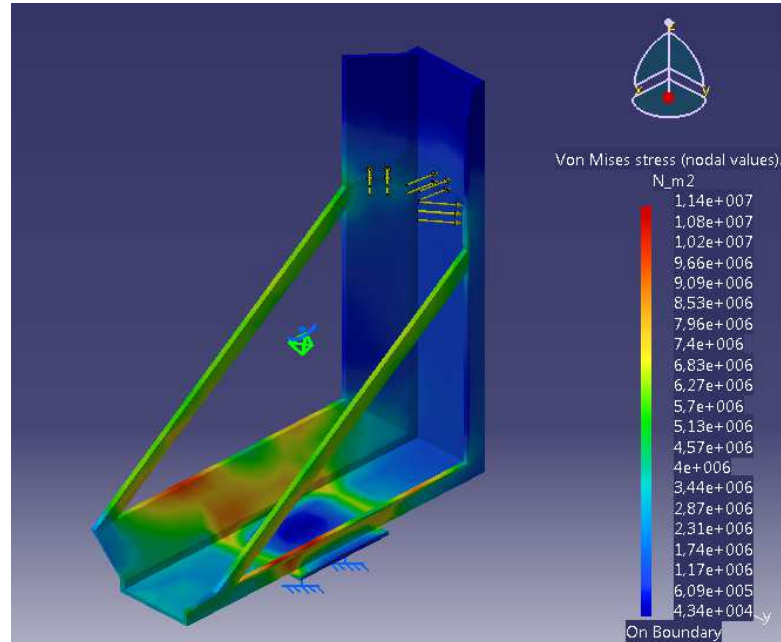
- Desplazamientos:



El desplazamiento máximo obtenido es de 0,110227mm.

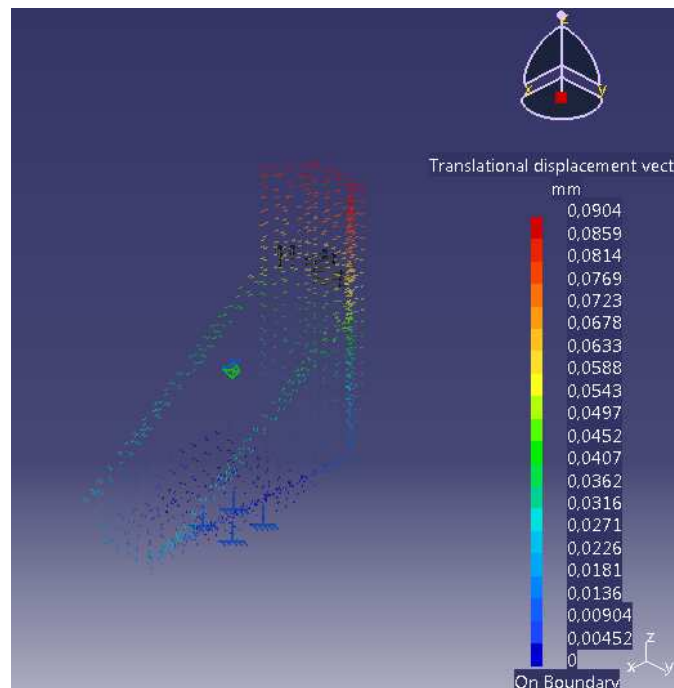
-Punto de contacto intermedio entre ambos.

- Tensión Von Misses:



Valores extremos de Von Misses: Min: 43366,9N/m²
 Max: 1,13579e+007 N/m²

- Desplazamientos:



El desplazamiento máximo obtenido es de 0,0904203mm.

Conclusiones

Resumen de los valores de tensión de Von Misses y desplazamientos obtenidos en las dos diferentes bancadas para la carga máxima dada:

	Opción 1	Opción 2	Fusión
Von Misses Punto 120/70-14”	Max: 13,02 MPa	Max: 28,90 MPa	Max: 9,56 MPa
Von Misses Punto Medio	Max: 14,42 MPa	Max: 34,43 MPa	Max: 11,35 MPa
Von Misses Punto 90/90-21”	Max: 17,62 MPa	Max: 38,12 MPa	Max: 13,37 MPa
Desplazamiento 120/70-14”	0,0571924mm	0,425885mm	0,0718573mm
Desplazamiento Medio	0,0661991mm	0,513445mm	0,0904203mm
Desplazamiento 90/90-21”	0,0757071mm	0,5855mm	0,110227mm

La opción que es una fusión entre las opciones 1 y 2 es la que menor tensión de Von Misses genera la carga aplicada, muy lejos del límite elástico del material empleado, en este caso acero. En cuando a la deformada, el desplazamiento máximo generado es similar a la opción 1 que es donde menores desplazamientos se producen. Los desplazamientos de las tres opciones son muy pequeños por lo que todos ellos serían aceptables.

5.4.3 Apoyos

En cuanto a los apoyos se tienen dos opciones. La primera son unos apoyos independientes al rodillo que serán atornillados al propio rodillo. La segunda opción es crear un único elemento consistente en el rodillo y los apoyos. Para las dos posibilidades el material empleado será la fundición gris. Esta fundición tiene una densidad de 7.150 g/cm³, un módulo de Young de 120GPa y coeficiente de Poisson de 0.291.

Los principales motivos de la elección de este material para los apoyos son:

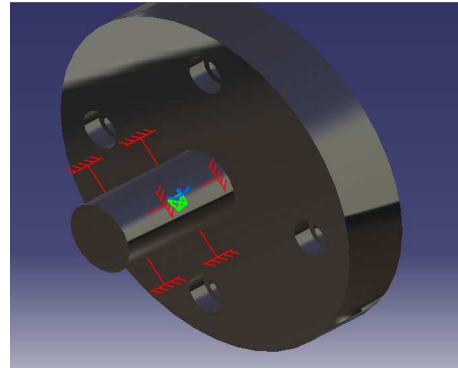
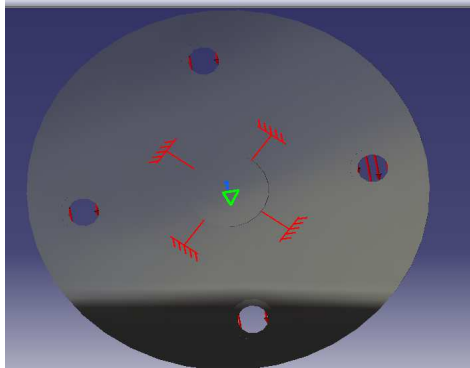
- Más fáciles de mecanizar que los aceros.
- Se pueden fundir piezas de diferente tamaño y complejidad.
- No se necesitan equipos ni hornos muy costosos.
- Absorben bien las vibraciones mecánicas y actúan como autolubricantes.
- Son resistentes al choque térmico, y tienen buena resistencia al desgaste.

Opción 1

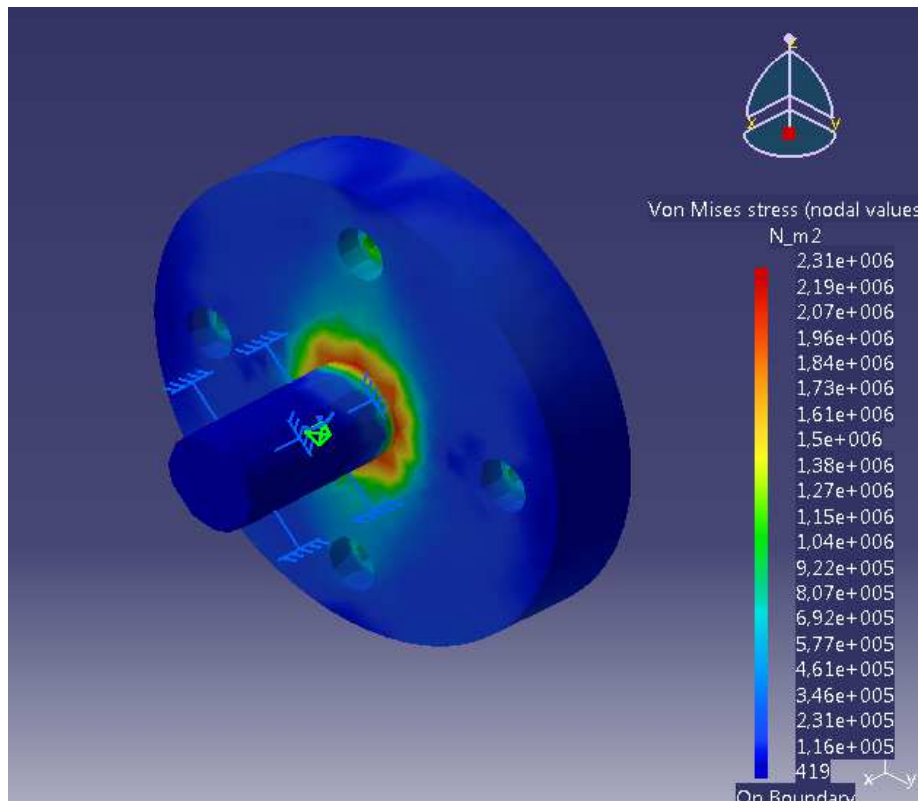
Cargas

Sobre cada apoyo actuará una fuerza vertical de 2955,73N, sus puntos de aplicación serán los cuatro agujeros para los tornillos que tiene.

El apoyo estará restringido de movimientos por el extremo que tendría contacto con los rodamientos. Esta restricción se asemeja a un empotramiento.



- Tensión Von Misses:

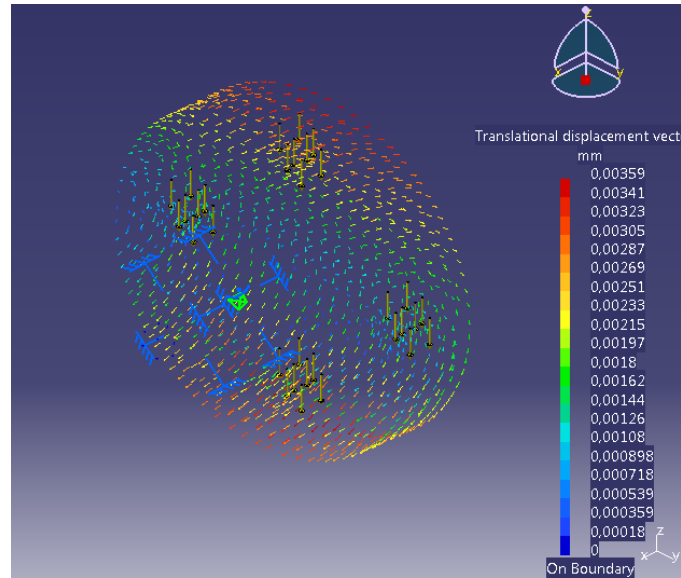


Una vez aplicadas las cargas y las restricciones los valores obtenidos son:

Min: 419,203 N_m2

Max: 2,30519e+006 N_m2

- Desplazamientos:

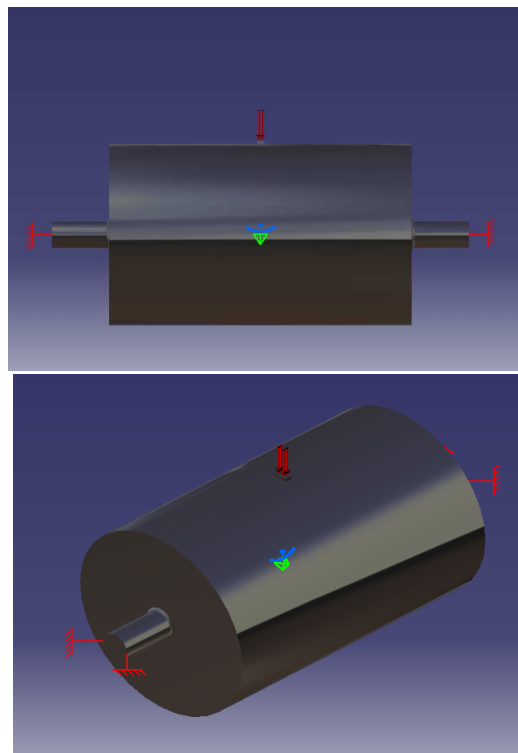


El desplazamiento máximo obtenido es de 0,00359085mm.

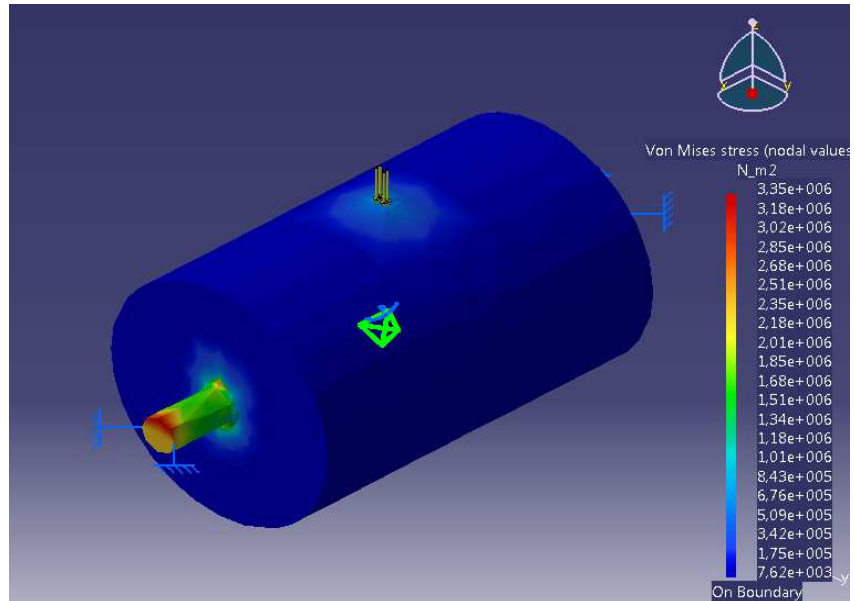
Opción 2

Cargas

En este caso se aplica una carga vertical en el punto medio del rodillo de valor 2452.5N correspondiente a la mitad del peso del moto + piloto. Los extremos del rodillos son lo que estarían en contacto con los rodamientos por lo tanto se les aplicarán restricciones como a un empotramiento.



- Tensión Von Misses:

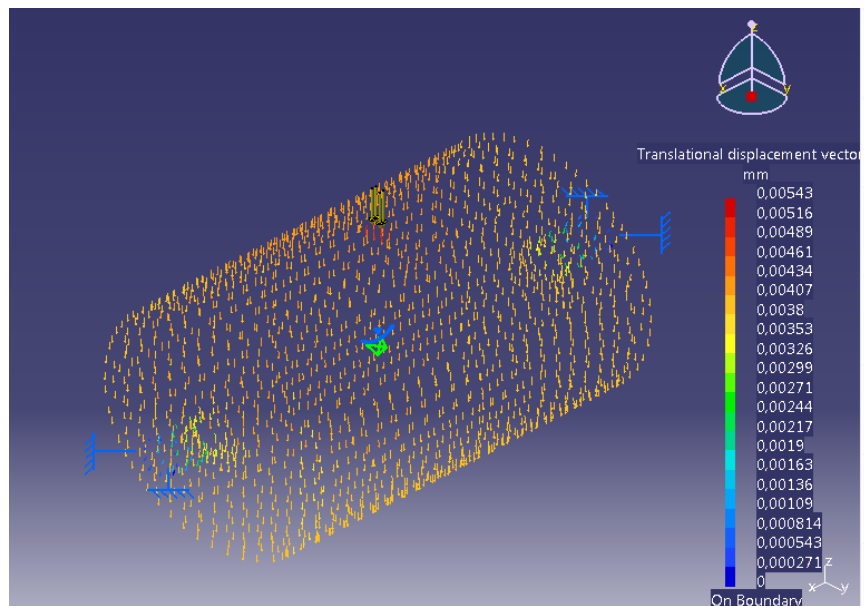


Los valores extremos de Von Misses son:

Min: 7619,16 N/m²

Max: 3,3497e+006 N/m²

- Desplazamientos:



El desplazamiento máximo es de 0,00542853mm.

Conclusiones

Cualquiera de las dos opciones cumple sobradamente los requisitos. Las tensiones de Von Mises provocadas por la carga están muy lejos del límite elástico del material por lo que tras dejar de aplicar la carga el elemento volverá a su estado inicial. Las deformaciones son casi inapreciables, del orden de 0,003mm y 0,005mm para las opciones 1 y 2 respectivamente.

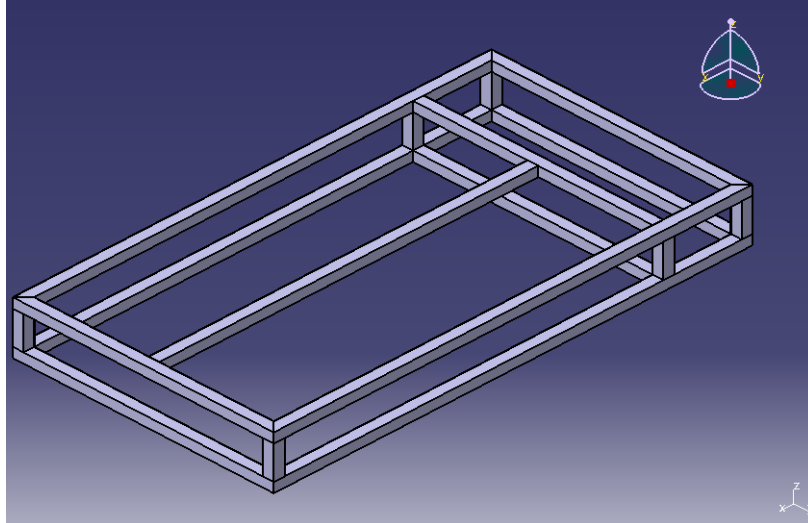
Como la deformada de este elemento es prácticamente nula asegura el posicionamiento de la parte trasera de la motocicleta en el punto ideal.

6. Diseño del modelo final

Este apartado será el encargado de la elección de las diferentes opciones para las partes principales del banco como son bancada, el sistema atraparrueda y el rodillo.

Bancada

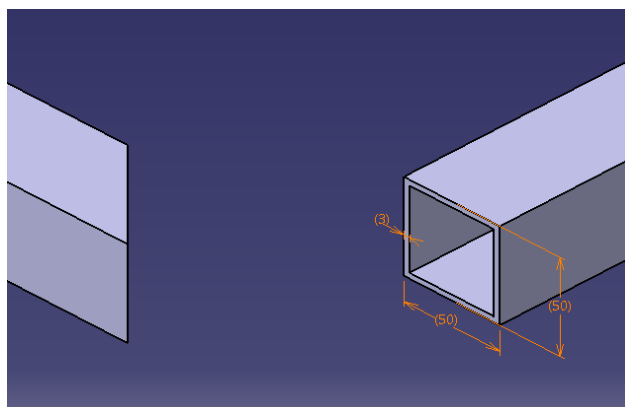
La bancada utilizada será como la opción 2, anteriormente descrita.



Las ventajas que presenta frente a la opción 1 son:

- Mayor sencillez, en cuanto a diseño y también a la hora de construcción porque los cortes en los distintos perfiles son sencillos.
- Mayor superficie de apoyo, lo que supone mayor estabilidad.
- Menor número de perfiles a utilizar y por tanto menos cordones de soldadura a realizar.

Los perfiles empleados serán de 50x50x3mm y de acero, pudiendo estar cortados en sus extremos a 90° o a 45° dependiendo de su ubicación.



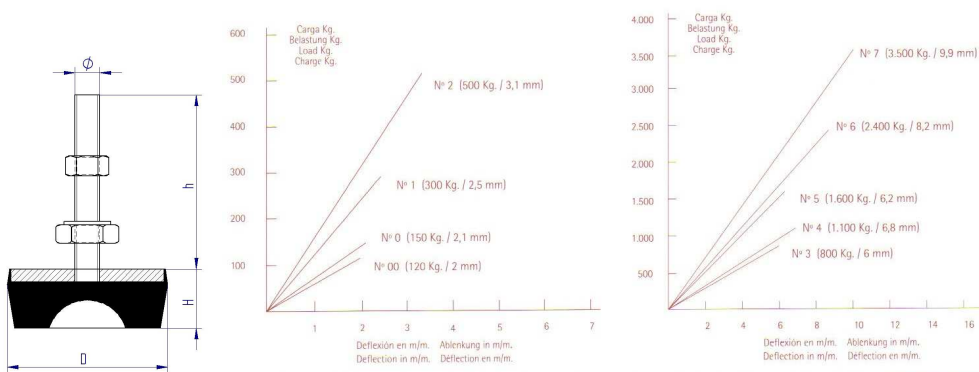
Se añadirán dos perfiles adicionales que harán de apoyo a los soportes de los rodamientos, por lo tanto, las dimensiones de estos perfiles irán en función de los soportes.

El contacto entre la bancada y el suelo será por medio de seis soportes antivibratorios.

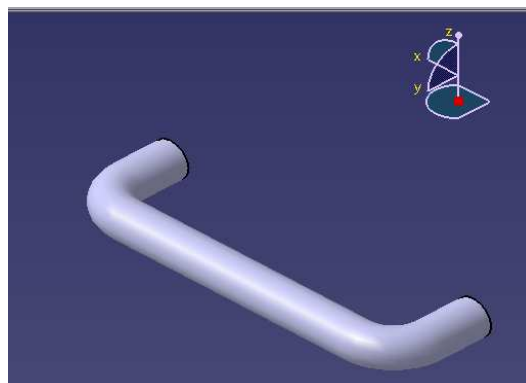


Estos soportes tienen las siguientes características:

- Dureza Dureza 65 Shore
- Diámetro Espiga M-12
- h m/m 110
- H m/m 30
- D m/m 75
- Zona Óptima Trabajo Kgs. 80-150

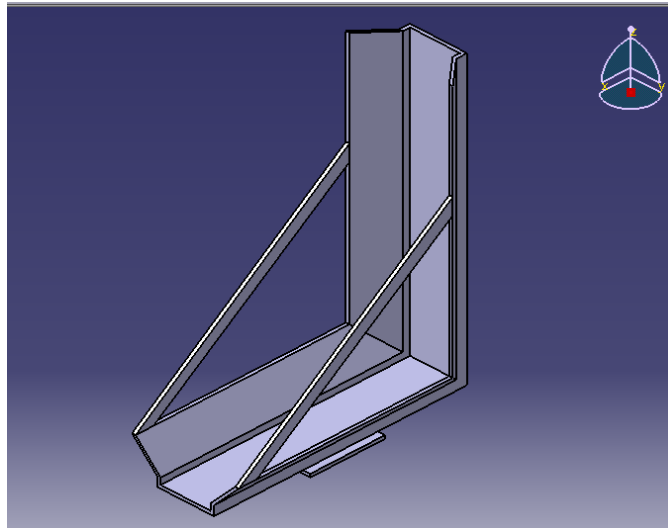


A la bancada se soldarán unas asas de acero cuya función es amarrar las cinchas que sujetarán a la moto y facilitar el transporte de la bancada si hace falta en alguna ocasión.

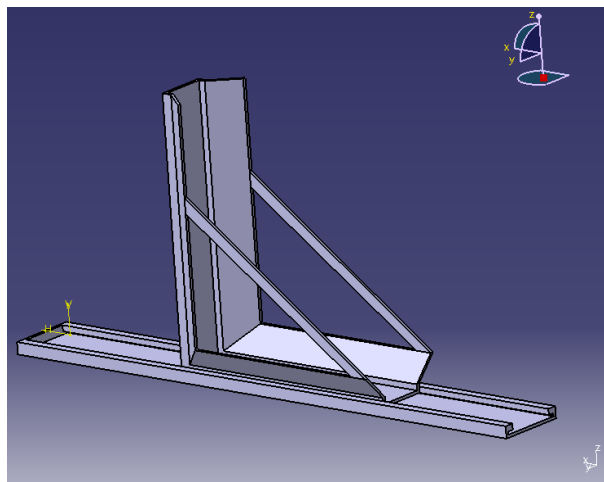


Atraparrueda

Para este sistema la elección es la mezcla entre las opciones 1 y 2. Presenta lo mejor de cada opción ya que posee los tirantes de la opción 1 que dan rigidez a la pieza y la forma que permite un ajuste automático como la opción 2. En la parte inferior de la pieza se sitúa una placa horizontal que sirve de guía ya que el sistema atraparrueda se moverá longitudinalmente sobre un carril.

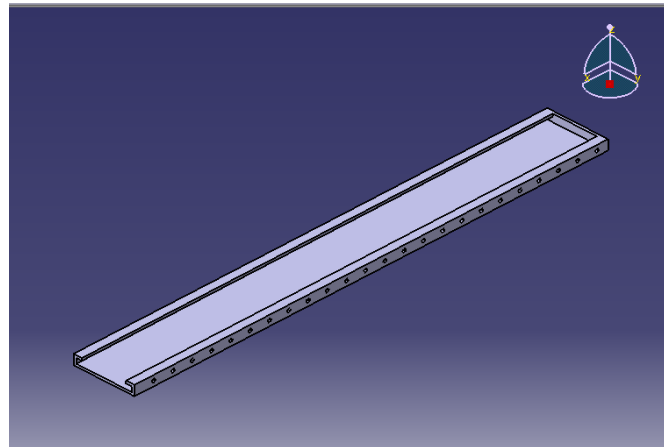


El material utilizado para la construcción de esta pieza también será acero.



La fijación de este elemento en cualquier punto del carril se llevará a cabo mediante el apriete de cuatro tornillos de bloqueo M8 DIN933. El carril está provisto con alojamientos para estos tornillos cada 35mm lo que hace posible que en cualquier punto del carril se pueda fijar el elemento atraparrueda con cuatro tornillos.

En la parte delantera del elemento atraparrueda también se soldará un asa de acero similar a los que tiene la bancada. Su función será dar mayor comodidad al usuario del banco a la hora de ajustar el sistema atraparrueda en una determinada posición dependiendo de la motocicleta a probar.

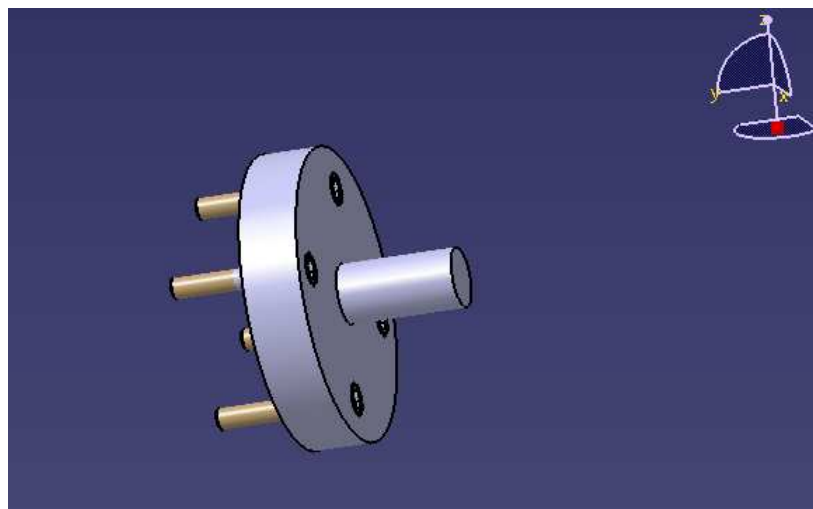


El carril estará soldado al perfil superior central de la bancada mediante unos cordones de 3mm de garganta.

Apoyos

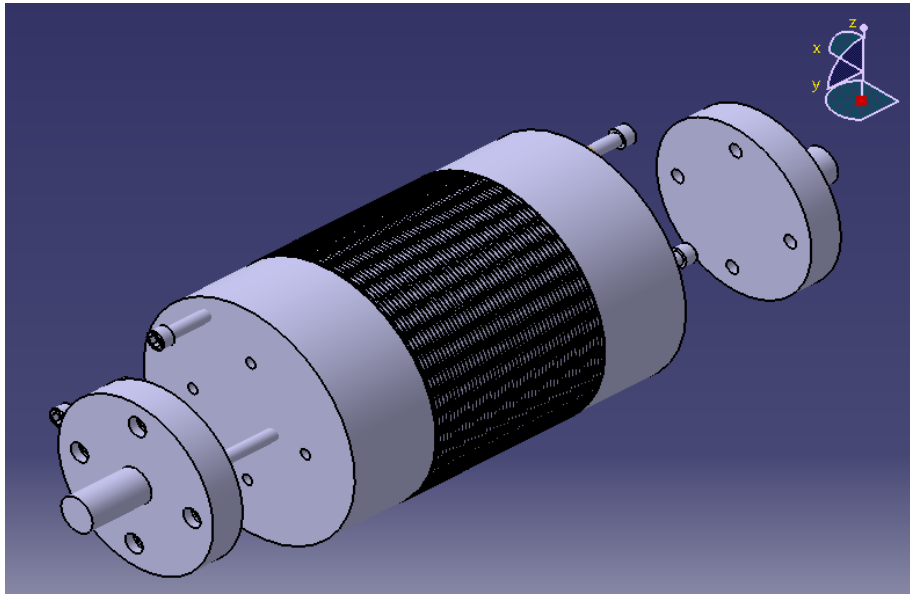
Se utilizarán unos apoyos independientes al rodillo del mismo material que el rodillo (fundición gris). La principal ventaja de esta opción es la posibilidad de cambio de la pieza si se produce algún fallo en la misma. Si se hubiera elegido la otra opción, en caso de fallo se deberían construir un rodillo nuevo.

La fijación del rodillo y los apoyos se hará mediante cuatro tornillos DIN-912 de cabeza cilíndrica con hueco hexagonal (allen), de acero (6.8) y rosca métrica M16 que son el resultado de los cálculos previos. Estos tornillos tienen una longitud de 80mm.



Por lo tanto, al rodillo debe realizarse un mecanizado correspondiente al hueco de los tornillos.

La disposición del rodillo y los apoyos es la siguiente:

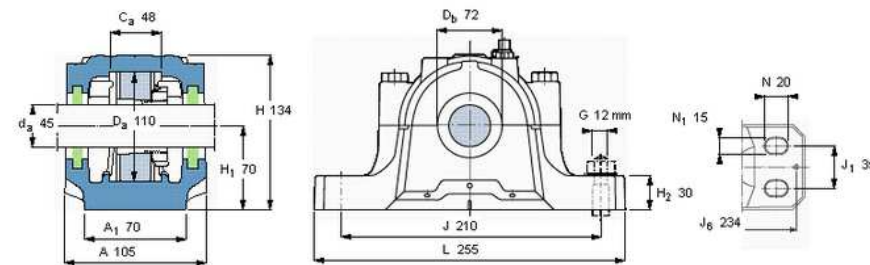


La figura superior muestra una explosión en Catia del conjunto.

Otros elementos

- Rodamientos y soporte:

Soportes de pie de dos piezas, serie SNL para rodamientos sobre manguito de fijación, con obturaciones estándar, soportes para ejes métricos														
Eje	Rodamientos adecuados (diseño básico)				Soporte				Masa	Designaciones	Soporte completo con			
d_a	Rodamientos de bolas a rótula	Rodamientos de rodillos a rótula	Rodamiento CARB	-	Dimensiones principales				Soporte solamente	Soporte completo con obturaciones de labio	obturaciones de anillo en V	laberínticas	obturaciones Taconite	
mm	-	-	-	-	A	L	H	H_1	kg	-	-	-	-	-
45	1310 K	2310 K	21310 K	22310 K	105	255	134	70	5,10	FSNL 512-610	FSNL 610 TL	FSNL 610 TA	FSNL 610 TS	FSNL 610 TND



Designaciones para el pedido
 Soporte solamente FSNL 512-610

Obturaciones
 TSN 610 L TSN 610 A 2 x TSN 610 S 2 x TSN 610 ND Tapa ASNH 512-610

Tornillos de la tapa
 Tamaño [mm] M 12x60
 Par de apriete recomendado [Nm] 80

Cargas máx. permisibles [kN]
 F_{120°} 80
 F_{150°} 45
 F_{180°} 40

Cargas de rotura, soporte, kN
 P₀ 210
 P_{55°} 300
 P_{90°} 180
 P_{120°} 130
 P_{150°} 120
 P_{180°} 150
 P_a 100

El límite para P₀ sólo debe tenerse en cuenta si el soporte no está apoyado totalmente sobre su base

Rodamientos y accesorios SKF adecuados

Rodamiento	Manguito de fijación	Anillo de fijación
1310 EKT9	H 310	2 x FRB 10,5/110
2310 K	H 2310	2 x FRB 4/110
21310 EK	H 310	2 x FRB 10,5/110
22310 EK	H 2310	2 x FRB 4/110

Tornillos de fijación adecuados
 Tamaño [mm] 12
 Par de apriete recomendado [Nm] 80

Orificios
 Diámetro (máx.) 8
 Distancia del centro J_6 234

Cantidades de grasa, kg

Primer relleno	0,15
Relubricación	0,015

Son elegidos del catálogo interactivo de SKF. Y sus designaciones son:
 -FSNL 512-610 para el soporte.
 -1310K para los rodamientos, en nuestro caso serán del tipo “de bolas a rótula”

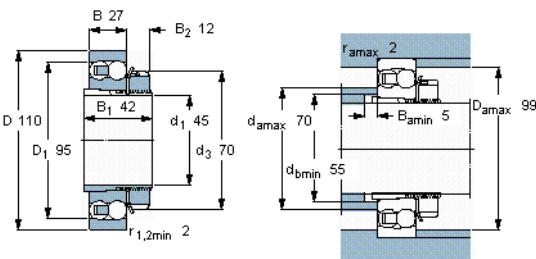
-H310 para el manguito de fijación.

La elección de este tipo de rodamientos es debida a que tiene unas características muy favorables a nuestras condiciones de uso, como son la velocidad, la carga que debe soportar y la vida del rodamiento.

La velocidad límite es superior a nuestra velocidad máxima y lo mismo ocurre con las capacidades de carga.

Rodamientos de bolas a rótula, sobre manguito de fijación, no están obturados									
Dimensiones principales		±		Carga		Velocidades		Masa	Designación
d_1	D	B	C	C_0	límite de fatiga P_u	Velocidad de referencia	Velocidad límite	kg	Rodamiento + manguito de fijación
mm			kN		kN	rpm			-
45	110	27	43,6	14	0,72	12000	8000	1,45	1310 EKT119 + H 310

Tolerancias , ver también el texto
 Juego radial interno , ver también el texto
 Ajustes recomendados
 Tolerancias del eje y del alojamiento

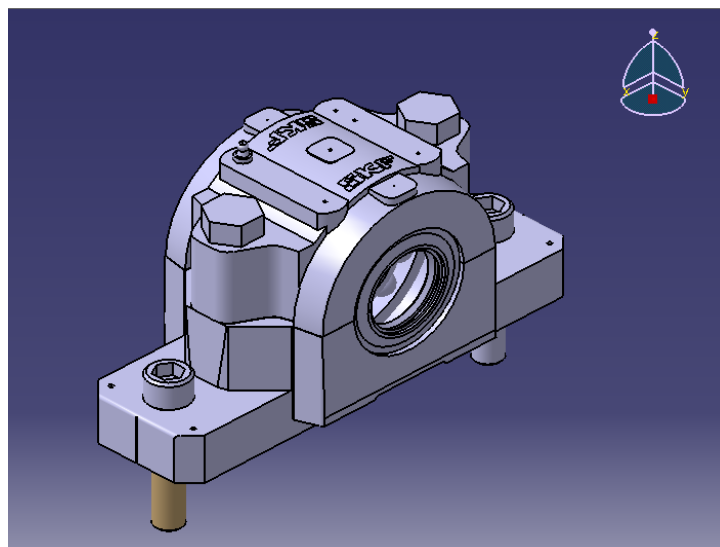


Factores de cálculo

- e 0,24
- Y_1 2,6
- Y_2 4,1
- Y_0 2,8

El soporte estará fijado a los perfiles de apoyo mediante unos tornillos M12 que son los recomendados por el fabricante de calidad 8.8.

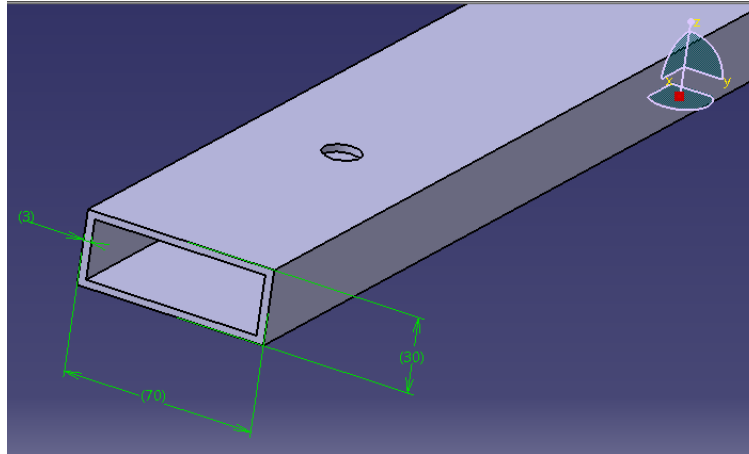
La visualización del conjunto en Catia es la siguiente:



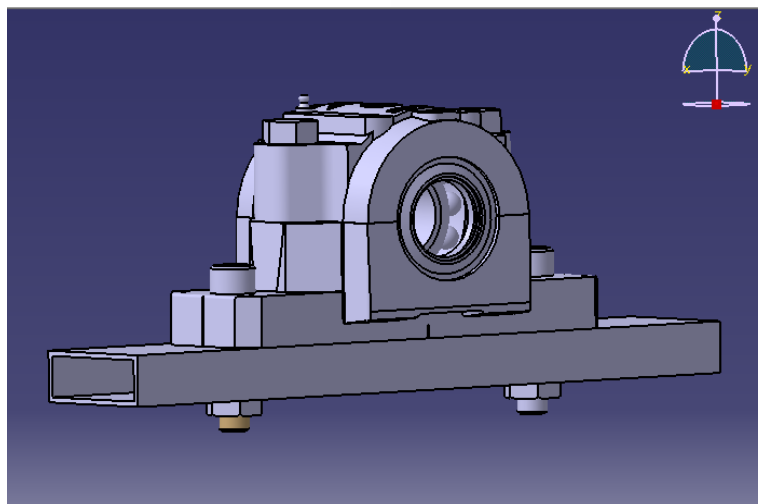
- Perfil apoyo:

Es el encargado de sustentar el soporte con sus rodamientos. La anchura del perfil será igual a la anchura del soporte (70mm), 30mm de altura y 3mm de espesor. De

esta forma el rodillo sobresale 2,5cm por la parte superior del banco. A estos perfiles se le harán agujeros de 16mm para pasar los tornillos que sujeta al soporte.
El material utilizado para estos perfiles será acero.



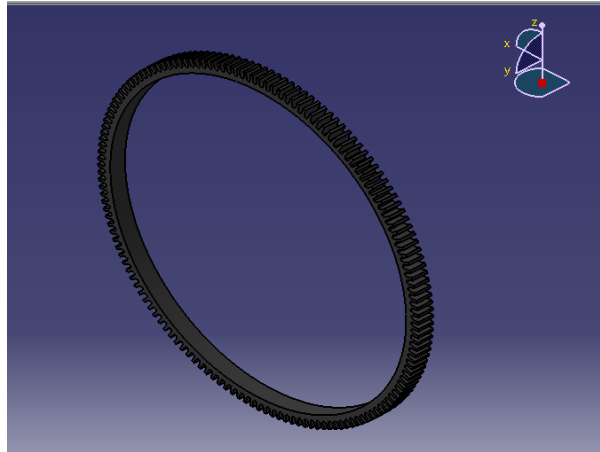
El soporte de los rodamientos apoyado en el perfil con sus correspondientes tuercas M16 y arandelas presenta la siguiente disposición.



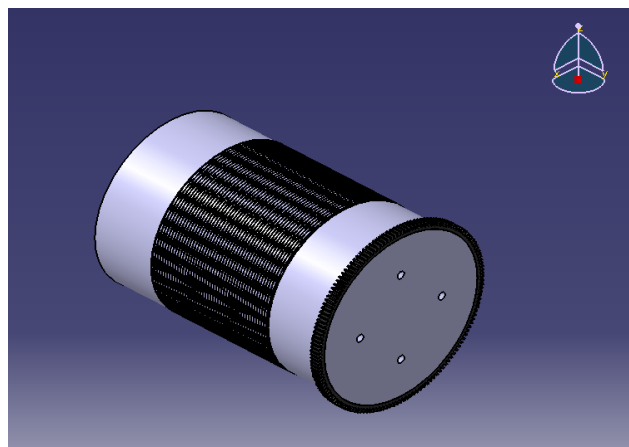
- Dientes:

Son los encargados de hacer posible la medición de la velocidad del rodillo. El sensor de efecto Hall, que es el que realiza la medición está enfocado hacia el.

Es una corona de acero con un diámetro interior igual al diámetro del rodillo (300mm). A esta corona se le han mecanizado 150 dientes de 5mm de altura. La anchura de la corona es de 15mm.



Esta corona está ubicada y soldada en un extremo del rodillo y de manera concéntrica, como se observa en la siguiente figura:



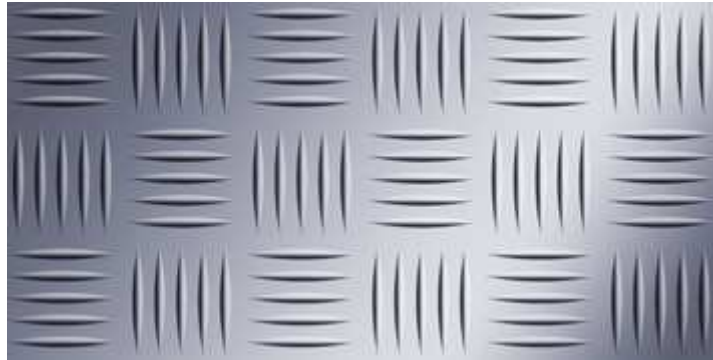
- Tapa:

Es una placa de aluminio antideslizante del tipo Damero de 5 palillos de 2200x1200mm y 5mm de espesor con un hueco de 480x235mm por donde sobresale el rodillo y otro de 860x110mm para el carril del sistema atraparrueda. Esta tapa sirve de protección ante caídas y para que el que maneje la motocicleta durante la prueba se apoye. Se asegurará su posición en el banco por medio de remaches 4x10mm de aluminio y cabeza ancha.

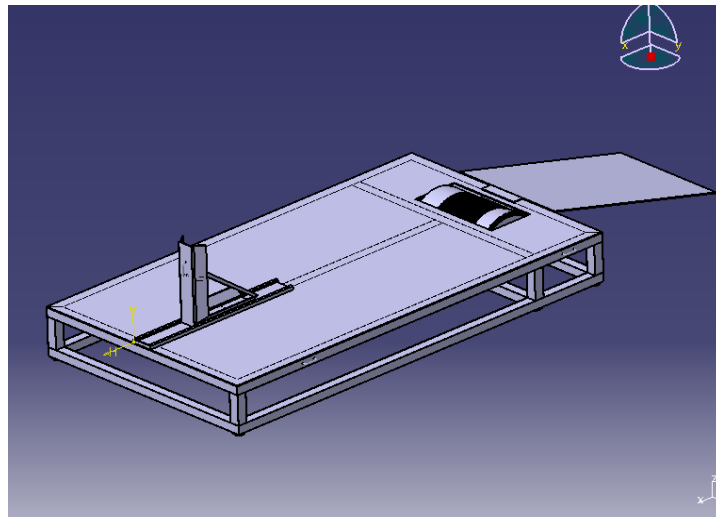


- Rampa de acceso:

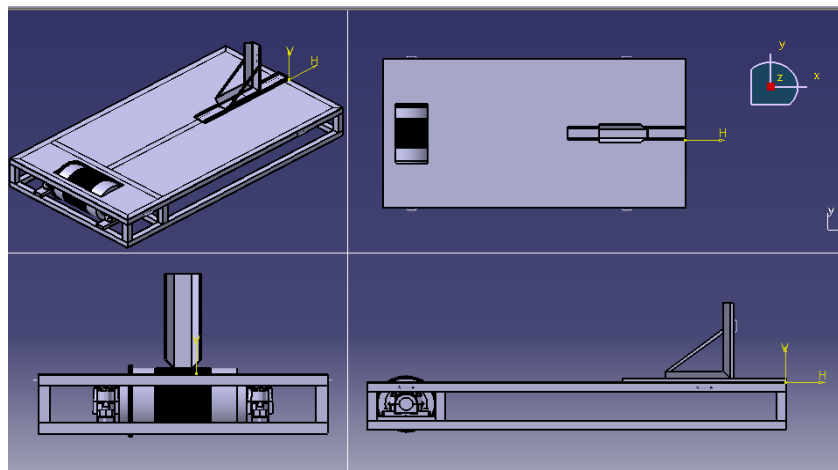
Es el elemento que permite subir la motocicleta al banco. El material empleado para su construcción es aluminio antideslizante del tipo Damero de 5 palillos. Esta rampa no es un elemento fijo del banco, ya que una vez situada la motocicleta en el lugar idóneo puede ser retirado. La rampa cuenta con unos enganches de fijación al banco. Sus medidas 1000mm de longitud, 600mm de anchura y 5mm de grosor,



-Así el banco con todos los elementos se presenta de la siguiente manera:



Las diferentes vistas son:



- Sistema de arranque:

El sistema de arranque, imprescindible para motocicletas de competición, está formado por un motor eléctrico monofásico y una transmisión.

-Motor: Se trata correspondiente a la serie monofásica de alto par de arranque con rotor en jaula de ardillas, cerrado, ventilación exterior con carcavas y bridas en aluminio. El motor elegido debe tener la potencia suficiente para hacer girar al rodillo y los elementos internos del motor de la motocicleta para que al engranar la marcha correspondiente (normalmente 2ª), la motocicleta arranque.

SERIE
ML
 ALUMINIO
 MONOFASICOS A 220 V.T.S

SERIE **MONOFÁSICA DE ALTO PAR DE ARRANQUE**
 ROTOR EN JAULA DE ARDILLA, CERRADOS, VENTILACIÓN EXTERIOR
 CARCASAS Y BRIDAS EN ALUMINIO EXTRA DURO
 S1 (SERVICIO CONTINUO), PROTECCIÓN IP55
 AISLAMIENTO CLASE F, 2, 4, POLOS
 PATAS RECAMIABLES Y VARIABLES PARA CAMBIO DE POSICIÓN
 DE LA CAJA DE BORNES DESDE EL TAMAÑO 71 HASTA EL112
 CAJA DE BORNES POSICIÓN SUPERIOR, ORIENTABLE DE 90 EN 90 GRADOS
 CONDICIONES DE SERVICIO, TEMPERATURA AMBIENTE DE -15 A 40°
 ALTITUD MÁXIMA 1.000 M SOBRE EL NIVEL DEL MAR

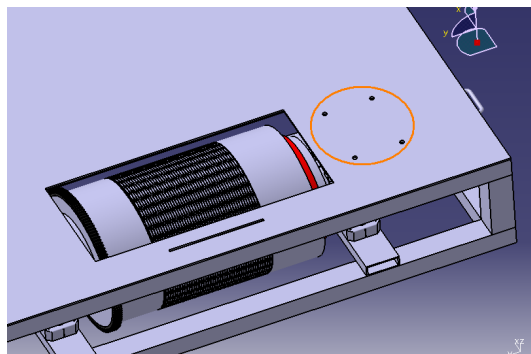
MOTORES MONOFÁSICOS BLACK THUNDER DE 4 POLOS (1.500 R.P.M.) 220 V.T.S											
REF	KW	HP	AMP 220 V	RPM	F P COS φ	REND (%)	PPC (NM)	PA	PMA	IA IPC	PESO KG
ML561-4	0,06	0,08	0,57	1.330	0,90	53	0,65	2,2	1,7	4,5	3,6
ML561-2	0,09	0,12	0,81	1.340	0,90	56	0,67	2,2	1,7	4,5	3,7
ML631-4	,12	0,16	1,01	1.350	0,90	60	0,70	2,2	1,7	4,5	4,10
ML632-4	0,18	0,25	1,47	1.360	0,90	62	0,70	2,2	1,7	4,5	4,10
ML711-4	0,25	0,33	1,90	1.360	0,95	63	0,95	2,2	1,7	6,5	6,10
ML712-4	0,37	0,50	2,64	1.360	0,95	67	1,18	2,2	1,7	6,5	6,20
ML801-4	0,55	0,75	3,76	1.380	0,95	70	1,66	2,2	1,7	6,5	9,20
ML802-4	0,75	1,00	4,98	1.380	0,95	72	2,44	2,2	1,7	6,5	9,90
ML90S-4	1,10	1,50	7,11	1.400	0,95	74	3,56	2,2	1,7	6,5	13,2
ML90L-4	1,50	2,00	9,44	1.400	0,95	76	4,76	2,2	1,7	6,5	16,2
ML100L1-4	2,20	3,00	13,7	1.410	0,95	77	7,20	2,2	1,7	7,0	23,2
ML100L2-4	3,00	4,00	18,4	1.420	0,95	78	8,80	2,0	1,7	7,0	27,0
ML112M-4	3,70	5,00	22,4	1.420	0,95	79	10,30	2,0	1,7	7,0	29,8

AMP = INTENSIDAD EN AMPERIOS A PLENA CARGA -- RPM = Nº DE REVOLUCIONES POR MINUTO -- FP = FACTOR DE POTENCIA
 REND = RENDIMIENTO -- PPC = PAR PLENA CARGA -- IA = INTENSIDAD DE ARRANQUE -- IPC = INTENSIDAD PLENA CARGA

CABELLO DE ALBA Y ADALID S.A., SE RESERVA EL DERECHO DE MODIFICACION DE CUALQUIER CARACTERISTICA SIN PREVIO AVISO

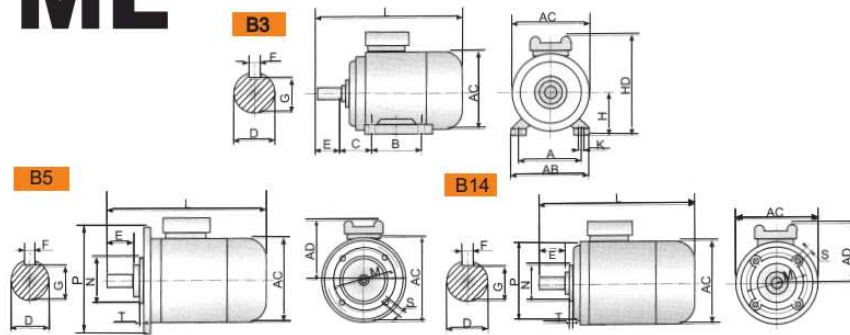
El motor eléctrico elegido corresponde a la referencia **ML 90S-4**.
 Y su tamaño es el 90S

Este motor eléctrico estará fijado a la tapa del banco mediante cuatro tornillos M10 DIN 912 de 40mm con sus correspondientes arandelas M10 DIN-125 y tuercas M10 DIN 934. La tapa tendrá unos agujeros para pasar los tornillos y asegurar que el motor este situado de forma idónea.



