



# ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación :

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISEÑO DE UN BANCO DE POTENCIA PARA  
MOTOCICLETAS

MEMORIA

Igor Albero Picon

César Díaz de Cerio García

Pamplona, Abril 2013

## **Agradecimientos**

Me gustaría agradecer a mi tutor Cesar Díaz de Cerio su guía prestada durante la realización de este proyecto y su paciencia en determinados momentos del mismo.

También quería agradecer a mi familia y amigos el apoyo prestado y su insistencia para no dejar de lado este proyecto.

Gracias a todos.

## ÍNDICE

Agradecimientos .....	I
ÍNDICE .....	II
Lista de figuras.....	V
Lista de tablas .....	VII
1.1 Objeto del proyecto.....	1
1.1.1 Etapas de desarrollo .....	1
1.2 Antecedentes .....	2
1.2.1 Par Motor y Potencia .....	2
1.2.1.1 El par motor .....	2
1.2.1.2 Potencia.....	3
1.2.2 Teoría Bancos de potencia.....	4
1.2.2.1 Introducción .....	4
1.2.2.2 Componentes .....	5
1.2.3 Descripción Bancos de prueba.....	6
1.2.3.1 Clasificación .....	6
1.2.3.2 Bancos de prueba dinamométricos .....	7
1.2.3.2.1 Dinamómetro hidráulico .....	7
1.2.3.2.2 Dinamómetro de corriente de Foucault o de corrientes parásitas de Eddy	9
1.2.3.2.3 Dinamómetro eléctrico .....	11
1.2.3.3 Bancos de prueba Inerciales .....	11
1.2.3.4 Tabla comparativa.....	13
1.2.3.5 Otros tipos de dinamómetros .....	14
1.2.3.5.1 Dinamómetros de freno o carga sin rodillos .....	14
1.2.3.6 Complementos bancos de potencia.....	15
1.2.4 Teoría del cálculo de potencia .....	18
1.2.4.1 Ensayo inercial.....	18
1.2.4.2 Ensayo con freno .....	19

---

1.3 Datos de partida .....	22
1.4 Características más importantes del proyecto.....	23
1.4.1 Bases de diseño .....	23
1.4.2 Programas informáticos .....	23
4.2.1. Autocad.....	24
1.4.2.2 Ansys .....	24
1.4.2.3 El método de los elementos finitos .....	27
1.5 Posibles soluciones .....	28
1.5.1 Un solo rodillo por eje .....	28
1.5.2 Dos rodillos por eje.....	29
1.5.3 Disposición de los elementos.....	31
1.6 Solución adoptada.....	32
1.7 Descripción de lo proyectado .....	35
1.7.1 Rodillo .....	35
1.7.1.1 Calculo de resistencia .....	38
1.7.1.1.1 Modelización .....	38
1.7.1.1.2 Caso de carga.....	39
1.7.1.2 Calculo a fatiga .....	40
1.7.1.3 Equilibrado.....	40
1.7.1.4 Calculo velocidad crítica .....	41
1.7.2 Freno de corrientes parásitas.....	42
1.7.3 Estructura.....	44
1.7.3.1 Calculo de la estructura.....	44
1.7.3.1.1 Modelización .....	44
1.7.3.1.2 Caso de carga .....	45
1.7.4 Rodamientos .....	47
1.7.5 Acoplamiento.....	49
1.7.6 Pinza rueda delantera .....	50
1.7.6.1 Cálculo tornillos de fricción .....	51

---

1.7.6.1	Calculo soldaduras.....	52
1.7.7	Chapas de recubrimiento .....	52
1.7.7.1	Cálculo de las chapas .....	52
1.7.7.1.1	Modelización .....	52
1.7.7.1.2	Caso de carga.....	53
1.7.8	Sensores .....	55
1.7.8.1	Sensor de régimen de giro .....	55
1.7.8.2	Sensor de par de fuerza.....	57
1.7.8.3	Sensor régimen de giro del motor.....	57
1.7.9	Control del freno de corrientes parásitas .....	58
1.8	Etapas y plazos de ejecución .....	59
1.9	Resumen del presupuesto.....	61
1.10	Conclusiones.....	62
	Bibliografía .....	63
	Anexo A1: Características del freno de corrientes parásitas .....	64
	Anexo A2: Dimensiones de los rodamientos y soportes .....	65
	Anexo A3: Características de la grasa Arcanol MULTITOP .....	66
	Anexo A4: Dimensiones y características del acoplamiento.....	67
	Anexo A5: Dimensiones de montaje del sensor de efecto Hall.....	68

## Lista de figuras

Figura 1.2. 1: Esquema banco de potencia .....	4
Figura 1.2. 2: Despiece de un freno hidráulico.....	9
Figura 1.2. 3: Freno de corrientes parásitas .....	10
Figura 1.2. 4: Dinamómetro inercial.....	12
Figura 1.2. 5: Dinamómetro sin rodillo .....	14
Figura 1.2. 6: Ejemplo de banco de ensayos 1.....	16
Figura 1.2. 7: Ejemplo de banco de ensayos 2.....	17
Figura 1.4. 1: Entorno gráfico de Autocad .....	24
Figura 1.4. 2: Menú general de Ansys .....	25
Figura 1.4. 3: Menú Preprocessor de Ansys .....	25
Figura 1.4. 4: Menú Solution Ansys .....	26
Figura 1.4. 5: Menú General postproc de Ansys .....	26
Figura 1.4. 6: Entorno gráfico de Ansys .....	27
Figura 1.5. 1: Boceto de banco con un solo rodillo .....	28
Figura 1.5. 2: Boceto de banco de dos rodillos.....	29
Figura 1.5. 3: Distribución del peso sobre un rodillo y dos rodillos. [ICC] .....	30
Figura 1.5. 4: Fuerza de rozamiento disponible al usar dos rodillos. [ICC].....	30
Figura 1.5. 5: Boceto de disposición lineal de los elementos .....	31
Figura 1.5. 6: Boceto de disposición en paralelo de los elementos .....	31
Figura 1.6. 1: Vistas de la alternativa escogida para el banco .....	32
Figura 1.7. 1: Medidas en milímetros del rodillo .....	37
Figura 1.7. 2: Elemento SOLID95. [ANSYS1] .....	38
Figura 1.7. 3: Modelado del rodillo en el programa Ansys .....	39
Figura 1.7. 4: Esquema de las fuerzas y momentos actuantes sobre el rodillo.....	39