SERIE
ML

COTAS Y MEDIDAS DE LOS MOTORES MONOFÁSICOS BLACK THUNDER
 DE LA SERIE ML DE ALUMINIO DESDE EL TAMAÑO 56 HASTA EL112



MEDIDAS EXPRESADAS EN MILIMETROS

TAMAÑO DE MOTOR	FORMA CONSTRUCTIVA B3,B5,B14								FORMA B5					FORMA B14					MEDIDAS GENERALES					
	A	B	C	D	E	F	G	H	K	M	N	P	S	T	M	N	P	S	T	AB	AC	AD	HD	L
71	112	90	45	14	30	5	11	71	7	130	110	160	10	3,5	85	70	105	M6	2,5	135	140	107	178	246
80	125	100	50	19	40	6	15,5	80	10	165	130	200	12	3,5	100	80	120	M6	3	155	160	141	221	299
90S	140	100	56	24	50	8	20	90	10	165	130	200	12	3,5	115	95	140	M8	3	175	175	160	250	328
90L	140	125	56	24	50	8	20	90	10	165	130	200	12	3,5	115	95	140	M8	3	175	175	160	250	358
100L	160	140	63	28	60	8	24	100	12	215	180	250	15	4	130	110	160	M8	3,5	200	195	160	260	412
112M	190	140	70	28	60	8	24	112	12	215	180	250	15	4	130	110	160	M8	3,5	226	220	166	278	421



-Transmisión constituida por:

- Optibelt OMEGA Correas dentadas 1035 5M 9
- Optibelt-ZRS Polea dentada TB 72-5M-15
- Casquillo cónico Optibelt TB 1610 (Diámetro de perforación 14-42 mm)
- Optibelt-ZRS Polea dentada TB 150-5M-15.

El material empleado para la fabricación de las poleas es la fundición gris. Cabe destacar que la polea dentada TB 150-5M-15 ha de ser mecanizada para ser acoplada y fijada mediante soldadura sobre un apoyo del rodillo por lo que realizarse un agujero concéntrico de 220mm de diámetro.

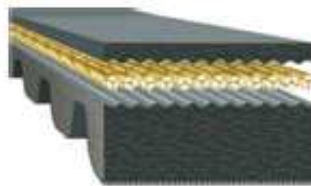
OMEGA correas planas dentadas:

- Resistencia térmica desde **-30°C** hasta **85°C**.
- Resistencia al aceite **limitada**.

- Conductividad eléctrica (según ensayo) **sí**.
- Suavidad de marcha **muy buena**.
- Estiramiento permanente **ninguno**.
- Velocidad máxima de la correa dentada **<80m/s**.
- Eficiencia **hasta 98%**.
- Comportamiento en carga de impacto **sensible**.
- Comportamiento con vibraciones **depende de la velocidad**.
- Regulación de la velocidad mediante poleas reguladoras **no es posible**.
- Marcha sincronizada **sí**.
- Posibles rodillos exteriores **bien**.
- Mantenimiento **externo**.

Principales campos de aplicación: Maquinaria textil, hiladoras, telares, estampadoras, maquinaria para papel, maquinaria para la elaboración de madera, máquinas herramientas, unidades lineales, vías de rodillos, instalaciones para troncos, maquinaria de embalaje, accionamientos de puertas, dispositivos elevadores, mezcladoras, extrusoras, compresores.

OMEGA HP: correas dentadas de alto rendimiento de primera calidad



En las pruebas neutras realizadas en laboratorio con correas de varias marcas diferentes de rendimiento similar se ha demostrado que la correa OMEGA HP OPTIBELT tiene una duración de vida mucho más larga en idénticas condiciones e incluso sometida a la máxima carga.

Ello demuestra lo siguiente: Optibelt OMEGA HP es una de las correas dentadas más fuertes y fiables dentro de su tipo de rendimiento.

El perfil OMEGA se ha desarrollado para las conocidas poleas dentadas con perfil semicircular HTD y RPP. Además, con las correas dentadas Optibelt se alcanzan excelentes resultados incluso con las poleas GT 2MR, 2MR Y 5MR. OMEGA HP. Gracias a su forma dentada única, posee también un menor comportamiento acústico medible y audible. Las correas dentadas de alto rendimiento de Optibelt se han desarrollado especialmente para transmisiones que soportan cargas extremas y que funcionan a gran velocidad.

Materiales otra vez mejorados y una técnica de fabricación optimizada constituyen la base de este nivel de rendimiento extremadamente elevado con una durabilidad única en su clase.

Por todo ello, los fabricantes de máquinas herramientas y textiles, de estampadoras o de máquinas para fabricar papel, y de otros muchos sectores prefieren OMEGA HP: la correa dentada para las demandas más exigentes.

La adquisición de una transmisión de correa dentada con la correa dentada OMEGA HP (con al menos un 100% más de capacidad útil) supone ya desde el momento de su compra un importante potencial de ahorro en comparación con las correas dentadas actuales con un diseño estándar técnico.

El casquillo cónico elegido es el siguiente:

optibelt TB Taper-Buchsen
Taper Bushings

optibelt
 Power Transmission

Taper-Buchsen mit metrischer Bohrung, Nut nach DIN 6885 Teil 1 Taper bushings with metric bores, Keyways to DIN 6885 part 1																
	Material: EN-GJL 200 – DIN EN 1561															
	Taper-Buchse							Taper bushing								
	1008	1108	1210	1215	1310	1610	1615	2012	2517	3020	3030	3525	3535	4040	4545	5050
Bohrungs- durch- messer Bores diameter d ₂ (mm)	10	11	12	14	14	14	14	16	18	18	20	22	24	24	24	24
Innensechskant- schrauben Hexagon screw screws (DIN 913)	1/4 x 1/2	1/4 x 1/2	3/8 x 5/8	3/8 x 5/8	3/8 x 5/8	3/8 x 5/8	3/8 x 5/8	7/16 x 7/8	1/2 x 1	5/8 x 1 1/4	5/8 x 1 1/4	1/2 x 1 1/2	1/2 x 1 1/2	5/8 x 1 3/4	3/4 x 2	7/8 x 2 1/4
Anzahl Zähne Teeth Number of teeth	5,7	5,7	20	20	20	20	20	31	49	92	92	115	115	172	195	275
Buchsenlänge Bushing length (mm)	22,3	22,3	25,4	38,1	25,4	25,4	38,1	31,8	44,5	50,8	76,2	63,5	88,9	101,6	114,3	127,0
Gewicht des Wegh (m ₁₀₀₀ kg)	0,12	0,16	0,28	0,39	0,32	0,41	0,60	0,75	1,06	2,50	3,75	3,90	5,13	7,68	12,70	15,17

Ab 3525: Zylinderkopfschraube mit Innensechskant From 3525: Hexagon head screw ▲ Diese Bohrung ist mit Flachnut ausgeführt. These bores have shallow keyways.



3M HP				5M HP			
Wirklänge Pitch length [mm]	Anzahl der Zähne Number of teeth	Wirklänge Pitch length [mm]	Anzahl der Zähne Number of teeth	Wirklänge Pitch length [mm]	Anzahl der Zähne Number of teeth	Wirklänge Pitch length [mm]	Anzahl der Zähne Number of teeth
111	37	447	149	180	36	750	150
129	43	462	154	225	45	755	151
141	47	474	158	255	51	775	155
144	48	490	160	265	53	790	158
150	50	486	162	270	54	800	160
159	53	495	165	280	56	825	165
165	55	501	167	295	59	830	166
168	56	513	171	300	60	835	167
171	57	519	173	305	61	850	170
174	58	522	174	325	65	860	172
177	59	525	175	330	66	890	178
180	60	531	177	340	68	900	180
183	61	537	179	350	70	925	185
186	62	558	186	360	72	935	187
192	64	564	188	365	73	940	188
195	65	570	190	370	74	950	190
201	67	582	194	375	75	965	193
204	68	597	199	385	77	975	195
207	69	600	200	400	80	980	196
210	70	606	202	415	83	1000	200
213	71	615	205	420	84	1025	205
225	75	633	211	425	85	1035	207
240	80	669	223	450	90	1050	210
246	82	675	225	460	92	1100	220
249	83	711	237	475	95	1125	225
252	84	738	246	490	98	1135	227
255	85	804	268	500	100	1240	240
267	89	816	272	520	104	1270	254
276	92	843	281	525	105	1280	276

Mantenimiento

PROBLEMAS-CAUSAS-SOLUCIONES

Problema: Rotura de la correa después de corto tiempo de funcionamiento (correa desgarrada)

Causa: Correa forzada durante el montaje, cuerda de tracción dañada; Influencia de cuerpos extraños durante la marcha; Correas subdimensionadas para la transmisión; Transmisión bloqueada.

Solución: Siga las instrucciones para el montaje correcto; Coloque dispositivos protectores; Compruebe las especificaciones de la transmisión y vuelva a dimensionar; Elimine la causa del bloqueo.

Problema: Roturas y desgarros de la base de la correa (fragilidad).

Causa: Acción de un rodillo exterior en desacuerdo con nuestras recomendaciones; Diámetro de polea inferior al mínimo; Calentamiento excesivo; Frío excesivo; Deslizamiento de la correa excesivo; Influencia de agentes químicos.

Solución: Tenga en cuenta las recomendaciones de Optibelt, p.ej, aumente el diámetro de la polea, coloque el rodillo en el ramal flojo que actúe de dentro a fuera, utilice una ejecución especial Optibelt; Siga las recomendaciones sobre diámetros mínimos de polea, utilice una ejecución especial Optibelt u Optibelt Súper TX M=S; Aleje la fuente de calor, proteja o mejore la ventilación, utilice la ejecución Optibelt XHR (extra resistente al calor correas con cuerda de aramida u Optibelt Súper TX M=S o correas con cuerda de aramida; Temple la correa antes de ponela en servicio, utilice la ejecución especial Optibelt XCR (extra resistente al frío); Vuelva a tensar la transmisión según las instrucciones de montaje, controle el estado de la transmisión y si es necesario vuelva a dimensionarlo; Proteja de la transmisión contra las influencias contaminantes, utilice una ejecución especial Optibelt.

Problema: Fuertes vibraciones de la carrea.

Causa: Accionamientos subdimensionado; Distancia entre ejes superior a la recomendada; Cargas de choque altas; Tensión de la correa insuficiente; Poleas acanaladas trapeciales sin equilibrar.

Solución: Compruebe el tipo de la transmisión y modifíquelo en caso necesario; Reduzca la distancia entre ejes, coloque un rodillo en el ramal flojo que actúe de dentro a afuera, coloque correas múltiples Kraftband Optibelt KB; Use la correa múltiple Kraftband Optibelt KB y/o rodillo, utilice una ejecución especial Optibelt; Corrija la tensión; Equilibre las poleas.

Problema: Las correas no se pueden retensar más.

Causa: Insuficiente recorrido de tensado; Excesivo alargamiento ya que la transmisión está subdimensionada; Desarrollo de correa incorrecto.

Solución: Modifique las posibilidades de ajuste según las recomendaciones de Optibelt; Recalcule la transmisión y redimensione; Utilice correas más cortas.

Problema: Las correas se giran.

Causa: Poleas no alineadas, perfil de correa/canal incorrecto; Desgaste excesivo de los canales de la polea; Vibración excesiva; Tensión de la correa insuficiente; Cuerpo extraño en los canales de la polea.

Solución: Vuelva a alinear las poleas, adapte las correas y perfiles del mismo canal; Sustituya las poleas, monte un rodillo en el ramal flojo que actúe de dentro a afuera, use correas múltiples Kraftband Optibelt KB; Retense el accionamiento; Elimine el cuerpo extraño y proteja la transmisión.

Problema: Desgaste desacomodado de los flancos de la correa.

Causa: Momento de arranque excesivo; Ángulo de canal incorrecto; Excesivo desgaste del canal de la polea; Perfil de correa/canal de la polea incorrecto; Alineación incorrecta; Diámetro de la polea por debajo del mínimo recomendado; Tensión de la correa insuficiente; La correa roza o golpea contra algún elemento.

Solución: Controle el dimensionado de la transmisión; Repase o sustituya las poleas; Sustituya las poleas; Adapte el perfil de la correa y de la ranura de la polea entre sí; Alinee las poleas; Aumente el diámetro de la polea (vuelva a dimensionar la transmisión), use una ejecución Optibelt Súper TX M=S; Controle la tensión de la corona y retense; Elimine los puntos de contacto, repositone el accionamiento.

Problema: Ruido excesivo.

Causa: Mala alineación de las poleas; Tensión de la correa insuficiente; Accionamiento sobrecargado.

Solución: Vuelva a alinear las poleas; Controle la tensión de la correa y retense; Compruebe la transmisión y vuelva a dimensionar.

Problema: Correas hinchadas y pegajosas.

Causa: Contaminación por aceite, grasa, productos químicos.

Solución: Proteja el accionamiento contra agentes externos, use Optibelt XOR (especialmente resistente al aceite) Optibelt súper TX M=S, limpie las ranuras de la polea con petróleo o benzol antes de montar correas nuevas.

Problema: Estiramiento desigual de las correas

Causa: Ranuras de las poleas averiadas; Se usaron correas nuevas conjuntamente con correas usadas; Correas de diferentes fabricantes en una misma transmisión.

Solución: Sustituya las poleas; Sustituya por un juego completo de correas; Utilice solamente correas de un mismo fabricante.

DATOS DE LA CORREA DENTADA

Paso	t	5mm
Ancho	b	15mm
Desarrollo primitivo calculado	Lwth	1031,85mm
Desarrollo primitivo estándar	Lw	1035mm
Número de dientes	zr	207

Velocidad	v	9m/s
-----------	---	------

DATOS DE LAS POLEAS DENTADAS

		Polea 1 (fuerza motriz)	Polea 2 (accionada)
Número de dientes	z	72	150
Diámetro de desarrollo	dw	114,59mm	240mm
Anchura de la polea	bl	20,50mm	20,50mm
Nº de giros	m	1500rpm	720rpm
Nº de dientes engranados	ze	29	88
Momento de giro	M	7Nm	15Nm
Ejecución estándar		8F	7A
Nº de bordes		-	-
Material de trabajo		Fundición gris	Fundición gris
Alineación de los ejes		Vertical	Vertical

Datos de la transmisión realizados

Potencia calculada	PB :	1.90 kW	
Potencia de máquina motriz	P :	1.12 kW	
Potencia nominal corregida	PÜ :	2.88 KW	
Factor de carga real	c2 :	2.57	
Relación de transmisión efectiva	i :	2.08	-1.8 %
Entreeje real	a :	231.69 mm	1.69 mm
Recorrido libre para montaje	y : ≡	4.10 mm	
Recorrido para tensado/montaje	x : ≡	0.93 mm	
Fuerza tangencial efectiva	Sn3 :	124 N	
Fuerza estática sobre eje	Sa :	137 N	
Tensión estática en el ramal	T :	68 N	
Longitud del ramal	L :	223.22 mm	

Observaciones

Recomendaciones de pretensado

Flecha en el ramal	Ea :	4.46 mm	Fuerza de ensayo: 6.21 N
Optibelt TT3 - medición de frecuencia	f :	80.83 1/s	

Otro aspecto a tener en cuenta es que en el momento que se ha arrancado la moto, si la aceleramos, ésta arrastrará al motor eléctrico. Por lo tanto se producirán pérdidas y la medición realizada no será correcta.

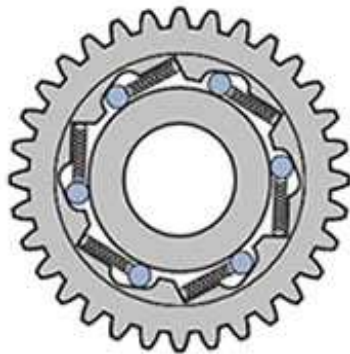
Así la solución adoptada es introducir en el eje del motor y de manera concéntrica al casquillo y la polea motriz un mecanismo de rueda libre. Este sistema permitirá el desacoplamiento de la polea al motor cuando el rodillo alcance más revoluciones que el eje del motor.

La rueda libre es un elemento que se coloca en un eje o en un árbol de transmisión con objeto de permitir que el eje motriz mueva el eje resistente y no al contrario; es decir, desacopla ambos ejes cuando el árbol resistente gira a más revoluciones que el árbol motriz.

Consiste en dos ruedas (M y C), una de ellas con una serie de ranuras en forma de rampas, donde se introduce una serie de rodillos o bolas y unos muelles. Cuando la rueda motriz (M) gira, arrastra a la rueda (C), gracias a que los rodillos o bolas se enclavan entre ambas haciéndolas solidarias. Por el contrario, si es la rueda (C) la que gira más deprisa, arrastra a los rodillos hacia la parte más ancha de la ranura, girando libres ambas ruedas. Este mecanismo se aplica sobre ejes que giran siempre en el mismo sentido. En sentido contrario no se prevé su funcionamiento.

Algunas de las aplicaciones comunes de la rueda libre son:

- Rueda trasera de bicicletas.
- Motor de arranque de automóviles. Permite transmitir el movimiento desde el motor de arranque al motor térmico. Una vez que el motor térmico está en marcha y su velocidad de giro supera a la del motor de arranque, se desacopla para que las altas revoluciones alcanzadas no dañen al motor eléctrico.



La rueda libre seleccionada es la siguiente:

Rueda libre GMN FE432 ya que es la que mayor momento puede soportar.

Sus características son:

Diámetro interior = 24mm = diámetro del eje del motor eléctrico

Diámetro exterior = 32mm = diámetro del casquillo cónico seleccionado

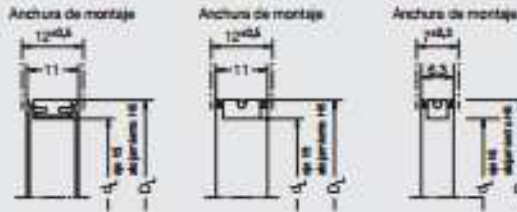
Anchura = 12mm

Momento = 116 Nm

Peso = 0,0163kg

GMN

FE 400 FE 400 Z FE 400 Z2



Ruedas Libres GMN
Elementos Inserto - Dimensiones

Dimensiones [mm]		Designación	Momento M [Nm]	Designación	Momento M [Nm]	Designación	Momento M [Nm]	Velocidad en vacío [1/min]
d	D	FE 400		FE 400 Z		FE 400 Z2		Free
2	10					FE 410 Z2 O	0,3	10 000
4	12			FE 412 Z	3	FE 412 Z2	1,5	10 000
5	13					FE 413 Z2	2,9	9 000
6	14					FE 414 Z2	3,8	8 500
8	16			FE 416 Z	12	FE 416 Z2	7,6	7 500
14	22	FE 422	48	FE 422 Z	44	FE 422 Z2 O	21	5 300
15	23	FE 423	55	FE 423 Z	48	FE 423 Z2 O	24	5 200
17	25	FE 425	68	FE 425 Z	58	FE 425 Z2 O	30	4 700
19	27	FE 427	80	FE 427 Z	66	FE 427 Z2 O	36	4 400
20	28	FE 428	87	FE 428 Z	75	FE 428 Z2 O	39	4 200
22	30	FE 430	101	FE 430 Z O	87	FE 430 Z2 O	46	4 000
24	32	FE 432	116	FE 432 Z	97	FE 432 Z2 O	52	3 700
25	33	FE 433	124	FE 433 Z	107	FE 433 Z2 O	56	3 600
27	35	FE 435	141	FE 435 Z O	121	FE 435 Z2 O	64	3 400
29	37	FE 437	158	FE 437 Z	137	FE 437 Z2	71	3 200
30	38	FE 438	168	FE 438 Z	144	FE 438 Z2 O	76	3 100
34	42	FE 442	207	FE 442 Z	178	FE 442 Z2	93	2 800
36	43	FE 443	217	FE 443 Z	187	FE 443 Z2 O	98	2 700
40	48	FE 448	272	FE 448 Z	236	FE 448 Z2 O	122	2 500
42	50					FE 460 Z2 O	130	2 400
45	53	FE 463	333	FE 463 Z	281	FE 463 Z2	146	2 200
50	58	FE 468	400	FE 468 Z	346	FE 468 Z2 O	178	2 000
51	59	FE 469	414	FE 469 Z	357	FE 469 Z2 O	181	2 000
55	63	FE 463	472	FE 463 Z	407	FE 463 Z2 O	202	1 900
60	68	FE 468	550	FE 468 Z	474	FE 468 Z2 O	243	1 750
62	70	FE 470	583	FE 470 Z	502			1 700
66	73	FE 473	633	FE 473 Z	546			1 600
70	78	FE 478	722	FE 478 Z	622			1 500
80	88	FE 488 O	914	FE 488 Z O	788			1 300

Bajo estas condiciones en el guiso de 10 min. O no disponible en el sitio. Consultar otras dimensiones, bajo demanda.
 Dimensiones sujetas a cambios sin previo aviso. 10/08 a 1/10/08, 10/11 a 1/10/10.

7. Procesos de fabricación

-RODILLO

El rodillo de fundición gris llegará en forma de redondo de 330 mm de diámetro y 450mm de longitud. Por lo que el primer tratamiento al que será sometido será un granallado.

El granallado es una técnica de tratamiento de limpieza superficial por impacto con el cual se puede lograr un acabado superficial y simultáneamente una correcta terminación superficial.

Consiste en la proyección de partículas abrasivas (granalla) a gran velocidad (65 - 110 m/s) que, al impactar con la pieza tratada, produce la eliminación de los contaminantes de la superficie.

Sus usos, en líneas generales, son:

- Limpieza de piezas de fundición ferrosas y no ferrosas, piezas forjadas, etc
- Decapado mecánico de alambres, barras, chapas, etc
- Shot Peening (aumenta la resistencia a la fatiga de resortes, elásticos, engranajes, etc.),
- Limpieza y preparación de superficies donde serán aplicados revestimientos posteriores anticorrosivos (pintura, cauchos, recubrimientos electrolíticos o mecánicos, etc.
- En las baldosas, el granallado permite lograr distintas superficies * También aplicado en resortes.
- Desgomado y limpieza de las pistas de aterrizaje.
- Mejora del coeficiente de rozamiento transversal (CRT) en carreteras, autovías y autopistas.

Tras el granallado el rodillo se trasladará al torno. Allí se realizarán dos operaciones diferentes.



La primera operación será el roscado interior de los agujeros de ubicación de los tornillos.

El torneado de roscas se realiza frecuentemente en tornos CNC, con herramientas de metal duro con plaquita intercambiable que ya tienen adaptado el perfil de la rosca que se trate de mecanizar.²

Los intervalos de avance de la máquina deben coincidir con el paso de las mismas, lo que se logra con la programación de los tornos CNC. El torneado con plaquitas intercambiables se realiza haciendo varias pasadas de corte a lo largo de toda la longitud de la rosca, dividiendo la profundidad total de la rosca en pequeñas pasadas.

La siguiente imagen muestra la herramienta de roscado interior en torno.



Una vez realizados los ocho agujeros con sus correspondientes roscas al rodillo se le realizará un moleteado en cruz en la parte central.

El moleteado de una superficie es la terminación que se le da a la misma para facilitar el agarre.

Puede realizarse por deformación, extrusión o por corte, este último de mayor profundidad y mejor acabado.

La norma DIN 82 regula los diferentes tipos de mecanizado que se pueden efectuar.

Proceso de moleteado con torno

Es un proceso de conformado en frío del material mediante unas moletas que presionan la pieza mientras da vueltas. Dicha deformación genera un incremento del diámetro inicial de la pieza. El moleteado se realiza en piezas que se tengan que manipular a mano para evitar el resbalamiento que tuviesen en caso de ser lisa. El moleteado se realiza en los tornos con las moletas de diferentes pasos y dibujos.

Existen los siguientes tipos de moleteado por deformación:

- Radialmente, cuando la longitud moleteada en la pieza coincide con el espesor de la moleta a utilizar.
- Longitudinalmente, cuando la longitud excede al espesor de la moleta. Para este segundo caso la moleta siempre ha de estar biselada en sus extremos.

-APOYOS

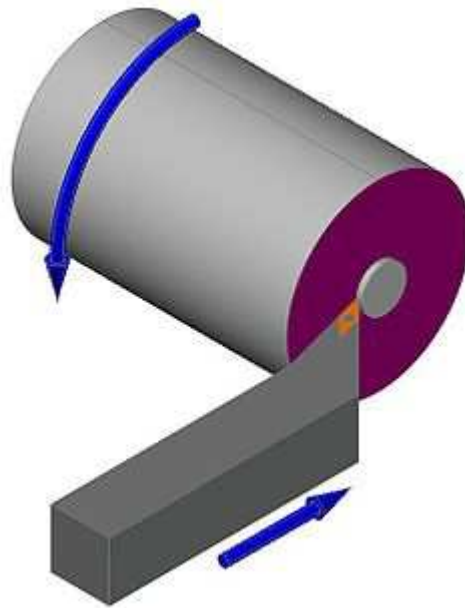
La pieza base será un redondo de fundición gris de 220mm de diámetro y 120mm de longitud.

Lo primero en realizar, al igual que en el rodillo, será un granallado de limpieza. Seguidamente se trasladará al torno para realizarle un refrentado.

El refrentado (también denominada de fronteo) es la operación realizada en el torno mediante la cual se mecaniza el extremo de la pieza, en el plano perpendicular al eje de giro.

Para poder efectuar esta operación, la herramienta se ha de colocar en un ángulo aproximado de 60° respecto al porta herramientas. De lo contrario, debido a la excesiva superficie de contacto la punta de la herramienta correrá el riesgo de sobrecalentarse.

La siguiente figura representa un esquema de refrentado



Finalmente se realizarán, como al rodillo, cuatro agujeros roscados.

-BANCADA

Los perfiles hay que cortarlos porque se suministra un único perfil de 6 metros de longitud. Como son perfiles de pequeño tamaño no hace falta máquina de CNC para el corte, así que con una sierra de disco como la de la figura será suficiente.



Una vez se tengan los perfiles cortados en sus dimensiones determinadas se procederá al ensamblaje de los mismos uniéndolos mediante soldadura por arco manual con electrodos revestidos.

La característica más importante de la soldadura con electrodos revestidos, en inglés *Shield Metal Arc Welding* (SMAW) o *Manual Metal Arc Welding* (MMAW), es que el arco eléctrico se produce entre la pieza y un electrodo metálico recubierto. El recubrimiento protege el interior del electrodo hasta el momento de la fusión. Con el calor del arco, el extremo del electrodo funde y se quema el recubrimiento, de modo que se obtiene la atmósfera adecuada para que se produzca la transferencia de metal fundido desde el núcleo del electrodo hasta el baño de fusión en el material base. Además los aceros AWS en soldadura sirven para soldaduras de baja resistencia y muy fuertes. Estas gotas de metal fundido caen recubiertas de escoria fundida procedente de la fusión del recubrimiento del arco. La escoria flota en la superficie y forma, por encima del cordón de soldadura, una capa protectora del metal fundido.

Como son los propios electrodos los que aportan el flujo de metal fundido, será fundamental reponerlos cuando se desgasten. Los electrodos están compuestos de dos piezas: el alma y el revestimiento.

El alma o varilla es alambre (de diámetro original 5.5 mm) que se comercializa en rollos continuos. Tras obtener el material, el fabricante lo decapa mecánicamente (a fin de eliminar el óxido y aumentar la pureza) y posteriormente lo trefila para reducir su diámetro.

El revestimiento se produce mediante la combinación de una gran variedad de elementos (minerales varios, celulosa, mármol, aleaciones, etc.) convenientemente seleccionados y probados por los fabricantes, que mantienen el proceso, cantidades y dosificaciones en riguroso secreto.

La composición y clasificación de cada tipo de electrodo está regulada por AWS (*American Welding Society*), organismo de referencia mundial en el ámbito de la soldadura.

Este tipo de soldaduras pueden ser efectuados bajo corriente tanto continua como alterna. En corriente continua el arco es más estable y fácil de encender y las salpicaduras son poco frecuentes; en cambio, el método es poco eficaz con soldaduras de piezas gruesas. La corriente alterna posibilita el uso de electrodos de mayor diámetro, con lo que el rendimiento a mayor escala también aumenta. En cualquier caso, las intensidades de corriente oscilan entre 10 y 500 amperios.

El factor principal que hace de este proceso de soldadura un método tan útil es su simplicidad y, por tanto, su bajo precio. A pesar de la gran variedad de procesos de soldadura disponibles, la soldadura con electrodo revestido no ha sido desplazada del mercado. La sencillez hace de ella un procedimiento práctico; todo lo que necesita un soldador para trabajar es una fuente de alimentación, cables, un portaelectrodo y electrodos. El soldador no tiene que estar junto a la fuente y no hay necesidad de utilizar

gases comprimidos como protección. El procedimiento es excelente para trabajos, reparación, fabricación y construcción. Además, la soldadura SMAW es muy versátil. Su campo de aplicaciones es enorme: casi todos los trabajos de pequeña y mediana soldadura de taller se efectúan con electrodo revestido; se puede soldar metal de casi cualquier espesor y se pueden hacer uniones de cualquier tipo.

Sin embargo, el procedimiento de soldadura con electrodo revestido no se presta para su automatización o semiautomatización; su aplicación es esencialmente manual. La longitud de los electrodos es relativamente corta: de 230 a 700 mm. Por tanto, es un proceso principalmente para soldadura a pequeña escala. El soldador tiene que interrumpir el trabajo a intervalos regulares para cambiar el electrodo y debe limpiar el punto de inicio antes de empezar a usar electrodo nuevo. Sin embargo, aun con todo este tiempo muerto y de preparación, un soldador eficiente puede ser muy productivo.



Sobre todos los perfiles que forman la bancada se le aplicará una fina capa de pintura antioxidante para proteger al metal frente a la oxidación.

Propiedades y características: Están elaborados con resinas de base acuosa y pigmentos anticorrosivos ecológicamente aceptables, actúa protegiendo las superficies de hierro y acero, formando una película que trabaja contra el ataque por parte de los agentes corrosivos y evitando el avance de la corrosión por debajo de la película de pintura ("underfilm corrosion").

Se aplica sobre superficies de hierro o acero, libres de óxido por lijado, cepillado o arenado. Rápido secado, ecológico y no inflamable.

Aplicación y modo de uso: La aplicación puede realizarse a pincel, rodillo, soplete aerográfico o airless. El antióxido se provee listo para usar, por lo que no es aconsejable su dilución. En caso de ser necesario diluir con la mínima cantidad de agua que se necesite para facilitar su aplicación. Una vez finalizada la tarea, los elementos de trabajo deben ser lavados con agua y jabón o detergente biodegradable. Luego de 8 horas de secado como mínimo, puede aplicarse sobre él una o más capas de esmalte al agua, u otros productos compatibles.

Sobre superficies de acero nuevas y libres de óxido, conferir una ligera rugosidad por arenado, cepillado, lijado manual o mecánico u otros métodos adecuados. En caso

de ser necesario aplique una capa de convertidor de óxido. No utilizar como base decapantes, fosfatizantes o tratamientos ácidos.

En superficies oxidadas, eliminar por cualquiera de los métodos mencionados el óxido y los restos de pintura vieja, que puedan estar depositados sobre la superficie. Eliminar grasas y aceites por lavado con disolventes, detergentes biodegradables o limpiadores alcalinos y cualquier otro tipo de impurezas que puedan interferir en la adhesión de la película de pintura.

Ficha técnica:	
Rendimiento:	12 a 14 m ² por litro y por mano según la rugosidad y absorción del sustrato.
Uso:	Exterior - Interior.
Secado:	8 hs. en condiciones normales de humedad y temperatura (HRA 60%, 25 °C)
Presentación:	Envases de - 1L. - 4L. - 20 L.
Colores:	Rojo óxido.
Nº de manos:	Exterior 2 manos - Interior 1mano.
Dilución:	Producto listo para usar, de ser necesario diluir con la mínima cantidad de agua que se necesite para facilitar su aplicación.
Precauciones:	1) Agite fuertemente el contenido antes de usar. 2) Almacene los productos a cubierto, en lugar fresco y seco. 3) No diluir con solventes, de ser necesario utilice agua desmineralizada.



-SISTEMA ATRAPARRUEDA

El elemento atraparrueda se realizará mediante doblado de chapas de acero, para luego soldar las partes y dar la forma adecuada. Los dos tirantes que tiene se unirán mediante soldadura.

El doblado es un proceso de conformado sin separación de material y con deformación plástica utilizado para dar forma a chapas. Se utiliza, normalmente, una prensa que cuenta con una matriz –si es con estampa ésta tendrá una forma determinada- y un

punzón -que también puede tener forma- que realizará la presión sobre la chapa. En el proceso, el material situado a un lado del eje neutro se comprimirá –zona interior- y el situado en el lado opuesto –zona exterior- será traccionado como consecuencia de los esfuerzos aplicados. Esto provoca también un pequeño adelgazamiento en el codo de la chapa doblada, cosa que se acentúa en el centro de la chapa.

A consecuencia de este estado de tracción-compresión el material tenderá a una pequeña recuperación elástica. Por tanto, si queremos realizar un doblado tendremos que hacerlo en un valor superior al requerido para compensar dicha recuperación elástica. Otra posible solución es realizar un rebaje en la zona de compresión de la chapa, de esta forma aseguramos que toda la zona está siendo sometida a deformación plástica. También podría servir estirar la chapa así aseguramos que toda la zona supera el límite elástico.

Según el ángulo o la forma que queramos dar al doblado existen matrices que nos proporcionan la forma deseada.

La máquina que realiza esta operación es similar a la siguiente:



8. Estudio de seguridad y salud

El estudio básico de seguridad y salud, tiene por objeto dar unas directrices elementales al taller que realiza el trabajo de reforma para llevar a cabo sus obligaciones en el campo de la prevención de riesgos profesionales. Todo ello en aplicación del Real Decreto 1627/97.

Los riesgos que se puede encontrar durante la ejecución del banco de pruebas dividida en grupos y enumerada (los principales riesgos o más frecuentes riesgos) serán los siguientes:

8.1 Riesgos:

En taller:

- Salpicaduras por soldaduras u otros elementos.
- Cortes
- Polvo, ruidos, humos...
-

En estructuras:

- Golpes contra objetos.
- Caídas de objetos.
- Heridas en pies y manos.
- Caídas al mismo nivel.

Riesgos eléctricos: electrocución contacto directo e indirecto por:

- Trabajos con tensión.
- Intentar trabajar sin tensión pero sin asegurarse de que los circuitos están interrumpidos o que no se pueden reconectar.
- Mal funcionamiento de mecanismos y sistemas de protección.
- Uso de equipos inadecuados o deteriorados.
- Mal comportamiento o incorrecta instalación del sistema de protección contra contactos eléctricos indirectos en general y de tomas de tierra en particular.

Riesgo de incendios:

- Soldadura.
- Cortocircuito.

8.2 Prevención de riesgos:

Las medidas generales de protección durante la reforma serán de tipos.

- Protección individual o personal:

Durante la ejecución de todos aquellos trabajos que conlleven riesgo de proyección de partículas se establecerá la obligatoriedad de uso de gafas de seguridad, con cristales incoloros, templados curvados y óptimamente neutros.

La montura deberá ser resistente con puente universal y con protección lateral de plástico perforado. En los casos precisos estos cristales serán graduados y protegidos por otros supuestos. En todos aquellos trabajos que se desarrollen en entornos con niveles de ruido superiores a los permitidos en la normativa vigente, se deberán utilizar protectores auditivos.

Durante la ejecución de aquellos trabajos que se desarrollen con humos de soldadura, se facilitarán mascarillas respiratorias buco-nasales con filtro mecánico y carbono activo contra humos metálicos.

El personal utilizará guantes de protección adecuados a las operaciones que se realice.

Se dotará al personal con botas de seguridad clase I homologada según Norma Técnica MT5.

No fumar en zonas prohibidas.

Características de la prevención de riesgos individuales:

- Guantes de uso general.
- Botas de seguridad.
- Mono de trabajo.
- Gafas de oxicorte.
- Protectores auditivos.
- Mascarilla anti-polvo.
- Pantalla de soldador.
- Protecciones colectivas:

Extintores, extractores en zonas donde se generen humos, interruptores diferenciales en cuadros y máquinas eléctricas, botiquín de primeros auxilios conteniendo material y productos especificados en la ordenanza general de seguridad e higiene en el trabajo, e información sobre el centro médico a que acudir en caso de accidente y posterior traslado del accidentado.

- Protección a terceros:

Señalización de los diferentes trabajos de reforma.

8.3 Medios auxiliares y de seguridad:

Suelos:

- Condiciones de orden y limpieza.
- Libre de peligros de resbalar, tropezar o caer.
- Libre de materiales que sobresalen de la superficie como clavos, chapas, etc.

Apilamiento de materiales:

- Todas las pilas aseguradas para evitar deslizamientos.
- Área de almacén limpia.

Herramientas:

- Herramientas y cables eléctricos en buenas condiciones.
- Colocación adecuada de las herramientas en uso.
- Almacenamiento adecuado de las herramientas cuando no estén en uso.
- Dispositivo de seguridad.
- Transmisión protegida.

8.4 Maquinaria para trabajos diversos:

8.4.1 Taladro

- Colocación adecuada.
- Sumo cuidado en el manejo.
-

8.4.2 Torno

- Utilización de protección mediante gafas en los trabajos de arranque de viruta.

8.4.3 Banco de trabajo

- Mantenimiento en buen estado y limpieza.
- Sujeción adecuada.

8.4.4 Grupo de soldadura

- Resguardo de partes accesibles en tensión.
- Aislamiento de cables.
- Acotación de zona de influencia.

8.5 Tabla de riesgos en los lugares de trabajo. Códigos de forma:

	RIESGO DE ACCIDENTE
010	Caída de personas a distinto nivel
020	Caída de personas mismo nivel
030	Caída de objetos
040	Caída de objetos en manipulación
050	Caída de objetos desprendidos
060	Pisadas sobre objetos
070	Choques contra objetos móviles
080	Choques contra objetos inmóviles
090	Golpes por objetos
100	Proyección de fragmentos
110	Atrapamiento por objetos
120	Atrapamiento por vuelco de maquina
130	Sobreesfuerzos
140	Exposición a temperaturas extremas
150	Contactos térmicos
161/162	Contactos eléctricos directos/ indirectos
170	Exposición a sustancias nocivas
180	Contactos con sustancias cáusticas
190	Exposición a radiaciones
200	Explosiones
211	Incendios. Factores de inicio
212	Incendios. Propagación
213	Incendios. Medios de lucha
214	Incendios. Evacuación
220	Accidentes causados por seres vivos
230	Atropellos
	RIESGO DE ENFERMEDAD PROFESIONAL
310	Exposición contaminantes químicos
320	Exposición contaminantes biológicos
330	Ruidos
340	Vibraciones
350	Estrés químico
360	Radiaciones ionizantes
370	Radiaciones no ionizantes
380	Iluminación
	FATIGA
410	Física. Posición
420	Física. Desplazamiento
430	Física. Esfuerzo
440	Física. Manejo de cargas
450	Mental. Recepción de información
460	Mental. Tratamiento de información
470	Mental. Respuesta
480	Fatiga crónica
	INSATISFACCIÓN
510	Contenido
520	Monotonía
530	Roles
540	Autonomía

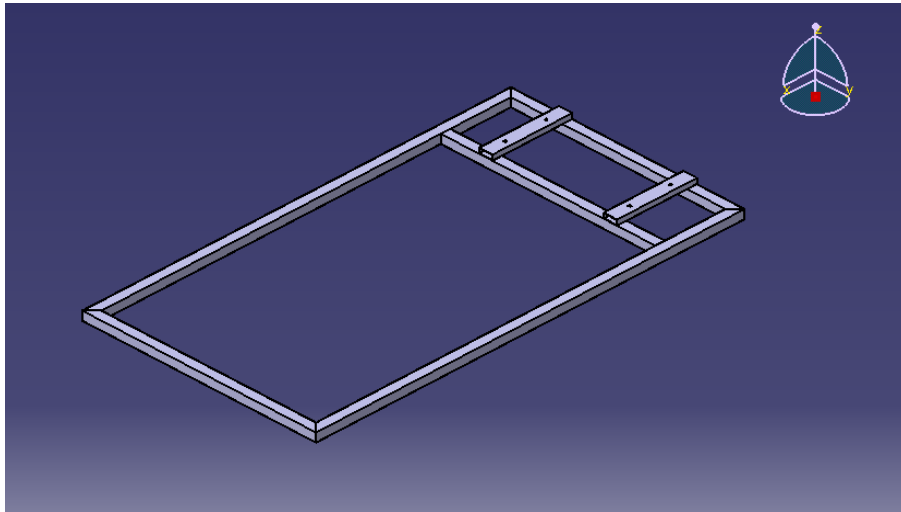
CONDICIONES DE SEGURIDAD	RIESGO DE ACCIDENTE	RIESGO DE ENFERMEDAD	FATIGA	INSATISFACCIÓN
1 Lugar de trabajo	010, 020, 050, 060, 070, 080			
2 Máquinas	080, 100, 110			
3 Herramientas	040, 090, 100			
4 Manipulación de objetos	020, 030, 040, 050, 070, 090			
5 Inst. eléctrica	161, 162			
6 Incendios	211, 212, 213, 214			
7 Sustancia química	170, 180, 211			
Condiciones Medioambiental				
8 Contaminantes químicos		310		
9 Contaminantes biológicos	220	320		
10 Ruido		330		
11 Vibraciones		340		
12 Iluminación		380		
13 Calor frío	140, 150	350		
14 R. ionizante	190	360		
15 R. no ionizante	190	370		
Cargas de trabajo				
16 C. física	130		410, 420, 430, 440	
17 C. mental			480	570
Organización del trabajo				
18 Factores de organización				510, 520, 530, 540, 550, 560

9. Instrucciones de montaje

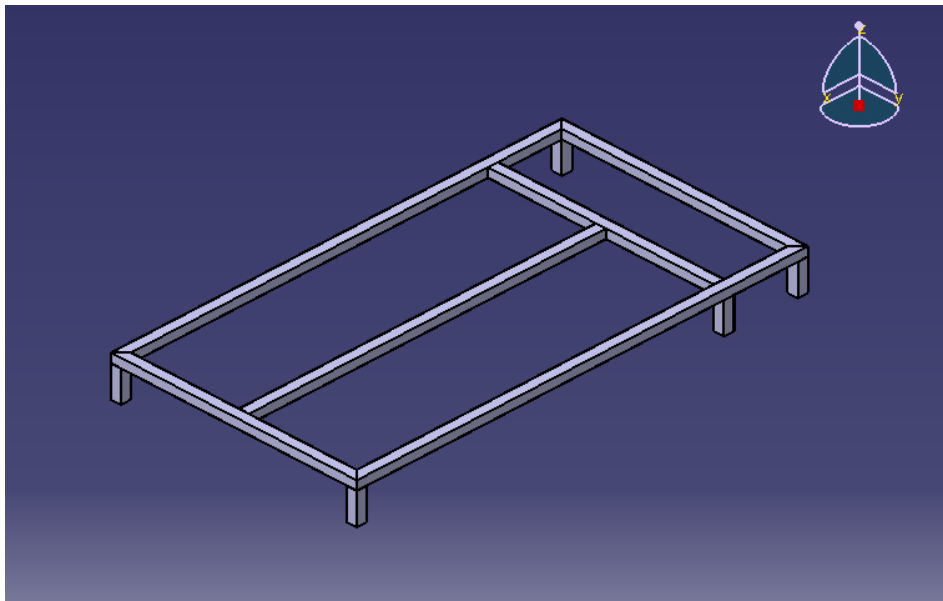
En este apartado se enumerarán los pasos para su montaje y funcionamiento.

1º Corte de todos los perfiles para dejarlos en las dimensiones adecuadas. Seguidamente se procederá a la construcción de la estructura de la bancada que consta de tres fases.

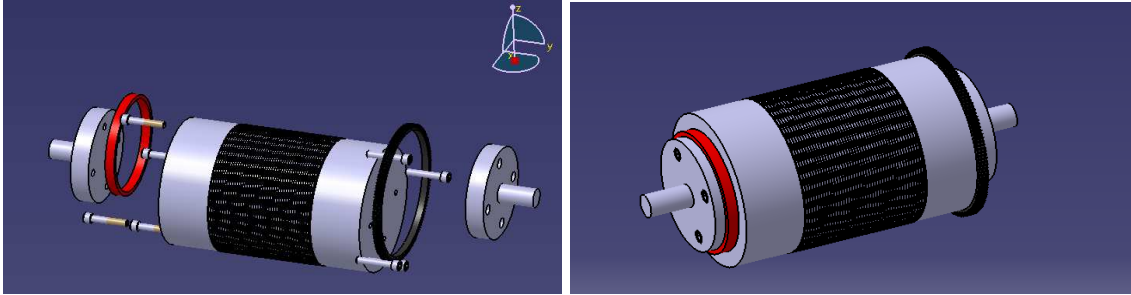
- La primera fase es la soldadura de los perfiles que forman la parte inferior de la bancada y colocando los soportes antivibratorios.



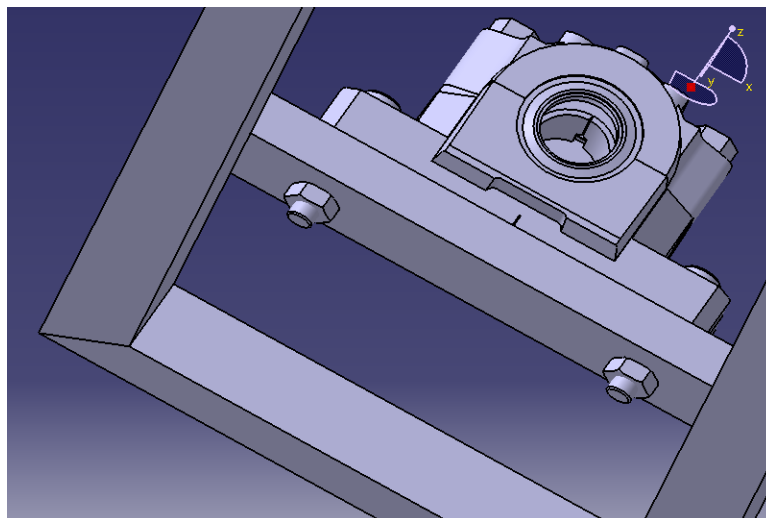
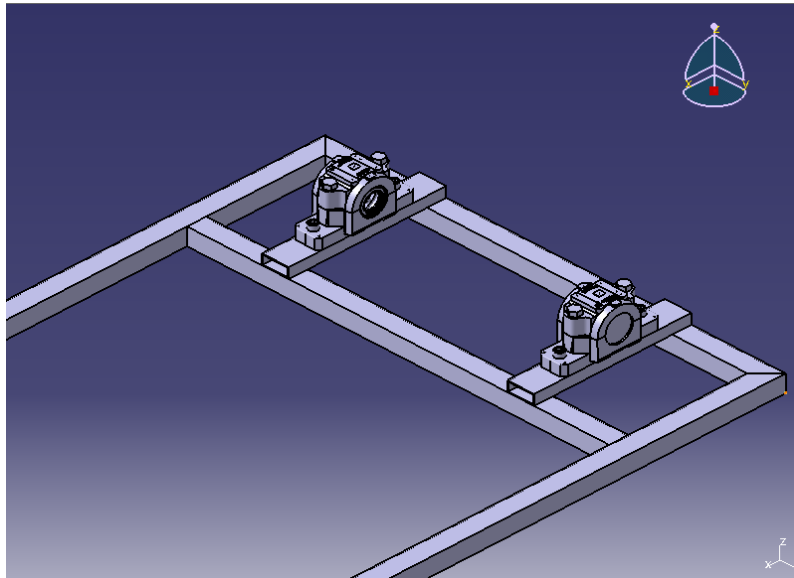
- La segunda fase es la colocación y soldadura del resto de los perfiles, dejando aparte la estructura creada para posteriormente ponerla en su posición



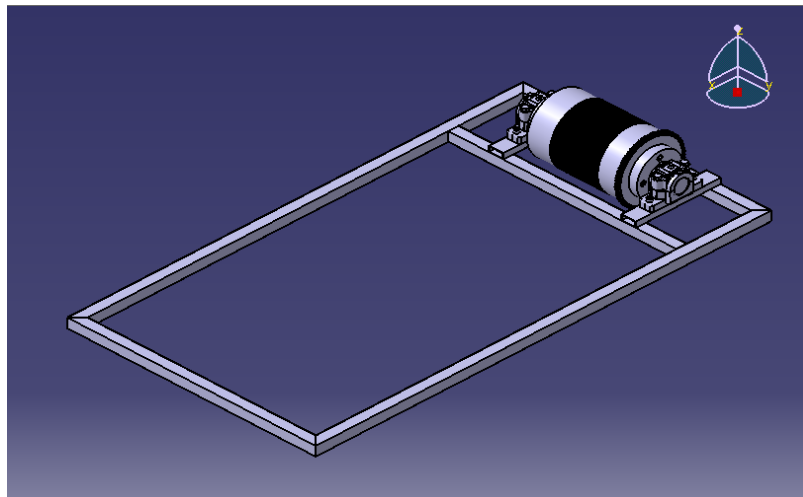
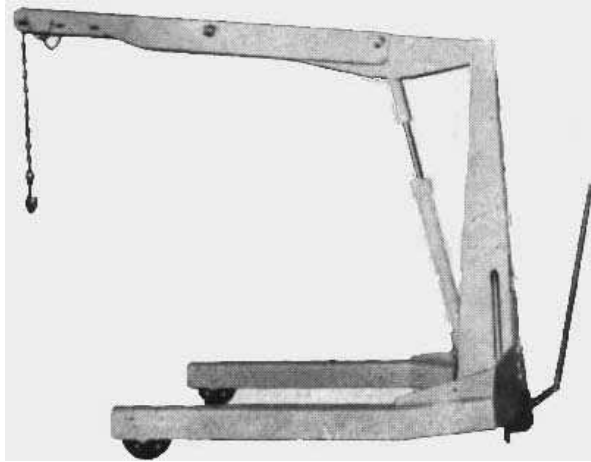
2º Por otro lado se trata de unir, fuera del banco, el rodillo con los apoyos por medio de los ocho tornillos M16 y 80mm de longitud; también la polea mecanizada con en apoyo y soldar los dientes al rodillo.



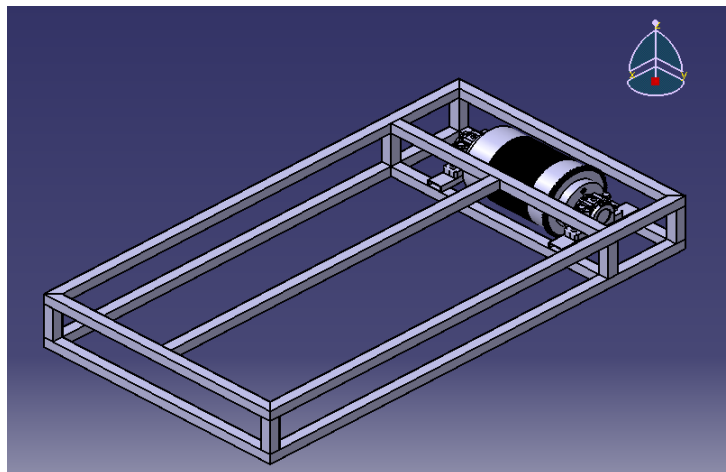
3º Colocar los soportes de los rodamientos, con ellos incluidos es su ubicación. Habrá que fijarlos median dos tornillos M16 de 80mm de longitud y sus correspondientes tuercas cada uno al perfil.



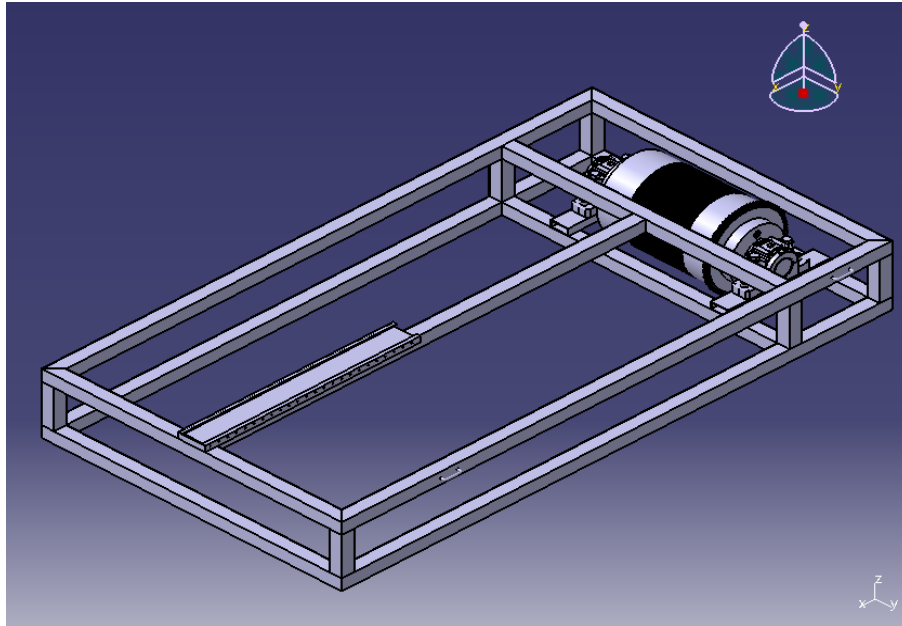
4º Colocar el conjunto del rodillo y apoyos en los rodamientos y su soporte. Esta es la operación más peligrosa debido al elevado peso del rodillo. Hará falta una pequeña grúa como la de la siguiente figura.



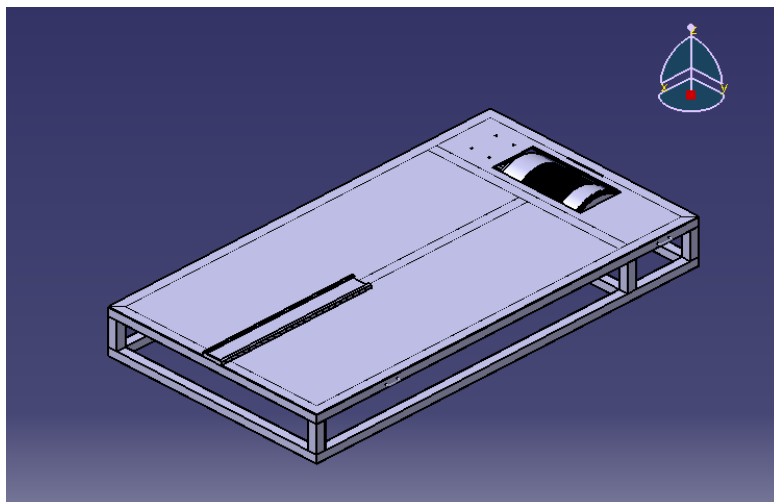
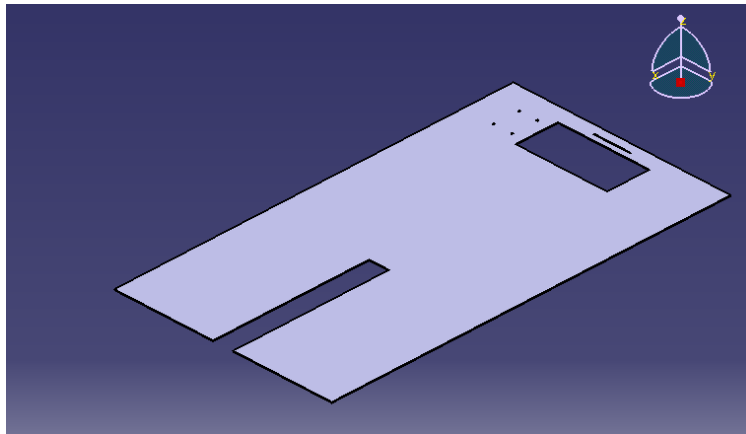
5º Colocar la otra parte de la estructura que dejamos aparte anteriormente y soldarla.



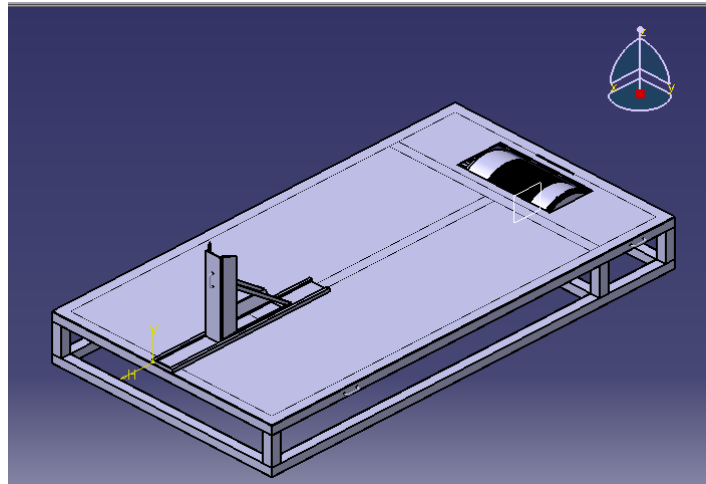
6º Colocar el carril sobre la bancada y soldarlo a la bancada.



7º Colocar la tapa y remacharla.



8º Introducir el sistema atraparrueda en el carril.



9º Ubicar el motor eléctrico en su posición.

10º Colocar el sistema de adquisición de datos y la calibración del sensor efecto hall enfocado hacia los dientes como se indica en los anexos.

11º Realizar un prueba de ajuste.

Para la utilización correcta medición de la potencia y para que la motocicleta no eleve su temperatura demasiado se colocará un ventilador de tipo industrial enfocando el flujo de aire hacia los radiadores de la motocicleta. El ventilador empleado será de 30 centímetros de diámetro y 80 W de potencia.



Características del ventilador

TIPO VENTILADOR	VENTILADOR POWER FAN
MEDIDAS (ALXAXF CM)	40,3X40,8X21

POTENCIA VENTILACION (W)	80
Mando a distancia	NO
DIAMETRO (CM)	30
Nº DE VELOCIDADES	3
MATERIAL	METALICO
REJILLA SEGURIDAD	SI
PESO (KG)	4,95 KG

Por seguridad y para la correcta fijación de la motocicleta en su posición se utilizarán cuatro correas Fast fink con trinquete de sujeción de master lock.



Estas correas sujetarán el chasis y la suspensión delantera de la moto a las asas que tiene la bancada del banco y se ajustarán para que la motocicleta se mantenga vertical.

10. Cómo utilizar este dinamómetro

Una vez colocada la motocicleta de forma que el eje de la rueda trasera de la motocicleta esté en la misma vertical que el eje del rodillo se apretará los cuatro tornillos que fijan el elemento atraparrueda. En este momento se fijará la motocicleta mediante las cinchas y se ajustará con el trinquete que llevan incorporado.

Primer paso: Cargar el programa y la configuración de la prueba, ingrese el nombre de la prueba, las condiciones meteorológicas, la velocidad del motor / relación (si es necesario).

A partir de este momento se puede montar en la motocicleta y no se necesita para operar el equipo. Así, una sola persona es capaz de trabajar con el banco de pruebas. Las pruebas se puede iniciar (y excavada) desde el banco de pruebas, la unidad SP-1, y el ordenador.

La motocicleta tiene que ser puesta en el banco de pruebas y mantener la rueda delantera correctamente por lo que no se caiga cuando se hace la prueba. Si la moto tiene motor no arranque, se puede iniciar mediante el motor de arranque basado en el banco de pruebas. Esto se hace pulsando el botón "inicio" en el panel.



Para empezar, presionamos una vez el botón (esta pulsación es equivalente a si hacemos clic con el ratón en el botón para iniciar la prueba en el programa) en la pantalla del ordenador aparece una ventana en la que podemos rellenar los datos relativos a la motocicleta, las condiciones atmosféricas y el nombre de la prueba, si no se llenan estos datos (ya que estamos sobre la moto) de la computadora asignada a los datos por defecto que se haya configurado.



Comenzamos a calentar el motor. Podemos poner los engranajes, ya que estábamos en el camino de la primera marcha a la última marcha. Cuando la motocicleta esta en la última marcha podemos tratar de acelerar un poco, aumentando la velocidad de los rodillos y dejando a de acelerar hasta que consideremos que el motor está caliente.

En este momento vamos a esperar a las rpm del motor estén en un valor bajo, en el cual queremos iniciar la prueba. (Siempre con la última marcha y el embrague sin coger).



Inmediatamente pulsamos el botón "Inicio", al mismo tiempo que giramos el acelerador a tope. La curva de potencia comienza a ser dibujada en la pantalla, mientras que la motocicleta se va acelerando.

Llevamos a cabo el acelerador en la parte superior hasta que nos damos cuenta de que el motor está cerca de su valor de régimen máximo de revoluciones, o el encendido

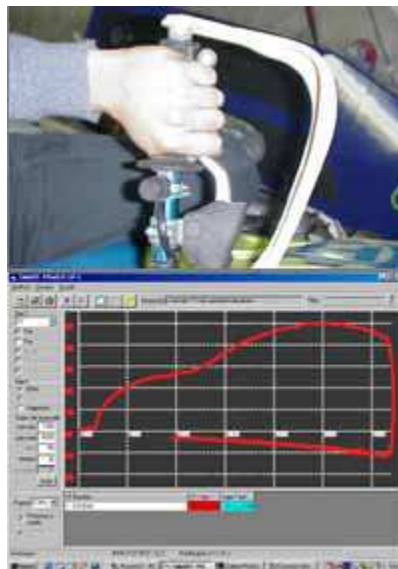
empieza a cortar.

En ese momento dejamos el acelerador y apretamos el embrague.



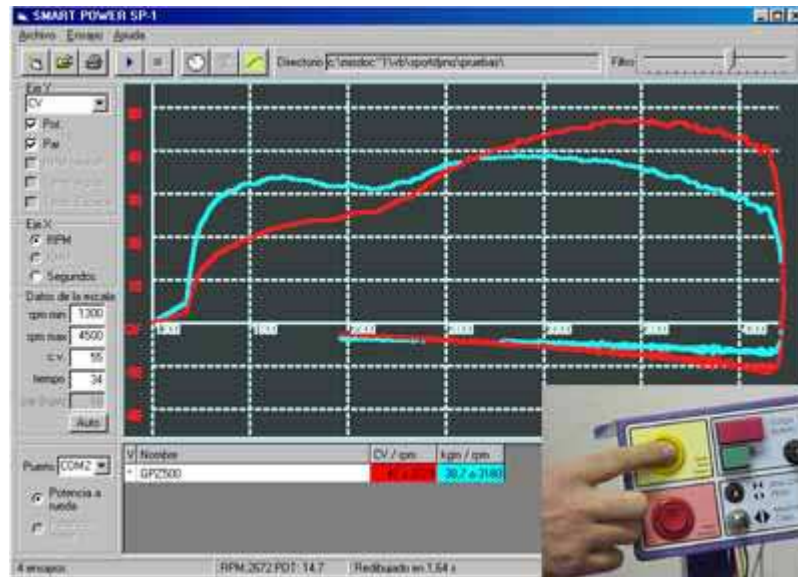
Vamos a esperar un poco con el embrague presionado, mientras que el rodillo se está desacelerando lentamente. La prueba no ha terminado, sin embargo, la curva sigue dibujando en la pantalla. En este momento, la curva de potencia es negativa y se está elaborando desde la derecha a la izquierda. Esta parte de la curva es la "pierde" la curva, esta curva es útil para calcular la potencia en el motor (prueba muestra el poder en la rueda).

No se necesita para completar la curva hasta el punto de comienzo, cuando el rodillo rpm encuentra el punto del gráfico correspondiente al valor de potencia máxima, prueba puede ser terminado pulsando de nuevo el botón.

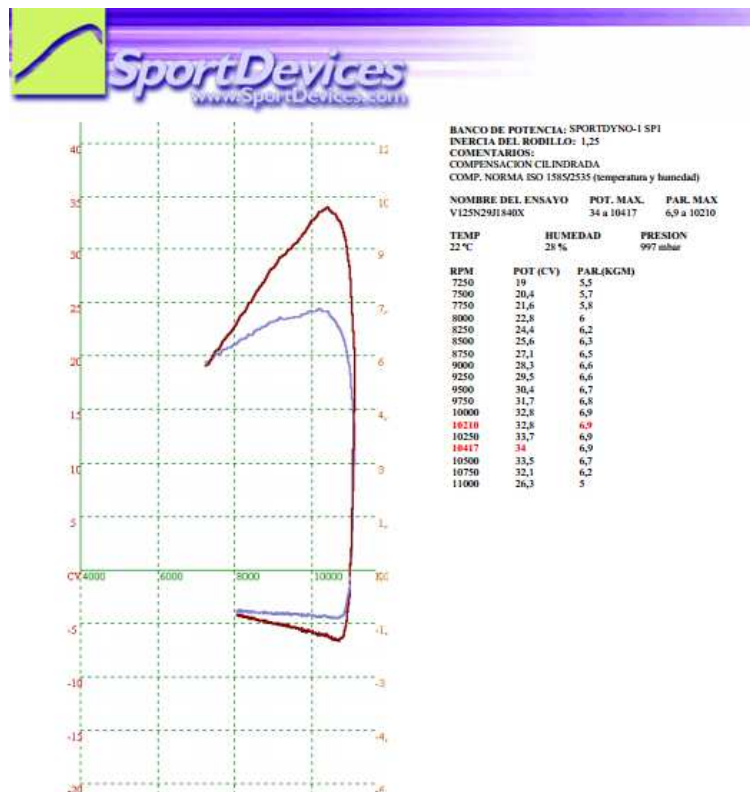


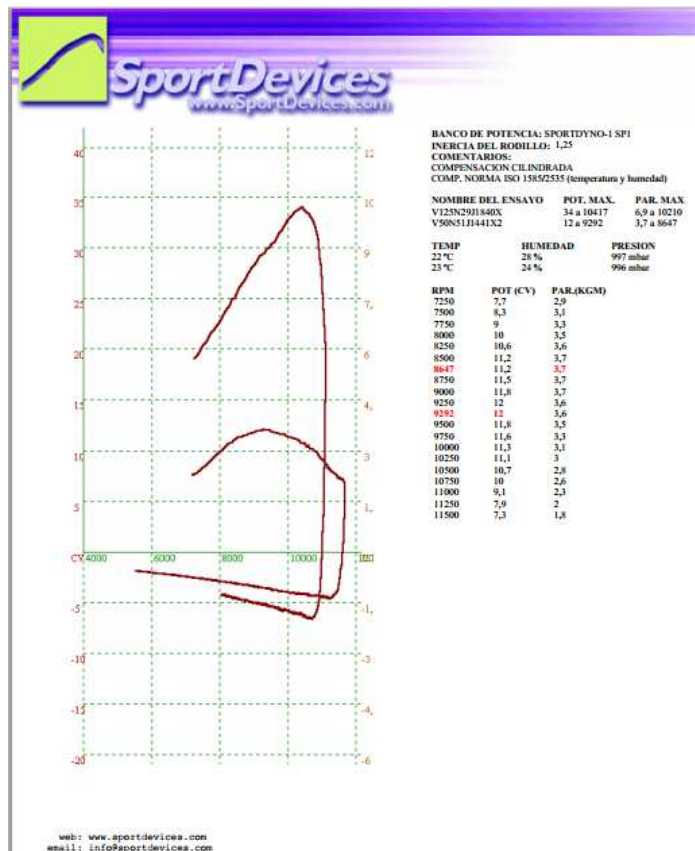
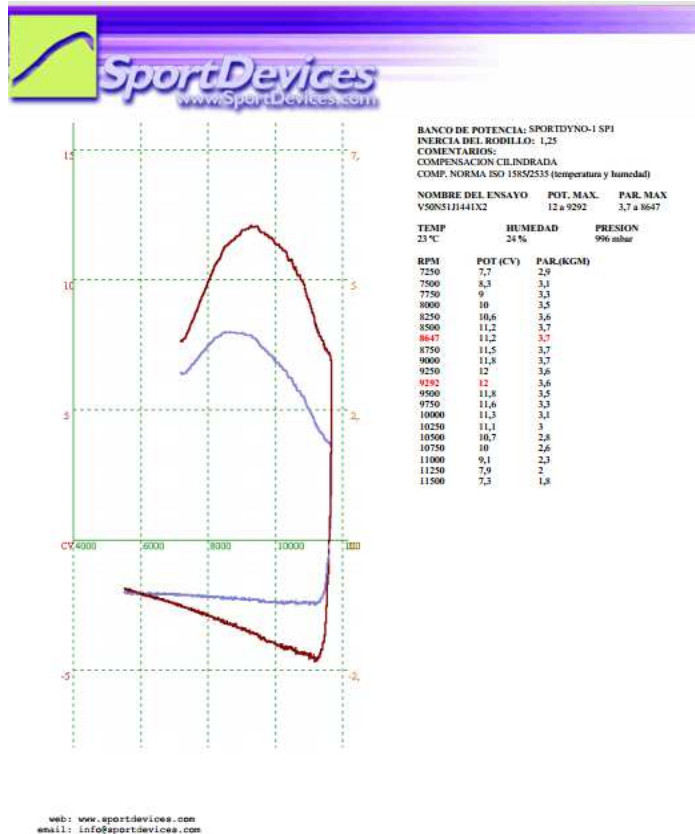
En este momento de la prueba se dibujan en el ordenador y se pueden imprimir. El ordenador lo guarda automáticamente en el disco. Si queremos hacer una nueva prueba de nuevo, sólo tenemos que pulsar el botón "Inicio" de nuevo y repetir el proceso.

Después de la prueba se lleva a cabo, los nombres y otros datos de prueba se pueden cambiar en el programa.



Ejemplo de resultados obtenidos.







ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISEÑO MECÁNICO DE UN BANCO DE PRUEBAS
INERCIAL PARA MOTOCICLETAS

CALCULOS

Rodrigo Solana Gallego

César Díaz de Cerio

Pamplona, 12 de Noviembre de 2012

INDICE

1. Rodillo.....	3
2. Bancada.....	5
2.1 Cálculo de fuerzas.....	5
2.2 Material y características.....	6
2.3 Resultados.....	7
3. Rodamientos.....	12
3.1 Vida del rodamiento.....	13
3.2 Carga mínima.....	17
3.3 Par de rozamiento y pérdida de potencia.....	18
3.4 Intervalos de relubricación.....	19
3.5 Frecuencias del rodamiento.....	21
3.6 Desalineamiento.....	21
4. Cálculo unión atornillada rodillo.....	24
5. Sistema atraparrueda.....	20
5. Soldaduras.....	35
6. Sistema de arranque.....	37

1. RODILLO

La velocidad máxima de las motocicletas a probar será de hasta 300km/h, esto supone que el rodillo poseerá la misma velocidad periférica que la rueda trasera. Además se ha de tener en cuenta que las revoluciones por minuto del rodillo sean las mínimas posibles, porque debido a su elevado peso, nos será complicado elegir unos rodamientos adecuados a estas características. Por ello, se puso de límite que el rodillo no pudiese rebasar las 5500 rpm cuando a la rueda trasera le correspondiese una velocidad de 300 km/h.

$$V_{\text{máx}} = 300\text{km/h} = 83.333\text{m/s}$$

$$\omega_{\text{máx}} = 5500\text{rpm} = 575.958\text{rad} / \text{s}$$

$$V = \omega \times r$$

Siendo: ω = velocidad angular rodillo y r = radio del rodillo

Así el radio del rodillo resulta 0.1446 m o, lo que es lo mismo 144.686mm. El radio obtenido se ampliará hasta los **150mm**, para obtener una mayor inercia y conseguir que velocidad angular a 300km/h sean de 5305.16 rpm.

Una vez determinado el diámetro del rodillo interesa que sea lo más largo posible para maximizar su masa y por tanto su inercia.

Interesa que el tiempo que le cueste a la moto hacer girar el rodillo no sea muy alto para que así la motocicleta no se caliente demasiado, ni muy corto ya que podría llevar a una medición errónea. Así el tiempo mínimo para una motocicleta de 200 Cv para alcanzar una velocidad máxima de 300 km/ h será de 5 segundos.

El tiempo en alcanzar la velocidad máxima viene determinado por la fórmula:

$$T = \frac{\omega^2 \times I}{\text{Potencia}}$$

Siendo:

T = tiempo en segundos

ω = velocidad angular

I = momento inercia rodillo (kg x m²)

Potencia en watos

Sustituyendo:

T = 5 segundos

ω = 5500 rpm = 575.98 rad/s

Potencia = 200 Cv = 147000 watos

Resulta una inercia mínima de 2.2155 kg x m².

$$I = \text{Momento inercia cilindro} = \frac{1}{2} m R^2$$

Así con los valores de I = 2.2155 kg x m² y R = 0.15m, la masa del rodillo es de 196.948 kg.

La masa está relacionada con la densidad ρ del material a emplear y su volumen.

$$M = V \times \rho_{\text{Fundición}}$$

$$V_{\text{cilindro}} = \pi \times R^2 \times L$$

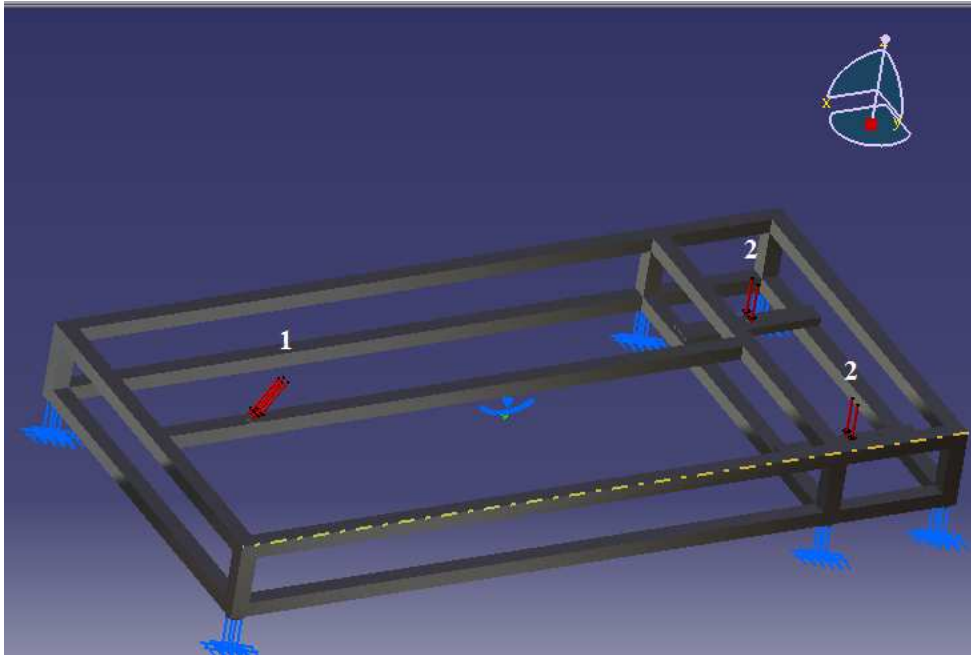
$$\rho_{\text{Fundición}} = 7150 \text{ kg/m}^3$$

Con estos valores la longitud mínima del rodillo será de 389.684mm pero, como en el caso del diámetro, se ampliará. La longitud final del rodillo será de **450mm** ya que aumenta la inercia del rodillo y aumenta el tiempo de aceleración, con lo que se obtendrán mediciones mas fiables.

Por lo tanto, las dimensiones del rodillo son **300mm de diámetro** y **450mm de longitud.**

La masa final del rodillo serán 227.431kg.

2. BANCADA



2.1 CÁLCULO DE LAS FUERZAS

Estas fuerzas se han mayorado tomando el valor de la aceleración de la gravedad como 10 m/s^2 .

Las fuerzas que actúan sobre la bancada son:

- Peso corporal correspondiente a una persona de 100kg: 1000N.
- Peso máximo de la motocicleta a probar (400kg): 4000N.
- Peso de los elementos del banco (En el primer análisis sólo se tendrá en cuenta el peso del rodillo de 227.43kg): 2274.316N.
- Fuerza sobre el sistema atraparrueda: La fuerza que va a ejercer la rueda delantera sobre el soporte es la reacción de la trasera frente a la fuerza que le hace el rodillo a la moto hacia delante. Es decir, la fuerza de inercia del rodillo.

Se tiene que la velocidad máxima del rodillo es $\omega_{\text{m\grave{a}x}} = 5305,15 \text{ rpm} = 555,55 \text{ rad/s}$ y la masa del rodillo es de 227,4316kg.

Por lo tanto la aceleración angular máxima a aplicarse en el tiempo determinado (5,37segundos) será:

$$\alpha = \frac{\omega}{t} = \frac{555,55}{5,37} = 103,415 \text{ rad} / \text{s}^2$$

Como el rodillo tiene una inercia determinada ($I=2,555 \text{ kgxm}^2$) podemos hallar el momento que crea la rueda trasera sobre el rodillo.

$$M = I \cdot \alpha = 2,555 \times 103,136 = 364,136 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Como “idealmente” la motocicleta sólo está sujeta mediante el sistema atraparrueda este momento creará una fuerza en el punto de contacto de la rueda delantera con el propio sistema y esta fuerza será máxima en cuando el aparato de sujeción este más alejado del punto de contacto entre la rueda trasera y el rodillo, es decir a 1984,831mm en dirección horizontal y 347,7mm en dirección vertical.

$$F_y = \frac{264,226}{1,984} = 199,70N \quad F_x = \frac{264,226}{0,347} = 759,92N$$

Las fuerzas que serán mayoradas son el peso y la fuerza sobre el sistema atraparrueda aplicando un coeficiente de seguridad de 1.5.

CARGA	CALCULADA	MAYORADA (c=1.5)
Peso piloto	1000N	-
Peso máximo moto	4000N	-
Peso elementos	2274.316N	3411.474N
Fuerza atraparrueda	759.92N	1139.88N

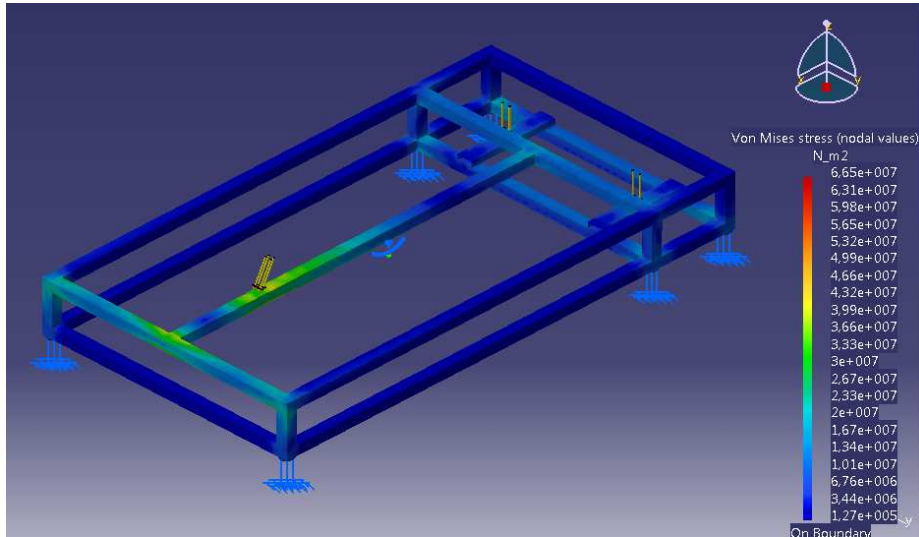
2.2 MATERIAL Y CARÁCTERÍSTICAS

Material: Acero
 Módulo de Young: 210GPa N/m²
 Coeficiente Poisson: 0,27
 Densidad: 7860kg/m³
 Coeficiente Dilatación Térmica: 1,17e-005 Kdeg
 Límite Elástico: 250MPa N/m²

2.3 RESULTADOS

-Punto de desplazamiento mínimo del sistema atraparrueda:

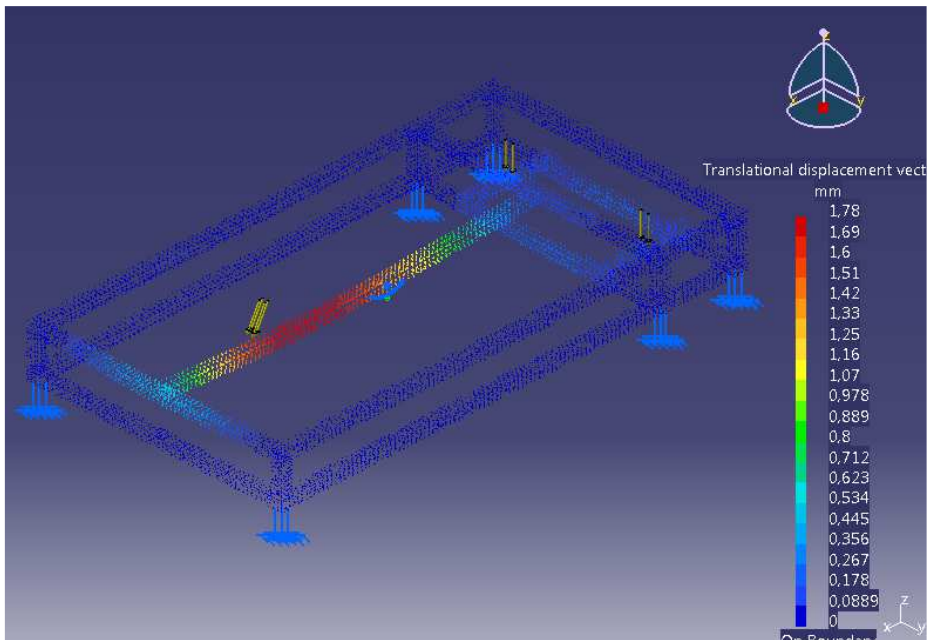
- Tensión Von Misses:



Valores extremos de Von Misses: Min: 127422 N/m²

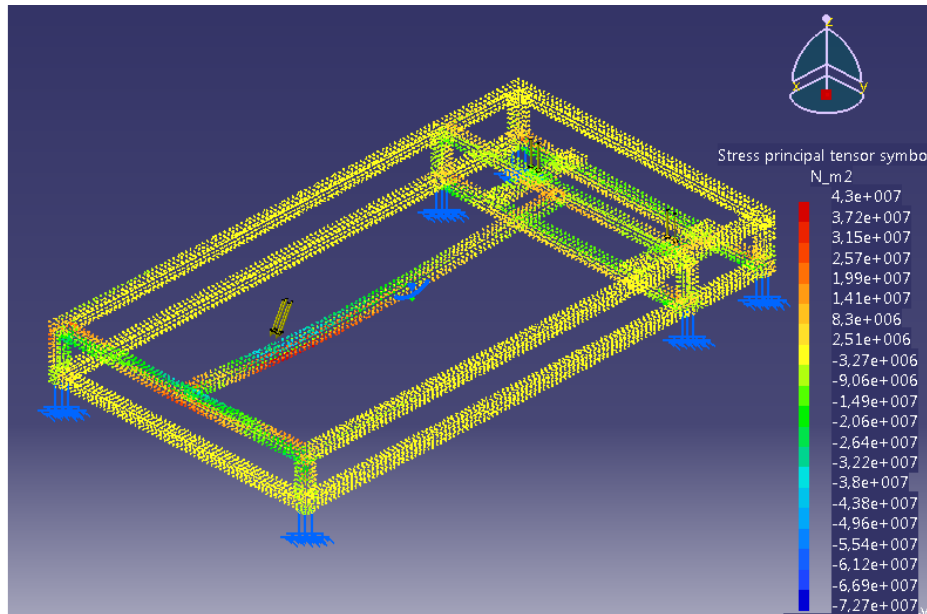
 Max: 6,64651e+007 N/m²

- Desplazamientos:



El máximo desplazamiento obtenido es de 1,77875mm.

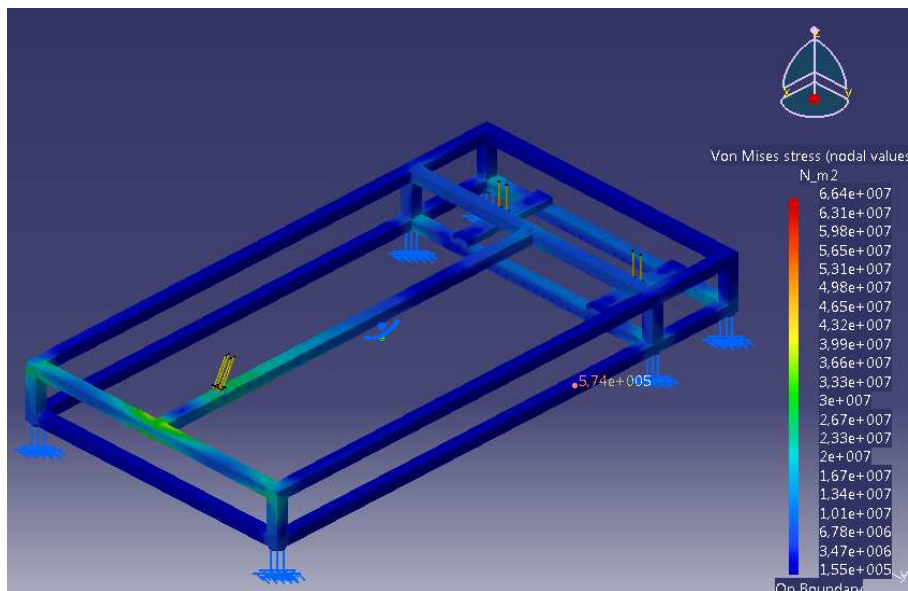
- Tensiones principales:



Min: -7,27349e+007 N/m²
 Max: 4,30337e+007 N/m²

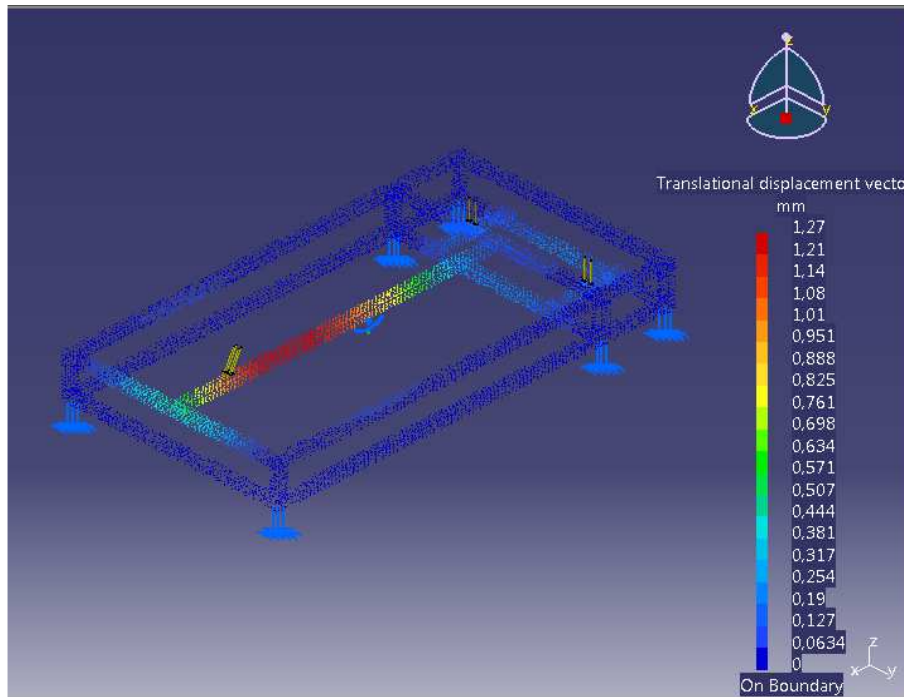
-Punto de desplazamiento medio del sistema atraparrueda:

- Tensión Von Misses:



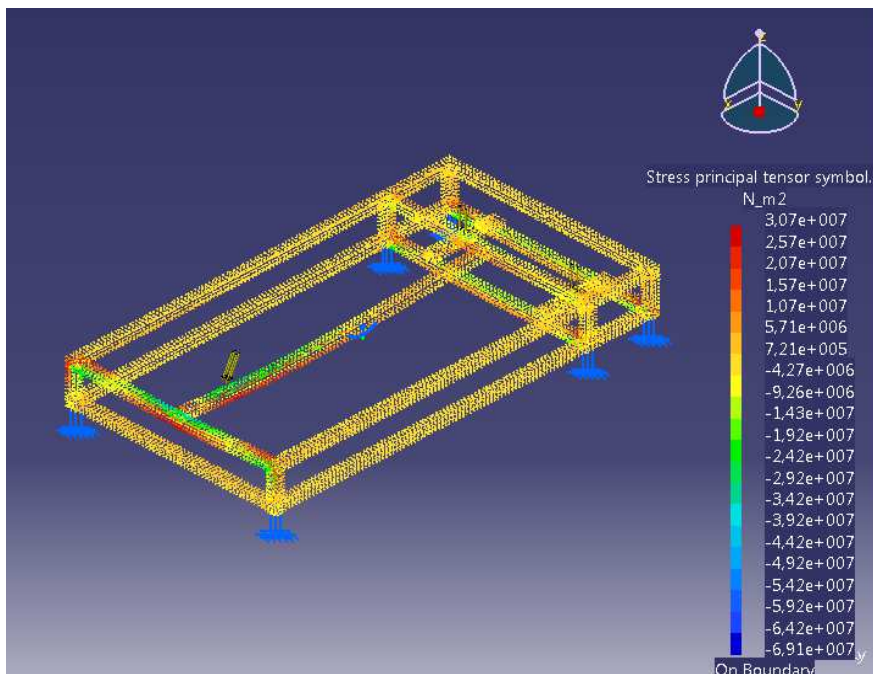
Valores extremos de Von Misses: Min: 154570 N/m²
 Max: 6,63983e+007 N/m²

- Desplazamientos:



El máximo desplazamiento obtenido es de 1,26854 mm.

- Tensiones principales:

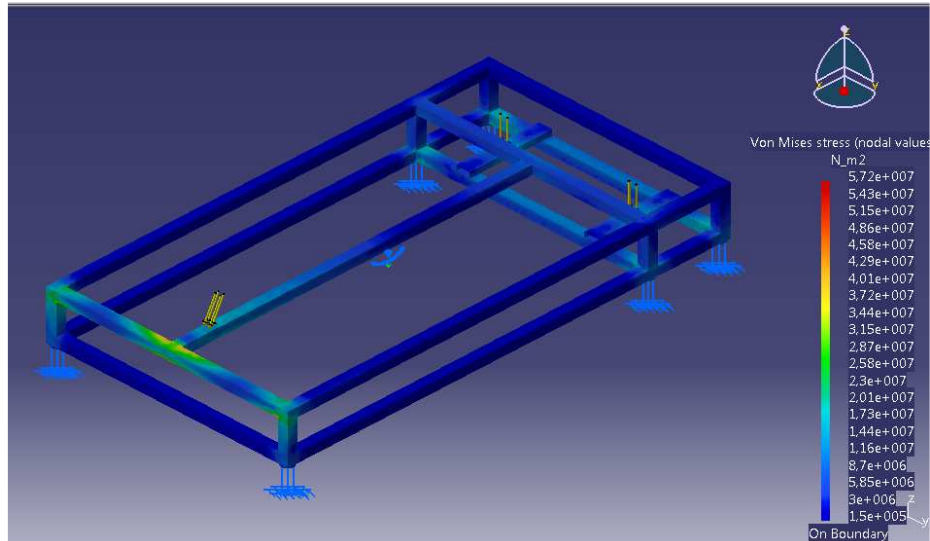


Min: -6,91488e+007 N/m²

Max: 3,06646e+007 N/m²

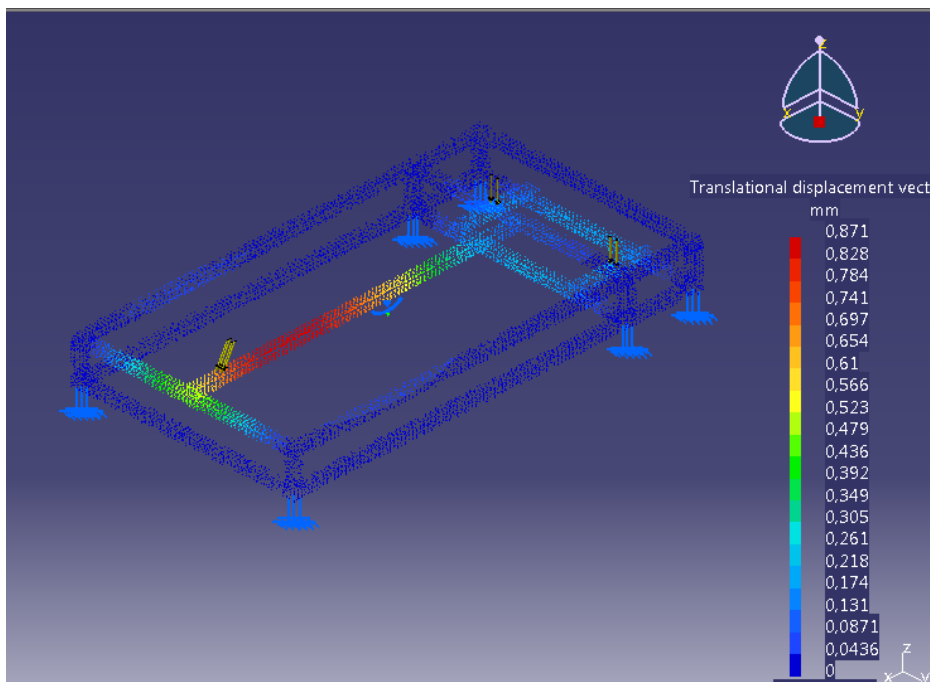
-Punto de desplazamiento máximo del sistema atraparrueda:

- Tensión Von Misses:



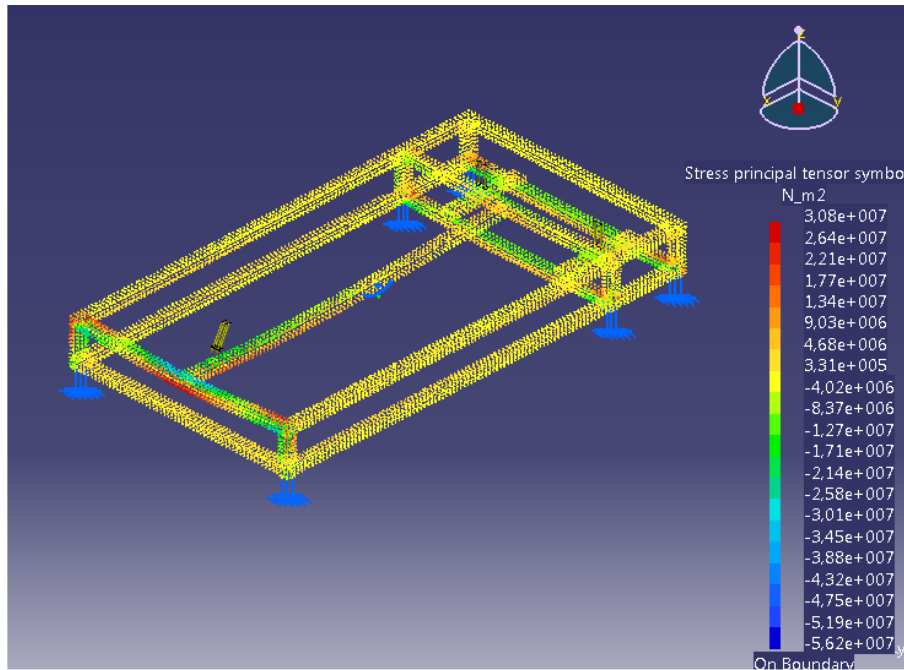
Valores extremos de Von Misses: Min: 150317 N/m²
Max: 5,71625e+007 N/m²

- Desplazamientos:



El máximo desplazamiento obtenido es de 0,871402mm.

- Tensiones principales:



Min: -5,62176e+007 N/m²

Max: 3,07795e+007 N/m²

Los valores de tensión de Von Mises hallados están dentro de la zona elástica del material por lo tanto, no se producirá deformación plástica y el material volverá a su forma inicial en el momento en que la fuerza cese.

3. RODAMIENTOS

- Requerimientos:

- Velocidad de giro máxima de 5305.16 rpm.
- Soporte las cargas

-Rodamiento elegido del tipo de bolas a rótula con la designación según SKF de 1310EKTN9 (rodamiento) + H310 (manguito de fijación).

-Datos:

d_1 (diámetro interior) = 50mm
 D (diámetro exterior) = 110mm
 B (anchura) = 27mm

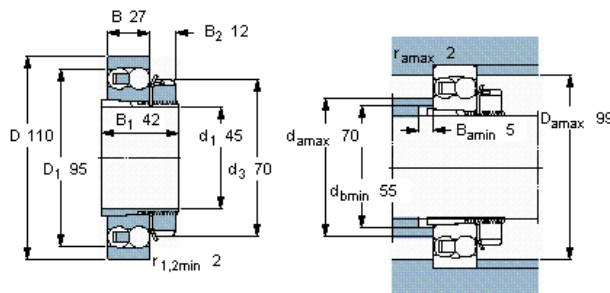
Cargas: C (dinámica) = 43.6 KN
 C_0 (estática) = 14 KN
 P_u (carga límite de fatiga) = 0.72 KN

Velocidades: - De referencia = 12000 rpm
 -Límite = 8000 rpm

Masa = 1,45 kg

Rodamientos de bolas a rótula, sobre manguito de fijación, no están obturados									
Dimensiones principales		±		Carga		Velocidades		Masa	Designación
d_1	D	B	C	C_0	límite de fatiga P_u	Velocidad de referencia	Velocidad límite	kg	Rodamiento + manguito de fijación
mm			kN		kN	rpm			-
45	110	27	43,6	14	0,72	12000	8000	1,45	1310 EKTN9 + H 310

Tolerancias , ver también el texto
 Juego radial interno , ver también el texto
 Ajustes recomendados
 Tolerancias del eje y del alojamiento



Factores de cálculo

e 0,24
 Y_1 2,6
 Y_2 4,1
 Y_0 2,8

Al utilizar un manguito de fijación se ven afectados el diámetro interior **d1** pasando a ser de **45mm** y la **masa** que será de **1.45kg**.

3.1 VIDA DEL RODAMIENTO

La vida nominal de un rodamiento según la normativa ISO 281:2007 es

$$L_{10} = (C/P)^p$$

Si la velocidad es constante, suele ser preferible calcular la vida expresada en horas de funcionamiento utilizando la ecuación

$$L_{10h} = [10^6/(60n)] L_{10}$$

Donde:

L_{10} = vida nominal (con un 90 % de fiabilidad), millones de revoluciones

L_{10h} = vida nominal (con un 90 % de fiabilidad), horas de funcionamiento

C = capacidad de carga dinámica, kN

P = carga dinámica equivalente del rodamiento, kN

n = velocidad de giro, rpm

p = exponente de la ecuación de la vida

p = 3 para los rodamientos de bolas

p = 10/3 para los rodamientos de rodillos

Para los rodamientos modernos de alta calidad, la vida nominal o básica se puede desviar significativamente de la vida útil real en una aplicación determinada. La vida útil en una aplicación depende de una variedad de factores, entre los que se encuentra la lubricación, el grado de contaminación, la desalineación, el montaje adecuado y las condiciones ambientales.

Por este motivo, la normativa ISO 281:2007 contiene una fórmula de la vida modificada para complementar la vida nominal. Este cálculo de la vida usa un factor de ajuste para tener en cuenta las condiciones de lubricación y contaminación del rodamiento y el límite de fatiga del material.