---

Figura 1.7. 5: Resultados tensión/deformación Ansys .....	40
Figura 1.7. 6: División del rodillo en masas con sus respectivos centros de gravedad .....	41
Figura 1.7. 7: Curvas de frenado. Fuente: Frenelsa .....	43
Figura 1.7. 8: Elemento BEAM4. [ANSYS2] .....	44
Figura 1.7. 9: Modelado de la estructura del banco en Ansys .....	45
Figura 1.7. 10: Cargas aplicadas sobre la estructura.....	46
Figura 1.7. 11: Resultados tensión/deformación de la estructura en Ansys .....	46
Figura 1.7. 12: Dimensiones del acoplamiento. [KTR] .....	50
Figura 1.7. 13: Pinza rueda delantera .....	51
Figura 1.7. 14: Elemento SHELL63. [ANSYS3] .....	53
Figura 1.7. 15: Modelado de las chapas en Ansys.....	53
Figura 1.7. 16: Representación de las cargas sobre las chapas de Ansys .....	54
Figura 1.7. 17: Tensiones y deformaciones sobre las chapas .....	54
Figura 1.7. 18: Sensor de efecto Hall.....	55
Figura 1.7. 19: Célula de carga .....	57
Figura 1.7. 20: Medidor de revoluciones por pinza .....	57
Figura 1.7. 21: Controlador de freno de corrientes parásitas SP-4 .....	58
Figura 1.7. 22: Diagrama Gannt .....	60

---

## Lista de tablas

Tabla 1.2. 1: Comparación de los distintos tipos de frenos dinamométrico .....	13
Tabla 1.7. 1: Características mecánicas del acero S275 .....	38
Tabla 1.7. 2: Peso de cada masa del rodillo .....	41
Tabla 1.7. 3: Deformaciones de los centros de gravedad de las masas del rodillo .....	42
Tabla 1.7. 4: Tabla de las características de los rodamientos rígidos de bolas. [FAG] .....	47
Tabla 1.7. 5: Características del sensor de revoluciones de efecto Hall .....	56



---

## 1.1 Objeto del proyecto

El objeto de este proyecto consiste en la realización del diseño de un banco de ensayo para motocicletas, destinado a medir parámetros básicos del vehículo, como pueden ser el par motor y la potencia. La finalidad del proyecto es establecer los parámetros necesarios para que, llegado el momento, la universidad pueda acometer la construcción de dicho banco de ensayo, y dispongo así, de tal elemento para posteriores investigaciones, como elemento de ensayo, de aprendizaje, etc.

### 1.1.1 Etapas de desarrollo

El desarrollo del proyecto se estructura en tres etapas. Primero, se realizará un estudio de las diversas tecnologías existentes en dinamómetros para, posteriormente, elegir una de ellas para el proyecto. Segundo, se estudiarán diferentes alternativas para el diseño del banco de potencia, se realizarán pre-diseños y se elegirá uno como diseño final. La última etapa estará dedicada a la realización de los planos, los cálculos necesarios, etc.

La primera y la segunda etapa se realizarán durante un espacio de tiempo aproximado de un mes cada una, y la última etapa de unos tres, cuatro meses.

## 1.2 Antecedentes

En este apartado se intentara explicar los aspectos fundamentales de un banco de medición de potencia, el concepto teórico en el que se basan, los elementos que lo componen y los diferentes tipos que existen en el mercado actual, pero primeramente, se trataran dos conceptos fundamentales para este proyecto: el par motor y la potencia.

### 1.2.1 Par Motor y Potencia

#### 1.2.1.1 El par motor

El par motor es un momento de fuerza, es decir, una fuerza aplicado en sentido rotacional, con un sentido de giro circular.

El par, mecánicamente hablando, se puede expresar como la fuerza con la que giran las partes móviles de un motor de combustión interna. Teóricamente hablando, el par motor es una magnitud física que cuantifica la capacidad de un motor para realizar un trabajo y que corresponde a la fuerza que se obtiene a la salida del cigüeñal a una cierta distancia. La unidad en el sistema internacional es el Newton por metro, Nm, (expresa la fuerza de torsión que habría en el extremo de un brazo de palanca aplicado al motor que midiera un metro de longitud.)

El par máximo generado por un motor se da cuando en este se produce un llenado óptimo del cilindro. Este valor es variable con cada motor y el valor del régimen al que se obtiene tampoco es fijo para todos los motores.

El par motor de un vehículo se genera en el cigüeñal del mismo. Su valor está determinado por la fuerza que ejercen los gases de la combustión sobre el pistón y en dirección de la biela, multiplicada por la distancia entre el eje de la biela, y el del cigüeñal (árbol motor). Cada cilindro del motor posee una biela unida a un pistón, que transforma el movimiento alternativo de este, en un movimiento circular. El pistón limita inferiormente la cámara de combustión del cilindro, por tanto, la fuerza que transmite la biela al cigüeñal, y que genera el par motor, depende de la presión que realizan los gases sobre el pistón durante la fase de combustión y expansión, y la distancia al eje del cigüeñal. Esta presión y distancia varían continuamente, por lo que el par motor también variará. Se da el caso, que en el punto muerto superior e inferior, el par toma valor cero, al ser la distancia entre el eje de la biela y el cigüeñal nula.

Si el motor posee un solo cilindro, se tiene un par motor positivo durante la fase de expansión, y un par negativo, habría que aplicarlo (se absorbe), durante las fases de compresión, escape y admisión. El par motor positivo ha de ser superior al negativo para que el motor gire. El par del motor sería el valor medio de los pares obtenidos durante las diferentes fases. En los motores de varios cilindros, se suman los pares obtenidos en los distintos cilindros para obtener el par global del vehículo, que será más uniforme.

El par que genera el motor a los distintos valores de régimen depende, como se ha comentado anteriormente, de la presión ejercida en el ciclo de combustión. Cuanto mayor sea esta presión, mayor será el par, puesto que la biela posee unas dimensiones constantes. Este presión aumenta en la medida en la que el llenado del cilindro y la combustión de los gases tiende a su máximo.

La presión ejercida por los gases se puede aumentar modificando las características del motor. Se puede modificar la cilindrada o también se puede modificar para este fin la relación de compresión.

La causa de que el par motor producido no posea un valor constante viene influenciada por el llenado del cilindro. Este llenado se regula mediante el sistema de distribución, y el mejor llenado se obtiene poco después de que el motor alcance la mitad de su régimen máximo. A bajas revoluciones la poca inercia de los gases impide que la cámara de combustión se llene y vacíe correctamente. A alta régimen de giro, los gases no tienen el tiempo suficiente como para llenar la cámara, es por esto que el par máximo se obtiene en un punto de llenado “perfecto” del cilindro.

Con la válvula de mariposa totalmente abierta, se puede comprobar que el par motor aumenta a partir de un mínimo y después comienza a descender gradualmente hasta el punto donde se obtiene la potencia máxima, para posteriormente, disminuir bruscamente debido a la resistencia del aire en los conductos y la inercia de los muelles de las válvulas.