La normativa ISO 281:2007 también permite que los fabricantes de rodamientos recomienden un método adecuado para calcular el factor de ajuste de la vida a aplicar a un rodamiento en base a las condiciones de funcionamiento. El factor de ajuste de la vida a_{ISO} aplica el concepto de carga límite de fatiga P_u análogo al utilizado cuando se realizan cálculos para otros componentes de la máquina. Los valores para la carga límite de fatiga se encuentran en las tablas de rodamientos. Asimismo, con el fin de reflejar las condiciones de funcionamiento de la aplicación, el factor de ajuste de la vida a_{ISO} hace uso de las condiciones de lubricación (relación de viscosidad k) y del factor η_c para el nivel de contaminación.

La ecuación para la vida nominal SKF cumple con la normativa ISO 281:2007

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{ISO} \cdot L_{10} = a_1 \cdot a_{ISO} \cdot (C/P)^p$$

Si la velocidad es constante, la vida puede expresarse en horas de funcionamiento usando la ecuación

$$L_{nmh} = a_1 \cdot a_{ISO} \cdot [10^6/(60n)] \cdot L_{10}$$

Donde:

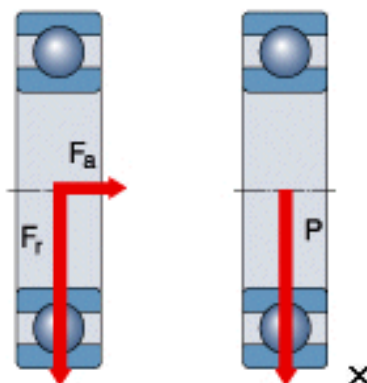
- L_{nm} = vida nominal SKF (con un 100 - n^1) % de fiabilidad), millones de revoluciones
 L_{nmh} = vida nominal SKF (con un 100 - n^1) % de fiabilidad), horas de funcionamiento
 L_{10} = vida nominal básica (con un 90 % de fiabilidad), millones de revoluciones
 a_1 = factor de ajuste de la vida para una mayor fiabilidad
 a_{ISO} = Factor de ajuste de la vida SKF
 C = capacidad de carga dinámica, kN
 P = carga dinámica equivalente del rodamiento, kN
 n = velocidad de giro, rpm
 p = exponente de la ecuación de la vida
 3 para los rodamientos de bolas
 10/3 para los rodamientos de rodillos

1) El factor n representa la probabilidad de fallo, es decir, la diferencia entre la fiabilidad requerida y 100%.

Cálculo carga dinámica equivalente del rodamiento

Si la carga F del rodamiento obtenida al utilizar la información anterior cumple con los requisitos de la capacidad de carga dinámica C , es decir, si es constante en magnitud y dirección y actúa radialmente sobre un rodamiento radial o axialmente y centrada sobre un rodamiento axial, entonces $P = F$, pudiendo introducir la carga directamente en las ecuaciones de la vida.

En todos los demás casos, primero es necesario calcular la carga dinámica equivalente del rodamiento. Ésta se define como la carga hipotética constante en magnitud y dirección que si actuara radialmente sobre un rodamiento radial o axialmente y centrada sobre un rodamiento axial, tendría el mismo efecto sobre la vida del rodamiento que las cargas reales a las cuales está sometido dicho rodamiento.



Los rodamientos radiales con frecuencia están sometidos a cargas radiales y axiales simultáneamente. Cuando la magnitud y la dirección de la carga resultante son constantes, la carga dinámica equivalente P se puede calcular con la siguiente ecuación

general:

$$P = XF_r + YF_a \quad \text{y} \quad P_0 = X_0F_r + Y_0F_a$$

Donde:

P	=	carga dinámica equivalente del rodamiento, kN
F _r	=	carga radial real del rodamiento, kN
F _a	=	carga axial real del rodamiento, kN
X	=	factor de carga radial del rodamiento
Y	=	factor de carga axial del rodamiento

En nuestro caso las fuerzas a soportar por el rodamiento son:

$$F_r = 2.9557 \text{ KN}$$

$$F_a = 1 \text{ KN}$$

Los factores de carga de este rodamiento son:

$$e = 0.24$$

$$X = 0.65$$

$$Y = 4.1$$

$$X_0 = 1$$

$$Y_0 = 2.8$$

Con lo que:

$$P_0 = 1 \times 2.9557 + 2.8 \times 1 = 5.7557 \text{ KN (Carga estática equivalente)}$$

$$P = 0.65 \times 2.9557 + 4.1 \times 1 = 6.0212 \text{ KN}$$

Una vez calculado la carga dinámica equivalente podemos calcular la **vida nominal del rodamiento**:

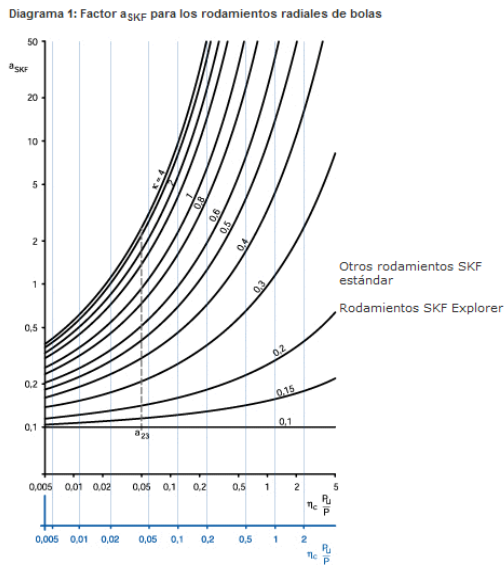
$$L_{10} = (43,6/5,7557)^3 = 434,675 \text{ millones de revoluciones}$$

O en horas si girase a las máximas rpm:

$$L_{10h} = [10^6 / (60 \times 5305,16)] 434,675 = 1365,57 \text{ horas de funcionamiento}$$

La vida nominal será:

- El lubricante utilizado, será un aceite mineral recomendado por SKF para este tipo de rodamientos. Su viscosidad a 40°C es de $\nu = 70 \text{ mm}^2/\text{s}$ y a 100°C $\nu = 7,3 \text{ mm}^2/\text{s}$.
- Los factores de ajuste a_{ISO} y a_1 están en las tablas:



Si $\kappa > 4$, tomar la curva para $\kappa = 4$
 Cuando el valor de $n_L(R_u/P)$ tiende a cero, a_{SKF} tiende a 0,1 para todos los valores de κ
 La línea de puntos marca la posición de la antigua escala $a_{23}(\kappa)$ donde $a_{SKF} = a_{23}$

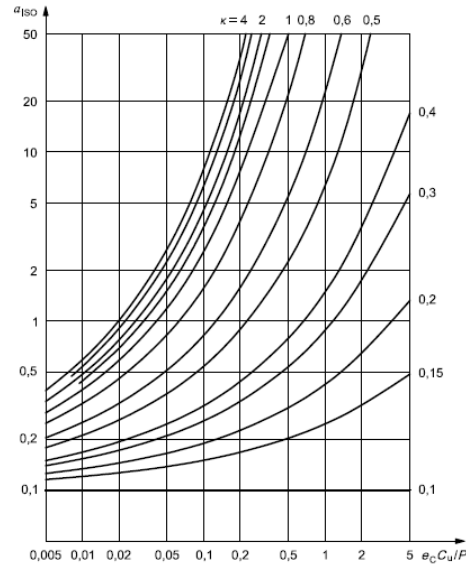


Figure 3 — Life modification factor, a_{ISO} , for radial ball bearings

Tabla 1: Valores del factor de ajuste de la vida útil a_1

Fiabilidad	Probabilidad de fallo	SKF vida nominal	Factor a_1
%	n	L_{nm}	
90	10	L_{10m}	1
95	5	L_{5m}	0,62
96	4	L_{4m}	0,53
97	3	L_{3m}	0,44
98	2	L_{2m}	0,33
99	1	L_{1m}	0,21

Así:

$$a_{ISO} = 2.44$$

Para una probabilidad del 90% se obtiene:

$$L_{10m} = 1 \times 2.44 \times 434,675 = 1060,607 \text{ millones de revoluciones}$$

$$L_{10mh} = 1 \times 2,44 \left[\frac{10^6}{(60 \times 5305,16)} \right] 434,675 = 3332,43 \text{ horas de funcionamiento a la máxima velocidad}$$

Si se ajusta a una probabilidad un poco mayor como el 95% resulta:

$$L_{10m} = 0,62 \times 2,44 \times 434,675 = 657,57 \text{ millones de revoluciones}$$

$$L_{10mh} = 0,62 \times 2,44 \left[\frac{10^6}{(60 \times 5305,16)} \right] 434,675 = 2066,10 \text{ horas de funcionamiento a la máxima velocidad}$$

3.2 CARGA MÍNIMA

Con el fin de lograr un funcionamiento satisfactorio, los rodamientos de bolas a rótula, como todos los rodamientos de bolas y rodillos, deben someterse siempre a una carga mínima determinada, particularmente si han de funcionar a altas velocidades o están sujetos a altas aceleraciones o cambios rápidos en la dirección de carga. Bajo tales condiciones las fuerzas de inercia de las bolas y la jaula, y el rozamiento en el lubricante, pueden perjudicar las condiciones de rodadura del rodamiento y pueden causar movimientos deslizantes dañinos entre las bolas y los caminos de rodadura.

La carga mínima requerida a aplicar a los rodamientos de bolas a rótula se puede calcular con la siguiente fórmula:

$$P_m = 0,01 C_0 = 0.01 \times 14 = 0,14 \text{ KN}$$

Se cumple que $P_m = 0,14 \text{ KN} < P_0 = 5.7557 \text{ KN}$

3.3 PAR DE ROZAMIENTO Y PÉRDIDA DE POTENCIA

Se ha utilizado el modelo SKF para el cálculo del momento de fricción, que permite un cálculo más preciso del momento de fricción generado en los rodamientos SKF según la fórmula.

$$M = M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag}$$

El nuevo modelo SKF se deriva de modelos por ordenador avanzado, desarrollado por SKF, y ha sido diseñado para ofrecer unos valores de referencia aproximados, según las siguientes condiciones de la aplicación:

- Lubricación con grasa o métodos normales de lubricación con aceite: baño de aceite, goteo de aceite e inyección de aceite;
- Para los rodamientos apareados se debe calcular el momento de fricción de cada rodamiento por separado y sumar los momentos. La carga radial se divide por igual entre los dos rodamientos, mientras que la carga axial se reparte según la disposición del rodamiento;
- Cargas iguales o mayores que la carga mínima recomendada;
- Cargas de magnitud y dirección constante;
- Juego de funcionamiento normal.

Los diferentes momentos de la ecuación son:

M = momento de fricción total, Nmm

M_{rr} = momento de fricción por rodadura, Nmm

M_{sl} = momento de fricción por deslizamiento, Nmm

M_{seal} = momento de fricción de la(s) obturación(es), Nmm

M_{drag} = momento de fricción de las pérdidas de energía, agitación, salpicadura, etc, Nmm

Se calcula el par de rozamiento y la pérdida de potencia a través del programa de cálculo que tiene en su página SKF

Par de rozamiento - pérdida de potencia

Se ha tenido el máximo cuidado para garantizar la exactitud de este cálculo, pero no se acepta ninguna responsabilidad por pérdidas o daños, ya sean directos, indirectos o consecuentes, que se produzcan como resultado del uso de dicho cálculo.

Véase la sección "Nuevo modelo SKF para el cálculo del momento de fricción"

Rodamiento

d [mm]

D [mm]

d_m [mm]

n [r/min]

v [mm²/s]

F_r [N]

F_a [N]

μ_{EHL}

Grasa

Método de lubricación por proyección de gotas de aceite

Baño de aceite

Inyector de chorro de aceite

H [mm]

K_{rs}

W_s [W/°C]

Par de rozamiento rodante

Φ_{ish} Φ_{rs} M_{rr} [Nmm]

Par de rozamiento deslizante

M_{sl} [Nmm]

Par de rozamiento de las obturaciones

M_{seal} [Nmm]

Par de rozamiento de las pérdidas de energía debidas a la agitación del aceite

M_{drag} [Nmm]

Par de rozamiento total

M [Nmm]

Pérdida de potencia

N_R [W]

Par de arranque

M_{start} [Nmm]

Incremento de temperatura

ΔT [°C]

3.4 INTERVALOS DE RELUBRICACIÓN

En el diagrama 4 se pueden hallar los intervalos de relubricación t_f para los rodamientos con aro interior rotativo, en ejes horizontales y bajo condiciones de funcionamiento y de limpieza normales, como una función de:

- el factor de velocidad A multiplicado por el factor para el rodamiento correspondiente b_f.

Donde:

- A = n d_m
- n = velocidad de giro, rpm
- d_m = diámetro medio del rodamiento
 = 0,5 (d + D), mm
- b_f = factor para el rodamiento que depende del tipo de rodamiento y de las condiciones de carga (tabla 2)

- la relación de carga C/P

El intervalo de relubricación t_f es un valor estimado, válido para una temperatura de funcionamiento de 70 °C, usando grasas con espesante lítico y aceite mineral de buena calidad. Cuando las condiciones de funcionamiento son distintas, se deben ajustar los intervalos de relubricación obtenidos en el diagrama 4 de acuerdo con la información proporcionada en "Ajustes de los intervalos de relubricación debido a las condiciones de funcionamiento y tipos de rodamientos".

Si el factor de velocidad A supera el valor del 70 % del límite recomendado de acuerdo con la tabla 2, o si las temperaturas ambientales son altas, se recomienda utilizar los cálculos mostrados en la sección "Velocidades y vibración" para verificar la temperatura de funcionamiento y el método de lubricación adecuado.

Si se usan grasas de alto rendimiento se puede conseguir un mayor intervalo de lubricación y una mayor duración de la grasa.

Tabla 2: Factores de los rodamientos y límites recomendados para el factor de velocidad A

Tipo de rodamiento ¹⁾	Factor del rodamiento b_2	Límites recomendados para el factor de velocidad A para la relación de carga		
		C/P ≥ 15	C/P = 8	C/P = 4
-	-	mm/min		
Rodamientos rígidos de bolas	1	500 000	400 000	300 000
Rodamientos de bolas con contacto angular	1	500 000	400 000	300 000
Rodamientos de bolas a rótula	1	500 000	400 000	300 000
Rodamientos de rodillos cilíndricos				
- rodamiento libre	1,5	450 000	300 000	150 000
- rodamiento fijo, sin cargas axiales externas o con cargas axiales ligeras pero alternantes	2	300 000	200 000	100 000
- rodamiento fijo, con carga axial ligera de sentido constante	4	200 000	120 000	60 000
- completamente lleno de rodillos, sin jaula ²⁾	4	NA ³⁾	NA ³⁾	20 000
Rodamientos de agujas	3	350 000	200 000	100 000
Rodamientos de rodillos cónicos	2	350 000	300 000	200 000
Rodamientos de rodillos a rótula				
series 222, 238, 239	2	350 000	200 000	100 000
series 213, 223, 230, 231, 232, 240, 248, 249	2	250 000	150 000	80 000
serie 241	2	150 000	80 000 ⁴⁾	50 000 ⁴⁾
series 238, 239	2	230 000	130 000	65 000
series 230, 231, 232, 240, 248, 249	2	170 000	100 000	50 000
serie 241	2	100 000	50 000 ⁴⁾	30 000 ⁴⁾
- cuando la proporción de la carga $F_a/F_r > e$ todas las series	6	150 000	50 000 ⁴⁾	30 000 ⁴⁾
Rodamientos CARB [®]				
- con jaula	2	350 000	200 000	100 000
- sin jaula ²⁾	4	NA ³⁾	NA ³⁾	20 000
Rodamientos axiales de bolas	2	200 000	150 000	100 000
Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos	10	100 000	60 000	30 000
Rodamientos axiales de agujas	10	100 000	60 000	30 000
Rodamientos axiales de rodillos a rótula				
- arandela del eje rotativa	4	200 000	120 000	60 000

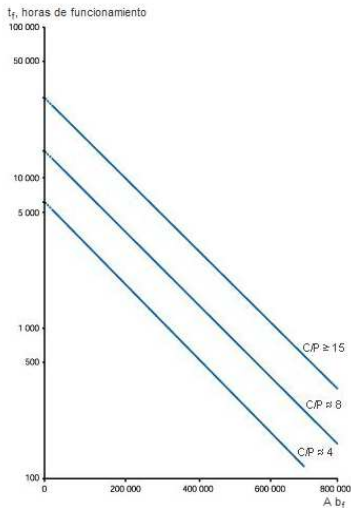
¹⁾ Los factores geométricos y los factores de velocidad prácticos recomendados "A" son aplicables para rodamientos con una geometría interna estándar y una ejecución de la jaula estándar. Para los diseños internos del rodamiento y ejecuciones especiales de la jaula, póngase en contacto con el servicio de ingeniería de aplicaciones de SKF

²⁾ El valor t_f obtenido en el diagrama 4 debe dividirse por un factor de 10

³⁾ No es aplicable, para estos valores de C/P se recomienda usar en su lugar un rodamiento con jaula

⁴⁾ Para mayores velocidades se recomienda una lubricación con aceite

Diagrama 4: Intervalos de lubricación a temperaturas de funcionamiento de 70 °C



Así el intervalo de lubricación será cada 2410 horas de funcionamiento.

3.5 FRECUENCIAS DEL RODAMIENTO

Frecuencias del rodamiento

Se ha tenido el máximo cuidado para garantizar la exactitud de este cálculo, pero no se acepta ninguna responsabilidad por pérdidas o daños, ya sean directos, indirectos o consecuentes, que se produzcan como resultado del uso de dicho cálculo.

Rodamiento 1310 EKTN9 + H 310

d [mm] 50

D [mm] 110

n_i [r/min] 0

n_e [r/min] 5305

Calcular

f_i [Hz] 0

f_e [Hz] 88,4

f_c [Hz] 52

f_r [Hz] 242

Frecuencias de daños potenciales

f_{ip} [Hz] 675

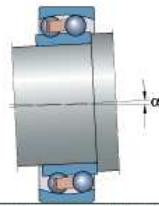
f_{ep} [Hz] 474

f_{rp} [Hz] 483

3.6 DESALINEAMIENTO

Los rodamientos de bolas a rótula están diseñados para soportar las desalineaciones angulares entre los aros del rodamiento sin que esto perjudique el rendimiento del mismo.

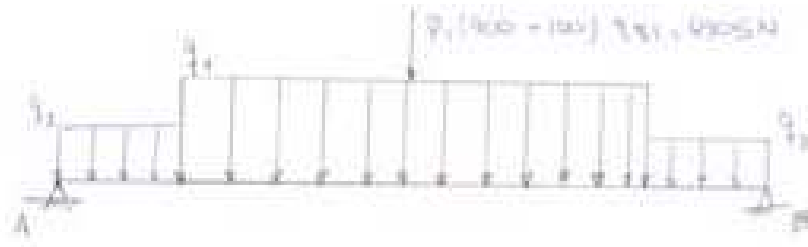
Desalineación angular permisible



Rodamientos/ series	Desalineación angular permisible
-	grados
108, 126, 127, 129, 135	3
12 (E)	2,5
13 (E)	3
22 (E)	2,5
22 E-2RS1	1,5
23 (E)	3
23 E-2RS1	1,5
112 E	2,5
130, 139	1,5

Así, el desalineamiento no podrá rebasar los $3^\circ = 0,0523$ radianes.

*Para este cálculo supondremos que todo el peso del conjunto de moto y piloto se apoya sobre el rodillo.



$$Q_1 = \text{Carga del peso del rodillo} = \frac{227,4316 \times 9,81}{0,45} = 4958 \text{ N/m}$$

$$Q_2 = \text{Carga del peso del apoyo} = \frac{11,7815 \times 9,81}{0,12} = 963,14 \text{ N/m}$$



2º Teorema de Mohr entre A y B

$$y(B) = y(A) + \vartheta(A)(X_B - X_A) + \frac{1}{EI_z} \int_A^B M_z(x)(X_B - X) dx$$

$$y(B) = 0$$

$$y(A) = 0$$

$$0 = \vartheta(A)(X_B - X_A) + \frac{1}{EI_z} \int_A^B M_z(x)(X_B - X) dx$$

Diagrama de momentos

$$R_A = R_B = 3683,62 \text{ N}$$

$$-0 \leq x < 0,12 \text{ m}$$

$$M(x) = R_A x - q_2 x \frac{x}{2}$$

$$-0,12 \leq x < 0,345 \text{ m}$$

$$M(x) = R_A x - q_2 0,12 \frac{0,12}{2} - q_1 (x - 0,12) \frac{(x - 0,12)}{2}$$



$$-0,345 \leq x < 0,57m$$

$$M(x) = R_A x - q_2 \cdot 0,12 \frac{0,12}{2} - q_1(x - 0,12) \frac{(x - 0,12)}{2} - P(x - \frac{0,69}{2})$$

$$-0,57 \leq x < 0,69m$$

$$M(x) = R_A x - q_2 \cdot 0,12 \frac{0,12}{2} - q_1(x - 0,12) \frac{(x - 0,12)}{2} - P(x - \frac{0,69}{2}) - q_2(x - 0,57) \frac{(x - 0,57)}{2}$$

MOMENTOS

$$M(x) = 3683,62x - 963,14 \cdot 0,12 \cdot \frac{0,12}{2} - 4958(0,57 - 0,12) \frac{(0,57 - 0,12)}{2} - 4905(x - 0,345) - 963,14 \frac{(x - 0,57)^2}{2}$$

$$M_z(x) = -481,57x^2 - 672,3902x + 413,2783$$



2º Teorema de Mohr entre A y B

$$0 = \vartheta(A)0,69 + \frac{1}{EI_z} \int_B^A M_z(x)(0,69 - X) dx$$

$$0 = \vartheta(A)0,69 = \frac{1}{EI_z} \int_0^{0,69} M_z(x)(0,69 - X) dx$$

$$0 = \vartheta(A)0,69 = \frac{1}{EI_z} \int_0^{0,69} [(-481,57x^2 - 672,3902x + 413,2783)(0,69 - x)] dx$$

$$-\vartheta_z(A)0,69 = \frac{1}{EI_z} \cdot 52,47$$

$$E \text{ (fundición gris)} = 130 \text{ GPa} = 130 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$$

$$I_z \text{ (círculo)} = \frac{\pi \cdot r^4}{4} = \frac{\pi \cdot 0,225^4}{4}$$

Sustituyendo los valores anteriores:

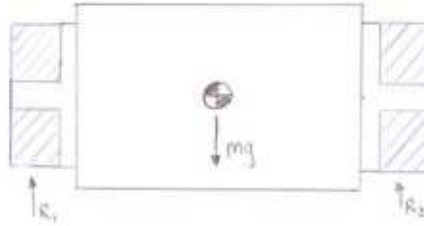
$$\vartheta_z(A) = -2,906 \cdot 10^{-7} \text{ radianes} \ll 0,0523 \text{ radianes}$$

Por lo tanto no hay peligro de desalineamiento.

4. CÁLCULO UNIÓN ATORNILLADA RODILLO

*Para este cálculo supondremos que todo el peso del conjunto de moto y piloto se apoya sobre el rodillo.

Equilibrio estático



$$R_1 + R_2 = mg = (400 + 100 + 227,4316) \cdot 9,81 = 7136,104N$$

$$R_1 = R_2 = \frac{mg}{2} = 3568,052N$$

La unión se realizará mediante cuatro tornillos en cada apoyo de calidad 6.8.

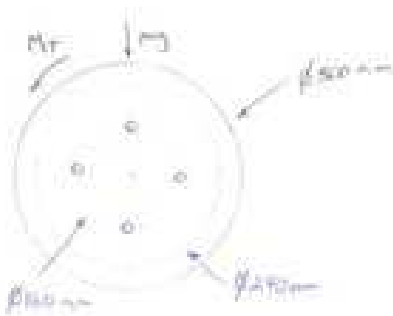
Par máximo

$$P = \tau \times \omega$$

$$\text{Potencia máxima} = 200Cv = 147000w$$

$$\omega_{\text{máx}} = 5305,16 \text{ rpm} = 555,55 \text{ rad/s}$$

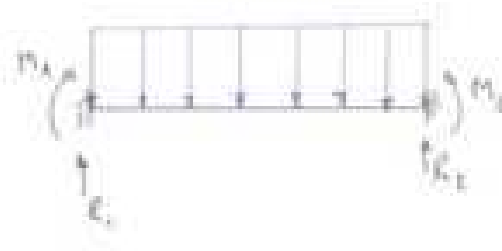
$$\tau_{\text{máx}} = \frac{147000}{555,55} = 264,6026Nm$$



Tensión en la zona de momento flector máximo

$$P = (400+100)9,81 = 4905 N$$

$$q = \frac{227,4316 \cdot 9,81}{0,45} = 4958N/m$$



$$M_1 = M_2 = \frac{P}{2} \cdot 0,225 + q \cdot 0,225 \cdot \frac{0,225}{2}$$

$$M_1 = M_2 = 677,3118 Nm$$

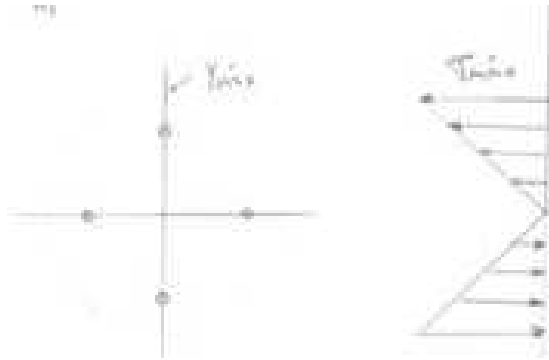
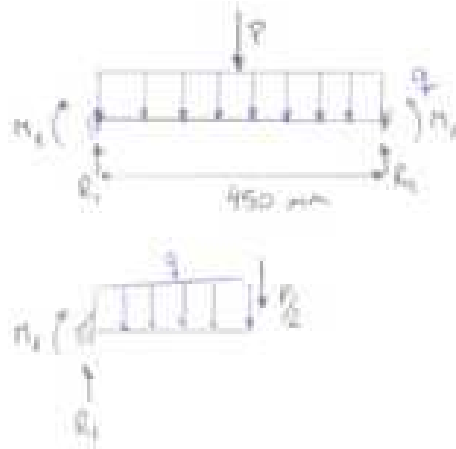
$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{M_1}{I_{\text{Zcircular}}} y_{\text{máx}}$$

$$I_{\text{Zcircular}} = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot r^4$$

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{677,3118}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot 0,015^4} \cdot 0,015^4 = 255520,05 N / m^2$$

$$\sigma_{\text{med}} = \frac{\sigma_{\text{máx}}}{2} = 127760,025 N / m^2$$

$$F_{\text{Tracción}} = 127760,025 \cdot \pi \cdot \left(\frac{0,30}{2}\right)^2 = 9030,824 N$$



Estimación de A_t mediante Faires, diámetro adecuado [1]

$$A_t = \frac{Fe}{0,4 \cdot Sy} \quad \text{si } d \geq 3/4'' \quad A_t = \left(\frac{6Fe}{\frac{1}{25,4} \cdot Sy} \right)^{2/3} \quad \text{si } d < 3/4''$$

$$Fe = \frac{F_{\text{Tracción}}}{n^{\circ} \text{ tornillos}} = \frac{9030,824}{4} = 2257,706 N$$

Características de los tornillos de calidad 6.8

S_p (Resistencia límite mínima a la tracción) = 225MPa

S_y (Límite elástico) = 480Mpa

Sub (Límite de rotura) = 600Mpa

Determinación del diámetro [1]

$$A_t = \left(\frac{6 \cdot 2257,706}{\frac{1}{25,4} \cdot 480} \right)^{2/3} = 85,095 \text{mm}^2 \rightarrow M16 (A_t = 156,7 \text{mm}^2)$$

M16 < 3/4” por lo tanto cumple la ecuación anterior

Paso (p) = 2mm

dr = 13,55mm

Fuerza de apriete [1]

-Criterio de Norton:

$S_i \geq 0,75 S_p$ (Cargas sobre pernos dinámicos)

$S_i = 0,90 S_p$ (Cargas sobre pernos estáticas)

-Criterio de Budynass y Nisbelt:

$S_i = 0,75 S_p$ (Conexiones utilizables)

$S_i = 0,90 S_p$ (Conexiones permanentes)

$$S_i = 0,90 \cdot S_p = 0,90 \cdot 225 = 202,5 \text{Mpa}$$

$$F_i = S_i \cdot A_t = 202,5 \cdot 156,7 = 31731,75 \text{N} \gg F_e$$

Verificación que no haya separación de partes [1]

$$F_i \geq N_{sep} \cdot F_e \cdot \left(\frac{K_c}{K_c + K_b} \right)$$

$$\text{Cte elástica perno: } K_b = \frac{A_t \cdot E_b}{L} = \frac{156,7 \cdot 210000}{80} = 411377,5 \text{N/mm}$$

E_b = módulo elasticidad = 210.000Mpa

L = longitud tornillo = 80 mm

$$\text{Cte elástica junta: } K_c = \frac{A_c \cdot E_c}{L}$$

$$A_c = \text{área de contacto} = \pi \cdot \left(\frac{240}{4} \right)^2 - 4 \cdot \pi \cdot \left(\frac{16}{4} \right)^2 = 44.434,68 \text{mm}^2$$

E_c = 100GPa

$$K_c = \frac{44.434,68 \cdot 100.000}{80} = 55.543.350 \text{N/mm}$$

$$K_{cm} = d \cdot E_c \cdot a \cdot e^{b \cdot (d/L_m)}$$

Para la fundición gris:

a = 0,7967

b = 0,6287

$$K_{cm} = 16 \cdot 100.000 \cdot 0,7967 \cdot e^{0,6287 \cdot (16/80)} = 1.445.516,28 \text{N/mm}$$

Se elige el valor mayor entre K_c y K_{cm}

$$N_{sep} = \frac{F_i}{F_e} \cdot \left(\frac{K_c + K_b}{K_{cm}} \right) = \frac{31.731,75}{2.257,706} \cdot \left(\frac{1.445.516,28 + 411.377,5}{1.445.516,28} \right) = 17,9119$$

$$N_{sep} = 17,9119 \geq 3$$

$$F_i = 31.731,75N \geq 17,9119 \cdot 2.257,706 \cdot \left(\frac{1.445.516,28}{1.445.516,28 + 411.377,5} \right) = 31.480,74N$$

$$F_i = 31.731,75N \geq 31.480,74N$$

Por lo tanto se cumplirá que no haya separación de las partes.

Factor de seguridad en los pernos [1]

-Las cargas son estáticas en el punto de aplicación

-Resistencia del tornillo:

$$\text{Factor por separación de partes} \rightarrow N_F = (S_p \cdot A_t - F_i) \cdot \frac{(K_c + K_b)}{K_b \cdot F_e}$$

$$N_F = (225 \cdot 156,7 - 31.731,75) \cdot \frac{(1.445.516,28 + 411.377,5)}{411.377,5 \cdot 2.275,706}$$

$$N_F = 7$$

$$\text{Factor por resistencia} \rightarrow N_s = \frac{S_{ys}}{S_s} = \frac{0,577 \cdot S_y}{\frac{V}{\frac{\pi}{4} \cdot d_r^2}}$$

V = fuerza cortante
 d_r = diámetro menor

$$N_s = \frac{0,577 \cdot 240}{\frac{3.568,052}{\frac{\pi}{4} \cdot 13,55^2}} = 5,596$$

$$\text{Factor de seguridad} \rightarrow N = \left[\frac{1}{N_F^2} + \frac{1}{N_s^2} \right]^{-1/2}$$

$N = \left[\frac{1}{7^2} + \frac{1}{5,596^2} \right]^{-1/2} = 4,371 > 3$ El factor de seguridad es mayor al admisible, el diseño es seguro. Como los factores de seguridad son mucho mayores que los permisibles se podría reducir el diámetro de los tornillos.

Resistencia a cortante [1]

$$F_{V,Rd} = n \cdot 0,5 \cdot f_{ub} \cdot \frac{Ac}{\gamma_{M2}}$$

$$\gamma_{M2} = 1,75$$

$$F_{V,Rd} = 1 \cdot 0,5 \cdot 600 \cdot \frac{156,7}{1,75} = 26862,85N \gg 892,013N$$

Fallo por aplastamiento [1]

$$F_{b,Rd} = \frac{1,5 \cdot f_u \cdot d \cdot t}{\gamma_{M2}}$$

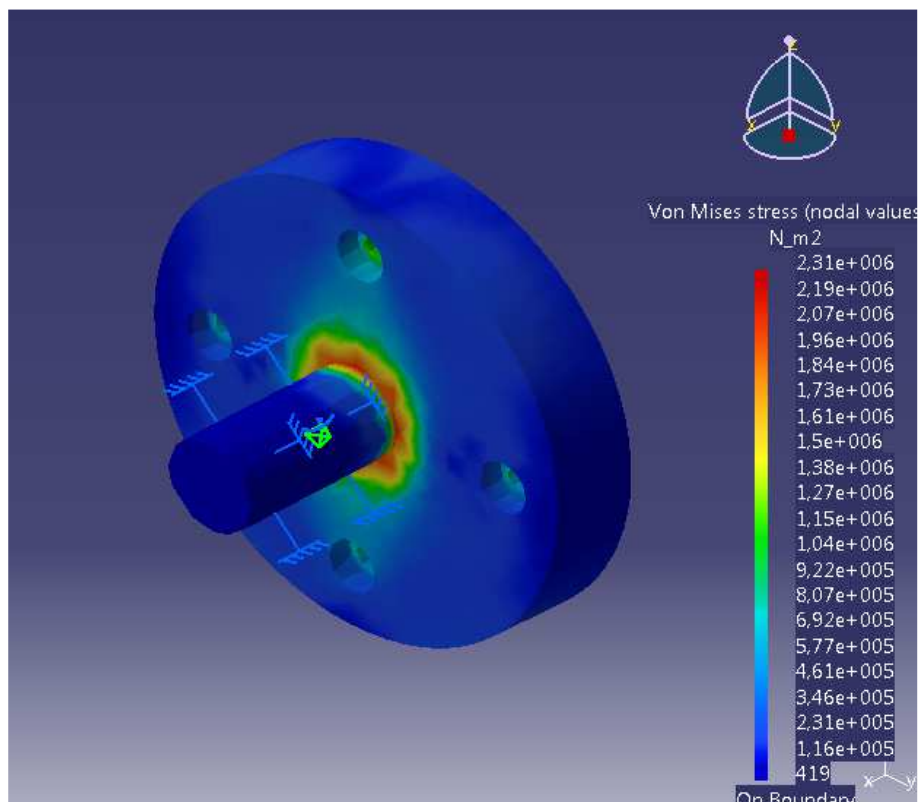
$$f_u \text{ para S235JR} = 360 \text{ N/mm}^2$$

$$d = 16\text{mm}$$

$$t = 40\text{mm}$$

$$F_{b,Rd} = \frac{1,5 \cdot 360 \cdot 16 \cdot 40}{1,75} = 197.485,71N$$

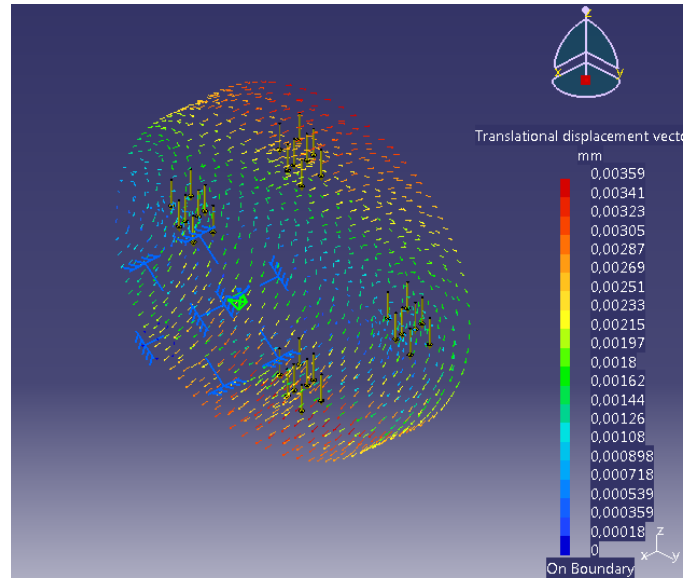
- Tensión Von Misses:



Min: 419,203 N_m2

Max: 2,30519e+006 N_m2

- Desplazamientos:



El desplazamiento máximo obtenido es de 0,00359085mm.

5. SISTEMA ATRAPARRUEDA

La fuerza máxima aplicada dependerá del momento ejercido sobre el rodillo por la rueda trasera. Así, tomando los requisitos del rodillo:

$$\omega_{\max} = 5305.152 \text{ rpm} = 555.5542 \text{ rad/s}$$

$$\text{Tiempo en alcanzar las velocidad máxima} = t = 5.372 \text{ s}$$

Así, la aceleración angular máxima será de:

$$\alpha = \frac{\omega}{t} = 103.415 \text{ rad/s}^2$$

Por lo tanto el momento máximo será el producto del momento de inercia del rodillo ($I=2.555 \text{ kgm}^2$) y la aceleración angular.

$$M = 264.226 \text{ Nm}$$

Este momento creará sobre el soporte una fuerza con 2 componentes.

Las distancias desde el punto de aplicación del momento hasta el de la fuerza son de 1984.631mm en dirección del eje x y 347.7mm en la del eje z.

$$F_x = 264.226 \text{ Nm} / 0.3477\text{m} = 759.92 \text{ N}$$

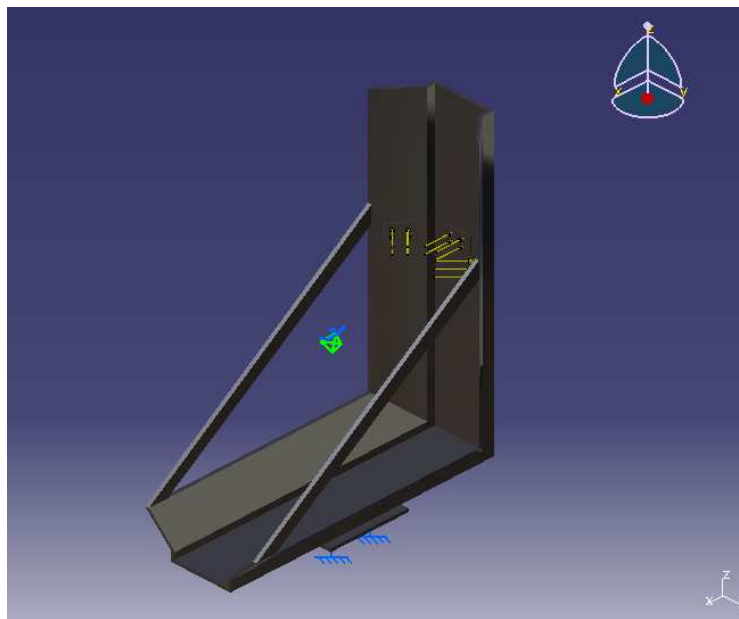
$$F_z = 264.226 \text{ Nm} / 1.9846\text{m} = 133.1362 \text{ N}$$

A estas dos fuerzas se les aplicará un coeficiente de seguridad de 1,5. Y las fuerzas con las que se harán las simulaciones serán de:

$$F_x = 1139.88 \text{ N}$$

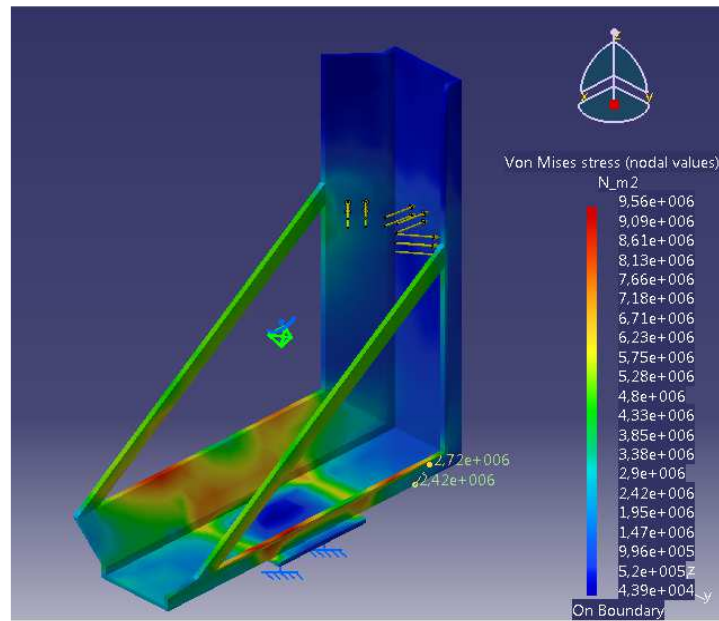
$$F_z = 199.70 \text{ N}$$

Esta fuerza se debe repartir de igual manera entre las 3 paredes de forma que la resultante sea una fuerza de componentes $F_x = 1139.88 \text{ N}$ y $F_z = 199.70 \text{ N}$.



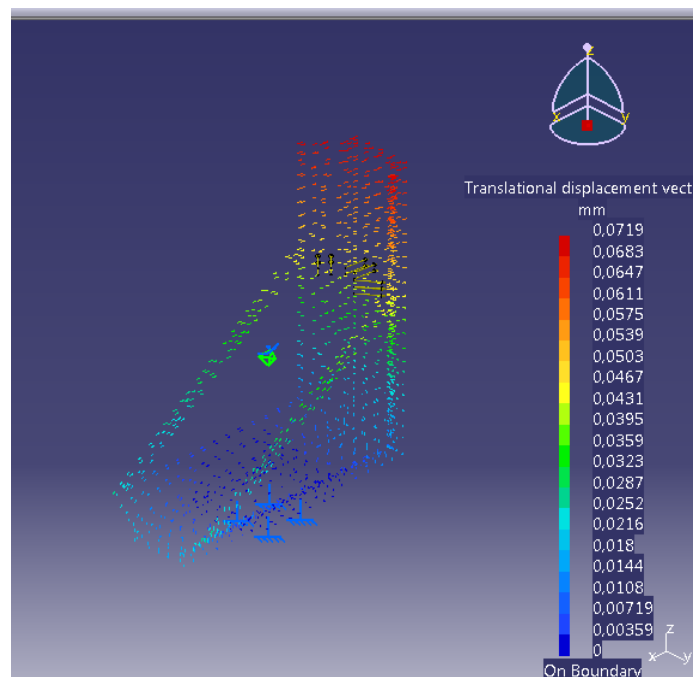
-Punto de contacto correspondiente a una rueda delantera 120/70-14”.

- Tensión Von Misses:



Valores extremos de Von Misses: Min: 43861,59 N/m²
 Max: 9,56156e+006 N/m²

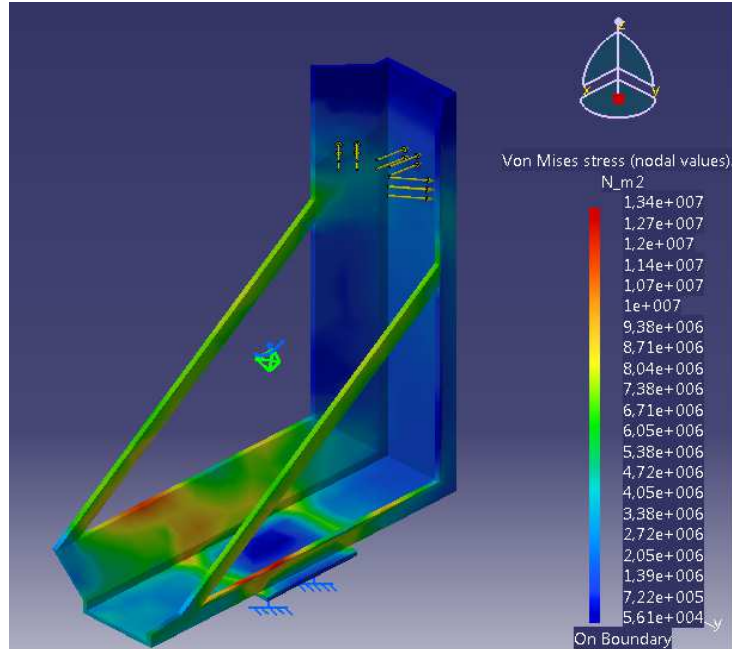
- Desplazamientos:



El desplazamiento máximo obtenido es de 0,0718573mm.

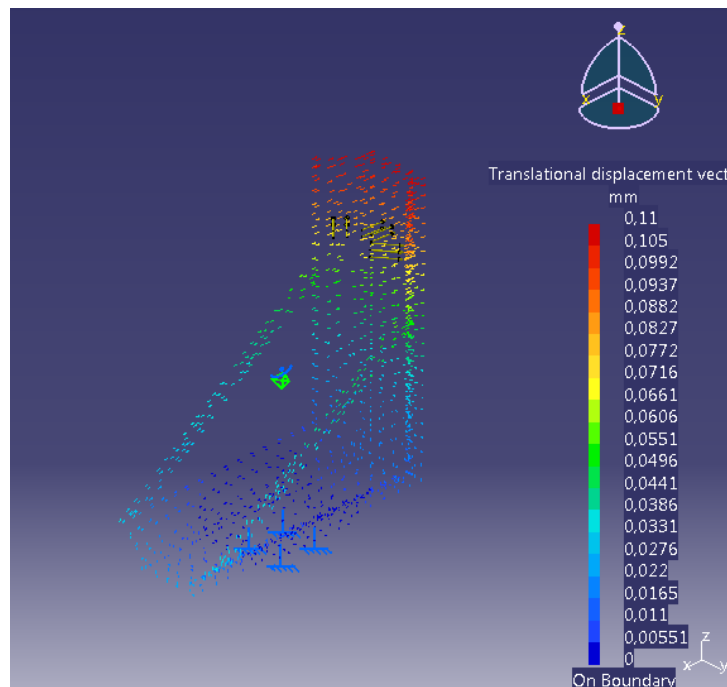
-Punto de contacto correspondiente a una rueda delantera 90/90-21”.

- Tensión Von Misses:



Valores extremos de Von Misses: Min: 56120,5 N/m²
Max: 1,33705e+007 N/m²

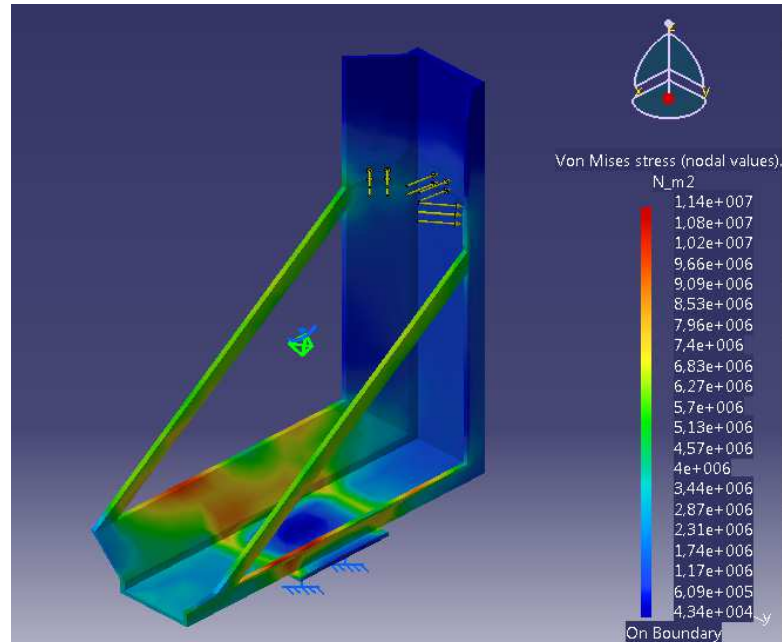
- Desplazamientos:



El desplazamiento máximo obtenido es de 0,110227mm.

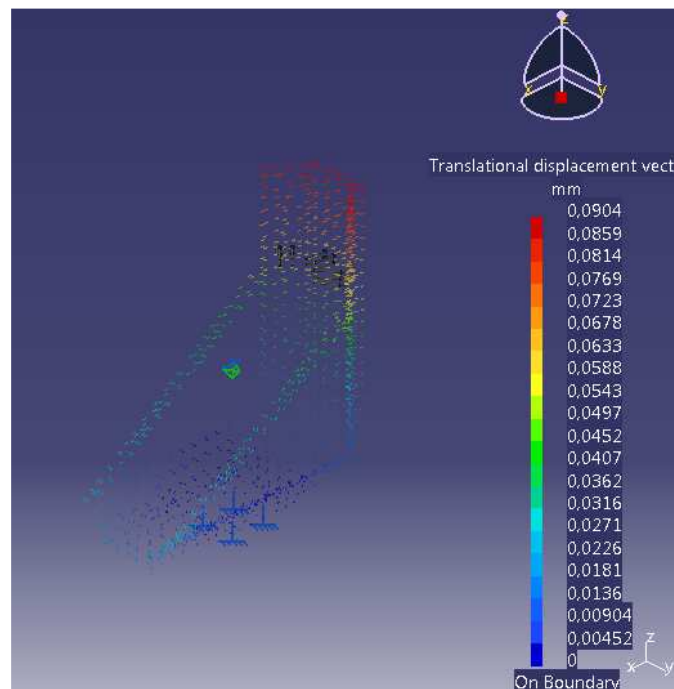
-Punto de contacto intermedio entre ambos.

- Tensión Von Mises:



Valores extremos de Von Mises: Min: 43366,9N/m²
 Max: 1,13579e+007 N/m²

- Desplazamientos:



El desplazamiento máximo obtenido es de 0,0904203mm.

Conclusiones

Resumen de los valores de tensión de Von Mises y desplazamientos obtenidos en las dos diferentes bancadas para la carga máxima dada:

	Opción 1	Opción 2	Fusión
Von Mises Punto 120/70-14”	Max: 13,02 MPa	Max: 28,90 MPa	Max: 9,56 MPa
Von Mises Punto Medio	Max: 14,42 MPa	Max: 34,43 MPa	Max: 11,35 MPa
Von Mises Punto 90/90-21”	Max: 17,62 MPa	Max: 38,12 MPa	Max: 13,37 MPa
Desplazamiento 120/70-14”	0,0571924mm	0,425885mm	0,0718573mm
Desplazamiento Medio	0,0661991mm	0,513445mm	0,0904203mm
Desplazamiento 90/90-21”	0,0757071mm	0,5855mm	0,110227mm

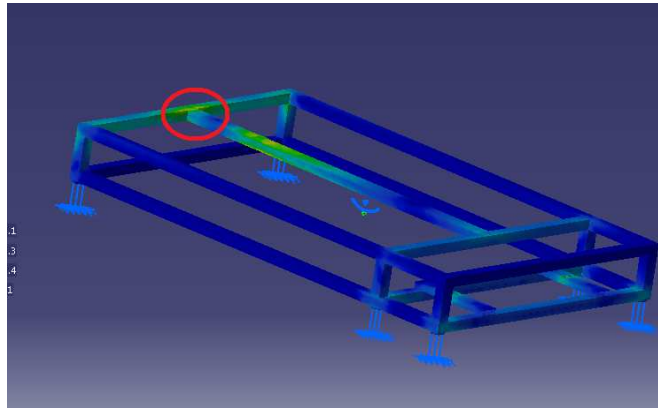
6. SOLDADURAS

Los perfiles de acero serán de una clase S235 por lo que sus características mecánicas son:

$$f_u = 360\text{N/mm}^2$$

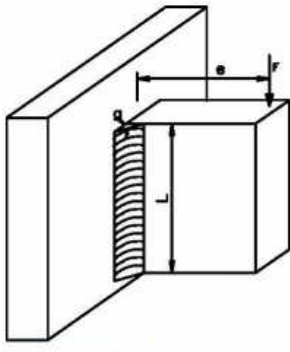
$$f_y = 275\text{N/mm}^2$$

Las uniones que presentan más riesgo son las que unen el perfil central longitudinal con los perfiles transversales superiores.



- Tipos de soldaduras a emplear:
 - Soldadura a tope de penetración parcial.
 - Soldaduras en ángulo de 90°.

En el caso más desfavorable, que es el que muestra la figura, se utilizarán cordones frontales longitudinales.



Para este tipo de cordones se utiliza la siguiente fórmula:

$$\frac{P}{a \cdot h} \sqrt{0,75 + 18 \cdot \frac{e^2}{h^2}} \leq \frac{0,8 \cdot f_u}{\beta_w} \quad [1]$$

Siendo:

P = carga aplicada = 2452,5N

a = cordón de soldadura

h = altura del perfil = 50mm

e = distancia entre la carga y el cordón = 1574,631mm

β_w = coeficiente, para el acero S235 = 0,80

*La carga se debe dividir en cuatro porque son cuatro cordones los que absorberán esa carga. P = 613,125N.

Sustituyendo:

$$\frac{613,125}{a \cdot 50} \sqrt{0,75 + 18 \cdot \frac{1574,631^2}{50^2}} \leq \frac{0,8 \cdot 360}{0,80}$$

El cordón de soldadura deberá tener una **garganta de 4,55mm**.

Espesor de garganta de la unión de los perfiles que hacen de apoyo

Para este caso supondremos que se les ejerce una fuerza del mismo valor que ejerce la motocicleta sobre el sistema atraparrueda.

$$N=1139,88N$$

$$\sigma_1 = \tau_n = 0 \quad ; \quad \tau_a = \frac{N}{2 \cdot a \cdot L}$$

$$\tau_a \cdot \sqrt{3} \leq \frac{f_u}{\beta_w \cdot 1,25}$$

Uniendo las dos ecuaciones anteriores

$$\frac{N}{2 \cdot a \cdot L} \leq \frac{0,46 \cdot f_u}{\beta_w \cdot 1,25}$$

$$L = \text{longitud cordones} = 4 \times 50 = 200\text{mm}$$

$$f_u = 360\text{N/mm}^2$$

$$\beta_w = 0,80$$

Sustituyendo los valores anteriores resulta una garganta del cordón de soldadura $a \geq 0,01721\text{mm}$. Como el espesor a es menor de 3mm, que es el espesor mínimo autorizado se aplicará un **cordón de 3mm de garganta**.

7. SISTEMA DE ARRANQUE

MOTOR:

Se establece una velocidad máxima para el arranque de la motocicleta de 40km/h, que también será la velocidad lineal del rodillo.

Esta velocidad lineal de 40km/h se traduce en 707,28rpm del rodillo por lo que para una relación de transmisión de 2,11 se necesitará que las rpm del motor sean 1500. Y es importante que el motor tenga un alto par.

El motor seleccionado es el **ML 90S-4**:

SERIE
ML
 ALUMINIO
 MONOFASICOS A 220 V.T.S

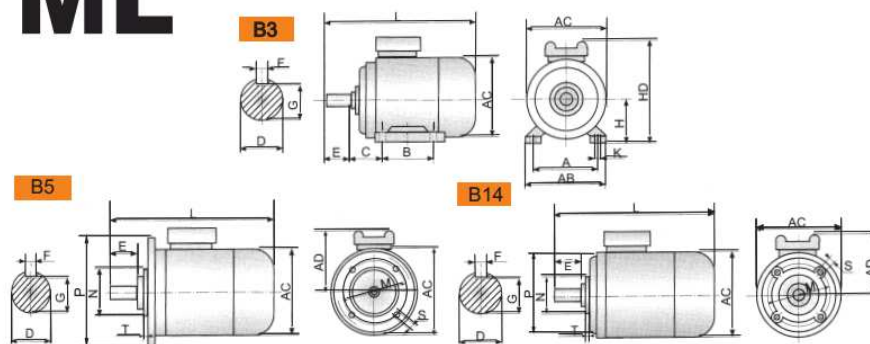
SERIE **MONOFÁSICA DE ALTO PAR DE ARRANQUE**
 ROTOR EN JAULA DE ARDILLA, CERRADOS, VENTILACIÓN EXTERIOR
 CARCASAS Y BRIDAS EN ALUMINIO EXTRA DURO
 S1 (SERVICIO CONTINUO), PROTECCIÓN IP55
 AISLAMIENTO CLASE F, 2, 4, POLOS
 PATAS RECAMBIALES Y VARIABLES PARA CAMBIO DE POSICIÓN
 DE LA CAJA DE BORNES DESDE EL TAMAÑO 71 HASTA EL112
 CAJA DE BORNES POSICIÓN SUPERIOR, ORIENTABLE DE 90 EN 90 GRADOS
 CONDICIONES DE SERVICIO, TEMPERATURA AMBIENTE DE -15 A 40°
 ALTITUD MÁXIMA 1.000 M SOBRE EL NIVEL DEL MAR

MOTORES MONOFÁSICOS BLACK THUNDER DE 4 POLOS (1.500 R.P.M.) 220 V.T.S											
REF	KW	HP	AMP 220 V	RPM	F P COS φ	REND (%)	PPC (NM)	PA	PMA	IA IPC	PESO KG
ML561-4	0,06	0,08	0,57	1.330	0,90	53	0,65	2,2	1,7	4,5	3,6
ML561-2	0,09	0,12	0,81	1.340	0,90	56	0,67	2,2	1,7	4,5	3,7
ML631-4	,12	0,16	1,01	1.350	0,90	60	0,70	2,2	1,7	4,5	4,10
ML632-4	0,18	0,25	1,47	1.360	0,90	62	0,70	2,2	1,7	4,5	4,10
ML711-4	0,25	0,33	1,90	1.360	0,95	63	0,95	2,2	1,7	6,5	6,10
ML712-4	0,37	0,50	2,64	1.360	0,95	67	1,18	2,2	1,7	6,5	6,20
ML801-4	0,55	0,75	3,76	1.380	0,95	70	1,66	2,2	1,7	6,5	9,20
ML802-4	0,75	1,00	4,98	1.380	0,95	72	2,44	2,2	1,7	6,5	9,90
ML90S-4	1,10	1,50	7,11	1.400	0,95	74	3,56	2,2	1,7	6,5	13,2
ML90L-4	1,50	2,00	9,44	1.400	0,95	76	4,76	2,2	1,7	6,5	16,2
ML100L1-4	2,20	3,00	13,7	1.410	0,95	77	7,20	2,2	1,7	7,0	23,2
ML100L2-4	3,00	4,00	18,4	1.420	0,95	78	8,80	2,0	1,7	7,0	27,0
ML112M-4	3,70	5,00	22,4	1.420	0,95	79	10,30	2,0	1,7	7,0	29,8

AMP = INTENSIDAD EN AMPERIOS A PLENA CARGA -- RPM = Nº DE REVOLUCIONES POR MINUTO -- FP = FACTOR DE POTENCIA
 REND = RENDIMIENTO -- PPC = PAR PLENA CARGA -- IA = INTENSIDAD DE ARRANQUE -- IPC = INTENSIDAD PLENA CARGA

CABELLO DE ALBA Y ADALID S.A., SE RESERVA EL DERECHO DE MODIFICACION DE CUALQUIER CARACTERISTICA SIN PREVIO AVISO

SERIE **ML** COTAS Y MEDIDAS DE LOS MOTORES **MONOFÁSICOS BLACK THUNDER** DE LA SERIE ML DE ALUMINIO DESDE EL TAMAÑO 56 HASTA EL112



MEDIDAS EXPRESADAS EN MILIMETROS

TAMAÑO DE MOTOR	FORMA CONSTRUCTIVA B3,B5,B14										FORMA B5					FORMA B14					MEDIDAS GENERALES				
	A	B	C	D	E	F	G	H	K	M	N	P	S	T	M	N	P	S	T	AB	AC	AD	HD	L	
71	112	90	45	14	30	5	11	71	7	130	110	160	10	3,5	85	70	105	M6	2,5	135	140	107	178	246	
80	125	100	50	19	40	6	15,5	80	10	165	130	200	12	3,5	100	80	120	M6	3	155	160	141	221	299	
90S	140	100	56	24	50	8	20	90	10	165	130	200	12	3,5	115	95	140	M8	3	175	175	160	250	328	
90L	140	125	56	24	50	8	20	90	10	165	130	200	12	3,5	115	95	140	M8	3	175	175	160	250	358	
100L	160	140	63	28	60	8	24	100	12	215	180	250	15	4	130	110	160	M8	3,5	200	195	160	260	412	
112M	190	140	70	28	60	8	24	112	12	215	180	250	15	4	130	110	160	M8	3,5	226	220	166	278	421	

TRANSMISIÓN:

Calcularemos una transmisión para nuestros datos:

- Motor eléctrico de 1,5 Cv.
- Correas dentadas.
- Distancia entre ejes de 230mm.
- Velocidad de polea motriz 1500rpm.
- Velocidad de la polea accionada 707,28rpm.
- Diámetro de la polea accionada superior a 220mm.

Introducimos los datos en OPTIBELT CAP 6.0 para calcular la transmisión:

The screenshot shows the 'CAP-profesional' tab in the software. Key input fields include:

- Potencia / Par de giro: 1,5 hp
- Máquina motriz: Motor eléctrico 50 Hz
- Velocidad de giro n1: 1500 1/min
- Diámetro de polea d1: [empty] mm
- Nº de dientes z1: [empty]
- Diámetro de los ejes 1: [empty] mm
- Máquina accionada: [empty]
- Velocidad de giro n2: 707,28 1/min
- Diámetro de polea d2: > 220 mm
- Nº de dientes z2: > [empty]
- Diámetro de los ejes 2: [empty] mm
- Distancia entre centros: 230 mm
- Factor de carga: 1,7
- Producto: Omega
- Desarrollo estándar: si

El programa nos da dos soluciones:

N..	Perfil	Lw [mm]	b [mm]	a [mm]	z1	d1 [mm]	z2	d2 [mm]	n2 [1/min]	v [m/s]	i	c2	precio [€]
1	OMEGA 5M	1035	15.00	232	72	115	150	239	720	9.00	2.08	2.57	---
2	OMEGA 14M	1190	40.00	255	30	134	64	285	703	10.50	2.13	12.30	---

Se opta por la primera opción ya que cualquiera de las dos es correcta.

CAP-Standard CAP-profesional resultado Cálculo de longitudud

4 Visión global Detalles Lista de resultados

La transmisión se debe equipar con

Optibelt OMEGA Correas dentadas 1035 5M 15		
Optibelt-ZRS Polea dentada TB 72-5M-15		
Casquillo cónico Optibelt TB 1610 (Diámetro de perforación 14-42 mm)		
Optibelt-ZRS Polea dentada TB 150-5M-15		
Casquillo cónico Optibelt TB 2012 (Diámetro de perforación 14-50 mm)		
Precio total:		

Máquina motriz: Motor eléctrico 50 Hz Máquina accionada:

Velocidad de giro n1: 1.500 1/min Velocidad de giro n2: 720 1/min

Potencia: 1 kW Distancia entre centros: 231,69 mm

Recomendaciones de pretensado:

	Primer montaje	Tensión de servicio
Fuerza estática en el ramal:	68 N	
Medición de la fecha de pretensado. Fuerza de ensayo - medición de carga:	6 N	
Profundidad de presión:	4,46 mm	
Optibelt -TT 3 / TT aparato de medición de frecuencia mínimo:	80,83 1/s	

Datos de la solución:

CAP-Standard CAP-profesional resultado Cálculo de longitudud

4 Visión global Detalles Lista de resultados

Información general

División	t:	5 mm	Posibilidad de cambio mínimo para sup y:	4,10 mm
ancho	b:	15 mm	Posibilidad mínima de cambio para ten: x:	0,93 mm
Nº de dientes	zr:	207	Fuerza tangencial real	Sn3:
Distancia real entre centros	a:	231,69 mm	Fuerza estática sobre eje	Fa:
Cálculo de longitud efectiva	Lwth:	1.031,85 mm	Fuerza estática en el ramal	T:
Longitud efectiva estándar	Lw:	1.035 mm	Desarrollo del ramal	t:
Traducción real	i:	2,08		
Factor de carga real	c2:	2,57		
Velocidad	v:	9,00 m/s		
Rendimiento de cálculo	PB:	1,90 kW		
Rendimiento nominativo de corn	PÜ:	2,88 kW		

Datos de poleas:

Polea 1 (fuerza motriz)		Polea 2 (accionada)	
Máquina de transmisión	Motor eléctrico 50 Hz	Máquina de trabajo	
Nº de dientes	z: 72	Nº de dientes	z: 150
Diámetro de desarrollo	dw: 114,59 mm	Diámetro de desarrollo	dw: 238,73 mm
Ancho	b: 20,50 mm	Ancho	b: 20,50 mm
Nº de giros	n: 1.500 1/min	Nº de giros	n: 720 1/min
Nº de giros	ze: 29	Nº de giros	ze: 88
Momento de giro	M1: 7 Nm	Momento de giro	M2: 15 Nm
Ejecución estándar	8F	Ejecución estándar	7A
Nº de poleas	---	Nº de poleas	---
Material de trabajo	GG	Material de trabajo	GG

Datos finales:

Optibelt- Calculo de transmisión			
		Paseo de Transmisión	
		Remitente	
Teléfono : Telefax : e-mail : internet :	Teléfono : Telefax : e-mail : internet :		
Calculo de transmisión			
Accionamiento con dos poleas dentadas			
Núm. de calculo : C000000005	datos : 10.08.2012	Nº de serie :	
Proyecto : 0001	Nº de plano : 0001	Transmisión : 0001	

Apreciados señores:

Según conversación telefónica, hemos realizado los cálculos partiendo de los datos técnicos que Uds. nos han facilitado.

La transmisión está dimensionada con:

- Optibelt OMEGA Correas dentadas 1035-5M-15
- Optibelt-ZRS Polea dentada TB 72-5M-15
- Casquillo cónico Optibelt TB 1610 (Diámetro de perforación 14-42 mm)
- Optibelt-ZRS Polea dentada TB 150-5M-15
- Casquillo cónico Optibelt TB 2012 (Diámetro de perforación 14-50 mm)

En caso de tener alguna duda sobre nuestras recomendaciones rogamos contacto con nosotros en el nº de teléfono indicado.

Atentamente

Con relación a la responsabilidad sobre el cálculo, nos remitimos a nuestras condiciones generales de venta.

-1-

Revisor: 8/08/21/08/2012

Fecha: 08/2012

Cliente:

Remitente:



Calculo de transmisión

Accionamiento con dos poleas dentadas

Núm. de calculo : C000000005 datos : 10.08.2012 Nº de serie :
 Proyecto : 0001 Nº de plano : 0001 Transmisión : 0001

La transmisión está dimensionada con:

- Optibelt OMEGA Correas dentadas 1035 5M 15
- Optibelt ZRS Polea dentada TB 72-5M-15
- Casquillo cónico Optibelt TB 1610 (Diámetro de perforación 14.42 mm)
- Optibelt ZRS Polea dentada TB 150-5M-15
- Casquillo cónico Optibelt TB 2012 (Diámetro de perforación 14.50 mm)

Polea motriz	:	Motor eléctrico 50 Hz	
Polea conducida	:		
Datos de la correa dentada			Observaciones
Paso	t :	5.000 mm	
Ancho	b :	15.00 mm	
Desarrollo primitivo calculado	L _{wh} :	1031.85 mm	
Desarrollo primitivo estándar	L _w :	1035.00 mm	— mm
Número de dientes	z _r :	207	
Velocidad	v :	9.00 m/s	
Datos de las poleas dentadas		Polea 1 (fuerza motriz)	Polea 2 (accionada)
Número de dientes	z :	72	150
Diámetro de desarrollo	d _w :	114.59 mm	238.73 mm
Anchura de la polea dentada	b _f :	20.50 mm	20.50 mm
Nº de giros	n :	1500.0 1/min	720.0 1/min
Número de dientes engranados	z ₀ :	29	88
Momento de giro	M :	7 Nm	15 Nm
Ejecución estándar	:	BF	7A
Nº de poleas	:	—	—
Material de trabajo	:	GG	GG
alineación de los ejes	:	vertical	
Datos de la transmisión realizados			Observaciones
Potencia calculada	P _B :	1.90 kW	
Potencia de máquina motriz	P :	1.12 kW	
Potencia nominal corregida	P ₀ :	2.88 KW	
Factor de carga real	a ₂ :	2.67	
Relación de transmisión efectiva	i :	2.08	-1.8 %
Entreeje real	a :	231.69 mm	1.69 mm
Recomido libre para montaje	y ± z :	4.10 mm	
Recomido para tensado/montaje	x ± z :	0.90 mm	
Fuerza tangencial efectiva	S _{n3} :	124 N	
Fuerza estática sobre eje	S _a :	137 N	
Tensión estática en el ramal	T :	82 N	
Longitud del ramal	L :	223.22 mm	
Recomendaciones de pretensado			
Flacha en el ramal	E _a :	4.46 mm	Fuerza de ensayo: 6.21 N
Optibelt TT3 - medición de frecuencia	f :	88.54 1/s	

Con relación a la responsabilidad sobre el cálculo, nos remitimos a nuestras condiciones generales de venta.

-5-

Revisión: 10/08/21 del 2012

Fecha: 08/2012



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

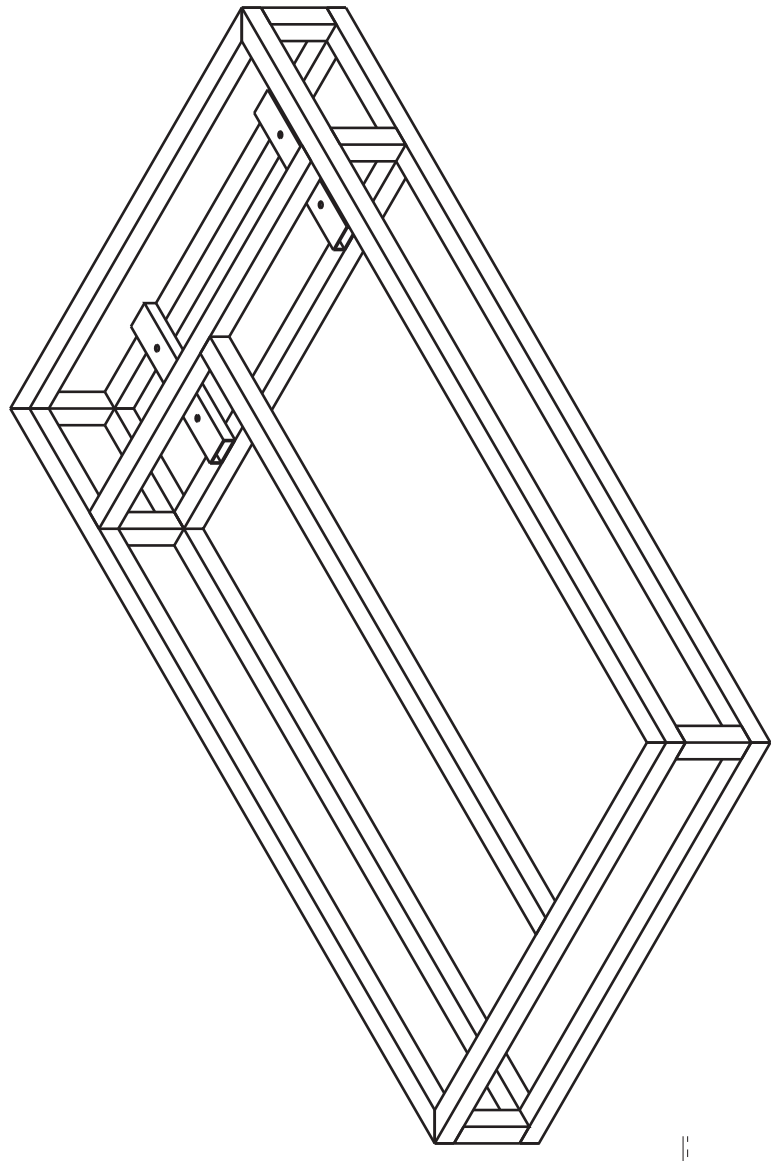
DISEÑO MECÁNICO DE UN BANCO DE PRUEBAS
INERCIAL PARA MOTOCICLETAS

PLANOS

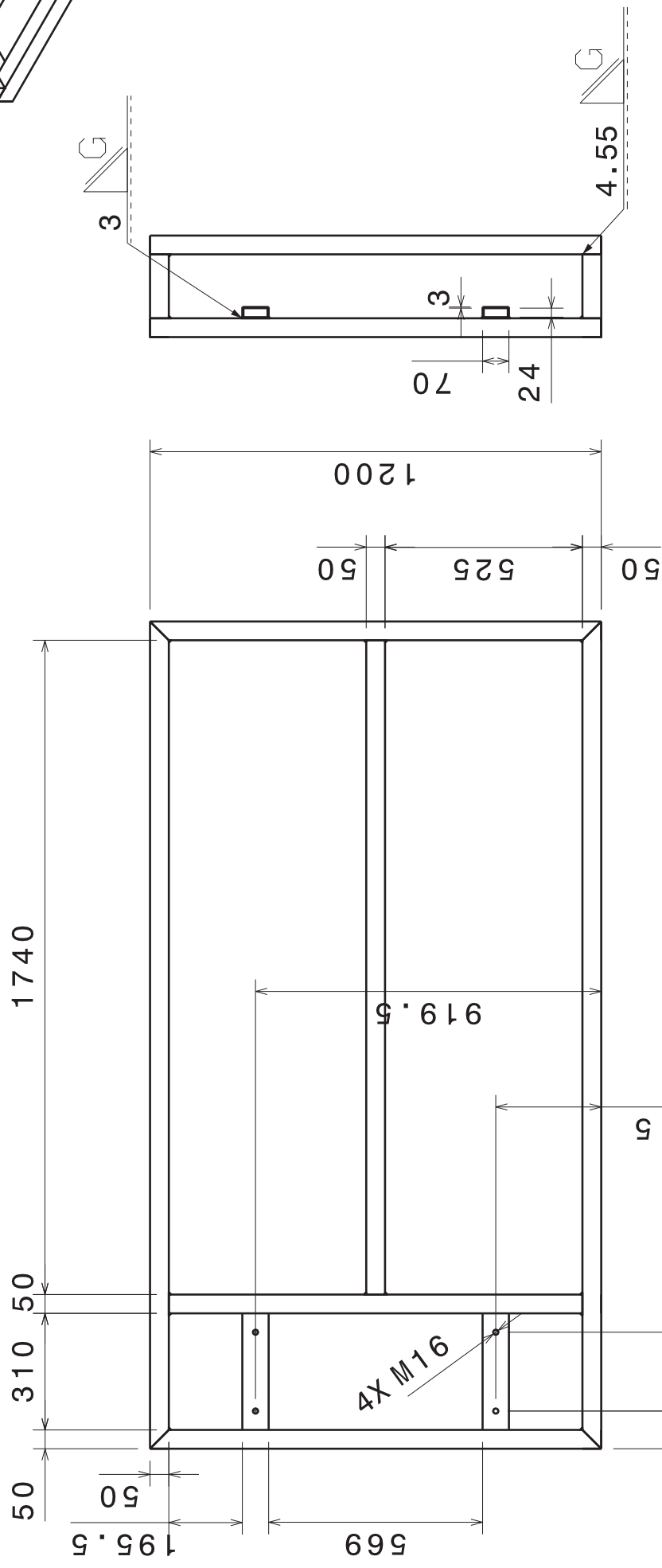
Rodrigo Solana Gallego

Cesar Díaz de Cerio

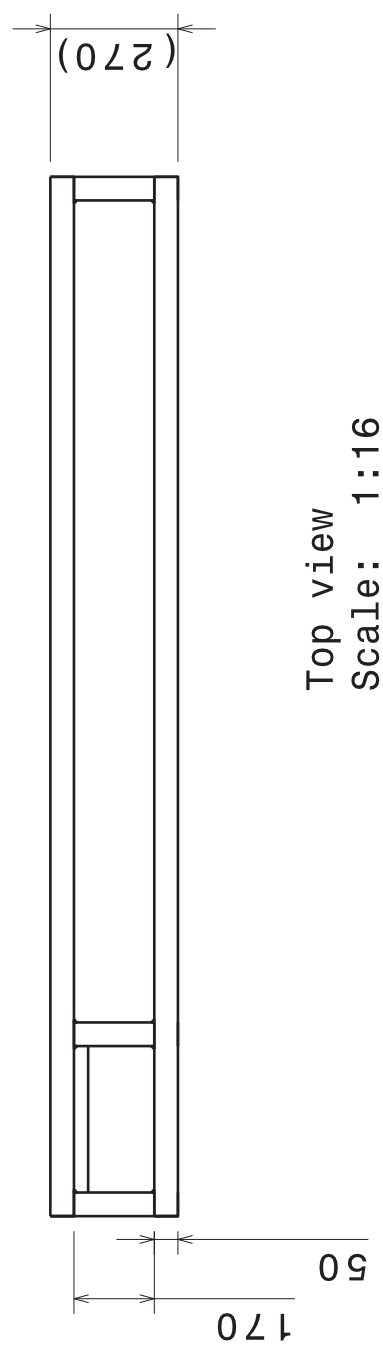
Pamplona, 12 de Noviembre de 2012



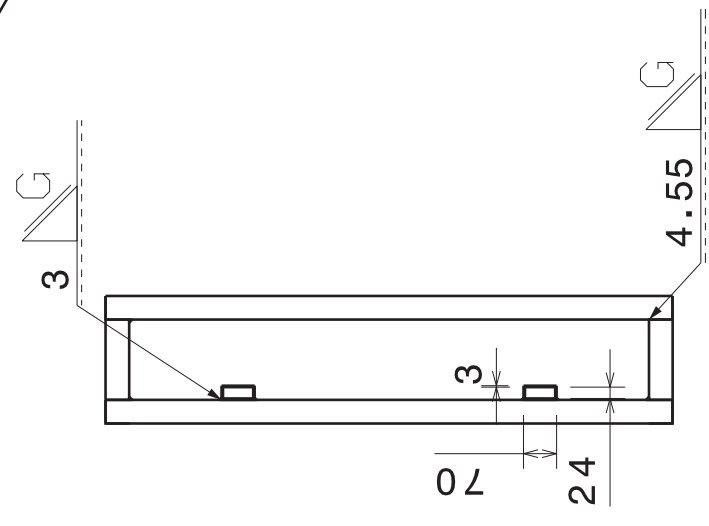
Isometric view
 Scale: 1:16



Front view
 Scale: 1:16




Top view
 Scale: 1:16



Left view
 Scale: 1:16

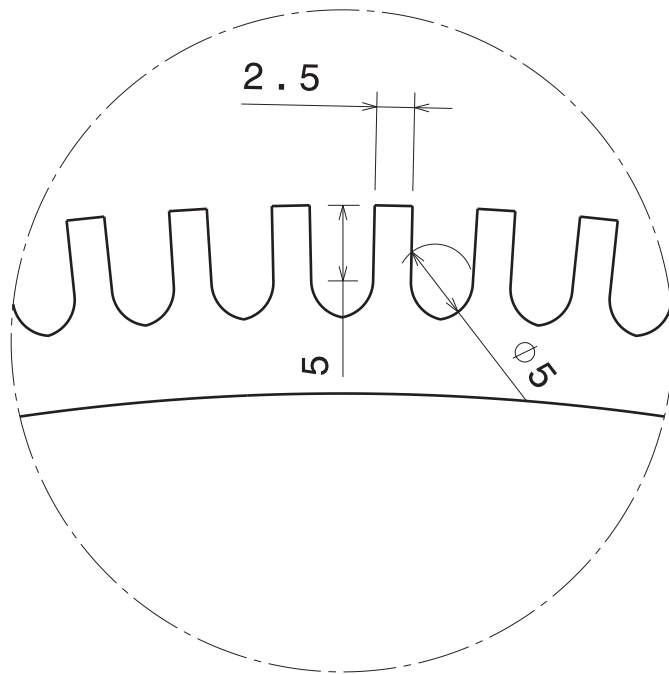
MATERIAL: ACERO

 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.	DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES
	PROYECTO: DISEÑO MECÁNICO DE UN BANCO INERCIAL DE PRUEBAS PARA MOTOCICLETAS	REALIZADO: SOLANA GALLEGO, RODRIGO
PLANO: BANCADA		FIRMA: FECHA: 12/11/2012
		ESCALA: 1:16
		N° PLANO: 1

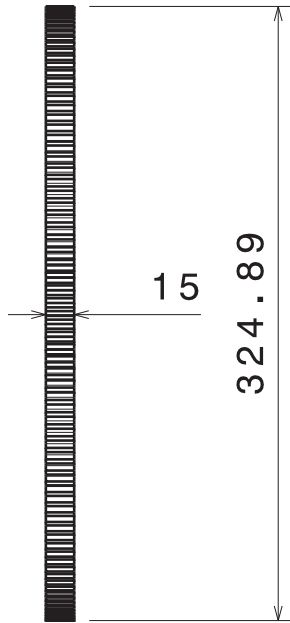
A
B
C
D
E
F
G
H

4
3
2
1
4
3
2
1
4

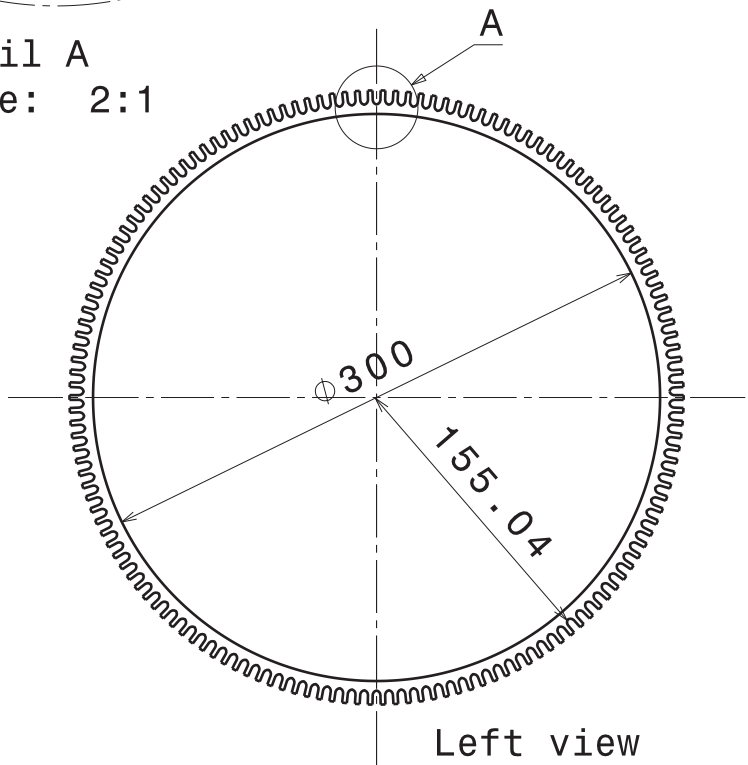
A
B
G
H



Detail A
Scale: 2:1



Front view
Scale: 1:4



Left view
Scale: 1:4

MATERIAL: ACERO



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

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

INGENIERO
TECNICO INDUSTRIAL M.

DEPARTAMENTO:
DEPARTAMENTO DE ING.
MECANICA, ENERGETICA
Y DE MATERIALES

PROYECTO:

DISEÑO MECÁNICO DE UN BANCO INERCIAL
DE PRUEBAS PARA MOTOCICLETAS

REALIZADO:

SOLANA GALLEGO, RODRIGO

FIRMA:

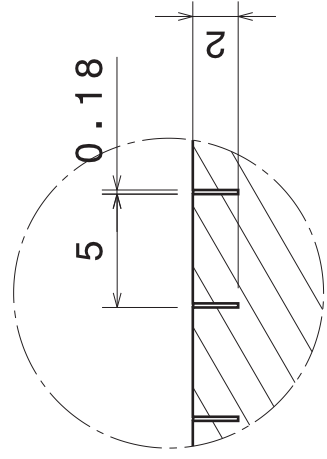
upna PLANO:

CORONA DENTADA

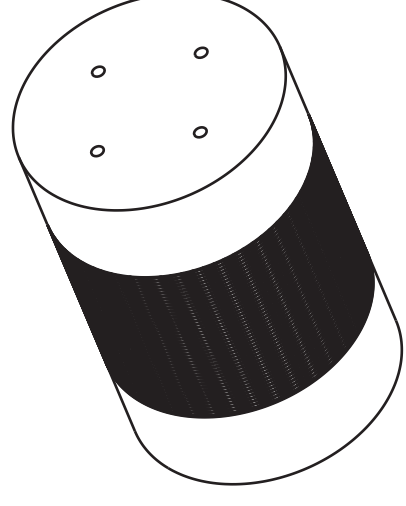
FECHA:
12/11/2012

ESCALA:
1:4

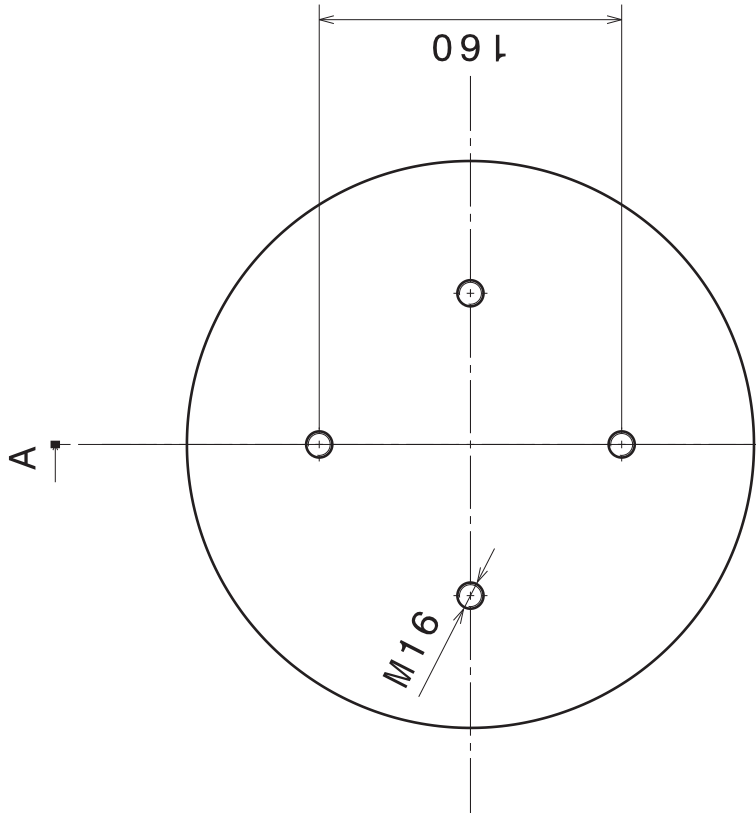
Nº PLANO:
2



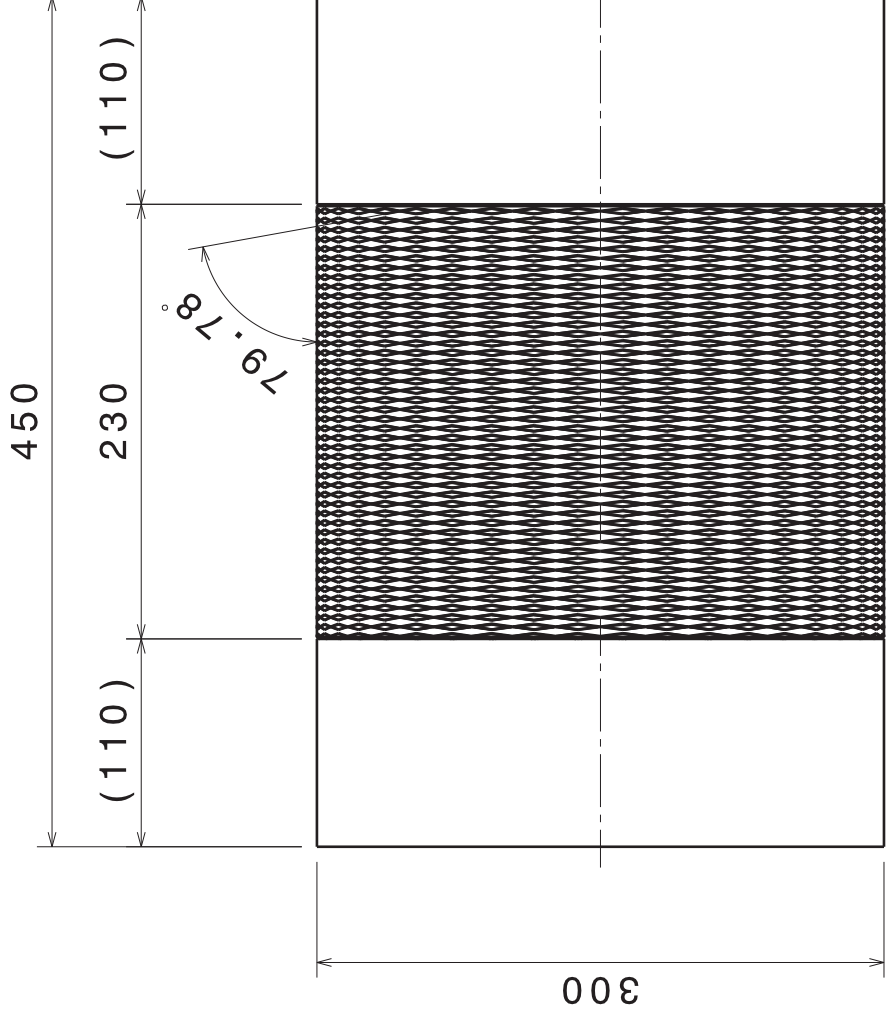
Detail B
 Scale: 3:1



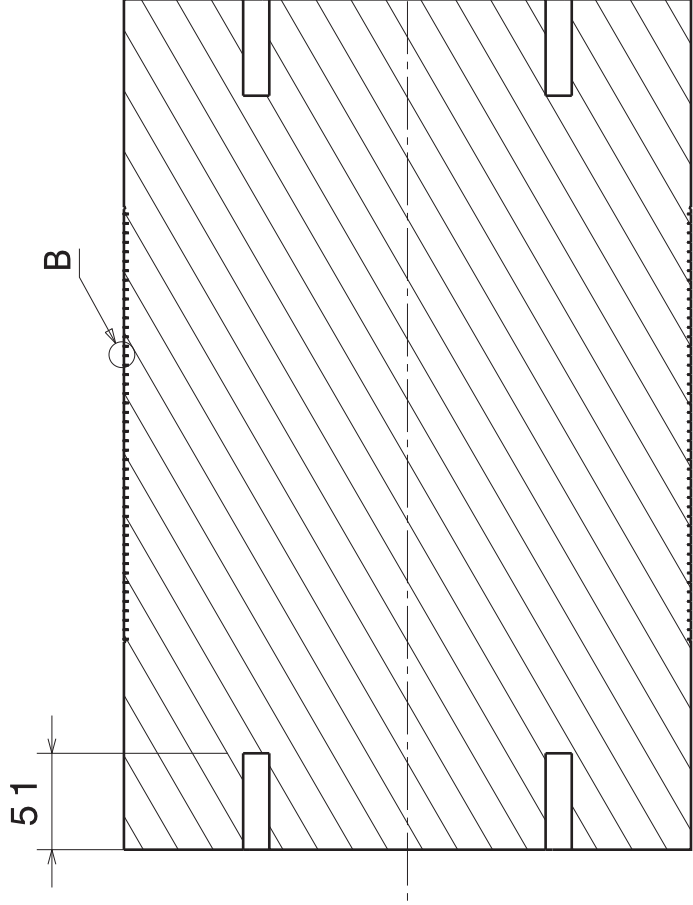
Isometric view
 Scale: 1:8



Front view
 Scale: 1:4



Left view
 Scale: 1:4



Section view A-A
 Scale: 1:4



Universidad Pública
 de Navarra
 Nafarroako
 Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.
 INGENIERO
 TECNICO INDUSTRIAL M.

DEPARTAMENTO:
 DEPARTAMENTO DE ING.
 MECANICA, ENERGETICA
 Y DE MATERIALES

PROYECTO:

DISEÑO MECÁNICO DE UN BANCO INERCIAL
 DE PRUEBAS PARA MOTOCICLETAS

REALIZADO:

SOLANA GALLEGO, RODRIGO

FIRMA:

PLANO:

RODILLO

FECHA:

12/11/2012

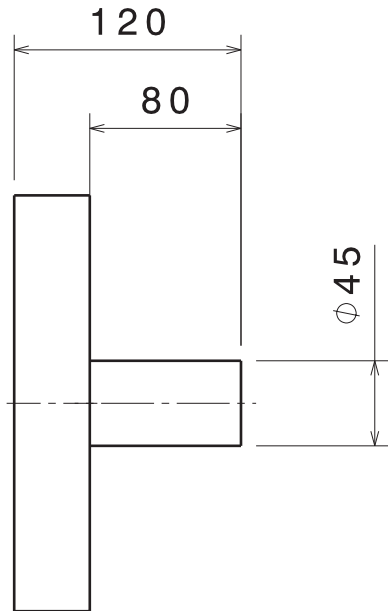
ESCALA:

1:4

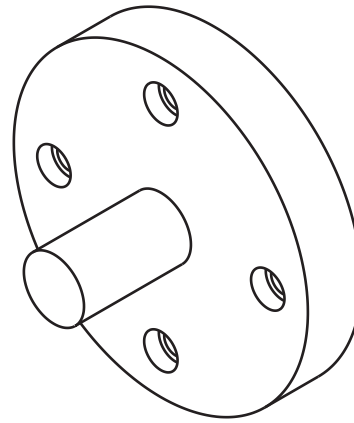
Nº PLANO:

3

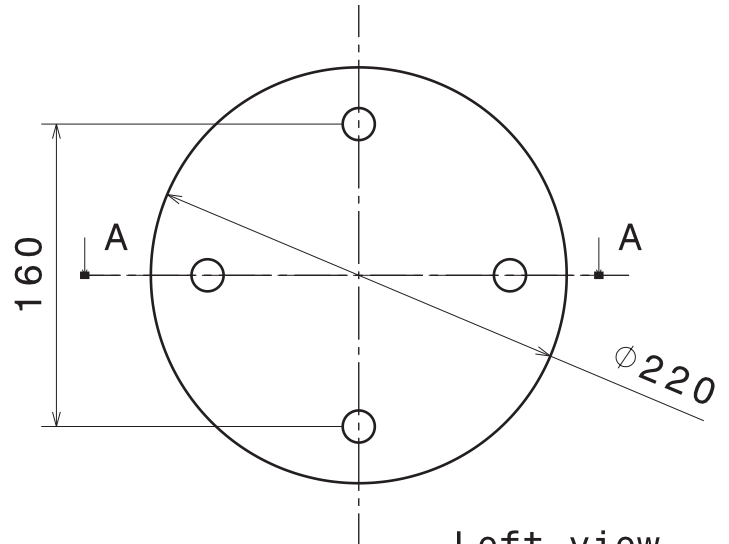
MATERIAL: FUNDICIÓN GRIS G25



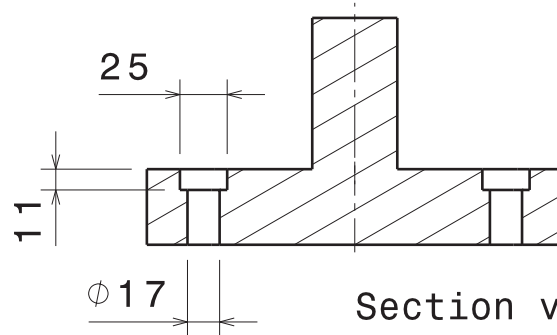
Front view
Scale: 1:4



Isometric view
Scale: 1:4



Left view
Scale: 1:4



Section view A-A
Scale: 1:4

MATERIAL: FUNDICIÓN GRIS G25



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

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

INGENIERO
TECNICO INDUSTRIAL M.