### 1.2.1.2 Potencia

La potencia se define teóricamente como la cantidad de trabajo que se realiza por unidad de tiempo. El trabajo, es una magnitud asociada a las fuerzas, siendo este, la energía necesaria para producir un desplazamiento del cuerpo sobre el que actúa dicha fuerza, en el ámbito mecánico. La potencia sería un valor, que cuantifica la rapidez con la que se realiza un trabajo. Como el trabajo, equivale al producto fuerza por distancia, la potencia también se puede expresar como el producto de una fuerza por una velocidad en el movimiento lineal. En un movimiento giratorio, como se da en los motores, la potencia es igual al producto del par por la velocidad angular.

La potencia máxima generada por una máquina, como es el caso de un motor, siempre va a tomar un valor fijo si la máquina no sufre ninguna alteración mecánica. En un motor, esto equivale a que conforme aumente el régimen de giro el par motor sea menor, son magnitudes inversamente proporcionales. Dos motores pueden tener igual potencia siendo su par motor máximo distinto, si su régimen de giro máximo también es distinto. Los motores diesel se caracterizan por poseer más par motor que los de gasolina y estos, por el contrario, suelen tener un régimen de revoluciones más alto.

Para aumentar la potencia de un vehículo se ha de aumentar el par motor, aumentando la cilindrada, la relación de compresión, etc., o se puede variar el régimen de giro variando el diagrama de distribución, por ejemplo. En un vehículo al ser la potencia fija, se consigue aumentar el par generado en el motor reduciendo la velocidad por medio de las cajas de cambio.

Sus unidades en el sistema internacional son los vatios, W, aunque, también se utiliza coloquialmente los caballos de vapor CV, que vendría a ser la potencia que se necesitaría para elevar una masa de 75 kg a un metro y a una velocidad de un metro por segundo. Un vatio equivale a un julio por segundo, y la relación con los caballos de vapor es:  $1\text{Kw} = 1.36\text{ CV}$ .

## 1.2.2 Teoría Bancos de potencia

### 1.2.2.1 Introducción

Los bancos de ensayo o pruebas, también llamados dinamómetros, son unas herramientas para conocer el estado del motor, su velocidad, su fuerza, etc. Los bancos de pruebas se agrupan en dos grandes grupos: bancos para ensayar motores, en los cuales el motor se ensaya solo; y bancos de prueba en los que se ensaya el vehículo entero a través de sus ruedas, y que se conocen como bancos de chasis. Estos bancos de ensayos para vehículos se utilizan para reproducir las condiciones de funcionamiento de estos, pudiendo llegar a situaciones extremas sin riesgo, de una manera objetiva y sin la influencia de factores externos. Los bancos de pruebas se ubican en recintos cerrados, y la disposición de los distintos elementos que componen el banco de ensayo puede estar situada en un alojamiento de hormigón en el suelo o formando una estructura aislada por si solos. En la siguiente imagen se muestra un esquema de banco de ensayos:

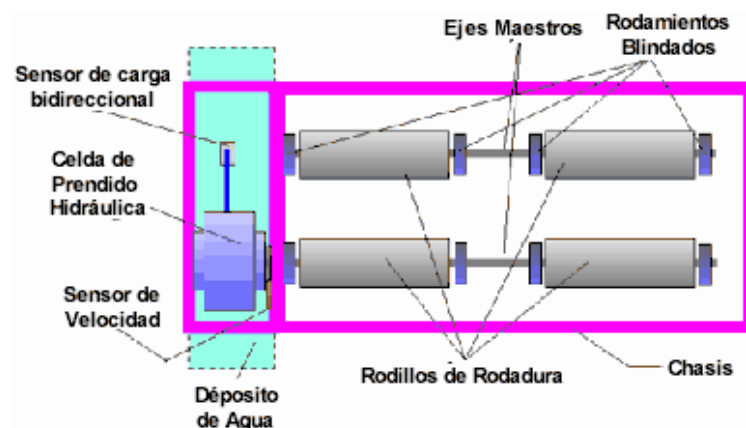


Figura 1.2. 1: Esquema banco de potencia

En los dinamómetros de chasis el cálculo de la potencia desarrollada por el vehículo se obtiene midiendo el par generado en los rodillos y se multiplica por la velocidad de giro del motor del vehículo. Independientemente de la marcha del motor, la potencia debería ser la misma. Conforme aumentamos la marcha, disminuye el par motor generado, pero aumenta la velocidad. En estos ensayos hay que tener en cuenta que la potencia generada por el motor se transmite a la caja de velocidades, de ahí al diferencial y por último a los ejes y las ruedas del vehículo. Durante este proceso parte de la potencia es absorbida por estos elementos de conexión y la potencia que llega a las ruedas suele ser algo menor a la potencia inicial del motor.

### 1.2.2.2 Componentes

Los bancos de ensayo de chasis se componen de tres elementos principales: el sistema de rodillos, la unidad de absorción, y el sistema que capta los datos y los interpreta.

- Sistema de rodillos

Sobre los rodillos se asientan las ruedas del vehículo y a través de ellos se transmite la energía de las ruedas al elemento frenante. Los rodillos se presentan en una gran variedad de diámetros dependiendo del uso que requieran. Para el caso de bancos de ensayo de motocicletas, estos rodillos no requieren de un gran diámetro. Normalmente suelen instalarse en un hueco realizado sobre el suelo, y siempre están conectados al sistema de absorción o a un sistema de impulsión de correa y a un sensor de fuerza, que mide la fuerza que desarrolla el motor en función de la velocidad. Su diseño requiere de una gran exactitud en sus medidas, para mantener la inercia del rodillo constante y que no afecte a las mediciones de potencia. Suelen ser de acero inoxidable.

- Sistema de absorción

Los dinamómetros actúan como frenos de las ruedas, para recrear las condiciones que tendría el vehículo en pista. Los sistemas de absorción pueden ser: dinamómetros hidráulicos, de corriente continua, dinamómetros de corrientes parásitas o de Foucault o dinamómetros inerciales. Independientemente del tipo de dinamómetro usado, estos se refrenan usando un brazo de esfuerzo de torsión, que a su vez, está conectado con una célula de carga. Esta célula de carga mide la fuerza con la que el estator del dinamómetro está tratando de girar. Al conocer la distancia del brazo de esfuerzo de torsión al eje del dinamómetro, se puede realizar el cálculo del esfuerzo de torsión obtenido.