DEPARTAMENTO:
DEPARTAMENTO DE ING.
MECANICA, ENERGETICA
Y DE MATERIALES

PROYECTO:

DISEÑO MECÁNICO DE UN BANCO INERCIAL
DE PRUEBAS PARA MOTOCICLETAS

REALIZADO:

SOLANA GALLEGO, RODRIGO

FIRMA:

FECHA:

12/11/2012

ESCALA:

1:4

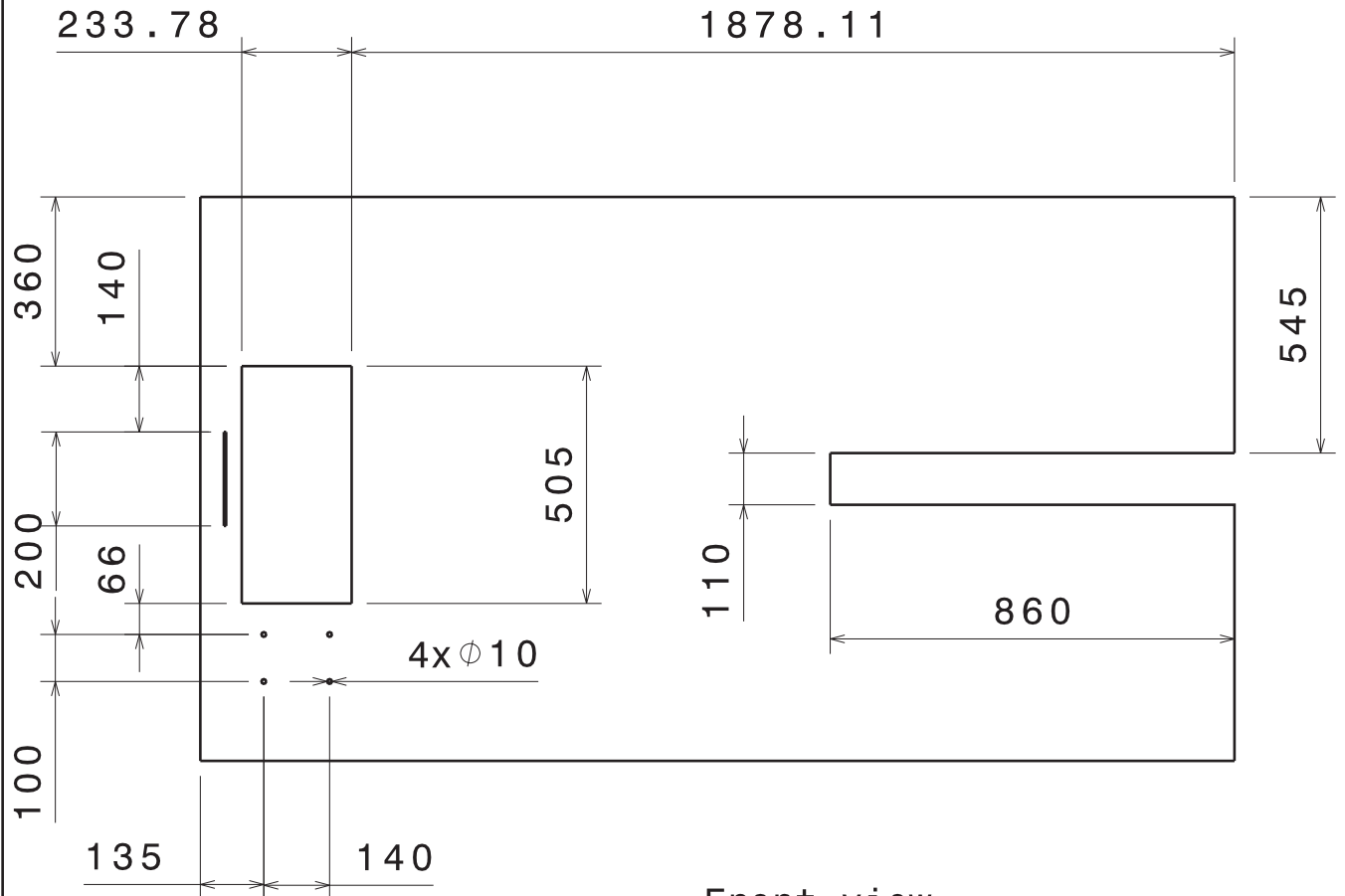
Nº PLANO:

4

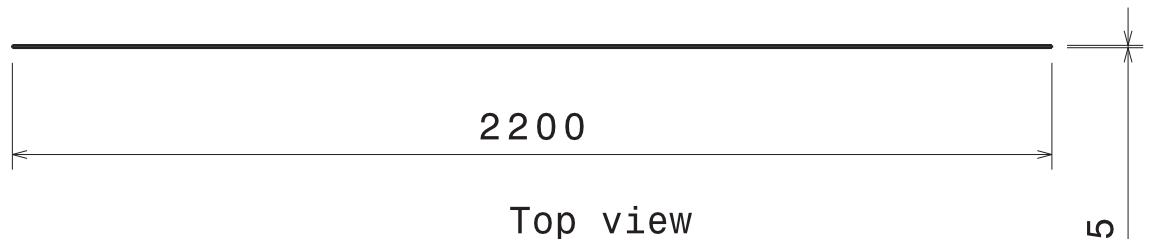
upna PLANO:

APOYO

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira




Front view
Scale: 1:16

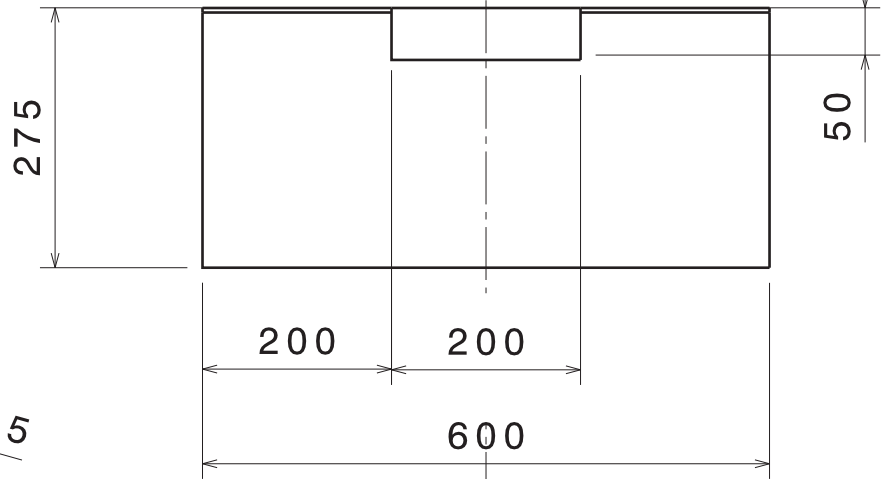


Top view
Scale: 1:16

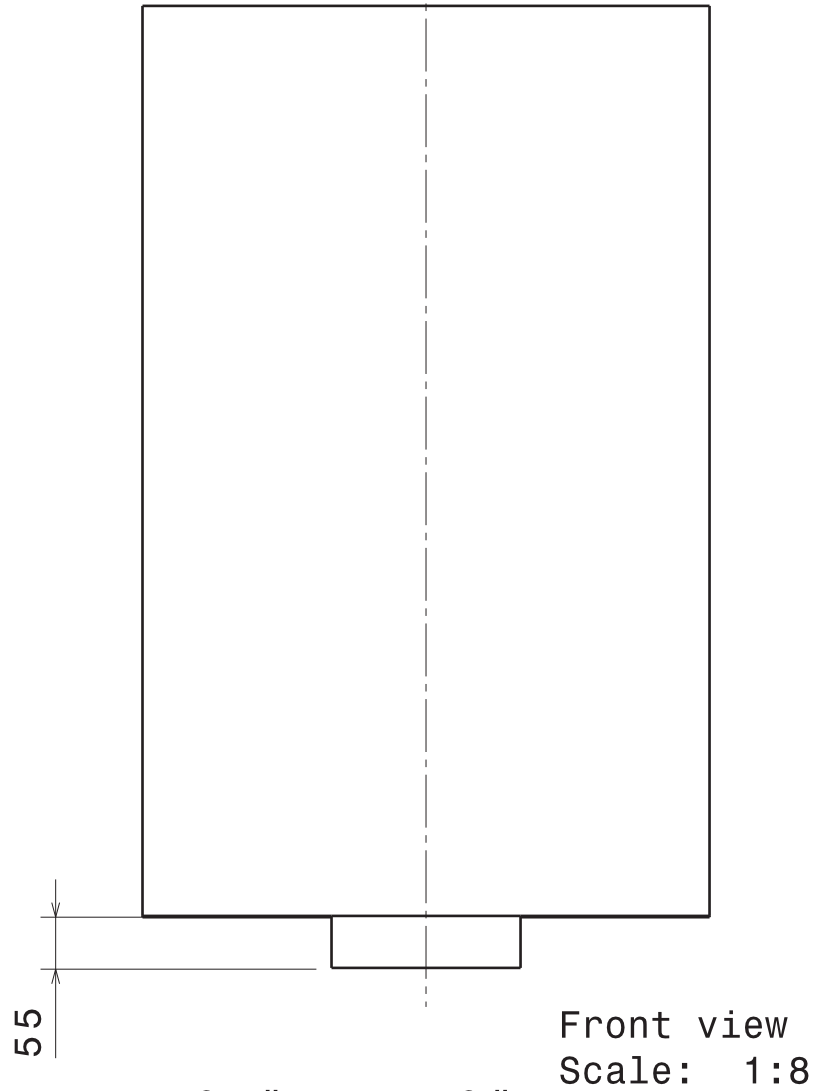
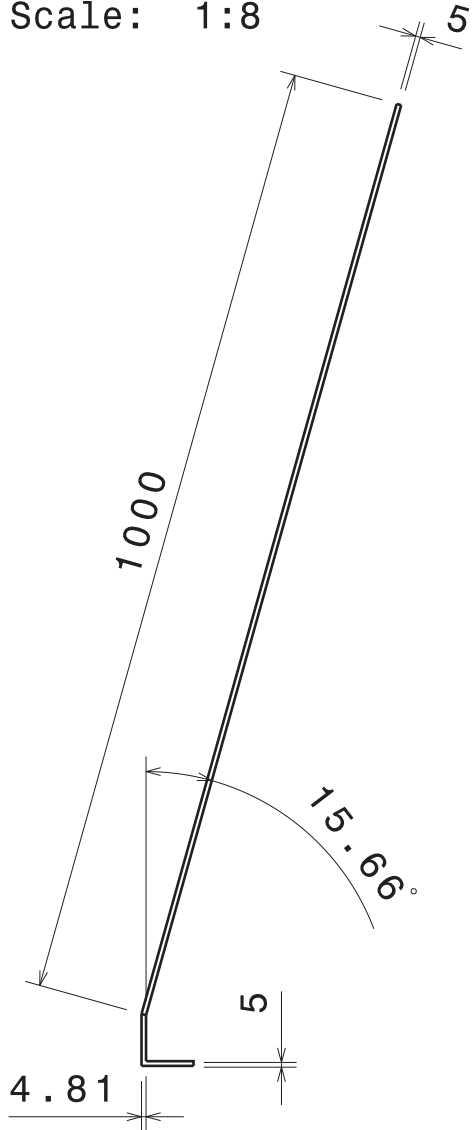
MATERIAL: ALUMINIO "DAMERO"

 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T.	DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES	
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.		
PROYECTO: DISEÑO MECÁNICO DE UN BANCO INERCIAL DE PRUEBAS PARA MOTOCICLETAS		REALIZADO: SOLANA GALLEGO, RODRIGO	
		FIRMA:	
PLANO: TAPA	FECHA: 12/11/2012	ESCALA: 1:16	Nº PLANO: 5

Bottom view
Scale: 1:8



Right view
Scale: 1:8



Front view
Scale: 1:8

MATERIAL: ALUMINIO "DAMERO"



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

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

INGENIERO
TECNICO INDUSTRIAL M.

DEPARTAMENTO:
DEPARTAMENTO DE ING.
MECANICA, ENERGETICA
Y DE MATERIALES

PROYECTO:

DISEÑO MECÁNICO DE UN BANCO INERCIAL
DE PRUEBAS PARA MOTOCICLETAS

REALIZADO:

SOLANA GALLEGO, RODRIGO

FIRMA:

upna PLANO:

RAMPA

FECHA:

12/11/2012

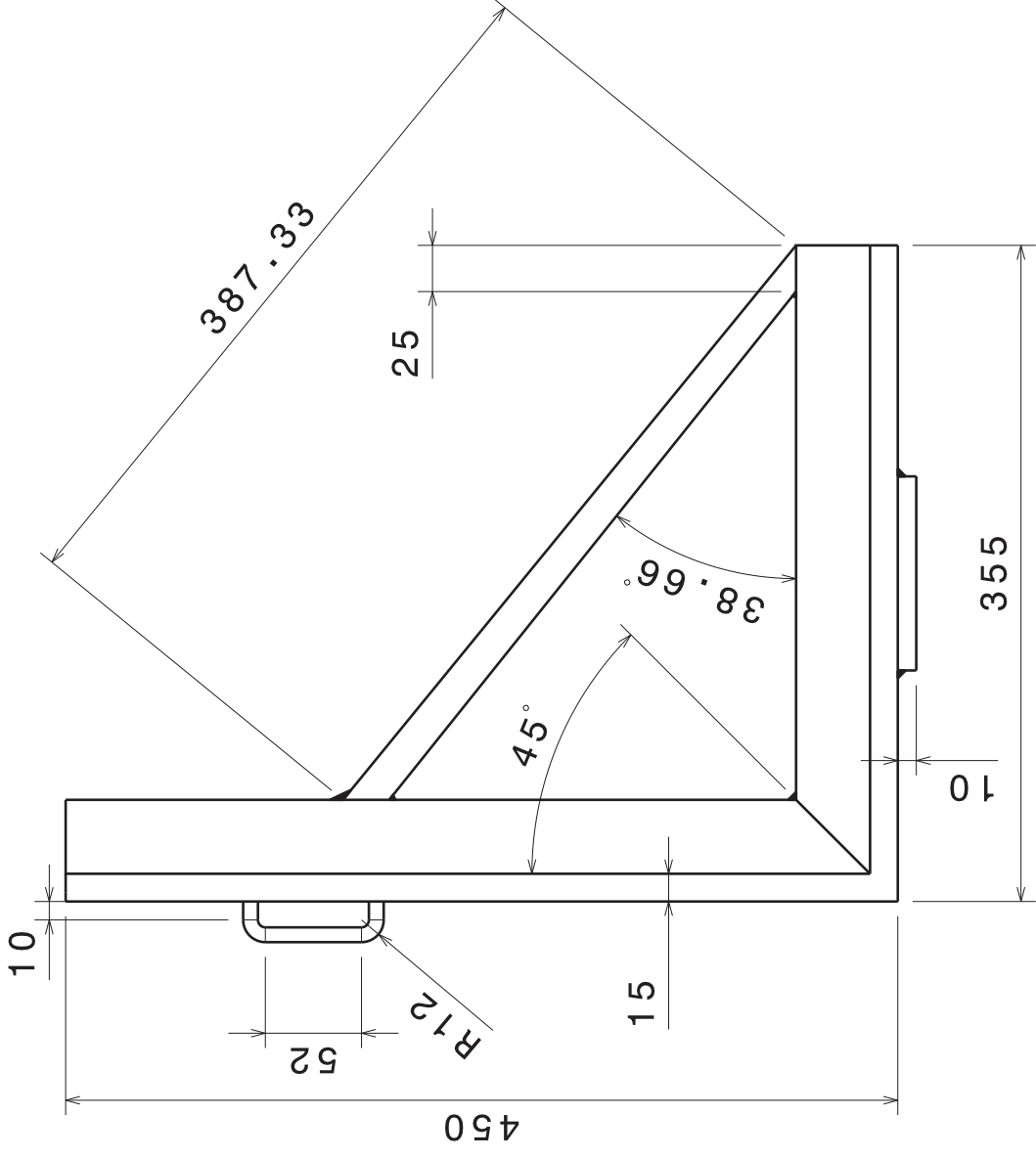
ESCALA:

1:8

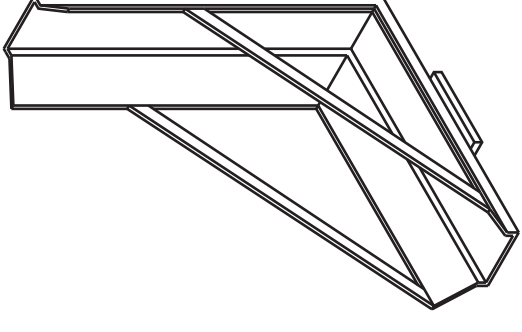
Nº PLANO:

6

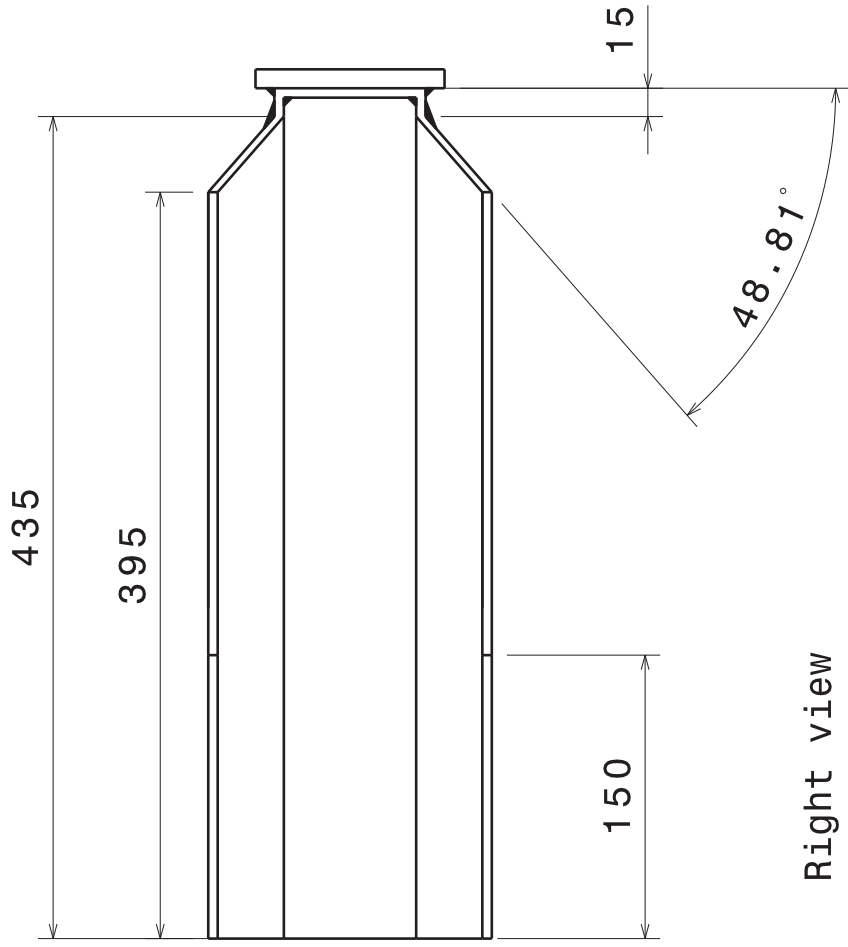
Bottom view
 Scale: 1:4



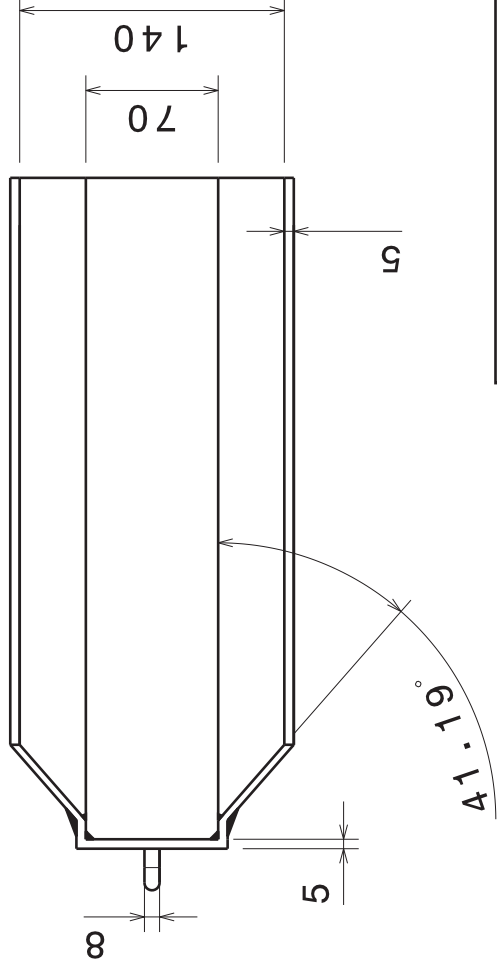
Isometric view
 Scale: 1:8



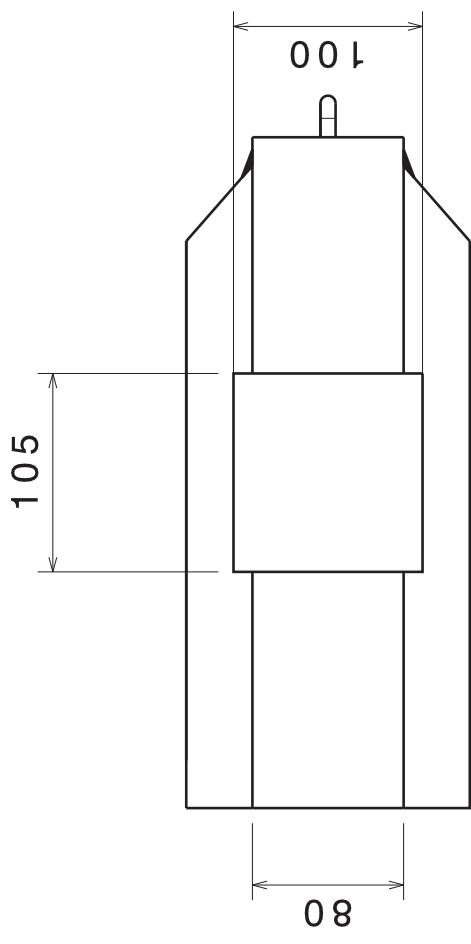
Right view
 Scale: 1:4



Front view
 Scale: 1:4



Rear view
 Scale: 1:4



MATERIAL: ACERO



Universidad Pública
 de Navarra
 Nafarroako
 Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.
 INGENIERO
 TECNICO INDUSTRIAL M.

DEPARTAMENTO:
 DEPARTAMENTO DE ING.
 MECANICA, ENERGETICA
 Y DE MATERIALES

PROYECTO:

DISEÑO MECÁNICO DE UN BANCO INERCIAL
 DE PRUEBAS PARA MOTOCICLETAS

REALIZADO:

SOLANA GALLEGO, RODRIGO

FIRMA:

PLANO:

ATRAPARUEDA

FECHA:

12/11/2012

ESCALA:

1:4

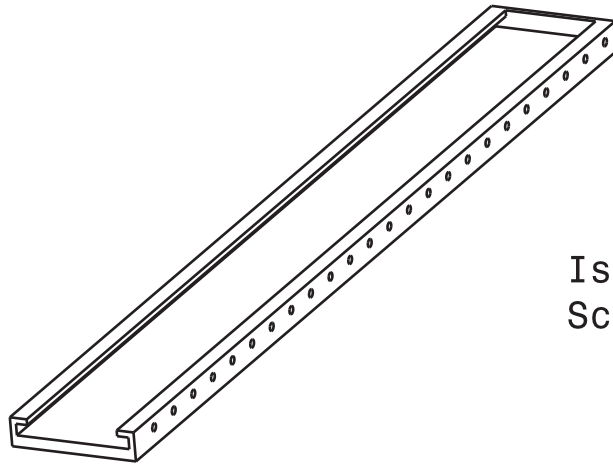
Nº PLANO:

7

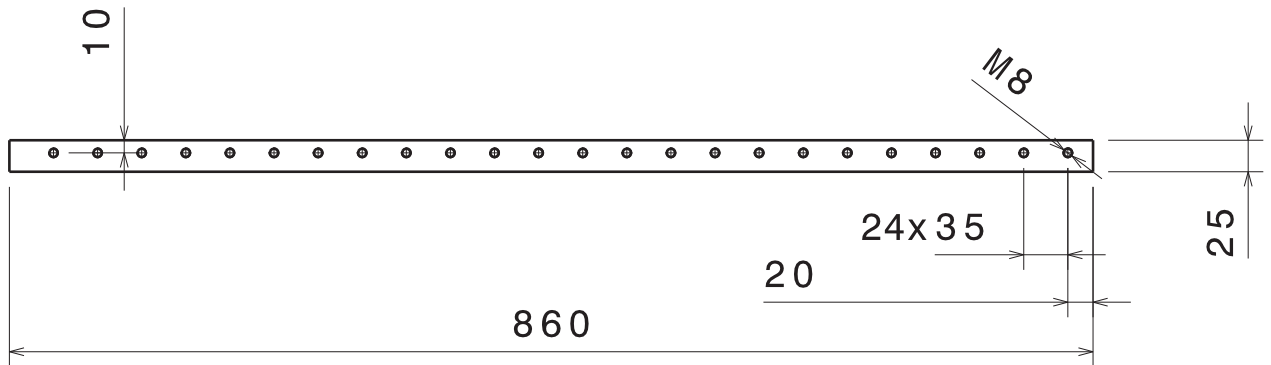
A B C D E F G H

4 3 2 1

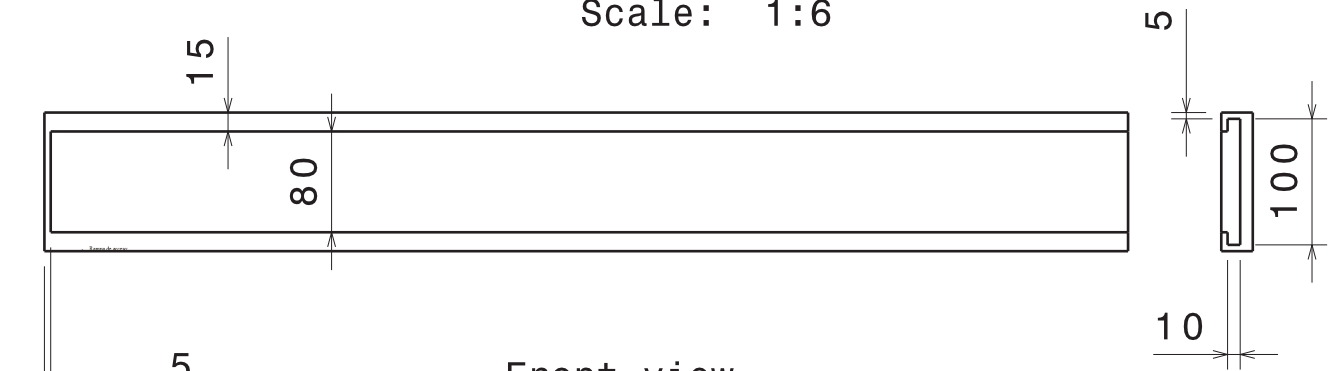
A B G H



Isometric view
Scale: 1:6



Front view
Scale: 1:6



Front view
Scale: 1:6

Right view
Scale: 1:6

MATERIAL: ACERO



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

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

INGENIERO
TECNICO INDUSTRIAL M.

DEPARTAMENTO:
DEPARTAMENTO DE ING.
MECANICA, ENERGETICA
Y DE MATERIALES

PROYECTO:

DISEÑO MECÁNICO DE UN BANCO INERCIAL
DE PRUEBAS PARA MOTOCICLETAS

REALIZADO:

SOLANA GALLEGO, RODRIGO

FIRMA:

upna PLANO:

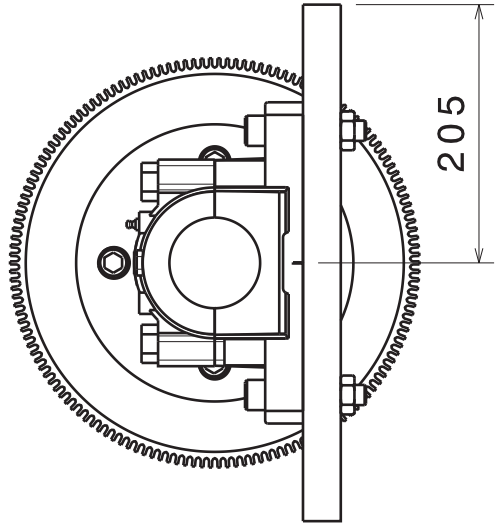
CARRIL

FECHA:
12/11/2012

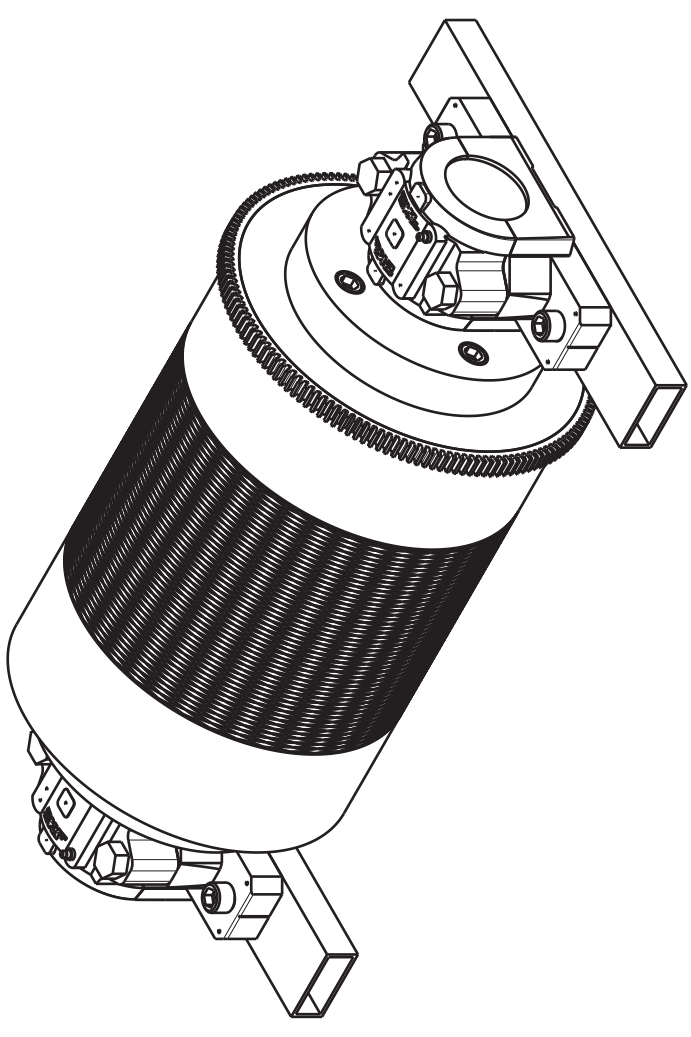
ESCALA:
1:6

Nº PLANO:
8

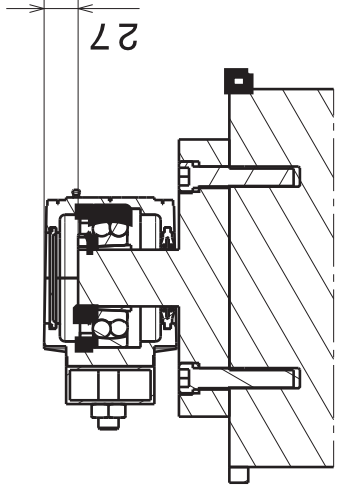
Bottom view
Scale: 1:6



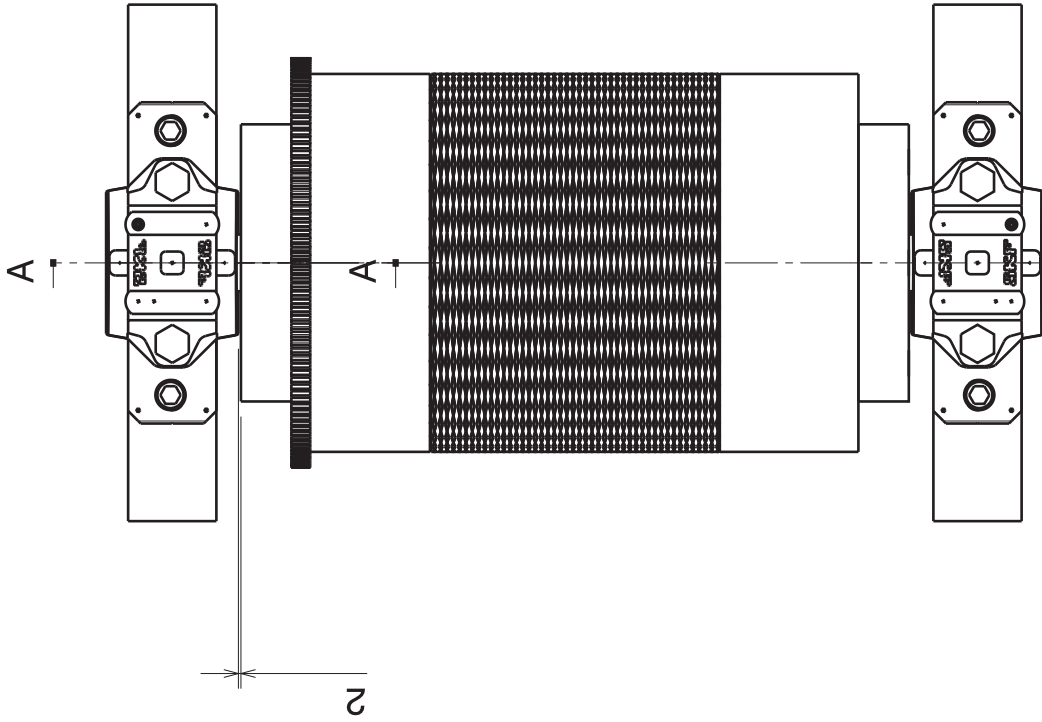
Isometric view
Scale: 1:6




Section view A-A
Scale: 1:6



Front view
Scale: 1:6



 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.	DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES
	PROYECTO: DISEÑO MECÁNICO DE UN BANCO INERCIAL DE PRUEBAS PARA MOTOCICLETAS	REALIZADO: SOLANA GALLEGO, RODRIGO
PLANO: CONJUNTO RODILLO Y APOYOS		FIRMA: FECHA: 12/11/2012
		ESCALA: N° PLANO: 1:6 9



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISEÑO MECÁNICO DE UN BANCO DE PRUEBAS
INERCIAL PARA MOTOCICLETAS

PLIEGO DE CONDICIONES GENERALES

Rodrigo Solana Gallego

César Díaz de Cerio

Pamplona, 12 de Noviembre de 2012

INDICE

1. Introducción	3
2. Necesidad principal.....	3
3. Necesidades secundarias	3
4. Método red	3
5. Agrupación de los requisitos por módulos	8

1. Introducción

En este documento se reúne el conjunto de especificaciones que definen el producto, entendiendo especificaciones como funciones a cumplir por el producto. Es decir, se expresa la necesidad en términos de resultados sin aludir a las soluciones que se adoptaran en el diseño final, dejando de esta manera, mayor libertad en el diseño del producto.

2. Necesidad principal

Se trata del diseño de un banco de potencia para motocicletas del tipo inercial, con el cual se consigue averiguar el par y la potencia entregados por el vehículo. Su principal utilidad es la posibilidad de testear in situ las diversas preparaciones de motor sin tener que salir a probar en circuito con el aumento de costes que conlleva y elimina la subjetividad del piloto a la hora de evaluar la preparación en cuestión.

3. Necesidades secundarias

Cualquier motocicleta del mercado debe poder ser probada en este banco. A parte de la necesidad principal, también se buscará que el producto satisfaga las siguientes necesidades:

- Que sea sencillo en cuanto a fabricación.
- Que tenga un sistema de arranque propio.
- Que ocupe el mínimo espacio.
- Que sea de la mínima altura.
- Que sea posible su utilización por una sola persona.
- Que tenga la capacidad de probar cualquier tipo de motocicleta.
- Que tenga buena presencia.
- Que sea seguro.

4. Método red

A través del método red se tratará de identificar de forma exhaustiva y en el menor tiempo posible los requisitos y funciones que debe cumplir el producto que se pretende realizar para que resulte adecuado a las necesidades del cliente potencial, y no solo producto de calidad aparente.

A continuación, se desarrolla el proceso seguido para la obtención de todos los requerimientos funcionales que el producto debe tener para cubrir todas las necesidades tanto objetivas como subjetivas del cliente objetivo.

Paso 1: Búsqueda intuitiva:

A través de esta etapa, y partiendo de las necesidades que se tienen, se obtendrán la mayorías de los requisitos.

- Objetivo: Sencillez de fabricación.
 - Perfiles comerciales
 - Unión de perfiles mediante soldadura
 - Cortes de perfiles a 45° o 90°
 - Geometría sencilla
 - Rodillo y apoyos para fácil mecanizado
 - Rodamientos y sus apoyos comerciales
 - Sistema atraparrueda mediante plegado de chapas

- Objetivo: Sistema de arranque propio.
 - Motor eléctrico
 - Transmisión entre rodillo y motor
 - Posibilidad de desacoplamiento entre motor y rodillo

- Objetivo: Mínimo espacio.
 - Mínimas dimensiones que aseguren un uso cómodo y estable
 - Rodillo del menor tamaño posible

- Objetivo: Utilización por una sola persona.
 - Fácil fijación de la motocicleta
 - Asegurar la posición de la motocicleta verticalmente
 - Posición de la rueda trasera sobre el rodillo asegurada
 - Sistema atraparrueda con auto-fijación
 - Prueba rápida
 - Software elegido sencillo

- Objetivo: Posibilidad de probar cualquier tipo de motocicleta (Versatilidad)
 - Rodillo presenta buena adherencia
 - Dimensiones del banco adecuadas para cualquier motocicleta del mercado
 - Sistema atraparrueda móvil para todo tipo de neumático delantero en cuanto a diámetro y anchura
 - Rodillo dimensionado en relación con la potencia y velocidad máxima permitida

- Objetivo: Buena presencia
 - Estética compacta
 - Colores agradables

- Objetivo: Seguridad del usuario.
 - Sistema atraparrueda con fijación
 - Dimensiones del banco que posibiliten un buen apoyo para el usuario
 - Robusto y resistente
 - Que soporte el peso
 - Estabilidad

Paso 2: Ciclo vital y entorno

El ciclo de vida del banco de pruebas comienza en el momento en que finaliza su construcción y se ubica en su posición prevista, después de comprobar su funcionamiento adecuado. Por ello, el producto se ha enfrentado a las siguientes situaciones previas.

❖ CICLO VITAL

- Adquisición de los diferentes elementos
 - Compra de perfiles, rodamientos y demás elementos comerciales (tornillos, tuercas,...).
 - Compra de materiales en bruto.
 - Compra del software y adquisición de datos.
- Fabricación de piezas personalizadas
 - Como rodillo, apoyos, sistema atraparrueda o carril.
 - Cortes de perfiles
- Colocación en su ubicación
 - Ensamblaje de piezas
 - Montaje utilizando las herramientas necesarias.
- Primera prueba de ajuste
 - Comprobación de la lectura de datos por parte de la electrónica.
- Uso ordinario
 - Estable.
 - Cómodo para el operario
 - Seguro.
 - Pruebas rápidas y precisas.
 - Sistema de arranque
 - Vida de los rodamientos superior a 1500 horas de funcionamientos.
- Fin de la vida útil, desmontaje y eliminación.
 - Materiales inocuos para el medio ambiente.
 - Materiales reciclables.
 - Difícil oxidación.
 - Fácil desmontaje.

❖ ENTORNO EXTERIOR

Las condiciones o entornos a los que se verá expuesto el producto serán las que existan en el lugar en el que esté ubicado el banco. En nuestro caso, el taller de Motostudent. Por ello, los componentes del banco deberán ser resistentes a:

- Humedad.

- Partículas de polvo.
- Impactos o golpes de uso.
- Corrosión y oxidación.

❖ ENTORNO INTERIOR

Las principales características internas son la rigidez de los elementos que lo componen, para soportar el peso del usuario y las fuerzas producidas por la motocicleta junto con la estabilidad que tiene que garantizar la seguridad.

- Firmes anclajes y uniones entre piezas estructurales.
- Deformaciones ligeras.
- Tensiones por debajo del límite elástico del material.

Paso 3: Análisis secuencial de elementos funcionales

Se diferencian principalmente tres tipos de operaciones que serán:

- ❖ Subida de la motocicleta: Se realiza a través de la rampa hasta su colocación en la parte superior.
 - Fácil anclaje de la rampa.
 - Rampa portátil.
- ❖ Anclaje de la motocicleta: Debe asegurarse que la motocicleta este en el punto idóneo.
 - Fijación del sistema atraparrueda.
 - Cinchas seguras.
 - Estable.
 - Sencillo.
 - Contacto entre la rueda trasera y el rodillo, los ejes coinciden verticalmente.
 - Posición vertical de la motocicleta.
- ❖ Realizando la medición: La motocicleta se acelera y transmite potencia al rodillo.
 - Un solo operario puede utilizarlo.
 - Rapidez.
 - Calentamiento.
 - Fase de aceleración
 - Fase de deceleración.

Paso 4: Movimientos y fuerzas

❖ Movimientos

La mayoría de movimientos cobran importancia durante el proceso de medición.

En general, los principales movimientos a los que estará sometido el banco de pruebas son los siguientes.

- Desplazamiento del sistema atraparrueda
- Giro del rodillo.
- Giro de los apoyos
- Giro del sistema de arranque como su transmisión..

❖ Fuerzas

Las diferentes fuerzas y sollicitaciones a las que estará sometido el banco en algún momento, bien sea de manera individual o combinada, son:

- Peso del operario.
- Peso de la motocicleta.
- Peso del rodillo.
- Fuerza de empuje de la motocicleta sobre el sistema atraparrueda.
- Fuerzas actuantes sobre los elementos de fijación como tornillos o soldaduras.
- Fuerzas actuantes en los rodamientos.

Paso 5: Productos de referencia

Como ayuda al diseño se toman productos similares de producción propia o de la competencia. Estos productos de referencia pueden tener cierta similitud con el de diseño y pueden aportar alguna idea, utilidad, componente o cualquier cosa que ayude a mejorar nuestro producto.

- Dynojet 200i
- Dynojet 250i
- Dynojet 250ix
- HHM 450

Paso 6: Uso de normas y reglamentos

Es esencial disponer de conocimientos de la legislación que es probable que afecte al campo del producto. Del mismo modo, hay que considerar esto a un nivel internacional, nacional y local. Algunas de las características del producto pueden venir fuertemente condicionadas por las restricciones impuestas por la legislación.

De esta forma, se garantiza un producto coherente y comprometido con los requisitos establecidos y se le aportará valor de una forma muy significativa.

Por tanto, el producto deberá cumplir la normativa vigente sobre bancos de potencia. El producto deberá cumplir la normativa europea común referente a este ámbito de productos y también normativas especiales que cada país pueda presentar al respecto (en caso de ser más restrictivas).

Por ello, el banco deberá cumplir las siguientes normas:

ISO 1585:1992: Road vehicles -- Engine test code -- Net power

**DIN 70020-7:2012-04: Road vehicles - Automotive engineering - Part 7:
Engine mass of combustion engines in passenger cars, which are only propelled by
combustion engines**

En el caso de la ISO 1585, busca una compensación teniendo en cuenta las condiciones atmosféricas y la cilindrada del vehículo ensayado.

5. Agrupación de los requisitos funcionales por módulos

Una vez, se ha logrado una lista en profundidad de los requerimientos funcionales del producto, se organizan dichos requerimientos para cada uno de los módulos de diseño: bancada, rodillo, apoyos, sistema atraparrueda, rodamientos, sistema de arranque

A su vez, se busca linealizar y simplificar el proceso de diseño, por lo que se agrupan estos requerimientos en grupos funcionales. Los resultados obtenidos se muestran a continuación.

I. Bancada

ESTABILIDAD

Equilibrio estático
Equilibrio durante la prueba
Robustez
Soportar pesos

SEGURIDAD

Materiales no tóxicos
Resistente a la fatiga
Dimensiones garantizan uso seguro
Poca altura

MANTENIMIENTO

Resistente a la oxidación
Piezas intercambiables
Fácil montaje

COMPATIBILIDAD

Poco voluminoso
Almacenaje compacto

II. Rodillo y apoyos

MANTENIMIENTO

Resistente al desgaste
Piezas intercambiables
Fácil montaje/desmontaje

FIABILIDAD

Buena adherencia
Soportar las cargas

VERSATILIDAD

Capacidad probar amplia gama de potencias
Distintos tipos de ruedas

SEGURIDAD

Materiales tóxicos

III. Sistema atraparrueda

MANTENIMIENTO

Resistente al desgaste
Piezas intercambiables
Fácil montaje/desmontaje

VERSATILIDAD

Distintos tipos de ruedas

COMODIDAD

Auto-ajuste

FIABILIDAD

Buen sujeción
Soportar cargas

SEGURIDAD

Materiales tóxicos
Resistente al desgaste

IV. Rodamientos

MANTENIMIENTO

Piezas intercambiables
Fácil montaje/desmontaje

COMODIDAD

Silencioso
Absorción de impactos

FIABILIDAD

Vida superior a 1500horas
Soportar cargas

SEGURIDAD

Materiales tóxicos

V. Sistema de arranque

MANTENIMIENTO

Piezas intercambiables
Fácil montaje/desmontaje

COMODIDAD

Sencillo
Posibilidad de desacoplamiento

FIABILIDAD

Bajas revoluciones
Poca potencia

SEGURIDAD

Materiales tóxicos



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISEÑO MECÁNICO DE UN BANCO DE PRUEBAS
INERCIAL PARA MOTOCICLETAS

PRESUPUESTO

Rodrigo Solana Gallego

César Díaz de Cerio

Pamplona, 12 de Noviembre de 2012

INDICE

1. Presupuesto general.....	3
1.1 Bancada	3
1.2 Rodillo	3
1.3 Apoyos	4
1.4 Carril y atraparrueda	4
1.5 Piezas.....	4
1.6 Elementos de fijación.....	4
1.7 Tapa y rampa.....	5
1.8 Sistema de arranque	5
1.9 Electrónica y adquisición de datos.....	6
1.10 Accesorios	6
2. Resumen del presupuesto.....	7

1. PRESUPUESTO GENERAL

CAPITULO 1: BANCADA

Material:

Perfiles S235 de 50x50x3mm = 19,87€/tira de 6m
2x13,37=39,74€

Perfiles S235 de 70x30x3mm = 13,37€/tira de 6m
TOTAL Material = 53,11€

Cortar = 30€

Soldar = 20€

Tratamiento de imprimación y pintar = 15€

TOTAL = 118,11€

CAPITULO 2: RODILLO

Material:

Redondo de fundición gris G25 de 300mm de diámetro y 450mm de longitud =
227,43 kg.

Precio de fundición gris = 0,90€/kg

Precio rodillo = 227,43kgx0,90€/kg = 204,68€

Granallar = 10€

Mecanizado en torno = 200€

TOTAL = 414,68€

CAPITULO 3: APOYOS

Material:

Redondo de fundición gris G25 de 220mm de diámetro y 120mm de longitud =
32,61kg.

Precio de fundición gris = 0,90€/kg

Precio apoyos = 2x32,61kg x 0,90€/kg = 58,70€

Granallar = 10€

Mecanizado en torno = 100€

TOTAL = 168,70€

CAPITULO 4: CARRIL Y ATRAPARRUEDA

Material:

Atraparrueda = 6,82kg

Precio acero = 1,45€/kg

Precio atraparrueda = $6,82\text{kg} \times 1,45\text{€/kg} = 9,89\text{€}$

Carril de acero = 5,40kg

Precio carril = $5,40\text{kg} \times 1,45\text{€/kg} = 7,83\text{€}$

Plegar y Soldar = 25€

Agujerear = 20€

TOTAL = 62,72€

CAPITULO 5: PIEZAS

Apoyos antivibratorios = 11,51€/unidad

6 x 11,51€ = 69,09€

Soporte y Rodamientos:

Soporte SNL 512-610 = 185,59€

2 x 185,59€ = 371,18€

Rodamientos 1311 EKTN9 = 174,32€

2 x 174,32€ = 348,64€

Manguito H310 = 36,39€

2 x 36,39€ = 72,78 €

TOTAL Soporte y Rodamientos = 792,60€

TOTAL = 861,69€

CAPITULO 6: ELEMENTOS DE FIJACIÓN

Tornillos DIN 912 M16 (6.8) = 4,94€/unidad

8x4,94 € = 39,52€

Tornillos DIN 912 M12 (8.8) = 4,94€/unidad

4x4,94 = 19,76€

Tuerca hexagonal DIN 934, acero inoxidable, M12 = 0,46 €/unidad

4x0,46 = 1,84€

Arandelas M16 DIN 125 = 0,2472€/unidad

4x0,2472 = 0,988€

Tornillos M8 x 30 DIN 933 = 9,32€/6unidades

6 tornillos = 9,32€

Tornillos M10 x 40 DIN 912 = 0,7204€/unidad
4x0,7204 = 2,88€

Arandelas M10 DIN 125 = 0,02€/unidad
4x0,02 = 0,08€

Tuerca hexagonal DIN 934, acero inoxidable, M10 = 0,049 €/unidad
4x0,049 = 0,20€

Remaches 4x10mm de aluminio y cabeza ancha = 0,04€/unidad
50x0,04 = 2€

TOTAL = 76,59€

CAPITULO 7: TAPA Y RAMPA

-TAPA= 2,200mx1,200m = 2.64m²
-RAMPA = 1mx0,600m = 0,6m²
TOTAL 3,24m²

Chapa de aluminio Damero de 5 palillos de 4000mm x 1250mm x 5mm =
203,25€

Cortar = 10€

Dar forma = 10€

TOTAL = 223,25€

CAPITULO 8: SISTEMA DE ARRANQUE

Motor monofásico 1,5 Cv 1500 Rpm B3 (patas) 220/380 Vts = 106,2€

Optibelt OMEGA Correas dentadas 1035 5M 9 = 17,50€

Optibelt-ZRS Polea dentada TB 72-5M-15 = 61,70€

Casquillo cónico Optibelt TB 1610 (Diámetro de perforación 14-42 mm) =
12,30€

Optibelt-ZRS Polea dentada TB 150-5M-15 = 152,40€

Rueda libre GSM FE 432 = 36,45€

TOTAL = 386,55€

CAPITULO 9: ELECTRÓNICA Y ADQUISICIÓN DE DATOS

SmartPower SP-1 V4 INERTIA ELECTRONIC KIT

Consta de:

SP-1 unidad de adquisición de datos (V4) , con 8 canales de entrada:

- entrada velocidad del rodillo
- entrada rpm del motor
- entradas de 2 termopar tipo k
- 4 entradas analógicas generales
- 2 entradas de venta libre (disponible bajo petición)
- 2 salidas de los servos (disponible bajo petición)

Sensores:

- Sensor de efecto Hall activa para medir rpm del rodillo
- Captador capacitivo para medir las rpm del motor
- Cables de instalación y software SportDyna

TOTAL = 1095€

CAPITULO 10: ACCESORIOS

Ventilador industrial de Orbegozo = 44,90€

Correa Fast link con trinquete de master lock de sujeción = 24,08€/unidad
4x24,08=96,32€

Asas de acero = 1€/unidad
5x1=5€

TOTAL = 146,32€

2. RESUMEN DEL PRESUPUESTO

CAPITULO 1: BANCADA.....	118,11€
CAPITULO 2: RODILLO.....	414,68€
CAPITULO 3: APOYOS	168,70€
CAPITULO 4: CARRIL Y ATRAPARRUEDA	62,72€
CAPITULO 5: PIEZAS.....	861,69€
CAPITULO 6: ELEMENTOS DE FIJACIÓN	76,59€
CAPITULO 7: TAPA Y RAMPA.....	223,25€
CAPITULO 8: SISTEMA DE ARRANQUE.....	386,55€
CAPITULO 9: ELECTRÓNICA Y ADQUISICIÓN DE DATOS.....	1095€
CAPITULO 10: ACCESORIOS	146,32€

TOTAL MATERIALES	3553,62€
ESTUDIO DE SEGURIDAD Y SALUD (2%)	71,07€
GASTOS GENERALES (5%)	177,68€
BENEFICIO INDUSTRIAL (10%)	355,36€
I.V.A. (21%)	873,12€
TOTAL SIN I.V.A.	4157,73€
TOTAL CON I.V.A.	5030,85€

**Presupuesto: CINCO MIL TREINTA EUROS CON
 OCHENTA Y CINCO CÉNTIMOS.**



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISEÑO MECÁNICO DE UN BANCO DE PRUEBAS
INERCIAL PARA MOTOCICLETAS

ANEXOS

Rodrigo Solana Gallego

César Díaz de Cerio

Pamplona, 12 de Noviembre de 2012

MOTOR ELÉCTRICO ML90S-4

SERIE
ML

ALUMINIO
 MONOFASICOS A 220 V.T.S

SERIE **MONOFÁSICA DE ALTO PAR DE ARRANQUE**
 ROTOR EN JAULA DE ARDILLA, CERRADOS, VENTILACIÓN EXTERIOR
 CARCASAS Y BRIDAS EN ALUMINIO EXTRA DURO
 S1 (SERVICIO CONTINUO), PROTECCIÓN IP55
 AISLAMIENTO CLASE F, 2, 4, POLOS
 PATAS RECAMBIALES Y VARIABLES PARA CAMBIO DE POSICIÓN
 DE LA CAJA DE BORNES DESDE EL TAMAÑO 71 HASTA EL112
 CAJA DE BORNES POSICIÓN SUPERIOR, ORIENTABLE DE 90 EN 90 GRADOS
 CONDICIONES DE SERVICIO, TEMPERATURA AMBIENTE DE -15 A 40°
 ALTITUD MÁXIMA 1.000 M SOBRE EL NIVEL DEL MAR

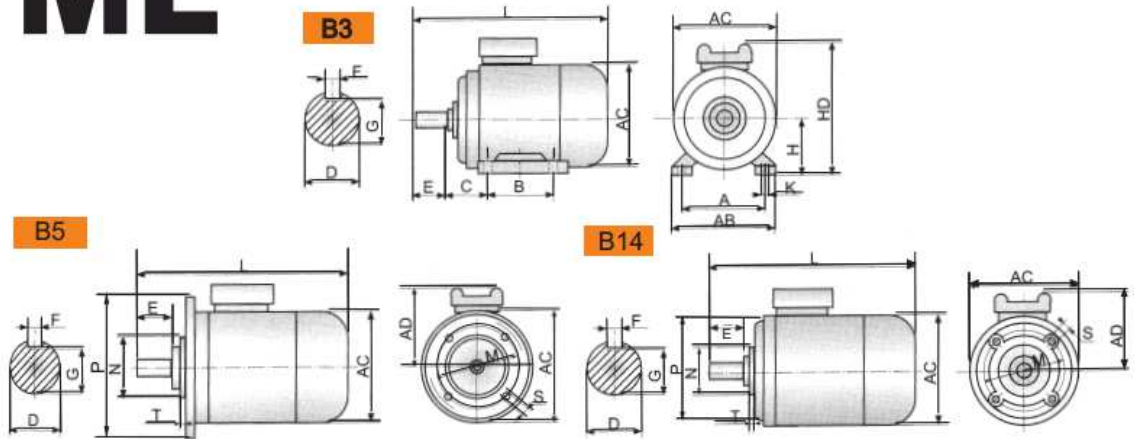
MOTORES MONOFÁSICOS BLACK THUNDER DE 4 POLOS (1.500 R.P.M.) 220 V.T.S												
REF	KW	HP	AMP 220 V	RPM	F P COS φ	REND (%)	PPC (NM)	PA	PMA	IA IPC	PESO KG	
ML561-4	0,06	0,08	0,57	1.330	0,90	53	0,65	2,2	1,7	4,5	3,6	
ML561-2	0,09	0,12	0,81	1.340	0,90	56	0,67	2,2	1,7	4,5	3,7	
ML631-4	,12	0,16	1,01	1.350	0,90	60	0,70	2,2	1,7	4,5	4,10	
ML632-4	0,18	0,25	1,47	1.360	0,90	62	0,70	2,2	1,7	4,5	4,10	
ML711-4	0,25	0,33	1,90	1.360	0,95	63	0,95	2,2	1,7	6,5	6,10	
ML712-4	0,37	0,50	2,64	1.360	0,95	67	1,18	2,2	1,7	6,5	6,20	
ML801-4	0,55	0,75	3,76	1.380	0,95	70	1,66	2,2	1,7	6,5	9,20	
ML802-4	0,75	1,00	4,98	1.380	0,95	72	2,44	2,2	1,7	6,5	9,90	
ML90S-4	1,10	1,50	7,11	1.400	0,95	74	3,56	2,2	1,7	6,5	13,2	
ML90L-4	1,50	2,00	9,44	1.400	0,95	76	4,76	2,2	1,7	6,5	16,2	
ML100L1-4	2,20	3,00	13,7	1.410	0,95	77	7,20	2,2	1,7	7,0	23,2	
ML100L2-4	3,00	4,00	18,4	1.420	0,95	78	8,80	2,0	1,7	7,0	27,0	
ML112M-4	3,70	5,00	22,4	1.420	0,95	79	10,30	2,0	1,7	7,0	29,8	

AMP = INTENSIDAD EN AMPERIOS A PLENA CARGA -- RPM = Nº DE REVOLUCIONES POR MINUTO -- FP = FACTOR DE POTENCIA
 REND = RENDIMIENTO -- PPC = PAR PLENA CARGA -- IA = INTENSIDAD DE ARRANQUE -- IPC = INTENSIDAD PLENA CARGA

CABELLO DE ALBA Y ADALID S.A., SE RESERVA EL DERECHO DE MODIFICACION DE CUALQUIER CARACTERISTICA SIN PREVIO AVISO

SERIE
ML

COTAS Y MEDIDAS DE LOS MOTORES **MONOFÁSICOS BLACK THUNDER**
 DE LA SERIE **ML** DE ALUMINIO DESDE EL TAMAÑO 56 HASTA EL112



MEDIDAS EXPRESADAS EN MILIMETROS

TAMAÑO DE MOTOR	FORMA CONSTRUCTIVA B3,B5,B14									FORMA B5					FORMA B14					MEDIDAS GENERALES				
	A	B	C	D	E	F	G	H	K	M	N	P	S	T	M	N	P	S	T	AB	AC	AD	HD	L
71	112	90	45	14	30	5	11	71	7	130	110	160	10	3,5	85	70	105	M6	2,5	135	140	107	178	246
80	125	100	50	19	40	6	15,5	80	10	165	130	200	12	3,5	100	80	120	M6	3	155	160	141	221	299
90S	140	100	56	24	50	8	20	90	10	165	130	200	12	3,5	115	95	140	M8	3	175	175	160	250	328
90L	140	125	56	24	50	8	20	90	10	165	130	200	12	3,5	115	95	140	M8	3	175	175	160	250	358
100L	160	140	63	28	60	8	24	100	12	215	180	250	15	4	130	110	160	M8	3,5	200	195	160	260	412
112M	190	140	70	28	60	8	24	112	12	215	180	250	15	4	130	110	160	M8	3,5	226	220	166	278	421



SmartPower SP-1 V4 INERTIA ELECTRONIC KIT

Features

- **Dyno operation controlled by on dyno button, or from the computer**
- **Real time on screen display test results. Tests appears in the screen while the engine accelerates.**
- **See graphs simultaneously: show or hide any curve.**
- **Really accurate and detailed curves: see engine failures easily.**



Specifications

Power supply: 220V 50Hz/60Hz (Europe) or 115 volt 50Hz/60Hz (USA) (please specify when doing your order)

Data transfer: 115200 baud RS232C (DB9 Conn) (There is available a RS232-USB adaptor)

Roller rpm input connector (CN2)

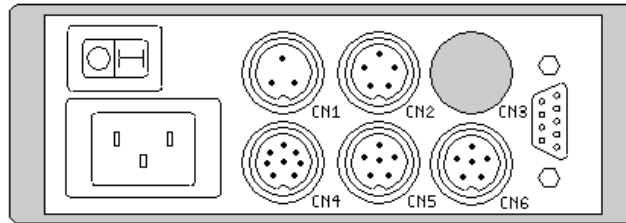
- Type of sensor: Hall Effect active sensor (doesn't need external magnets)
- Type of input: logical Level (active at high level)
- Maximum frequency: 15 KHz (6,000 rpm with 150 teeth)
- Maximum cable length: 6m
- Run/Stop input SWITCH

Engine rpm input: capacitive type (reads high voltage pulses on ignition cables)

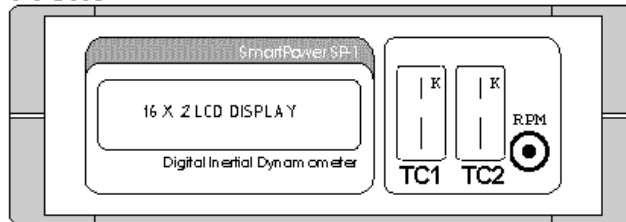
Display: LCD 16x2 Characters.

Installation and Connections V4

Back



Front



Note: the only connectors included with SP1 kit is the 5-pin connectors on the hall effect sensor cables, the other connectors have to be ordered by separate

Dynamometer Intallation V4:

CN1-additional engine RPM input, 0 to 5 volt. Suitable for ECU output, or external adaptors.

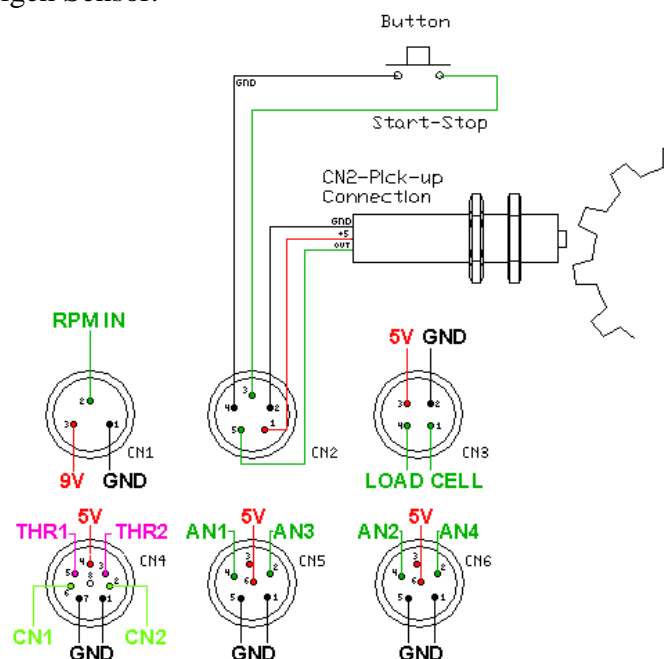
CN2-Roller Speed Sensor (Hall Effect), and Switch input.

CN3-Load Cell, not available at SP1.

CN4-Digital Counters and Servo outputs, available in next version 4b.

CN5-Analog connector, Analog channels 1 and 3 (J and L), from 0 to 5 volt, suitable for Wideband Oxygen Sensor.

CN6-Analog connector, Analog channels 2 and 4 (K and M), from 0 to 5 volt, suitable for Wideband Oxygen Sensor.



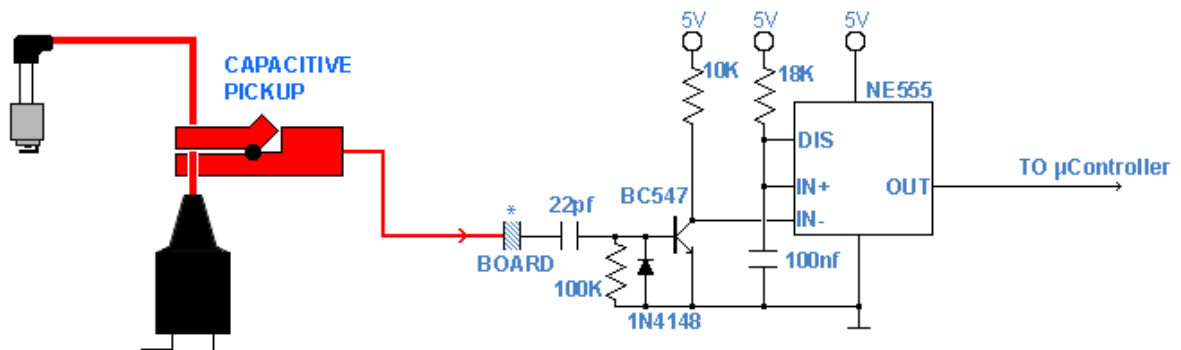
RPM READINGS

In the next pages some sensing circuits are explained. These circuits are currently under test and will be added soon to the base SP1/SP3 products to ease the task of reading ignition on engines.

In addition, some ignition systems are explained, and how to read ignition with them.

Capacitive RPM sensing circuit

This is the current RPM sensing circuit on the SP1. Ignition pulses goes through the HV cable to the capacitive clamp, and they arrive to the rpm connector on the SP1. There, the signal goes to the top layer of the board and is transmitted by the board capacity through the bottom layer of the board, and then it enters on the circuit.



This is the current ignition circuit in the SP1/SP3



Capacitive pickup

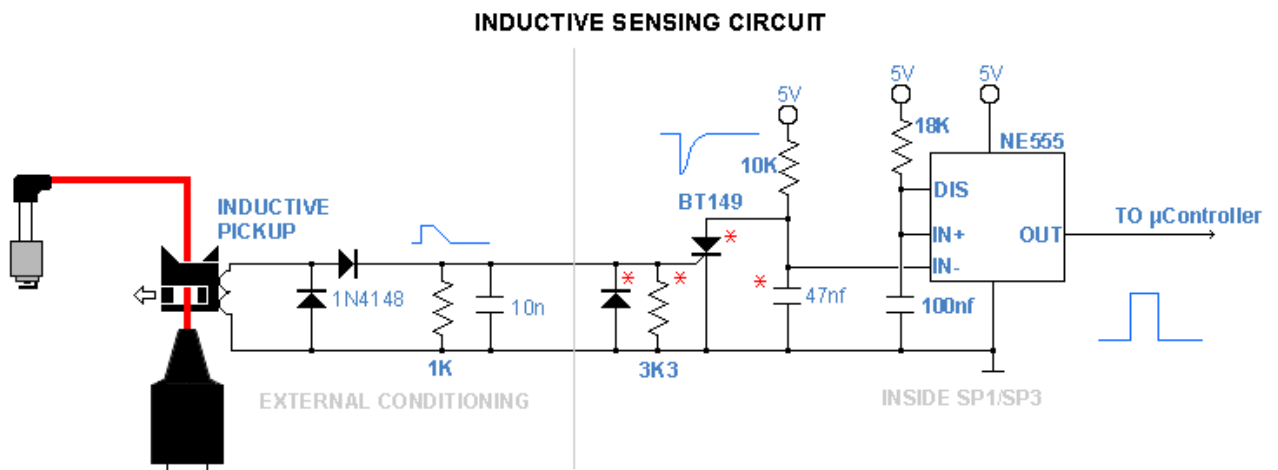
Inductive RPM sensing circuit

Current from ignition pulses creates an magnetic field inside the RPM pickup, and this is transformed into a current pulse inside the pickup coil.

The pickup pulse is applied directly to a SCR (thyristor) that discharges completely the inner capacitor on the SP1, this cause filtered pulses in the line that goes to the SP1 to avoid other short pulses to fire it. The other components placed with the SCR are provided to filter the pickup pulses.

Only current pulses should fire SCR. If you place the inductive pickup near a HV cable, it will catch HV pulses, or EMI pulses. This pulses go through the pickup cable to the conditioning circuit as common mode signals (inside the two wires), but are filtered with the 10 nf capacitor and the resistor to prevent the SCR to be fired.

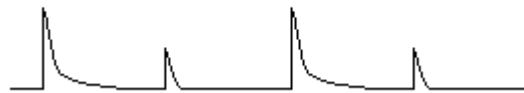
The 22 pf capacitor, 100K resistor, 1N4148 diode and BC547 transistor has been removed from the current sensing circuit inside SP1. One 47 nf capacitor has been add to prevent the NE555 to be fired with gliches in the line. Only pulses caused by the MCR100 SCR will discharge the capacitor and then will fire the NE555.



Inductive pickup

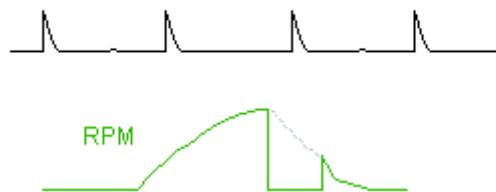
This circuit "measures" ignition current, so it only will read such current pulses of certain level. When used on wasted spark ignitions, two situations are present:

1) **When engine accelerates**, one spark happens when engine is compressing the air-fuel mixture, and then pressure is present inside the cylinder, and the spark needs more voltage to cross the gap, so high energy is present in the HV cable. The next spark (in the same cylinder) happens when engine is in exhaust phase, then the exhaust valve is opened and then low pressure is present inside the cylinder, thus low voltage is needed to cross the gap, and then the ignition energy is low. Theoretically both pulses have the same current but due to a parasitic capacitive effect each pulse is sensed with different amplitude.

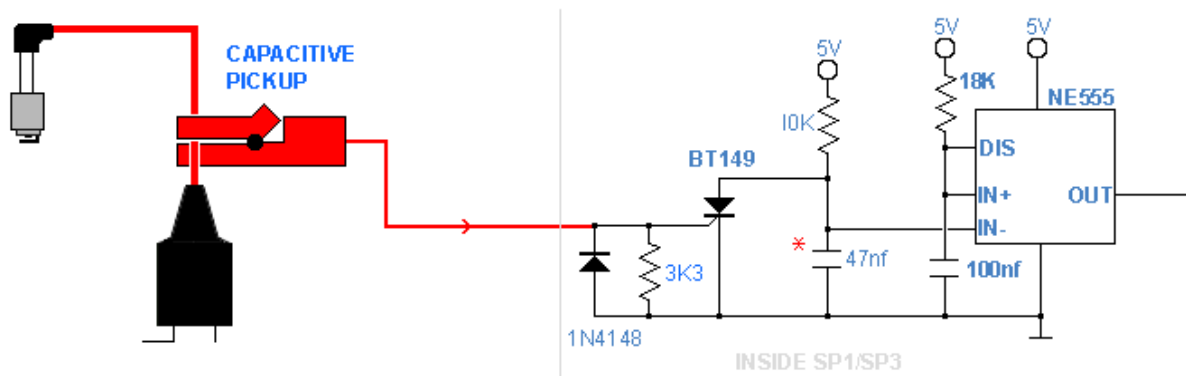


2) **When engine is running at high speed, and throttle is closed suddenly**, all sparks happens when engine has low pressure, because the throttle is closed and only a few air-fuel mixture is present.

Thus all sparks have low current, and the SCR circuit only senses a few of them. This is shown at the Dynamometer software as a failure on the rpm channel.



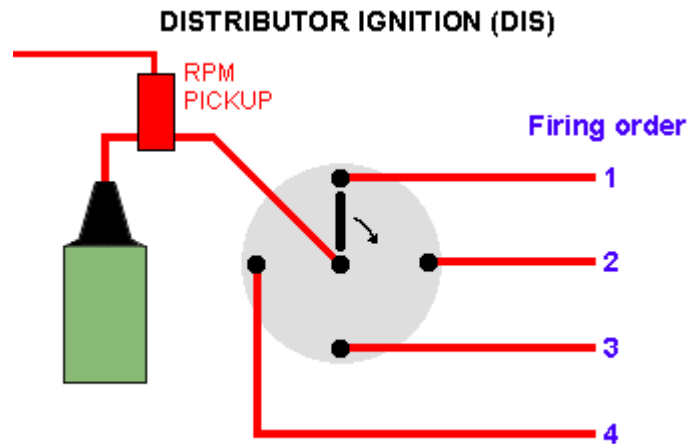
CAPACITIVE SENSING (SCR BASED)



Capacitive sensing circuit to be used with modified SP1/SP3 units

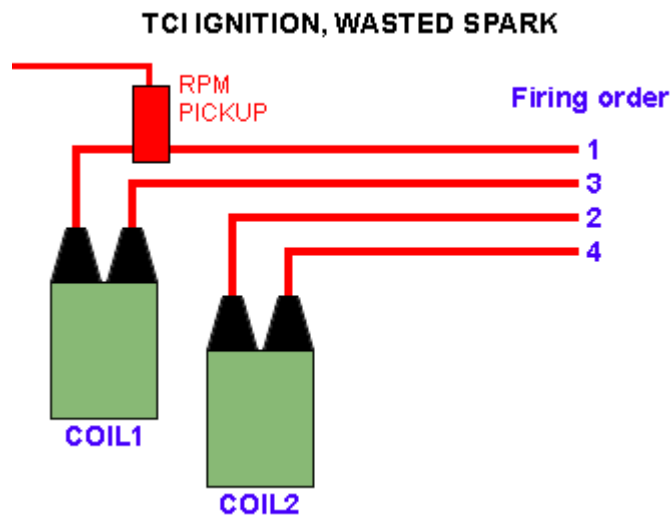
IGNITION TYPES

MULTI CYLINDER ENGINES (How to read rpm?)



Cylinder to get spark is selected with a distributor. This schema is obsolete.

To read RPM in this schema, you only need to place the capacitive clamp on the main HV cable (from coil to distributor). This will pick all RPM pulses (2 sparks per rev), thus you should select **"/2"** option on the program to get the actual rpm value.

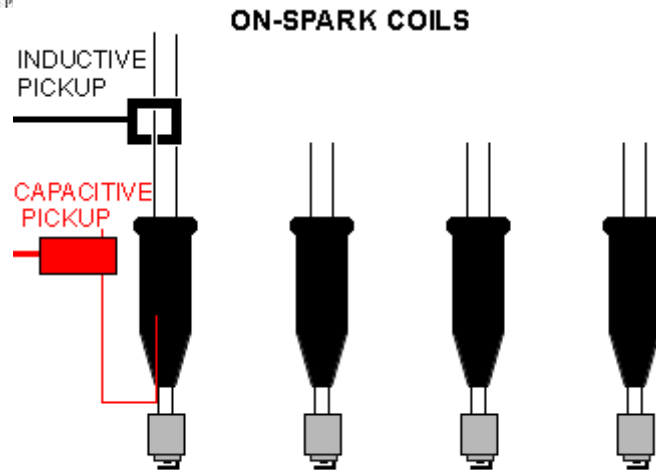


Two cylinders are fired at the same time. One of them is in compression phase, and it fires the air-fuel mixture when spark is made. The other cylinder is in exhaust phase, and spark has no effect over it.

To read RPM in this schema, you only need to place the capacitive clamp on any of the outer HV (1 or 4) **taking care that the sensing cable doesn't touch the other HV cables to prevent to catch pulses from the other coil.**

This will pick RPM pulses from one coil (1 spark per rev), thus you should select **"x1"** option on the program to get the actual rpm value.

If pulses from the other coil are often (but not always) caught, readings will be unaccurate. One solution may be to **catch wire 1 and wire 2** with the rpm pickup. In this case **"/2"** option should be used.



In this schema each spark has its own coil, and there is no HV cable from the coil to the spark. This schema can be used both for TCI and CDI ignitions. The ECU can fire each spark one by one.

To read RPM the difficulty with the current capacitive method is that the HV pulse is made inside the coil and there is no HV cable, so it is difficult to catch the ignition pulses with the capacitive clamp.

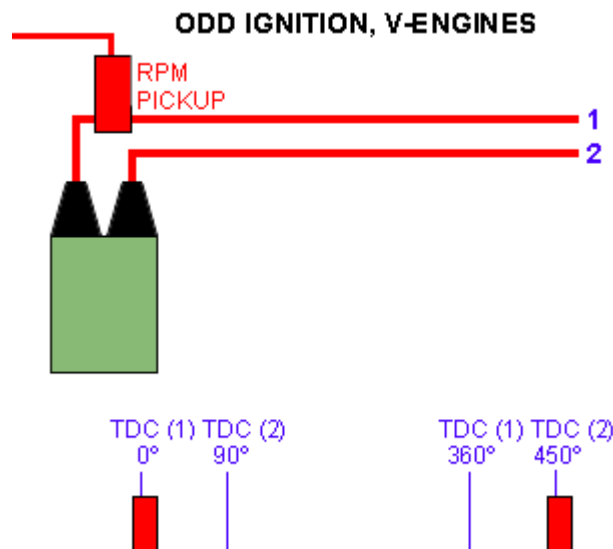
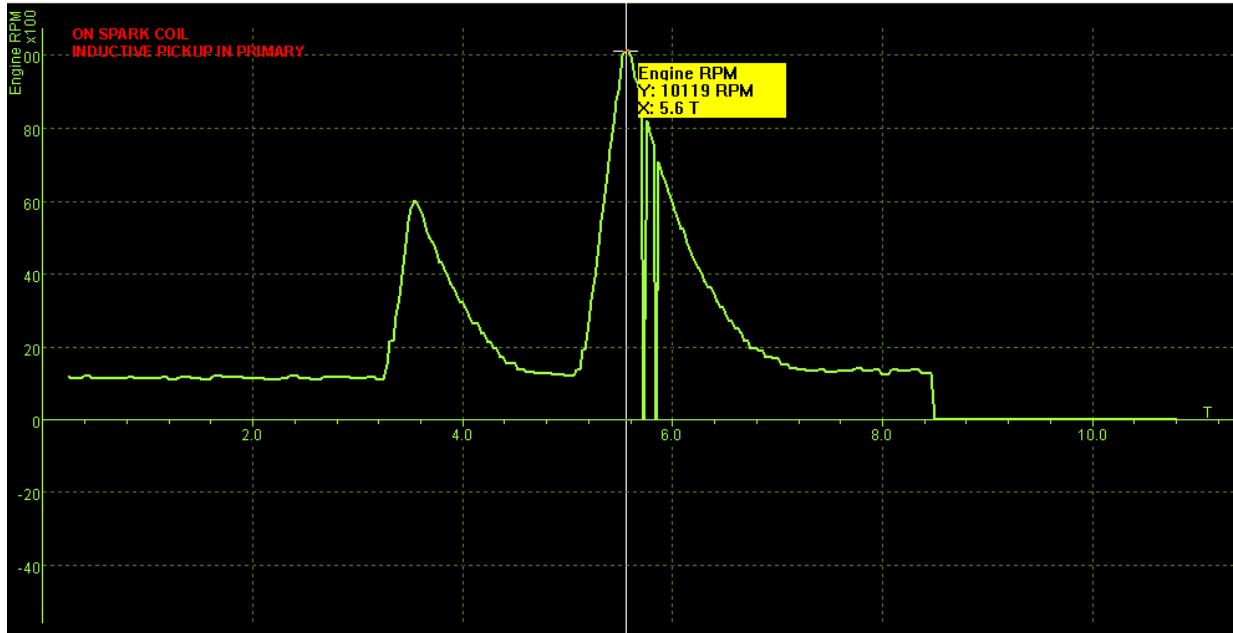
A thick wire can be placed inside the coil going outside it, so the capacitive clamp can be placed over it.

If using an inductive pickup, the current pulses in the coil cables can be read with the pickup. These pulses use to be higher than on HV cable, so readings should be good. Keep in mind that these cables have polarity, one of the is 12 Volt, and the other is switched to ground to charge the coil, so the current only flows in one sense.

How is placed the inductive pickup on the primary?



Here is shown one **on-spark coil** with the inductive pickup is placed on one of the cables. As the inductive pickup has polarity, it only work when the current cross the black side towards the side with the spark picture (as here)



The two cylinders are fired at the same time (equal as wasted spark), but the firing time is not always the same because the cylinders are in V configuration.

When Cylinder 1 is compressing the mixture, cylinder 2 is **starting** exhaust phase, so spark in cylinder 2 has no effect. And when cylinder 2 is compressing, cylinder 1 is **ending** exhaust phase, but no new air-fuel mixture has started to enter, so spark in this moment has not effect.

When read timings it seems to be not steady. For example at 3000 rpm (20 ms), timing will be: 25 ms, 15 ms, 25 ms, 15 ms, and so on...

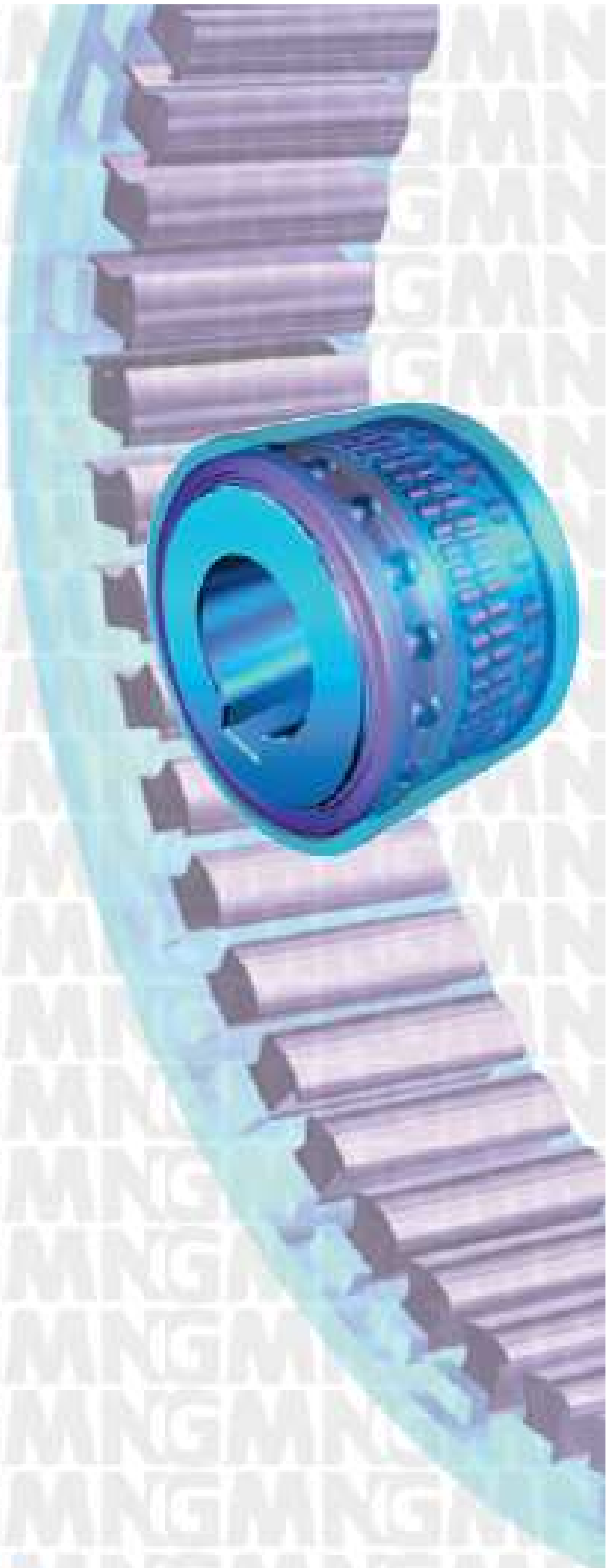
We has solved this problem in the SP1 and SP3 by group always two samples:

$$(25 + 15) / 2 = 40 / 2 = 20 \text{ ms} \rightarrow 3000 \text{ rpm}$$

and if sequence is taken backwards it works too:

$$(15 + 25)/2 = 40 / 2 = 20 \text{ ms} \rightarrow 3000 \text{ rpm}$$

RUEDAS LIBRES



GMN **GMN**

GMMN

Sumario – Consultas Técnicas	2
Series 400 y 8000 – 2 Líneas de Producto	3
Serie 400 – Descripción de los Tipos	4
Información Básica	
Funcionamiento de las Ruedas Libres	5/6
Información Básica	
Selección de una Rueda Libre	7 – 9
Instalación	10
Montaje	11
Dimensiones de las Ruedas Libres	12 – 17
Elementos Inserto	12
Rodamientos	13
Ajuste Prensado en los Aros Interior y Exterior	14
Chavetero en el Aro Interior y Ajuste Prensado en el Aro Exterior	15
Tamaños de Rodamientos de Bolas	16
Antirretroceso con Brazo de Apoyo	17
Lubricación	18/19
Ejemplos de Aplicación y de Instalación	20/21
Tabla de Tolerancias	22
Consultas Técnicas	23

La serie 400 abarca una gama de diámetros de ejes que va desde 2 hasta 80 mm dependiendo del diseño base. Si sus necesidades sobrepasan los tamaños máximos de eje mostrados en la tabla de dimensiones, sírvase contactar con nuestro departamento técnico para hallar la solución correcta, sin compromiso alguno.

GMMN es la marca registrada de los productos de Paul Müller GmbH & Co. KG Unternehmensbeteiligungen.

La información del catálogo corresponde a la actual normativa técnica, en Julio 1998. Reservado el derecho a cambios por mejoras técnicas.

Catálogo 9050 06/98

4 Características y 4 Importantes ventajas

GMN fabrica sus ruedas libres siempre con cuñas de forma. Estos productos han demostrado su fiabilidad en aplicaciones de gran responsabilidad en todo el mundo durante décadas.

Existen razones muy especiales para la elevada seguridad funcional de las Ruedas Libres GMN:

- 14. La espiral logarítmica
- 24. Perfecta acción del resorte
- 34. Mínimo espacio requerido
- 44. Gran número de cuñas

que se traducen en 4 ventajas muy importantes:

- 14. Elevada precisión
- 24. Elevado par de transmisión
- 34. Elevada frecuencia de indexación
- 44. Larga duración de vida.

Para llevar a la práctica estas ventajas y conseguir el mayor rendimiento, el usuario de nuestras ruedas libres debe tener en cuenta algunos requisitos:

Vamos a señalar algunos puntos respecto a: Diseño de las piezas adyacentes en página 8 y 9. Ajustes de montaje en página 10. Lubricación en páginas 18 y 19.

En caso de duda no deje de ponerse en contacto con el Departamento Técnico para más detallada información.

Serie Tipo 8000

Basadas en una cuña de 8,32 mm de altura de nuevo desarrollo, ofrecemos ahora jaulas de rueda libre estándar o de diseño especial. Asimismo es objeto de estudio y desarrollo una gama de ruedas libres con arcos templados y rectificados, con o sin hilera de bolas (rodamiento).

En este momento estamos suministrando tamaños de eje desde 38 hasta 130 mm. Otras dimensiones bajo demanda. Disponibles también en pulcadas.



Alturas de cuña y tamaños de ejes

La serie 400, está basada en una cuña de 4 mm de altura. Incluye ruedas libres para diámetros de eje desde 2 hasta 80 mm. Para ejes mayores, GMN ofrece la serie 8000. Véase información al final.

Aplicaciones más importantes

Aparte de una extensa variedad de aplicaciones en las que las ruedas libres son utilizadas por nuestros clientes en muchos países, presentamos el resumen de las más importantes:

- Transportadores (Antimetrocasa)
- Transportadores (Rotación Libre)
- Copiadoras (Alimentación de papel)
- Motores de Combustión Interna (Motor de Amanque)
- Fabricación de Muebles (Encoladores)
- Interruptores de Alto Voltaje
- Mezcladores (Embrague de Seguridad)
- Motocicletas (Cambio Automático)
- Empaquetadoras (Rotación Libre)
- Manipulación del Papel (Avance)
- Prensa de Imprimir (Accionamiento del Rodillo)
- Sembradoras (Dosisación)
- Maquinaria Textil (Avance)
- Tomos de arrastre/Cabrestantes



Para tener una idea general de esta nueva fuente de aplicaciones de ruedas libres para ejes de tamaño medio - Serie 8000 - solicite nuestro catálogo 9015.

Ruedas Libres GMN
 Serie s 400 y 8000 - 2 Líneas de Producto

GMN GMN

Rueda Libre

Elementos Inserto

Rodamientos RL 400

Rodillos



FE 400 M	ejes de 14 a 80 mm
FE 400 Z	ejes de 4 a 80 mm
FE 400 Z2	ejes de 2 a 80 mm
RL 400	Rodamiento ejes de 4 a 80 mm

Rueda Libre – Rodamiento

Ajuste Prensado en los Aros Interior y Exterior

Las mismas dimensiones que los rodamientos rígidos serie 62 según DIN 625.

Serie FK 62 . .

Todos los tipos son suministrables con chavetero.

Serie FKN 62 . .



FK 6203	eje \varnothing 17 mm
FK 6203-RS	obturada en un lado
FK 6204	eje \varnothing 20 mm
FK 6204-RS	obturada en un lado
FK 6204-2RS	obturada en ambos lados
FK 6205	eje \varnothing 25 mm
FK 6205-RS	obturada en un lado
FK 6205-2RS	obturada en ambos lados
FK 6206	eje \varnothing 30 mm
FK 6206-2RS	obturada en ambos lados
FK 6207	eje \varnothing 35 mm
FK 6207-2RS	obturada en ambos lados
FK 6304-2RS	eje \varnothing 20 mm obturada en ambos lados solo sin chavetero

Rueda Libre

Ajuste Prensado en los Aros Interior y Exterior



FR 400	ejes de 10 a 60 mm
FP 400	ejes de 10 a 60 mm
FPD 400	ejes de 30 y 40 mm – Obturada en ambos lados

Rueda Libre

Chavetero en el Aro Interior y Ajuste Prensado en el Aro Exterior



FRN 400	ejes de 10 a 45 mm
FN 400	ejes de 15 a 40 mm
FND 400	ejes de 15 a 40 mm – Obturada en ambos lados

Antimetroceso

Con Brazo de Apoyo

Obturada en Ambos Lados

RA 400
ejes de 15 mm a 40 mm



Ruedas Libres GMN
Serie 400 Descripción de los Tipos

Descripción de las ruedas libres

Las ruedas libres transmiten o soportan un momento torsor en una dirección por fricción de sus componentes y permiten el giro libre en dirección opuesta.

Las ruedas libres se usan en los siguientes casos:

Indexación: Transformación de un movimiento oscilante en rotación intermitente (avance).

Anilindrados: Para prevenir retrocesos y contramarchas no deseados.

Rotación libre: Para permitir que el eje conducido gire por inercia a mayor velocidad que el eje motor, o bien para que el motor principal pueda avanzar a una velocidad mayor que la del motor auxiliar de arranque.

Se puede disponer de un gran número de ruedas libres, en diferentes ejecuciones y tamaños en función de las exigencias: par a transmitir, frecuencia de indexación, velocidad en vacío, necesidades de montaje, espacio disponible, etc.

Las cuñas (elementos de bloqueo) no pueden soportar carga radial alguna. Se necesita que el eje esté correctamente guiado y sustentado con rodamientos apropiados. Ofrecemos las dos opciones: jaulas que constan solamente de cuñas, o bien conjuntos completos que incluyen rodamientos.

Una buena lubricación es especialmente importante para conseguir la máxima duración de vida, debido a que reduce la fricción y el desgaste. Véase la tabla correspondiente para la elección del lubricante adecuado.

Las ruedas libres GMN se suministran normalmente con aceite anticorrosión. Los tipos en ejecución ZRS o con aceites inoperados van lubricados de por vida.

En casos críticos de utilización, consulte con nuestro Servicio Técnico.

Las cuñas de forma

Todas las ruedas libres GMN van provistas de cuñas de perfil especial.

La forma y el perfil de las cuñas garantizan una alta calidad y fiabilidad. Se diseñaron dos cuñas diferentes para nuestros modelos, series 400 y 800, que son únicas por dos importantes características:

La curva optimal y la superficie frontal mínima. Construimos unas cuñas muy ligeras, de donde resultan unos esfuerzos de inercia mínimos y en consecuencia conseguimos unas elevadas frecuencias de indexación.

Curva de contacto en espiral logarítmica

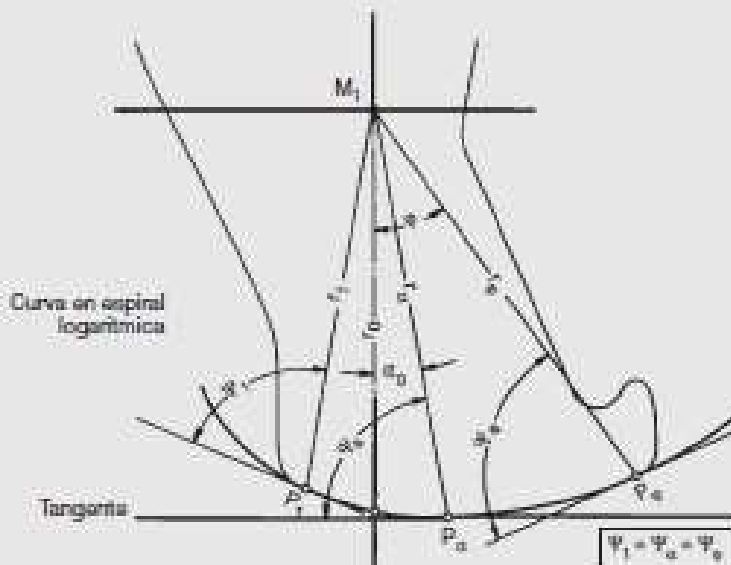
La curva en espiral logarítmica es la base de una buena precisión y de una larga duración de vida. Para ello es importante que todas las cuñas ataquen simultáneamente y bajo el mismo ángulo para absorber uniformemente el momento torsor. Se requiere que todas las cuñas actúen con la misma fuerza de reacción. De las fórmulas generales para espirales logarítmicas se desprende que:

$$r_y = r_0 \cdot e^{c \cot \psi - T} \\ Y \\ \psi = 90^\circ - \alpha_1; \alpha_2$$

Se demuestra que la tangente en cualquier punto forma el mismo ángulo ψ . Según esto, se obtiene un ángulo de ataque constante en cualquier posición y en toda la zona de trabajo. Hay que tener en cuenta que por la dispersión de medidas, aun dentro de la máxima precisión, las cuñas se encuentran de hecho con diferentes inclinaciones a lo largo de la circunferencia.

Gracias a la calidad de invariabilidad del ángulo y a una actuación de resorte idéntica se consigue un reparto uniforme de esfuerzos en las cuñas.

La aplicación de estos principios en la práctica constructiva, hace que las ruedas libres de GMN alcancen una gran duración de vida y alta frecuencia de indexación.



GMN

Enclavamiento de las cuñas



En el momento de aplicación de la carga se produce una pequeña rotación de la cuña sobre las superficies de bloqueo hasta que el momento aplicado queda en equilibrio con los esfuerzos de reacción en los diferentes componentes (eje, cuñas, alojamiento). La distancia recorrida en ambas superficies, así como la altura (deformación elástica) determinan la zona de trabajo.

La amplitud del ángulo de enclavamiento y depende de la magnitud del momento torsor y consecuentes fuerzas de reacción, así como de la deformación Δ . Simultáneamente, y como efecto de la rotación de las cuñas se produce un ángulo de giro θ que resulta ser constante bajo unas condiciones de trabajo dadas. Este giro es consecuencia de la elasticidad propia de los materiales, y no se debe a deslaminamiento de las cuñas.

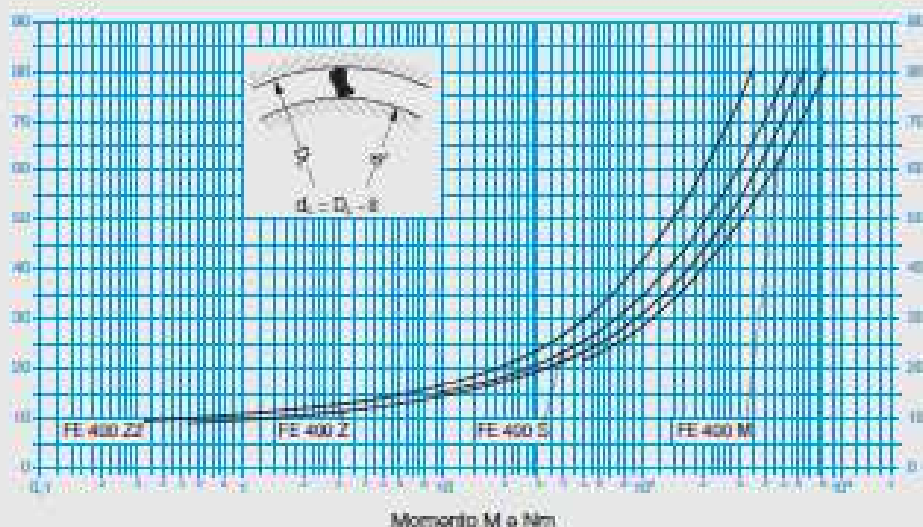
A fin de evitar esfuerzos puntuales peligrosos en las cuñas en presencia de sobrecargas, se modifica la espiral logarítmica más allá de la zona de trabajo. Esta modificación da como resultado unos ángulos de bloqueo α_1 y α_2 más elevados. El deterioro de las cuñas no tiene lugar sino para sobrecargas del orden de 2 a 3 veces mayores que el momento nominal.

Efecto del resorte Fuerza actuante en las cuñas

Cada caso concreto de aplicación requiere un análisis de la fuerza actuante sobre las cuñas, a fin de conseguir el mejor equilibrio entre un desgaste reducido en marcha en vacío y un alto grado de seguridad en servicio. Para que la fuerza actuante del resorte sea la menor posible, nuestras cuñas están diseñadas de forma que las fuerzas de inercia que presentan contra el movimiento de indexación sean mínimas.

Diagrama de momentos

Diámetro de la
 placa exterior
 D_1 en mm
 - Designación de
 Rueda Libre
 (p. B.: 42 ó 442)



Componentes

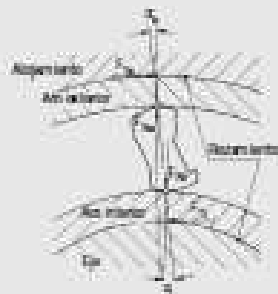
Asumida la importancia de los principios matemáticos referidos al perfil de la superficie de apoyo de las cuñas para la consecución de un correcto funcionamiento, resultan asimismo importantes los detalles constructivos que hacen posible la aplicación de tales supuestos matemáticos.

Se necesita que las cuñas estén debidamente guiadas y posicionadas en su jaula, y bajo la tensión de un resorte apropiado. La acción del resorte sobre la jaula y las cuñas, mantiene a éstas ejerciendo un esfuerzo dirigido hacia el interior. El ensanchamiento de la cabeza de la cuña impide que esta se deslice hacia el interior.

Aros delgados con ajustes prensados

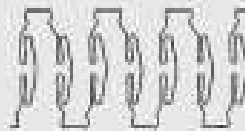
Las ruedas libres de aros delgados transmiten el par mediante el rozamiento producido en el ajuste prensado. No puede producirse el deslizamiento de un aro prensado, ya que la fuerza de rozamiento de cada aro con su correspondiente alojamiento o eje, aumenta en proporción al par aplicado.

Esto se cumple aun en el caso de que se presente una sobrecarga imprevista. Por las condiciones necesarias para el enclavamiento, los esfuerzos tangenciales $F_{T1} = M/R_1$ y $F_{T2} = M/R_2$, se corresponden con otros de dirección normal $F_{N1} = F_{T1} \cdot \cot \alpha$ (2) de magnitud unas 20 veces superior, que aumentan el apriete y fuerzas de rozamiento iniciales.



Resorte en zigzag

Hemos concebido un resorte de forma especial tridimensional para las ruedas libres serie FE-400 (también designada FE-400 M). Consisten de un hilo de acero de muelles de clase I, conformado en una máquina automática diseñada y construida por GMN.



Rueda libre FE 400 (FE 400 M)

Esta rueda libre es especialmente apropiada para las aplicaciones de indexación más precisas y rápidas.

El resorte engasta en las cuñas y se sujeta en la jaula. Mediante un largo contacto con la cuña, el resorte ejerce un doble esfuerzo según las componentes F_{T1} y F_{T2} (compresión y torsión). La resultante F_{R1} proporciona las óptimas condiciones de presión de contacto a cada una de las cuñas.

Esta rueda libre puede usarse como antirretroceso hasta velocidades en vacío y 5-20 m/min.



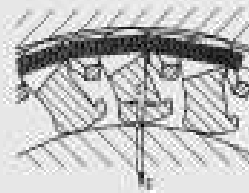
Rueda libre FE 400 Z y FE 400 Z2

Puede usarse este modelo como antirretroceso o en rotación libre hasta velocidades en vacío y < 60 m/min.

El resorte en espiral ejerce una fuerza F que, debido al pequeño brazo "D" produce un débil par de giro en cada cuña, resultando un rozamiento mínimo.

Con este tipo de resorte se suministran ruedas libres de dos diferentes anchuras (ver página 12).

Estas ruedas libres pueden emplearse también como elementos de indexación, siempre que la frecuencia sea reducida.



Rueda libre FE 400 S

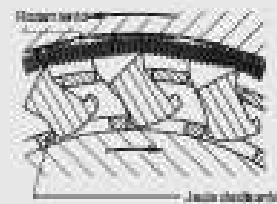
Esta rueda libre ha sido concebida para trabajar a velocidades en vacío muy elevadas: $v > 60$ m/min.

El diseño se basa en el tipo Z. La jaula principal está modificada, de forma que queda ajustada por fricción al aro exterior. Existe otra segunda jaula de bronce que gira con ligera fricción sobre el aro interior, y que mantiene las cuñas sin contacto con el aro interior durante la marcha en vacío, evitando el desgaste.

Esta rueda libre no puede utilizarse

como indexador.

Pieza no standard - pide información.



GMN

Marcha en vacío

En los casos de utilización de una rueda libre como antirretroceso con velocidad en vacío mayor de 20 m/min en el eje interior, es necesario elegir una rueda libre del tipo Z.

Dimensionado de la rueda libre

Dependiendo del tipo de utilización, durante el servicio pueden darse valores puntuales que sobrepasen ampliamente el momento nominal M.

Si no se dispone de datos concretos sobre las sobrecargas reales, el cálculo deberá basarse en el valor medio del momento, tomando en consideración los coeficientes de seguridad S_A, F, K, M, T señalados a continuación.

Inducción: $M_f = M_{Tn} \cdot S_T \cdot S_M \cdot S_T$

Antirretroceso: $M_f = M_{Tn} \cdot S_A \cdot S_T$

Rotación libre: $M_f = M_{Tn} \cdot S_M \cdot S_K \cdot S_T$

M_f = Momento teórico de funcionamiento

M = Momento nominal, según catálogo

M_{Tn} = Momento medio de trabajo de máquina

$M_f \leq M$

Estos coeficientes son aproximados, y solamente válidos como orientación para el dimensionado de las ruedas libres a partir del momento medio en servicio.

En casos de mayor compromiso es más seguro medir los momentos reales con métodos dinámométricos, en especial en los casos de elevada frecuencia de indexación.

Los valores n_{max} de las tablas corresponden a la velocidad máxima con la que se puede obtener una duración de vida de 1.000 horas.

A velocidades más reducidas, la duración de vida se aumenta según la relación:

$$L_2 = 1.000 \cdot \left(\frac{n_{max}}{n}\right)^{1,25}$$

Duración de vida máxima	L_1	Rotación del eje interior, lubricación por aceite
Casos de menor duración	$L_2 = 0,8 L_1$	Rotación del eje exterior, lubricación por aceite
	$L_3 = 0,7 L_1$	Rotación del eje interior, lubricación por grasa
	$L_4 = 0,6 L_1$	Rotación del eje exterior, lubricación por grasa

Masas de inercia	S_A	S_M
Masas ligeras Pequeños aparatos mecánicos, accionamientos eléctricos, pequeñas máquinas-herramienta	1	1,25
Masas medianas Presas de imprenta, máquinas-herramienta, instalaciones de manutención y alimentación de pequeñas cargas	1,2	1,65
Masas grandes Transporte de cargas importantes, Presas y maquinarias pesadas, Equipos pesados	1,8	2,5

Accionamiento	S_K
Motor eléctrico	1 - 2
Motor de explosión ($\beta < 1:100$)	1,3 - 2,5

Frecuencia de indexación Hz	S_T
1	1,00
5	1,05
10	1,10
15	1,15
20	1,25
30	1,35
40	1,45
60	1,70
más de 60	2,50

Temperatura en la rueda libre	S_T
hasta 20 °C	1,00
40 °C	1,05
60 °C	1,10
80 °C	1,20

Momento nominal y sobrecarga

Todos los valores M señalados en este catálogo corresponden a momentos nominales transmitibles por las diferentes ruedas libres. Este momento M incluye un coeficiente de seguridad de 1,2.

Es a partir de este valor (momento = 1,2 M) cuando comienzan a producirse deformaciones permanentes (huellas) de

Espesor mínimo de alojamientos y ejes huecos

Para un correcto funcionamiento de la rueda libre a plena carga o con ligera sobrecarga, la variación de cotas de los aros interior y exterior debido a los correspondientes esfuerzos de compresión y tracción, no debe sobrepasar $\Delta D = 50 \mu\text{m}$.

$$\Delta D = \Delta D_i + \Delta d_i \leq 50 \mu\text{m}$$

Para un cálculo aproximado, recomendamos seguir las indicaciones de los diagramas de secciones que señalan el espesor mínimo en función de la anchura y del tamaño de rueda libre elegido.

Diagramas para las secciones rectas

Los diámetros D_i se corresponden con las 2 últimas cifras de la designación ($D_i = 42$ corresponde a designación 442). Los diagramas se han calculado por las siguientes fórmulas de fatiga:

En el aro exterior:

$$n_{s,ext} = \frac{M \cdot \cos \alpha_2}{2 \pi B_2 \frac{H^2 + L^2}{D_i^2} \frac{D_i^2}{R_i^2}}$$

En el aro interior:

$$n_{s,int} = \frac{M}{2 \pi B_1 \frac{L^2 + H^2}{D_i^2} \frac{D_i^2}{R_i^2}}$$

Tomando además como fatiga máxima admisible $\sigma_{adm} = 200 \text{ N/mm}^2$ y como presión de contacto admisible $p_H = 4000 \text{ N/mm}^2$.