Los dinamómetros deben ser capaces de variar la carga que producen en una amplia gama para simular distintas situaciones reales que se puedan dar en la conducción real sobre carretera

- Sistema de adquisición de datos y de control

El sistema de adquisición de datos y de control lo forman los distintos sensores mecánicos o electrónicos que transfieren información sobre distintos aspectos del ensayo a la CPU. Esta CPU es la que se encargara de realizar los cálculos para mostrar los mapas o gráficos obtenidos del ensayo. Algunos de sus principales sensores son:

-Medidor de velocidad angular: normalmente se trata de un tacómetro óptico acoplado al rodillo y que se encarga de medir las rpm del mismo y sus cambios instantáneos con la mayor rapidez posible.

-Medidor de revoluciones del motor: como indica su nombre, se encarga de transmitir a la CPU las rpm a las que está funcionando el motor del vehículo. Este sensor suele ser un gancho inductivo, que en realidad, es un circuito magnético que al estar en presencia de un flujo de corriente eléctrica genera una fuerza electromotriz inducida. Este sensor se coloca en un cable de las bujías, y cuando por el cable circule una corriente eléctrica se producirá una fuerza inducida en forma de voltaje.

-Sensores para medir la carga frenante producida por los dinamómetros.

-Multiplexor de señales: se trata de un circuito electrónico que recibe todas las señales de los otros sensores y las va transfiriendo al convertidor analógico-digital, dependiendo de la señal seleccionada.

-Convertidor analógico-digital: convierte la señal analógica del multiplexor a digital y posteriormente la envía a la CPU donde se procesan los datos obtenidos en las mediciones.

## 1.2.3 Descripción Bancos de prueba

### 1.2.3.1 Clasificación

Los bancos de ensayo pueden agruparse en tres categorías que dependen de la tecnología usada:

- Bancos de pruebas dinamométricos

Estos tipos de bancos se basan en producir un frenado del motor por medio de un dispositivo que disipa la energía en forma de calor, que recibe el nombre de dinamómetro o comúnmente hablando freno. Dentro de este tipo de bancos, destacan los bancos que usan dinamómetros de corrientes parásitas y los que optan por dinamómetros hidráulicos, aunque también están los frenos de corriente continua y alterna. Estos dinamómetros que producen una carga necesitan revisiones periódicas, puesto que la carga que aportan puede variar por el desgaste que sufren los dinamómetros.

- Bancos de pruebas inerciales

Utilizan una masa inercial que opone resistencia al motor o al vehículo, solo cuando este está acelerándose. Estas masas inerciales no producen resistencia en un régimen de revoluciones estacionario.

- Bancos de pruebas híbridos

Como su nombre indica, estos bancos cuentan por una parte con una masa inercial, y por otra parte, con un dinamómetro para producir carga en régimen fijo.

Cada tipo de banco de ensayo posee unas desventajas y unas ventajas. En el caso de bancos que usan un elemento frenante tienen la ventaja de que el operador del banco puede aplicar distintos grados de carga frenante para mantener al motor a una velocidad constante como si el vehículo rodara por carretera. Por el contrario tiene la desventaja de que pueden ser ensayos peligrosos para el motor si el técnico no está cualificado, puesto que, el rendimiento del motor puede ser muy alto y se le puede llegar a forzar. Asimismo, estos tipos de bancos de ensayos necesitan de una buena calibración para que otorguen resultados lo más exactos posibles. Por último, se pueden dar fallos en las medidas de la potencia debido a que algunos tipos de frenos utilizan señales de voltaje para funcionar y estas pueden tener un cierto nivel de histéresis o el voltaje puede variar por cambios en las resistencias, errores en la conversión analógica-digital, etc.

Los bancos de pruebas inerciales tienen la ventaja de que no se requiere una calibración siempre que el diseño del rodillo haya sido el correcto, y el cálculo de su inercia sea preciso. Otra de sus ventajas respecto a los bancos con elementos frenantes es que no tendremos el problema de la histéresis, pero por el contrario, no se tiene tantos parámetros modificables para obtener mejores o distintas mediciones.

A continuación se explicaran más en profundidad las tecnologías antes mencionadas.

### **1.2.3.2 Bancos de prueba dinamométricos**

Como se ha comentado anteriormente, estos bancos se valen de un elemento que frena, entre los que destacan los dinamómetros hidráulicos, los de corrientes parásitas de Eddy, y los dinamómetros eléctricos.

#### **1.2.3.2.1 Dinamómetro hidráulico**

Estos tipos de dinamómetros también son llamados de freno de agua, y se componen de un rotor y una carcasa o estator llena de agua que actúa como elemento frenante y como elemento refrigerante. Con estos dinamómetros se pueden realizar ensayos estacionarios, así como, transitorios.

Su funcionamiento se basa en absorber la energía que procede del motor mediante la turbulencia y contrapresión del agua que se encuentra en el interior del dinamómetro.

Esta acción de frenado se desarrolla porque el agua de los alvéolos del rotor se expulsa a una alta velocidad, debido a la fuerza centrífuga, en dirección a los alvéolos del estator, a los que entran por su perímetro externo. Estos alvéolos tienen forma de elipsoide y están enfrentados los del rotor respecto a los del estator. La forma de estos alvéolos hace que el agua sea redireccionada hacia el rotor por la parte más próxima al eje de rotación, a una velocidad menor a la inicial. En este recorrido, el agua sigue una trayectoria helicoidal, y es el torbellino de este movimiento el que produce una acción de frenada entre el rotor y el estator, debido al rozamiento entre las superficies del freno y el agua. La resistencia que opone el agua al giro del rotor reacciona sobre el estator y produce un par igual al par motor. A mayor flujo de agua a través del dinamómetro, mayor es la acción de frenado obtenida. El par resistente se puede regular utilizando una válvula que estrangula la corriente de agua, o bien, interponiendo unas compuertas en el espacio entre los alvéolos del estator y del rotor, y mediante un volante exterior al estator se aproximan o alejan del eje de rotación las dos compuertas haciendo inactivo a los efectos de frenado un número menor o mayor de alvéolos.

En los dinamómetros hidráulicos se ha de mantener la presión del agua dentro de unos límites, puesto que, una variación de presión provocaría una variación en el par resistente y por tanto una variación en la medida del par del motor, ya que, como se ha comentado anteriormente el agua es el elemento frenante.

Los frenos dinamométricos transforman toda la energía mecánica que reciben del motor en calor, el agua se va calentado a su paso por el freno. Este calor es eliminado por el sistema de refrigeración del freno que suele ser mediante un abastecimiento continuo de agua, normalmente mediante un circuito cerrado, y haciendo uso de una torre de refrigeración.

---

El par de frenado producido por estos dinamómetros es proporcional al cuadrado del número de revoluciones, aproximadamente.

Hay algunos modelos de frenos hidráulicos que poseen las partes móviles dispuestas exteriormente al estator, el cual está montado en forma basculante y unido al sistema de medida de fuerza. Esta disposición permite añadir un freno de fricción sobre la cara exterior del rotor para aumentar el par de frenado a bajo régimen, y solucionar uno de los inconvenientes de este tipo de dinamómetros.