Los valores de anchura y espesor dados en el diagrama solo son válidos para:

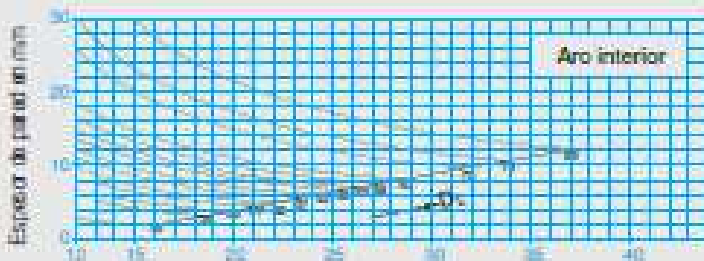
- a) Alojamiento de pared delgada y eje macizo.
- b) Alojamiento de pared gruesa y eje hueco.

Si hay que montar una rueda libre en un alojamiento de pared delgada, a la vez que sobre un eje hueco, es preciso tomar mayores espesores a fin de que la deformación total no sobrepase el valor admisible.

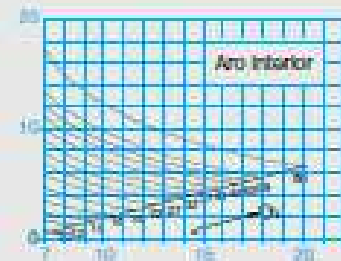
Si se trata de ruedas libres con aros, se puede incluir en el cálculo el espesor propio de los aros: 2 mm hasta el tamaño 442, y 2,5 mm a partir del tamaño 448.

Las curvas no pueden ser extrapoladas más allá de las anchuras máximas señaladas.

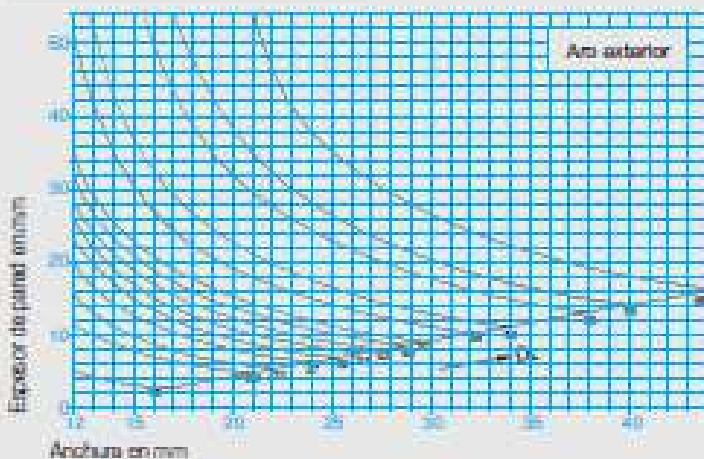
FE 400 M/Z/S



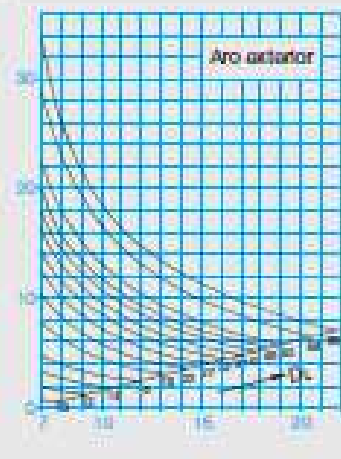
FE 400 Z2



FE 400 M/Z/S



FE 400 Z2



GMN

Ruedas Libres GMN
 Instalación

1. Ruedas libres FE 400/Z/Z2/S jaula de rodillos FL 400

1.1. Estado superficial y dureza:
 Las superficies de deslizamiento/bloqueo de las cuñas y los caminos de rodadura de los rodillos deben estar templadas y rectificadas. En caso de temple superficial, la profundidad mínima debe ser de 1,3 mm para que pueda transmitirse el par nominal. Se podrá reducir el espesor para partes más reducidas.

Dureza: 60^{H2} HRC
 Profundidad de temple: ≥ 1,3 mm
 Rugosidad: R_a ≤ 1,6 μm

1.2. Ajustes:

Alojamiento: D_h - H6
 Eje: d_h - h6
 Ver página 22

1.3. Las ruedas libres y las jaulas de rodillos necesitan una guía lateral en forma de resalte, anillo o diápolis.

1.4. Para facilitar el montaje hay que prever chavetas de entrada en eje y alojamiento.

1.5. Los rodillos de las jaulas FL 400 pueden suministrarse en 11 clases de tolerancia con intervalos de 2 μm, y entre valores extremos de -10 μm y +10 μm.

Ejemplo de pedido:

50 jaulas de rodillos Ø 34 x Ø 42 del grupo +4 μm:

50 FL 442 + 4.

Si no se especifica tolerancia alguna, se suministrarán del grupo ±0 μm:

50 FL 442

2. Ruedas libres FR/FP/FPD y FRN/EN/FND 400

(Ejecuciones M y Z)

2.1. Los ejes y alojamientos donde van montadas estas ruedas libres pueden ser de acero, pero también de otros metales no férricos. En estos casos, proponemos nos consulten.

2.2. Ajustes:

Aro delgado, montaje a prensa
 Alojamiento: D - H6

Aro delgado, montaje a prensa:

Eje: d - h6

Aro con chavetero:

Eje: d - js6/h6

Ver página 22

2.3. Las ruedas libres montadas en las series FR y FRN 400 deben ser guiadas lateralmente.

2.4. Los aros delgados para ajuste prensado no necesitan ninguna otra seguridad axial o radial.

2.5. El aro interior de la rueda libre FRN 400 debe ser fijado axialmente. El aro interior de los otros modelos con chavetero no necesitan fijación axial excepto si la prensa exterior (polea, engranaje, etc.) no dispone tampoco de guiado axial.

2.6. Durante el montaje a prensa de las ruedas libres con rodamiento, hay que evitar que se transmita ningún esfuerzo axial a través de las bolas.

3. Rueda libre-Rodamiento FK 62.../FKN 62...

3.1. Piezas adyacentes como en el apartado 2.1.

3.2. Ajustes:

Alojamiento: D - N7

Eje: d - n6

Ver página 22

3.3. Aplicando las tolerancias prescritas (ajuste prensado) no se requiere ninguna otra fijación suplementaria. Hay que tener presente que incluso los aros interiores con chavetero de las series FKN 62... tienen que ser montados con ajuste prensado sobre ejes con tolerancia n6 para un correcto funcionamiento.

3.4. Durante el montaje a prensa hay que evitar cualquier esfuerzo sobre las bolas.

3.5. Las rotonas FRR empleadas en estas ruedas libres protegen contra el polvo e impiden la gresca de lubricación. No son válidos para lubricación con aceite ni para inmersión en líquidos.

4. Antirretroceso con brazo de apoyo RA 400

4.1. Eje: como en apartado 2.1.

4.2. Ajustes:

Eje: d - js6/h6

Ver página 22

4.3. El aro interior debe quedar fijo axialmente sobre su eje.

4.4. El conjunto sólo debe ser montado y desmontado a través del ajuste entre eje y aro interior, a fin de que el rodamiento a bolas no resulte dañado.

5. Dirección de bloqueo

Algunos tipos de ruedas libres pueden presentar dos direcciones de bloqueo. En caso de pedido, deberá quedar claro el sentido de bloqueo.

Bloqueo a derechas:

R = Right (derecha)

Tiene lugar cuando, al girar el eje hacia la derecha (como las agujas del reloj), el aro exterior resulta amarrado a través de las cuñas de bloqueo. El punto de vista se sitúa del lado del montaje de la rueda libre. El correspondiente sufijo "R" queda sobrentendido y normalmente se omite.

Bloqueo a izquierdas:

L = Left (izquierda)

El aro exterior resulta ahora amarrado cuando el eje gira hacia la izquierda, según se mira desde el lado del montaje. El sufijo "L" debe ser necesariamente indicado.

Ejemplos: FE 422 L; FK 6205-RS L; RA 442 L; RA 463 ZL

6. Lubricación

Las ruedas libres GMN obtendidas (FND, FPD, FV/FKN 62...-RS/-ZRS) se suministran con grasa. Las demás van sólo protegidas contra la corrosión.

Ver páginas 18/19

Atención: Mantengan completamente limpios los anillos de la rueda libre así como eje y alojamiento antes del montaje en prensa (no debe quedar resto alguno

1. Generalidades

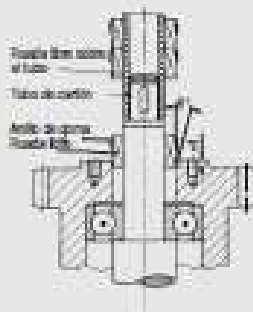
Las ruedas libres FE 400 y FE 400 Z/Z2 se suministran dispuestas sobre un tubo de cartón para facilitar su montaje. Por otra parte, las ruedas libres FE 400 solamente, se suministran rodeadas por

un anillo de goma de color que comprime ligeramente las cuñas para su más fácil montaje.

Color del anillo de goma según la dirección de bloqueo:
 a derechas – rojo
 a izquierdas – verde o incoloro

2. Montage

2.1 FE 400

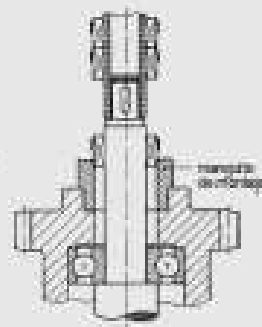


2.1. Recomendaciones para el montaje de ruedas libres FE 400 en serie

Deslice la rueda libre hasta abocarla en su alojamiento. Después de quitar el anillo de goma, lívese a su posición final.

En caso de que la rueda libre deba ser introducida en un profundo alojamiento que dificulte su montaje, puede usarse un manguito de montaje.

2.1. FE 400



Coloque la rueda libre en su alojamiento, asegurándola axialmente. El eje achufanado pasa fácilmente mediante un movimiento rotativo.

En el caso de que las entradas en el eje y alojamiento no pueden ser achufanadas por cualquier motivo, coloque la rueda libre hasta la mitad de su longitud, lo que provoca la inclinación de las cuñas, que se adaptan a un diámetro frontal reducido, consiguiéndose la introducción del eje y rueda libre. Esta forma de montaje solo es posible con el tipo FE 400 Z.

Las ruedas libres FE 400 S con jaula exterior deslizable deben ser rotaridas axialmente mediante algún disco, anillo o collar. Hay que prescindir de cirlopes: las ranuras circulares necesarias para su alojamiento podrían dañar la jaula en el montaje.

Las ruedas libres FE 400 Z, Z2 y S pueden ser montadas indistintamente a derechas o a izquierdas.

2.2. FE 400 Z/Z2



2.3. FE 400 Z



2.4. FE 400 S



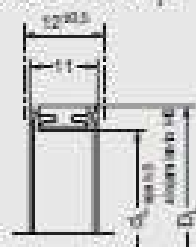
GMN

FE 400

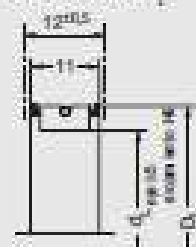
FE 400 Z

FE 400 Z2

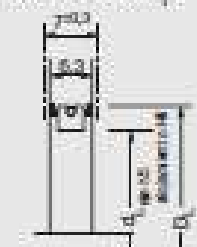
Anchura de montaje



Anchura de montaje



Anchura de montaje

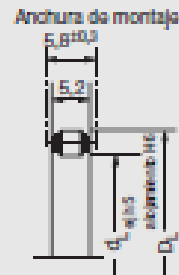


Ruedas Libres GMN
 Elementos Inserto - Dimensiones

Dimensiones [mm]		Designación	Momento M [Nm]	Designación	Momento M [Nm]	Designación	Momento M [Nm]	Velocidad en vacío n_{vac} [1/min]
d_1	D_1	FE 400		FE 400 Z		FE 400 Z2		
2	10					FE 410 Z2 O	0,3	10 000
4	12			FE 412 Z	3	FE 412 Z2	1,8	10 000
6	13					FE 413 Z2	2,9	9 000
6	14					FE 414 Z2	2,6	8 600
8	16			FE 416 Z	12	FE 416 Z2	7,6	7 600
14	22	FE 422	48	FE 422 Z	44	FE 422 Z2 O	21	5 300
15	23	FE 423	56	FE 423 Z	48	FE 423 Z2 O	24	5 200
17	25	FE 425	68	FE 425 Z	58	FE 425 Z2 O	30	4 700
19	27	FE 427	80	FE 427 Z	66	FE 427 Z2 O	36	4 400
20	28	FE 428	87	FE 428 Z	75	FE 428 Z2 O	39	4 200
22	30	FE 430	101	FE 430 Z O	97	FE 430 Z2 O	46	4 000
24	32	FE 432	116	FE 432 Z	97	FE 432 Z2 O	52	3 700
25	33	FE 433	124	FE 433 Z	107	FE 433 Z2 O	56	3 600
27	36	FE 435	141	FE 435 Z O	121	FE 435 Z2 O	64	3 400
29	37	FE 437	158	FE 437 Z	137	FE 437 Z2	71	3 200
30	38	FE 438	168	FE 438 Z	144	FE 438 Z2 O	76	3 100
34	42	FE 442	207	FE 442 Z	178	FE 442 Z2	93	2 800
35	43	FE 443	217	FE 443 Z	187	FE 443 Z2 O	98	2 700
40	48	FE 448	272	FE 448 Z	236	FE 448 Z2 O	122	2 600
42	50					FE 450 Z2 O	130	2 400
45	53	FE 453	333	FE 453 Z	281	FE 453 Z2	146	2 300
50	58	FE 458	406	FE 458 Z	346	FE 458 Z2 O	178	2 000
51	59	FE 459	414	FE 459 Z	357	FE 459 Z2 O	181	2 000
55	63	FE 463	472	FE 463 Z	407	FE 463 Z2 O	202	1 900
60	68	FE 468	560	FE 468 Z	474	FE 468 Z2 O	243	1 750
62	70	FE 470	583	FE 470 Z	502			1 700
65	73	FE 473	633	FE 473 Z	546			1 600
70	78	FE 478	722	FE 478 Z	622			1 500
90	98	FE 498 O	914	FE 498 Z O	798			1 300

Salvo señal rubrica en el guiso 0,04 mm. O No disponible en stock. Consultar otras dimensiones, bajo demanda.
 Dimensiones susceptibles de eventuales modificaciones 10 mm - 1 kg, - 10 N - 1 kg.

RL 400



Ejemplo de pedido en página 10, apartado 1.5.

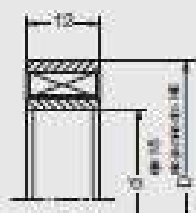
Dimensiones [mm]		Designación	Capacidad de carga [N]		Velocidad en vacío n_{max} [1/min]	
d_L	D_L		C dinám.	C_0 estática	aceite	grasa
		RL 400				
2	10					
4	12	RL 412	2 510	1 400	55 000	45 000
5	13					
6	14					
8	16					
14	22	RL 422	4 060	3 500	25 000	19 000
15	23	RL 423	4 060	3 550	24 000	18 000
17	25	RL 425	5 910	4 550	21 000	17 000
19	27	RL 427	6 350	5 110	20 000	15 000
20	28	RL 428	6 340	5 160	19 000	15 000
22	30	RL 430	6 740	5 710	17 000	14 000
24	32	RL 432	6 710	5 790	16 000	13 000
25	33					
27	35					
29	37	RL 437	7 400	6 920	14 000	11 000
30	38	RL 438	7 380	6 950	13 000	10 000
34	42	RL 442	8 410	8 580	12 000	9 000
35	43	RL 443	8 380	8 590	12 000	9 000
40	48	RL 448	9 630	10 750	10 000	8 000
42	50					
45	53	RL 453	9 460	10 860	9 000	7 000
50	58	RL 458	9 050	11 990	8 500	6 500
51	59	RL 459	10 560	13 050	8 000	6 500
55	63	RL 463	10 730	13 650	7 500	6 000
60	68					
62	70	RL 470	11 690	15 870	7 000	5 000
65	73	RL 473	11 590	15 910	6 500	5 000
70	78	RL 478 O	11 420	15 980	6 000	4 700

Salto radial máximo en el guiado: 0,04 mm. O No disponible en stock. Consultar otras dimensiones, bajo demanda.
 De anillos susceptibles de eventuales modificaciones: 10 Nm = 1 kp, 10 N = 1 kp.

GMN

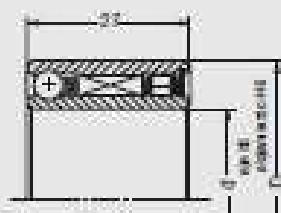
Ruedas Libres GMN
 Ajuste Prensado en los Aros Interior y Exterior – Dimensiones

FR 400



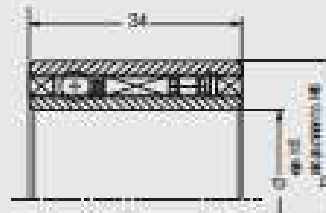
sin rodamiento

FP 400



con rodamientos

FPD 400 + Ø



con rodamientos
 y doble obturación

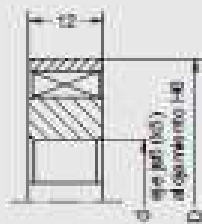
Dimensiones [mm]		Designación			Mo- mento [Nm]	Velocidad en vacío n_{max} [1/min]	Capacidad de carga [N]			
d	D	FR 400	FP 400	FPD400+Ø			C _d dinámica		C ₀ estática	
						Bolas	Rodillos	Bolas	Rodillos	
10	26	FR 422	FP 422		48	5 300	4 835	4 060	2 085	3 500
		FR 422 Z	FP 422 Z		44					
15	31	FR 427	FP 427		80	4 400	6 080	8 350	2 785	5 110
		FR 427 Z	FP 427 Z		66					
20	36	FR 432	FP 432		116	3 700	6 555	6 710	3 175	5 700
		FR 432 Z	FP 432 Z		97					
26	41	FR 437	FP 437		158	3 200	7 325	7 400	3 870	6 620
		FR 437 Z	FP 437 Z		137					
30	46	FR 442	FP 442	FPD 442	207	2 600 Ø (1 500)	7 080	8 410	4 570	8 560
		FR 442 Z	FP 442 Z	FPD 442 Z	179					
36	53	FR 448			272	2 500				
		FR 448 Z			235					
40	68	FR 453	FP 453		333	2 200 Ø (1 200)	8 690	9 460	5 640	10 960
		FR 453 Z	FP 453 Z	FPD 453 Z	281					
60	68	FR 463	FP 463		472	1 900	9 295	10 730	6 700	13 660
		FR 463 Z	FP 463 Z		407					
60	78	FR 473	FP 473		633	1 600	9 535	11 560	7 420	15 910
		FR 473 Z	FP 473 Z		545					

Las capacidades de carga C y C₀ no son válidas para la serie FR 400

Señal de la flecha en el cuadro para la serie FR 400 = Ø32 mm. Consultar otros diámetros, según demanda.
 * La flecha en el eje muestra la dirección de rotación libre del eje exterior = dirección de bloqueo del eje interior.
 Ø Velocidad en vacío para la serie FPD

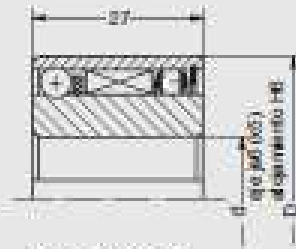
Dimensiones susceptibles
 de modificaciones ocasionales
 10 Nm - 1 rpm, 10 N - 1 rpm

FRN 400*



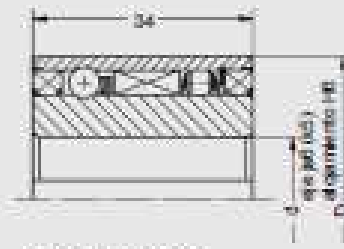
sin rodamientos

FN 400



con rodamientos

FND 400 + O



con rodamientos
y doble obturación

Dimensiones [mm]		Designación			Mo- mento [Nm]	Velocidad en vacío n_{max} [1/min]	Capacidad de carga [N]			
d	D	FRN 400*	FN 400	FND400+O			C _d dinámica		C _r estática	
						Bolitas	Rodillos	Bolitas	Rodillos	
10	31	FRN 427			80	4 400				
		FRN 427 Z			68					
12	36	FRN 432			116	3 700				
		FRN 432 Z			97					
15	41	FRN 437	FN 437	FND 437	158	3 200 O (1 700)	7 325	7 400	3 670	6 920
		FRN 437 Z	FN 437 Z	FND 437 Z +	137					
20	46	FRN 442	FN 442	FND 442 +	207	2 800 O (1 600)	7 980	8 410	4 670	8 560
		FRN 442 Z	FN 442 Z +	FND 442 Z	178					
25	58	FRN 453	FN 453	FND 453	333	2 200 O (1 200)	8 600	9 460	5 640	10 860
		FRN 453 Z	FN 453 Z	FND 453 Z	281					
30	64	FRN 459	FN 459 +	FND 459	414	2 000 O (1 100)	8 805	10 560	6 010	13 050
		FRN 459 Z	FN 459 Z	FND 459 Z	357					
35	68	FRN 463			472	1 900				
		FRN 463 Z			407					
40	75	FRN 470	FN 470 +	FND 470	583	1 700 O (1 000)	9 645	11 690	7 405	15 670
		FRN 470 Z	FN 470 Z	FND 470 Z	502					
45	79	FRN 473			633	1 600				
		FRN 473 Z			545					

Las capacidades de carga C_d y C_r se dan en N/mm para la serie FRN 400*

Sello axial máximo en el eje para la serie FRN 400 + O: 0,03 mm. Consultar otros detalles, bajo demanda.

* La fabricación del eje normal para la serie FRN 400 se cumple en la rueda libre propulsora, pero no en la chaveta.

Dimensiones según DIN 9135, hoja 1, FN (dimensiones en página 23).

+ Estos tipos pueden suministrarse con diferentes diámetros de eje, bajo demanda.

+ La flecha en el eje interior indica: dirección de rotación libre del eje exterior - dirección de bloqueo del eje interior.

O Velocidad en vacío para la serie FND

Dimensiones susceptibles
de variación o modificación
10 Nm = 1 kgm; 50 Nm = 1 kp

GMN

FK 62 ...

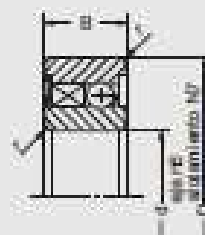
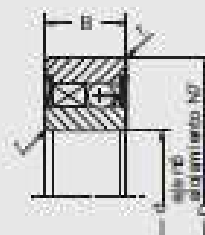
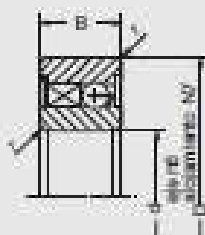
FK 62 ...-2RS

FK 62 ...-RS

Dirección de bloqueo
 del aro interior
 A considerar solo en el
 tipo FK 62 ...-RS



Sentido de observación



Iguals dimensiones que los rodamientos serie 62 dimension 02, según DIN 625

Las ejecuciones "abierta" y "2RS" forman el programa standard. No es necesario indicar el sentido de bloqueo. En la ejecución "RS" es preciso determinar el sentido de bloqueo, tal como se indica más abajo. Las ejecuciones "RS" y "2RS" se suministran lubricadas con grasa de por vida (Ver páginas 10 o 13). Después del montaje, el juego radial debe quedar comprendido entre G2 y G5 según DIN 620. Para conseguir un juego reducido G2 es necesario tomar el eje con la mayor medida posible y el alojamiento con la menor.

con chavetero

FKN 62 ...

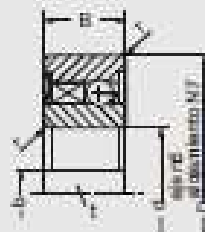
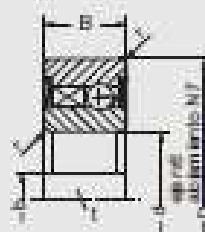
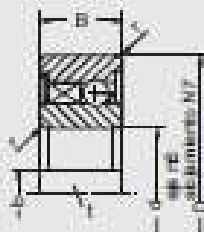
FKN 62 ...-2RS

FKN 62 ...-RS

Dirección de bloqueo
 del aro interior
 A considerar solo en el
 tipo FKN 62 ...-RS



Sentido de observación



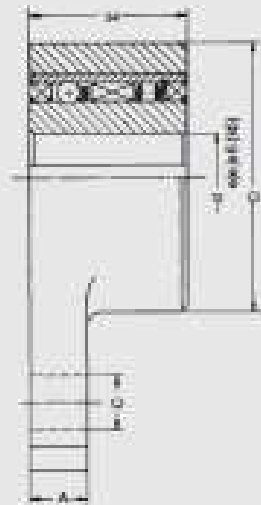
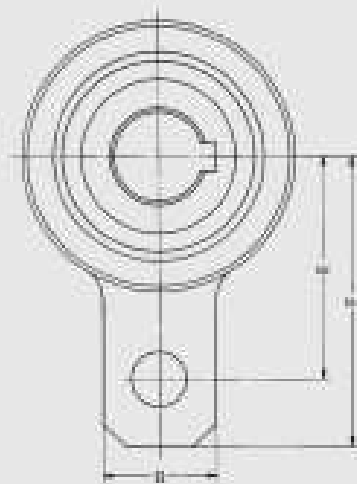
Iguals dimensiones que los rodamientos serie 62 dimension 02, según DIN 625

Dimensiones [mm]							Designación		Mo- mento M [Nm]	Velocidad en vacío n_{max} [1/min]	Capacidad de carga [N]	
d	D	B	r	b ^{PS}	i	FK 62...	FKN 62...	C din.			C ₀ estát.	
17	40	12	1	5	1,2	FK 6203 FKN 6203		FK 6203-RS FKN 6203-RS	40	3 700	6 565	3 175
20	47	14	1,5	5	1,5	FK 6204 FKN 6204	FK 6204-2RS FKN 6204-2RS	FK 6204-RS FKN 6204-RS	56	3 200	7 325	3 870
25	52	15	1,5	8	2	FK 6205 FKN 6205	FK 6205-2RS FKN 6205-2RS	FK 6205-RS FKN 6205-RS	93	2 800	7 980	4 570
30	62	16	1,5	8	2	FK 6206 FKN 6206	FK 6206-2RS FKN 6206-2RS	FK 6206-RS FKN 6206-RS	130	2 400	6 450	5 290
35	72	17	2,7	10	3,3	FK 6207 FKN 6207	FK 6207-2RS FKN 6207-2RS	FK 6207-RS FKN 6207-RS	202	1 800	6 295	5 700
20	52	15	1,5				FK 6204-2RS sólo en chavetero		93	2 800	7 980	4 570

La transmisión del par momental se cumple en la rueda libre propia sólo para no en la chasis.
 Chavetero en el aro interior según DIN 6882, hoja 3 (P3). Consultar otras dimensiones, bajo demanda.
 La flecha en el aro interior indica: dirección de rotación libre del aro interior - Dirección de bloqueo del aro exterior.
 * Tamaño 6207 - Alojamiento N6 - Profundidad de chavetero según DIN 6882-Def. 1

Dimensiones susceptibles
 de variación u modificaciones
 10 Nm - 1 kgm; 10 Nm - 1 kgm

RA 400



Sentido de observación



Dirección de bloqueo
 del anillo interior

Estos Antifretoscos RA 400
 pueden usarse también como
 elementos de indexación.

Dimensiones [mm]							Designación RA 400	Mo- mento M [Nm]	Velocidad en vacío n_{max} [1/min]	Capacidades de carga [N]			
d	D	A	B	C	E	F				C dinámica		C ₀ estática	
									Bolas	Rodillos	Bolas	Rodillos	
15	65	12	32	10	47	62	RA 437	158	1 700	7 325	7 400	3 670	6 020
							RA 437 Z	137					
20	75	16	36	12	54	72	RA 442	207	1 500	7 080	8 410	4 570	8 560
							RA 442 Z	178					
25	90	16	45	16	62	84	RA 453	333	1 300	8 690	9 460	5 640	10 950
							RA 453 Z	291					
30	100	16	50	16	68	92	RA 459	414	1 100	8 805	10 560	6 010	13 050
							RA 459 Z	357					
40	110	20	50	20	86	112	RA 470	583	1 000	9 645	11 690	7 405	15 870

Diseñados según DIN 625, Hoja 1, F5 (dimensiones en página 70).
 El agujero C del brazo de apoyo puede utilizarse talado, con piloto anillado, o con agujero cónico con un diámetro adyacente.
 Consultar otras dimensiones, bajo demanda.

Dimensiones susceptibles
 de variación en producción:
 (0 Nm = 1 kgm, 01 N = 1 kg)

GMN

Para obtener un funcionamiento correcto bajo carga de nuestras ruedas libres de calidad, es necesario dosificar debidamente los engrases con un lubricante adecuado. Solo la utilización de los aceites y grasas indicados en nuestras tablas nos permite garantizar el correcto funcionamiento de nuestras ruedas libres.

Bajo demanda les indicaremos en cada caso una especificación completa del lubricante mejor adaptado al intervalo de temperaturas deseado.

Para temperaturas extremas, rogamos consulten con nuestro Servicio Técnico.

En la medida de lo posible es preferible la lubricación por aceite o por niebla de aceite mejor que con grasa.

Para la lubricación por niebla de aceite, sólo pueden ser utilizados los aceites hidráulicos de la tabla 1, y no los aceites ATF o aceites motor (HD) de la tabla 2.

Aceites

Tabla 1	- 15 °C a + 30 °C	Temperaturas de utilización 15 °C a 90 °C	60 °C a 120 °C
Tipo de aceite	aceite hidráulico HM 10	aceite hidráulico HM 32	aceite hidráulico HM 100
Normas GMN	código GMN no. 80	código GMN no. 85	código GMN no. 85

Tabla 2	- 15 °C a + 30 °C	Temperaturas de utilización 15 °C a 90 °C	60 °C a 120 °C
Tipo de aceite	-	aceite motor (HD) SAE 10 W ATF-DEXRON II D o III	aceite motor (HD) SAE 30

ATF-DEXRON II D corresponde a la especificación General Motors "DEXRON II D". Los aceites motor SAE 10 W y

SAE 30 corresponden a "API Service SF y GC" y a "MIL-1-46152 B".

En la tabla 2 figuran los aceites de automoción que pueden ser fácilmente adquiridos en estaciones de servicio y que resultan apropiados para la lubricación de las ruedas libres.

Ruedas Libres GMN
Lubricación

Diagram Viscosidad/Temperatura para los aceites GMN



Importante: Los aceites indicados en las tablas 1 y 2 no pueden ser mezclados excepto en los siguientes casos: aceites ATF entre sí, aceites motor (HD) entre sí, y aceites hidráulicos entre sí.

Antes de un cambio de aceite hay que proceder a la limpieza minuciosa de la rueda libre y piezas adyacentes con productos adecuados derivados de gasolina o queroseno. No utilizar desengrasantes enérgicos como tri- o pentaclorofenol.

La cantidad de aceite depende del tamaño de la rueda libre. En casos normales, con la rueda libre en reposo, el nivel de aceite deberá llegar hasta un tercio de la altura de la rueda libre.

Para una lubricación por neblia de aceite se requiere una aportación continua de aceite nuevo. Las ruedas libres en engranajes abiertos necesitarán una lubricación frecuente, quizá diariamente. La cantidad de lubricante en estos reengrasos depende del tamaño de la rueda libre y diseño de las piezas adyacentes.

Si no existe indicación expresa del cliente, nuestras ruedas libres, tipos FPD y FND de doble obturación se suministran lubricadas de por vida con aceite para temperaturas de 15 °C a 30 °C.

Grasas

Las grasas disponibles en el mercado son muy diferentes en sus características y aplicaciones. Por ello creamos oportuno señalar algunas directrices.

No existe una grasa universal para todas las condiciones de servicio.

La tabla 3 señala los tipos de grasa recomendados y sus características.

Tabla 3

Fabricante	Tipo de grasa	Saponificación	Aceite de Base	Consistencia (NLGI) DIN 51818	Escala de Temperaturas en °C para Ruedas Libres GMN	Características
Hüber Lubrication	ISO-FLEX LDS 18 SPECIAL A	Litio	Ester	2	-30...+120	Grasa lubricante para muy bajas temperaturas y de larga duración, de gran resistencia al envejecimiento y la corrosión.
Shell	Alvania RS	Litio	Mineral	2	-10...+120	Grasa lubricante de larga duración, de gran resistencia al envejecimiento y la corrosión. Un filtrado adicional da como resultado un elevado grado de pureza.

Las indicaciones expuestas permiten la elección de grasa para las aplicaciones normales.

Para obtener una larga duración de vida y una marcha silenciosa, GMN ha seleccionado ciertas grasas de rodamientos, sometidas a ensayos

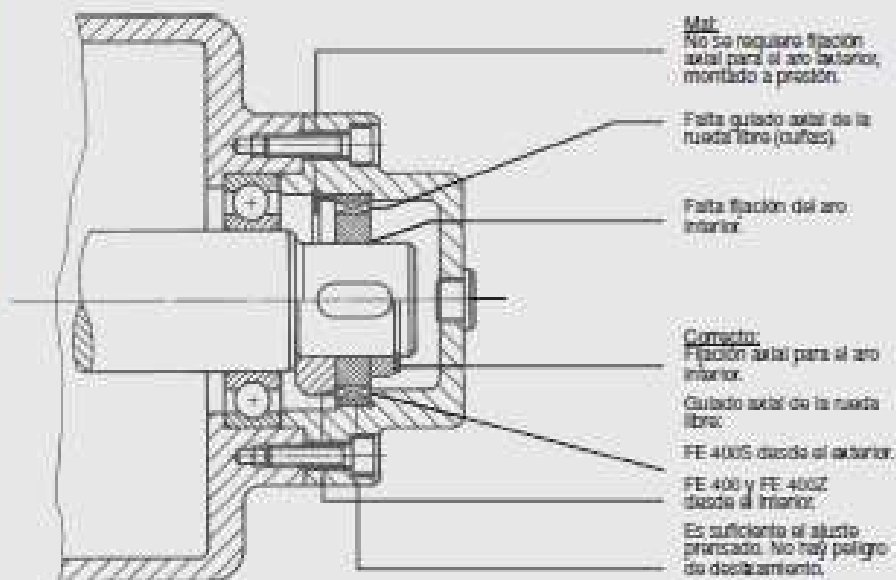
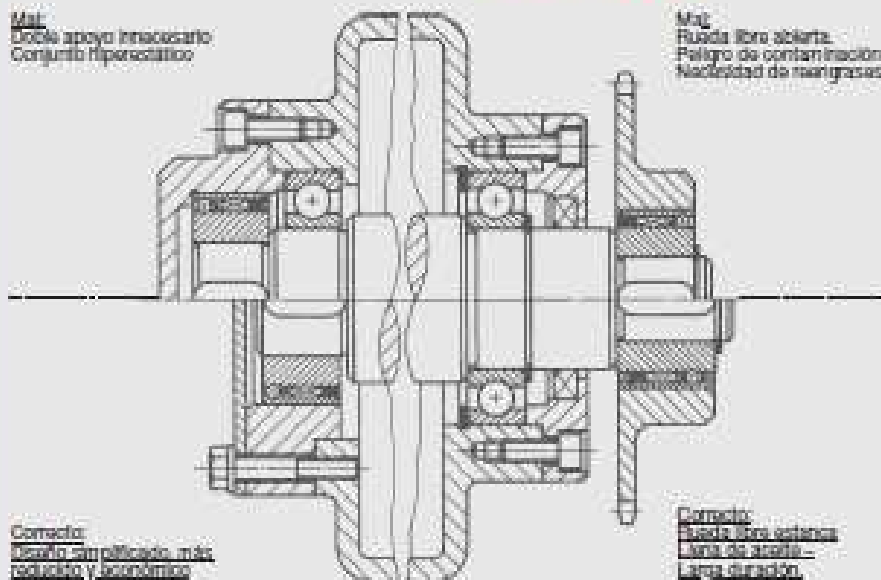
permanentes. Las ruedas libres: rodamiento con obturación (FK 62, RS/-2RS y FKN 62 -RS/-2RS) se suministran lubricadas en origen.

Salvo indicación en contra, estas ruedas libres van provistas con grasa Isoflex LDS 18 Special A.

Con excepción de los tipos que presentan alguna obturación (FND, FPD, FK 62, -RS/-2RS y FKN 62, -RS/-2RS), todas las ruedas libres GMN se suministran con protección anticorrosión, pero no lubricadas. Los datos señalados corresponden a la fecha de edición Julio 1998.

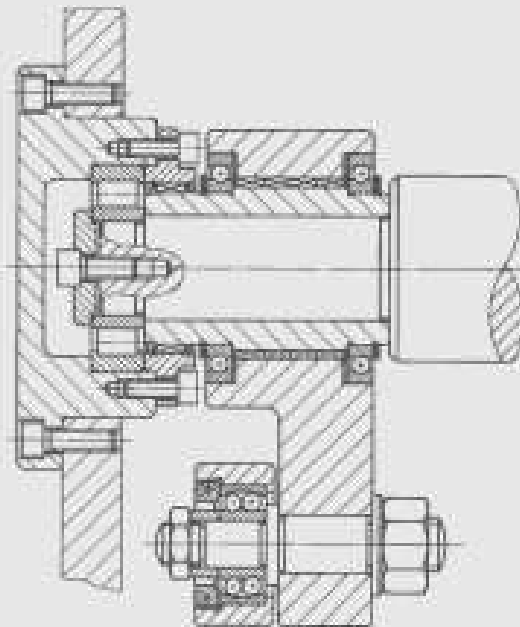
GMN GMN

Ruedas Libres GMN
 Ejemplos de Aplicación y Instalación



En función del diámetro requerido para el eje y del par a transmitir, se dimensiona una rueda libre indexadora compuesta por cuatro ruedas libres FE 400 en paralelo.

El movimiento de retroceso provoca un pequeño par de arrastre debido a fuerzas pasivas. A fin de evitar el giro del eje en sentido contrario al deseado, se ha montado una rueda libre de características mucho menores con el anti-retroceso.



Mecanismo de indexación (avance intermitente)

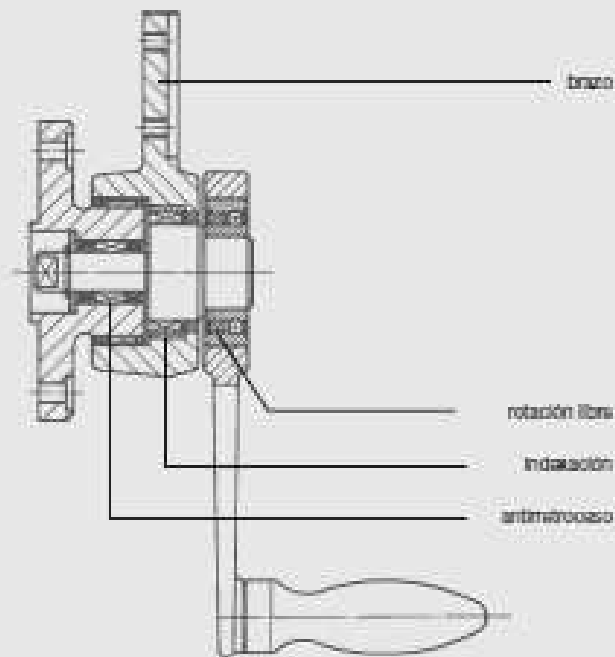
En este ejemplo se representa el accionamiento de un sistema de engrase que cumple tres funciones mediante ruedas libres diferentes:

- Indexación
- Antirretroceso
- Rotación libre

En funcionamiento, el movimiento oscilante del brazo acciona el eje intermitentemente. Se evita la posibilidad de giro del eje en sentido contrario por la acción de una rueda libre como antirretroceso.

La rueda libre de la derecha impide que la manivela sea arrastrada por el eje.

Para necesidades adicionales de engrase y en previsión de averías, se puede accionar manualmente el sistema con la manivela. En este caso, la rueda libre cambia de función: indexación en lugar de rotación libre.



GMN

Ruedas Libres GMN
 Tabla de Tolerancias

Eje		Extracto de DIN 7160									
Clase de tolerancia	Diámetro en mm más de hasta	Tolerancias en µm									
		3-6	6-10	10-18	18-30	30-50	50-80	80-120	120-180	180-250	250-315
H	5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	6	-5	-6	-9	-9	-11	-13	-15	-18	-20	-23
js	6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	7	-8	-9	-11	-13	-16	-19	-22	-25	-29	-32
k	6	+4	+4,5	+5,5	+6,5	+8	+9,5	+11	+12,5	+14,5	+16
	7	-4	-4,5	-5,5	-6,5	-8	-9,5	-11	-12,5	-14,5	-16
m	6	+6	+7,5	+9	+10,5	+12,5	+15	+17,5	+20	+23	+26
	7	-6	-7,5	-9	-10,5	-12,5	-15	-17,5	-20	-23	-26
n	6	+6	+7	+9	+11	+13	+15	+18	+21	+24	+27
	7	+1	+1	+1	+2	+2	+2	+3	+3	+4	+4
p	6	+9	+10	+12	+15	+18	+21	+25	+29	+33	+36
	7	+1	+1	+1	+2	+2	+2	+3	+3	+4	+4
r	6	+16	+19	+23	+28	+33	+39	+45	+52	+60	+66
	7	+8	+10	+12	+15	+17	+20	+23	+27	+31	+34

Alojamiento/Cubo		Extracto de DIN 7161									
Clase de tolerancia	Diámetro en mm más de hasta	Tolerancias en µm									
		3-6	6-10	10-18	18-30	30-50	50-80	80-120	120-180	180-250	250-315
H	6	+8	+9	+11	+13	+16	+19	+22	+25	+29	+32
	7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
N	6	+12	+15	+18	+21	+25	+30	+36	+40	+46	+52
	7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
N	6	-4	-4	-5	-7	-8	-9	-10	-12	-14	-14
	7	-16	-19	-23	-28	-33	-39	-45	-52	-60	-66

Chavetero		Extracto de DIN 6885 hoja 1														
Anchura [B x H]	Diámetro del eje en mm más de hasta	Tolerancias en µm														
		8-10	10-12	12-17	17-22	22-30	30-38	38-44	44-50	50-58	58-66	66-75	75-85	85-95	95-110	110-130
Tolerancia P0 (anchura de chavetero)		-6	-12	-15	-15	-18	-18	-22	-22	-22	-22	-22	-22	-22	-26	
Profundidad (eje)		-31	-42	-51	-51	-61	-61	-74	-74	-74	-74	-74	-74	-74	-88	
Profundidad (tubo)		1,8	2,5	3	3,5	4	5	5	5,5	6	7	7,5	9	9	10	11
Tolerancia (Profundidad eje)		1,4	1,8	2,3	2,8	3,3	3,3	3,3	3,8	4,3	4,4	4,9	5,4	5,4	6,4	7,4
Tolerancia (Profundidad tubo)		-100							+200							

Chavetero		Extracto de DIN 6885 hoja 3														
Anchura [B x H]	Diámetro de eje en mm más de hasta	Tolerancias en µm														
		8-10	10-12	12-17	17-22	22-30	30-38	38-44	44-50	50-58	58-66	66-75	75-85	85-95	95-110	110-130
Profundidad (eje)				5x3	6x4	8x5	10x6	12x6	14x6	16x7	18x7	20x8	22x9	25x9	28x10	32x11
Profundidad (tubo)				1,9	2,5	3,1	3,7	3,9	4	4,7	4,8	5,4	6	6,2	6,9	7,6
Tolerancia				1,2	1,6	2	2,4	2,2	2,1	2,4	2,3	2,7	3,1	2,9	3,2	3,5
Tolerancia		DIN 6885 ver hoja 1														

En este catálogo le hemos expuesto los puntos más importantes en cuanto a diseño, función y aplicación de las Ruedas Libres GMN Serie 400 con cuñes de forma.

Nuestra intención ha sido darles algunas pautas para la debida elección y correcto uso de nuestras ruedas libres. En caso de duda, bien sea que Vd. haya elegido la rueda libre adecuada, o bien tenga que resolver algún problema de aplicación de ruedas libres, no dude en consultar con nuestro departamento técnico. Trataremos de contestar adecuadamente a sus cuestiones y de concertar con Vd. sus problemas sin compromiso ni gasto alguno por su parte.

Puede Vd. contar en nuestra experiencia, ya que llevamos muchísimos años resolviendo problemas de ruedas libres. Nuestra idea no se reduce a la venta de ruedas libres sino que nos preocupamos por satisfacer a nuestros clientes ofreciendo la mejor solución bajo los aspectos técnico y económico. Ante cualquier problema de ruedas libres, le agradeceremos nos envíe toda la información posible que nos permita encontrar el mejor producto para su aplicación.

Dicha información deberá ser dirigida a nuestro representante.

Ruedas Libres de Rodillo/Rampa

Además de nuestras Ruedas Libres con Cuñes de Forma series 400 y 8000, GMN ofrece una amplia variedad de Ruedas Libres de Rodillos. Debajo puede Vd. ver una tabla de equivalencias con otras marcas. Para más detallada información solicite el catálogo 9082.



GMN	Otras marcas		
VG	NSS	AS	BSS
VSNU	NFS	ASNU	BFS
VF	NF	AE	BNF
VGF	NFR	ANG/WNR	BNFR
VGV	RS/BW	AV	RS/BF
VGL (F)	GFR (N)	AL (P)	GFRS (N)
VGL...F2-D2	GFR...F1-F2	AL...F2-D2	GFRS...D1-D2
VGL...F4-D2	GFR...F2-F7	AL...F4-D2	GFRS...D2-D7
VGL...F5-D2	GFR...F2-F3	AL...F5-D2	GFRS...D2-D3
VGL...F5-D3	GFR...F3-F4	AL...F5-D3	GFRS...D3-D4
VGL...K3-D2	GFR...E3-F2	AL...KMS-D2	
VGLP...F7-D7	GFRN...F5-F6	ALP...F7-D7	GFRSN...D6-D6

Factores de Conversión

1 mm = 0.1 cm	1 g = 0.001 kg	1 Nm = 0.1019 kpm
1 mm = 0.003281 ft	1 g = 0.00527 oz	1 Nm = 0.737 ft lb
1 mm = 0.03937 in	1 g = 0.002205 lb	1 Nm = 141.5 oz in
1 in = 25.4 mm	1 oz = 28.35 g	1 oz in = 0.00707 Nm
1 ft = 304.8 mm	1 lb = 453.6 g	1 ft lb = 1.3507 Nm
1 ft = 12 in	1 lb = 16 oz	1 ft lb = 102 oz in
	1 kW = 1.34 hp	1 hp = 0.746 kW

Sírvase contactar con:

GMN Paul Müller GmbH & Co. KG
 Unternehmensbeteiligungen
 Außere Bayreuther Straße 230
 D-00411 Nürnberg
 Abteilung Freilauf/Dichtungen
 Telefon (0911) 5691-41/415/-417
 Telefax (0911) 5691-500

Nuestro Representante:

El Nuevo Programa de Fabricación:

- Husillos de Mecanizado
- Rodamientos de Alta Precisión
- Ruedas Libres/Laberintos

GMN Paul Müller GmbH & Co. KG
Unternehmensbeteiligungen

Driving Technology

Außere Bayreuther Straße 230
D-90411 Nürnberg
Phone: (0911) 5691-417
Telefax: (0911) 5691-569
e-mail: vertrieb.st@gmn.de
Internet: <http://www.gmn.de>

El contenido de este catálogo ha sido revisado muy
cuidadosamente. No obstante, no podremos ofrecer
garantía alguna en caso de haber incurrido en algún
error involuntario.
Für Änderungen ist der Hersteller in keinem Falle
verantwortlich.
Impreso en Alemania DM 1000/07 01/06



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISEÑO MECÁNICO DE UN BANCO DE PRUEBAS
INERCIAL PARA MOTOCICLETAS

BIBLIOGRAFÍA

Rodrigo Solana Gallego

César Díaz de Cerio

Pamplona, 12 de Noviembre de 2012

INDICE

1. Documentos escritos	3
2. Páginas web.....	4
3. Programas informáticos	5

1. DOCUMENTOS ESCRITOS

- RESISTENCIA DE MATERIALES, Luis Ortiz Berrocal, Tercera Edición, Editorial Mc Graw Hill.
- SÍNTESIS DE MECANISMOS Y MÁQUINAS, Isidro Zabalza 2010.
- CÁLCULO DE ESTRUCTURAS, Arturo Resano, Dpto. Ing. Mecánica, Energética y de Materiales Upna [1].
- INGENIERÍA MECÁNICA ESTÁTICA, William F. Riley y LeRoy D. Sturges, Editorial Reverte.
- SKF. CATÁLOGO GENERAL DE RODAMIENTOS.
- MANUAL CATIA V5.
- TECNOLOGÍA MECÁNICA
- TRATADO SOBRE CORREAS DE TRANSMISIÓN, Klien y Cia.
- MANUAL TÉCNICO INDUSTRIAL PARA TRANSMISIONES POR CORREAS TRAPECIALES, Power Transmission.
- MOTORCYCLE DYNAMICS, Vittore Cossalter.

2. PÁGINAS WEB

- <http://www.soft-engine.org>
- <http://www.bancosdepotencia.net>
- <http://www.motolab.net>
- <http://www.imac.unavarra.es/>
- <http://www.mutua.escuelaportalmotos.es>
- <http://www.supercrosscar.com>
- <http://dtec.net.au>
- <http://www.sportdevices.com>
- <http://www.arpem.com>
- <http://wotid.com/dyno/>
- <http://www.skf.com/>
- <http://www.optibelt.de/>
- <http://dynamoto.it/>
- <http://motoselectricos.eu/>
- <http://lacasadelascorreas.com/>

3. PROGRAMAS INFOMÁTICOS

- MICROSOFT WORD
- MICROSOFT EXCEL
- MICROSOFT PHOTO EDITOR
- AUTOCAD
- CATIA V5 R19
- OPTIBELT CAP
- PDF CREATOR