Para mantener la carga generada constante hay que mantener la viscosidad invariable, manteniendo la temperatura constante, que se consigue haciendo fluir el agua continuamente a la entrada y a la salida de la funda.

Algunas de sus ventajas son las siguientes:

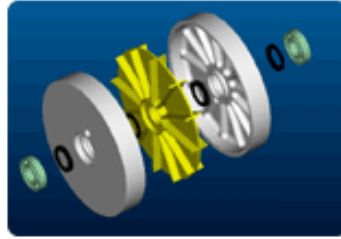
- Bajo coste, para potencias absorbidas importantes
- Tamaño reducido, incluso para altas potencias
- Baja inercia
- Estos dinamómetros permiten realizar ensayos a carga estabilizada durante un tiempo que dependerá de la capacidad de refrigeración de la torre de enfriamiento.
- Su reparación es rápida y de bajo coste

Por el contrario, algunas de sus desventajas son las siguientes:

- Poca versatilidad de las curvas de par resistente
- El par de frenado depende en gran medida de la presión de la red hidráulica, con lo que, se puede producir inestabilidad
- El par de frenada suele ser pequeño a bajo número de revoluciones
- La infraestructura necesaria, y que suele estar compuesta por bombas, tanques de agua, y la torre de enfriamiento, es costosa
- Posee bajo rango de trabajo. Puede regularse para obtener alto par de frenado a bajas revoluciones, o bajo par a altas revoluciones, pero no puede regularse para ambas situaciones
- Se trata de un dinamómetro utilizado principalmente para ensayar solo motores
- Se requiere un mantenimiento frecuente, debido al surgimiento de problemas de cavitación y turbulencias



En la siguiente imagen se muestra un despiece esquemático de un dinamómetro hidráulico:



**Figura 1.2. 2: Despiece de un freno hidráulico**

#### **1.2.3.2.2 Dinamómetro de corriente de Foucault o de corrientes parásitas de Eddy**

Las corrientes inducidas se crean en masas metálicas que se mueven en el interior de un campo magnético o que se encuentran fijas y el campo es variable. Estas corrientes inducidas circulan tumultuosamente por el volumen metálico, de ahí viene su nombre de corrientes de Foucault.

Estas corrientes se oponen a la variación de flujo que las han producido, y pueden ser de mucha intensidad, aun siendo las fuerzas electromagnéticas inducidas pequeñas, si la resistencia del metal por la que circulan es de pequeño valor.

Las corrientes de Foucault actúan, en algunas ocasiones, como freno de un movimiento, o se transforman en calor por efecto Joule. Sus efectos se pueden evitar aumentando la resistencia del camino que recorren estas corrientes por el interior del metal. Para aumentar esta resistencia, se divide el metal en láminas delgadas, y se colocan láminas de barniz aislante entre las capas de metal.

El funcionamiento de estos dinamómetros se basa en un rotor dentado, que al girar produce en el estator las corrientes que se oponen al movimiento bajo la influencia de un campo magnético. Este campo magnético es generado por una bobina en el estator, y su intensidad puede ser controlada variando la corriente que pasa por dicha bobina.

El par de frenada obtenido es proporcional a la intensidad que circula por la bobina del estator, y la potencia de frenada se obtiene multiplicando el par de frenada por la velocidad de giro.

En estos dinamómetros hace falta una refrigeración porque la potencia de frenada obtenida se transforma completamente en calor, ya que en el disco se introducen corrientes, y al no haber circuito externo, se calienta. Esta refrigeración se consigue circulando agua por unas camisas que posee el estator mecanizadas en él.

Entre sus ventajas encontramos:

- Aporta un gran par de frenada a muy bajas revoluciones
- Posee una alta precisión en el control, dentro incluso de rangos muy distintos de par y revoluciones
- Si el dinamómetro no está refrigerado por aire, el control de frenado es independiente de la refrigeración
- Permite un control automático preciso
- Posee una alta durabilidad
- El mantenimiento es fácil de realizar, y no se requiere con mucha frecuencia
- Si se opta por una refrigeración por aire del dinamómetro, no hace falta una infraestructura adicional

Sus desventajas son las siguientes:

- Tiene mayor coste que otros dinamómetros
- También posee una mayor inercia
- Si la refrigeración es por medio de agua, es necesaria una instalación similar a la del dinamómetro hidráulico, pero más sencilla
- Con refrigeración por medio de aire, el frenado a plena potencia solo puede hacerse durante un tiempo corto, pasando luego a un régimen de potencia un tercio menor, que depende de la capacidad disipadora del dinamómetro



**Figura 1.2. 3: Freno de corrientes parásitas**

### 1.2.3.2.3 Dinamómetro eléctrico

En estos tipos de dinamómetros el estator posee un montaje basculante y se encuentra unido a un sistema de medida de fuerza. La forma de transmitir el par motor del rotor al estator es mediante un campo magnético, donde el estator es el inductor y el rotor el elemento inducido.

La regulación de la carga, cuando las variaciones no son muy grandes, se puede realizar utilizando un reóstato para variar la excitación de la dinamo. Variando la reacción electromagnética entre el rotor y el estator, se varía la carga resistente obtenida.

La energía eléctrica desarrollada por el dinamómetro se envía al motor de corriente continua del grupo, arrastrando al alternador asíncrono, con lo que se recupera la energía mecánica en forma de energía eléctrica trifásica.

Algunas de sus ventajas son:

- Estos dinamómetros se pueden usar también como motores eléctricos
- Posee menor inercia que los dinamómetros de corriente de Foucault y las mismas ventajas que estos

Entre sus desventajas están:

- Posee un elevado coste
- Aunque tiene menor inercia que los dinamómetros de corriente de Foucault, su inercia sigue siendo mayor a la de los dinamómetros hidráulicos
- El controlador necesario también posee un coste elevado
- Solo es disponible para potencias bajas y moderadas

### 1.2.3.3 Bancos de prueba Inerciales

En este tipo de bancos de prueba se utiliza un dinamómetro acoplado a grandes rodillos para ensayar vehículos enteros, sin necesidad de desmontar el motor de este. Las ruedas del vehículo se colocan encima de los rodillos. Solidario a estos rodillos gira un volante cuya inercia es conocida.

Estos dinamómetros se basan en el principio de inercia, y es capaz de medir el par y la potencia a partir de la aceleración angular del volante de inercia, ya que sus propiedades físicas son conocidas de antemano. Una computadora es la encargada de procesar los datos de aceleración y velocidad angular del volante de inercia, el tiempo, y el momento de inercia del conjunto rotante, para obtener las curvas de potencia o par buscadas. En el ensayo se parte de una velocidad baja del vehículo y se mide la rapidez con la que se aceleran los rodillos de inercia conocida entre unas rpm y otras.

Permiten medir la potencia de la rueda y del motor y el rendimiento de la transmisión. Suelen llevar equipado un arranque eléctrico y un freno de disco para poder detener los rodillos cuando sea necesario.

En algunos tipos de bancos de pruebas inerciales se acopla un disco de inercia al eje de los rodillos sobre el cual se realizan los cálculos. Con esto se consigue reducir el peso de los rodillos

Sus ventajas son las siguientes:

- Su coste de obtención es bajo
- Los ensayos con este tipo de dinamómetros se caracterizan por su sencillez y rapidez de realización
- No requiere un alto mantenimiento
- No requiere de una infraestructura adicional, a diferencia de otro tipo de dinamómetros

Entre sus desventajas están:

- No puede ensayarse a carga estabilizada
- La carga siempre es la misma y depende de la aceleración
- Se necesita un buen sistema de adquisición y procesamiento para obtener unos buenos resultados
- No posee una gran exactitud debido a la influencia de factores externos como puede ser: los rozamientos no medidos, la inercia de elementos en rotación como la de las ruedas, etc.
- Se trata de un elemento de elevado peso



**Figura 1.2. 4: Dinamómetro inercial**

### 1.2.3.4 Tabla comparativa

Se busca con esta tabla resumir las características que presentan cada modelo de dinamómetro de una manera esquemática y fácil de visualizar. [LAND]

	Dinamómetro hidráulico	Dinamómetro de corrientes parasitas	Dinamómetro de corriente continua	Dinamómetro inercial
Capacidad a alta potencia	Excelente	Bueno	Bueno	-
Capacidad a altas revoluciones	Excelente	Medio	Media	-
Par a bajas revoluciones	Medio	Muy bueno	Excelente	Medio
Tiempo de respuesta a cambios de carga de 90%	Bueno(menos de 0.5 segundos)	Muy bueno( menos de 0.05 segundos)	Excelente(menos de 0.005 segundos)	-
Adecuación a pruebas de alta duración	Excelente	Excelente (con refrigeración mediante agua)	Excelente	-
Capacidad de potencia frente a peso	Excelente	Medio	Pobre	Pobre
Capacidad de potencia frente a tamaño	Excelente	Medio	Medio	Excelente
Resistencia a la histéresis	Buena	Muy buena	Muy buena	Excelente
Asequibilidad de la instalación	Excelente	Buena	Buena	Media
Asequibilidad del mantenimiento	Excelente	Excelente	Excelente	Excelente

Tabla 1.2. 1: Comparación de los distintos tipos de frenos dinamométricos

### 1.2.3.5 Otros tipos de dinamómetros

A continuación se muestra un modelo de dinamómetro que varía en concepto respecto a los anteriores.

#### 1.2.3.5.1 Dinamómetros de freno o carga sin rodillos

Existe un tipo de bancos de ensayo que no poseen rodillos. En estos bancos los dinamómetros se adaptan directamente a los ejes motrices del vehículo mediante engranajes; retirando previamente las ruedas de este. A continuación se muestra una imagen.



Figura 1.2. 5: Dinamómetro sin rodillo

### 1.2.3.6 Complementos bancos de potencia

Anteriormente se ha comentado que los elementos principales de los bancos de ensayo son los rodillos, los frenos o dinamómetros y el ordenador que recoge los datos, pero los bancos pueden tener más elementos, destinados a realizar más mediciones. Algunos de esos elementos adicionales pueden ser:

- Sistema de medida de combustible

Algunos bancos de ensayo incluyen también un sistema encargado de medir el combustible, con el fin, de comprobar la eficacia del motor del vehículo. Un sistema sencillo de realizar esta medida consiste en medir el volumen total de combustible que puede almacenar el depósito del vehículo antes de empezar el ensayo, y posteriormente durante el ensayo, se va midiendo la cantidad de combustible utilizado.

- Dispositivo de escape del sitio

Se utilizan principalmente dos tipos de dispositivos: de capilla y de pipa. Con los sistemas de capilla no es necesaria una conexión directa al tubo de escape del motor. Los ventiladores que posee este sistema son los encargados de renovar el aire y eliminar los humos producidos durante el ensayo.

Con los sistemas de pipa se puede usar un ventilador para quitar el extractor del motor, pero es necesario un sistema de ventilación para eliminar el aire caliente y humos generados durante el ensayo. Un aumento de los gases de escape en la zona de pruebas puede llegar a reducir la potencia del motor, con lo que se provocarían alteraciones en las pruebas de medición.

- Medidor de temperaturas de los gases de escape

Con estos sensores se obtiene información sobre el estado de la carburación, así como la temperatura del bajo-bujía y del agua del motor, que proporcionan otros sensores.

- La sonda lambda

Se trata de un complemento importante, ya que permite medir la cantidad de oxígeno en los humos de escape. Esto da información sobre la riqueza o pobreza de la mezcla de aire-combustible que se está quemando en el motor. En el mercado existe la sonda lambda Twin lambda's que está diseñada para medir la relación aire-gasolina en motores de dos cilindros, haciendo uso de dos sondas lambda.

- Sistemas de ventilación

Su función principal es simular el aire que recibe el vehículo cuando circula por carretera, además de para evitar que el vehículo en cuestión sufra algún tipo de recalentamiento, y permite evaluar de una manera más verídica las condiciones reales que se podrían dar en una pista. Hay sistemas de ventilación que son capaces de proporcionar aire a una velocidad variable controlada por la velocidad del vehículo en el rodillo. Sin un sistema de ventilación adecuado las mediciones pueden variar y el motor del vehículo puede llegar a dañarse por un aumento excesivo de la temperatura.

- Dispositivos de bloqueo

Para la rueda que no se encuentra sobre el rodillo. Pueden ser manuales, semiautomáticos o automáticos. El modelo semiautomático está compuesto por una sola morsa accionada por un cilindro neumático, y el modelo automático posee dos morsas de sujeción accionadas por dos cilindros hidráulicos. Los sistemas manuales se basan en diseños mecánicos.

- Medidores varios

Se pueden incluir sensores de presión, humedad y temperatura ambiente, o temperatura de algunos elementos del motor.

También hay otros componentes menos importantes como: la adquisición de datos Throttle, que permite medir la abertura del gas durante la prueba del vehículo y permite mantener abierto el gas al porcentaje que se desee; basculas que permiten realizar una medición dinámica del peso de la rueda en prueba, y la fuerza de frenado, lo que permite evaluar la eficacia de frenado; medidores de fuerza en pedal, etc.

Por último, se muestran una serie de imágenes con distintos bancos de ensayos para motocicletas:



**Figura 1.2. 6: Ejemplo de banco de ensayos 1**





**Figura 1.2. 7: Ejemplo de banco de ensayos 2**

## 1.2.4 Teoría del cálculo de potencia

En los ensayos de vehículos en bancos con rodillos, lo que se calcula, como se ha mencionado anteriormente, es la potencia que se obtiene en las ruedas del vehículo. Esta potencia no es la real que genera el motor, ya que existe una pérdida de potencia en la cadena cinemática que conecta el motor con la rueda. Así pues, la potencia del motor del vehículo sería:

$$N_{motor} = N_{rueda} + N_{perdidastransmision}$$

Por tanto, para conocer la potencia real del motor, habrá que conocer previamente la potencia perdida en la transmisión, y así sumarla a la potencia que medimos por medio del banco de potencia.

### 1.2.4.1 Ensayo inercial

En los bancos de ensayos inerciales la potencia producida por el vehículo se calcula en función de la aceleración con la que se acelera el rodillo de inercia conocida. Para llegar a esta conclusión se parte de la primera ley de Newton  $F = m \times a$ .

En este caso al no estar aplicada la fuerza sobre el centro de los rodillos, se producirá una rotación de los mismos, con lo que nos encontraríamos una situación de movimiento rotatorio siendo la ecuación análoga a la primera ley de Newton la siguiente:

$$M = I \times \alpha$$

Donde:

M: es el momento o torque

I: es el momento de inercia del rodillo

$\alpha$ : es la aceleración angular de los rodillos

Con esta nueva ecuación obtenemos que:

$$M_{rodillo} = I_{rodillo} \times \alpha_{rodillo}$$

Una vez conocido el momento que estamos obteniendo en el rodillo, la potencia la obtendríamos a través de la siguiente ecuación:

$$P = M_{rodillo} \times \omega_{rodillo} \quad \text{Donde } \omega \text{ es la velocidad angular.}$$

Esta potencia del rodillo sería igual a la potencia que tendríamos en la rueda.

La inercia de los rodillos es un dato que se calcula en base a la geometría de estos, puesto que depende de su masa, y esta a su vez, de las dimensiones del rodillo y la densidad del material con el que este hecho. Por lo tanto, en el ensayo inercial habrá que calcular el tiempo que tarda el rodillo en pasar de un determinado número de rpm a otro, es decir, de una velocidad angular a otra, lo que nos daría la aceleración angular  $\alpha$ , ya que

$$\alpha = \frac{d\omega}{dt}$$

El proceso que se realiza en durante el ensayo en los bancos inerciales es el siguiente: [VTECH]

El vehículo se coloca sobre los rodillos y se empieza a acelerar a una determinada marcha hasta una velocidad determinada. Al alcanzar esa velocidad, el operario acciona el embrague, dejando metida la marcha, y se deja que los rodillos se frenen solos. Durante la primera parte se mide las aceleraciones angulares, rpm del rodillo, etc., para obtener las curvas de par y potencia. Embragando y dejando que los rodillos se frenen solos, si seguimos tomando datos de desaceleraciones y rpm, se puede obtener la potencia por pérdidas de la transmisión del vehículo, y sumar ese valor posteriormente a la potencia en rueda medida.

En estos bancos, la potencia máxima medible va a depender exclusivamente del diseño de los rodillos. De ellos depende la inercia del banco que tengamos y el tiempo que tardaran en ser acelerados. En su diseño habrá que tener en cuenta que la inercia sea lo más grande posible, buscando también que tarden en ser acelerados, para que el tiempo que dure el ensayo sea adecuado. El tiempo adecuado para la primera parte del ensayo suele estar entre los 10, 20 segundos, en algunos casos 30 segundos. Este tiempo no debe ser ni muy pequeño, ni muy grande, porque ha de asemejarse a las condiciones reales que tendría el vehículo rodando por la calle.

#### 1.2.4.2 Ensayo con freno

Como se ha comentado anteriormente, este tipo de bancos de potencia poseen un freno, del tipo que sea, que genera una carga resistente al motor. En el caso de banco de rodillos, genera una carga o par resistente al giro de los rodillos provocado por la velocidad del vehículo.

La ecuación que rige los cálculos en este caso es muy similar a la de un banco inercial, solo que, añadiendo el par resistente que nos genera el freno:

$$P_{rueda} = (M_{rodillo} + M_{absorbidoporelbanco}) \times \omega_{rodillo}$$

En este modelo de bancos de potencia la inercia de los rodillos influye menos, y estos pueden ser de dimensiones menores, con lo que se reduce su peso, ya que el momento absorbido por el banco se puede controlar, aumentándolo o disminuyéndolo, en función de la potencia del vehículo ensayado o el tiempo de ensayo.

En este tipo de banco de potencia se pueden realizar dos tipos de ensayos: [VTECH]

- Medición en carga dinámica

Es un ensayo muy similar al que se realiza en banco únicamente del tipo inercial. En este ensayo el freno simula una carga mayor, que puede ser ajustada por el operario. Esto se utiliza para medir vehículos potentes, al ser capaces de aumentar la carga generada por el freno, y también se puede utilizar para modificar el tiempo de ensayo.

En este caso la ecuación utilizada sería la anteriormente señalada:

$$P_{rueda} = (M_{rodillo} + M_{absorbidoporelbanco}) \times \omega_{rodillo}$$

$$M_{inercial} = I_{rodillo} + \alpha_{rodillo}$$

En este ensayo primero hay que fijar el valor de carga que nos proporcionará el freno, en función de lo anteriormente comentado, y posteriormente se actúa como en los bancos inerciales: se acelera hasta una velocidad determinada, y luego se deja que los rodillos se frenen solos.

Hay que tener en cuenta que la carga aportada por el freno debe ser siempre inferior al par motor que tengamos generado en la rueda del vehículo, puesto que estaríamos realizando el ensayo estacionario que a continuación se describirá.

- Ensayo estacionario

Este tipo de ensayo solo se puede realizar en bancos de potencia que posean algún tipo de freno, ya sea eléctrico o hidráulico.

En este ensayo se iguala la fuerza motriz del vehículo con la fuerza motriz que nos genera nuestro freno. Se busca un equilibrio. Con esto se consigue que el régimen de giro de los rodillos sea constante y la potencia se mide a través del sensor de carga, que nos indicara para cada régimen de giro que establezcamos, el par motor que ha tenido que generar nuestro freno. Normalmente la medición suele ser de 10 segundos a plena carga, para que se establezca el régimen de giro de los rodillos y poder leer los resultados obtenidos, para cada punto de medición, para cada valor de revoluciones concretas que busquemos ensayar.

El proceso de medición más o menos se ha comentado anteriormente y sería el siguiente:

Primero, el operario determinara los puntos de medición durante los cuales se estabilizara el régimen de giro. Después se acelera el vehículo, se puede realizar con el acelerador a fondo o no, y en ese momento el freno, automáticamente, frena las ruedas del vehículo hasta que este no acelere ni desacelere y las rpm sean constantes. En esta situación se toman las medidas y a continuación se pasa al siguiente punto de medida.

---

Si retomamos la ecuación principal para calcular el par motor:

$$P_{rueda} = (M_{rodillo} + M_{absorbidoporelbanco}) \times \omega_{rodillo}$$

$$M_{rodillo} = I_{rodillo} + \alpha_{rodillo}$$

Se comprueba que si nos encontramos en un régimen de giro constante, la aceleración angular de los rodillos es cero y por tanto el momento inercial de estos desaparece de la ecuación y entonces:

$$P_{rueda} = M_{absorbidoporelbanco} \times \omega_{rodillo}$$

El par absorbido por el freno se obtiene midiendo la fuerza que realiza un brazo de reacción sobre una célula de carga. El brazo de reacción se une al dinamómetro que transmitirá el par de frenada.

---

## 1.3 Datos de partida

El banco de potencia se diseñara en base a una serie de condiciones que se buscan cumplir. Estas condiciones son las siguientes:

- Como cualquier banco de potencia debe ser capaz de proporcionar curvas de par y potencia de las motos ensayadas, teniendo en cuenta las pérdidas que se puedan dar en la transmisión.
- El banco se ubicará en el área de talleres de la UPNA y por tanto sus dimensiones en conjunto deben ser consecuentes con el espacio disponible.
- En cuanto al diseño de los elementos que lo compondrán, como son el rodillo o el chasis que soporte los elementos se busca que se apto para diferentes tamaños de motocicletas.
- Deberá ser capaz de medir vehículos de hasta 200cv de potencia.
- Desde el punto de vista económico se busca no sobrepasar el tope de 8000 €, de manera orientativa.

---

## 1.4 Características más importantes del proyecto

Los principales componentes a diseñar en este proyecto son: el rodillo del banco, el freno dinamométrico y la estructura que alojara las distintas partes. El diseño de estas partes es tema principal del proyecto, puesto que, de ellas, dependerá las características técnicas de medición que poseerá el banco.

Asimismo, se realizara el diseño de los elementos secundarios del banco como pueden ser los rodamientos para los ejes, la elección de los sensores de medición, diseño de una pinza de amarre para la rueda delantera, etc.

### 1.4.1 Bases de diseño

El diseño del banco parte de las condiciones que se buscan conseguir y que han sido mencionadas anteriormente. A parte de estas condiciones, se han establecido una serie de aspectos técnicos que han regido los cálculos y las elecciones que se han ido tomando a lo largo del diseño del banco.

El banco se ha diseñado estableciendo un peso máximo de 500 kilogramos, correspondiente a un peso máximo de 400 kilos para la moto y 100 de operario. Se ha considerado un reparto de peso de la moto de 70% en el eje trasero y 30% en el eje delantero como caso más desfavorable. Para este estado de sollicitaciones se establece una deformación máxima de 1 mm para la estructura del banco y para las chapas de acero que recubren la estructura la deformación máxima será la mitad del espesor de las mismas. Se ha considerado para los cálculos de deformación y tensión mantenerse en los regímenes elásticos de los materiales utilizados. Asimismo, se ha tomado como coeficiente de seguridad para las fuerzas internas 1,5.

Respecto a los rodamientos, siguiendo el consejo del tutor, se establece para ellos una vida nominal máxima de partida de 1000 horas, valor suficiente para el uso al que van a ser sometidos.

### 1.4.2 Programas informáticos

En este proyecto se combinará tanto cálculos matemáticos “a mano”, como la utilización de programas computacionales de cálculo. Se utilizara autocad 2010 como programa de diseño 2D principal durante el proyecto, y el programa Ansys, basado en el cálculo de elementos finitos, para temas de resistencia de los elementos.

A continuación se describirá un poco más de estos dos programas.

### 4.2.1. Autocad

Autocad es un programa de diseño asistido por ordenador o computadora, CAD (computer aided design) en sus siglas en ingles. Es un programa utilizado frecuentemente en ingeniería y arquitectura.

Este programa aporta herramientas de diseño tanto en entorno de dos dimensiones, como de tres dimensiones. Todas estas herramientas están destinadas principalmente al diseño de planos aportando distintos tipos de líneas, grosores, colores, etc. El programa procesa imágenes de tipo vectorial, que son aquellas imágenes digitales que se componen o están formadas por objetos geométricos independientes como lo son los segmentos y los arcos, y cada uno de ellos se define por atributos matemáticos de forma, posición, color, etc. Este tipo de imágenes permiten ser ampliadas sin perder detalle, se pueden desplazar, estirar o retorcer con suma facilidad.

Autocad surgió por primera vez en 1982 de la mano de la empresa Autodesk, actual gestora y desarrolladora del mismo.

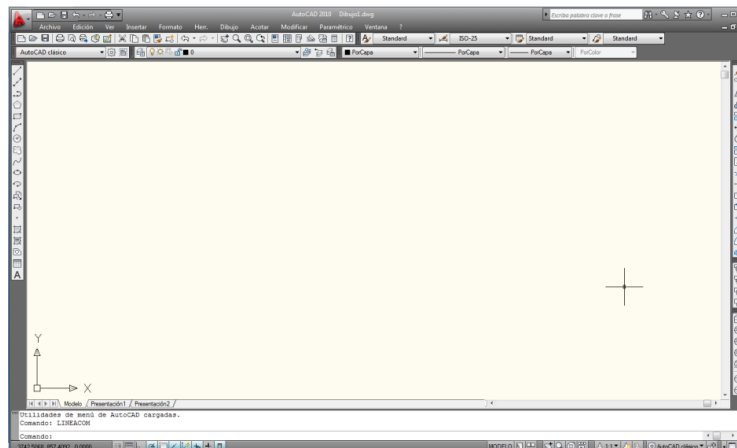


Figura 1.4. 1: Entorno gráfico de Autocad

### 1.4.2.2 Ansys

Ansys se trata de un programa diseñado como software de simulación para ingeniería. Su objeto es predecir el comportamiento de un determinado producto bajo un entorno real, como puede ser, una estructura metálica sometida a determinadas cargas. Para realizar los cálculos, ansys se basa principalmente en la teoría de elementos finitos para estructuras y la teoría de volúmenes finitos para líquidos.



Ansyes posee tres herramientas o menús principales que guían al usuario en el diseño y solución de la situación sujeta a estudio.

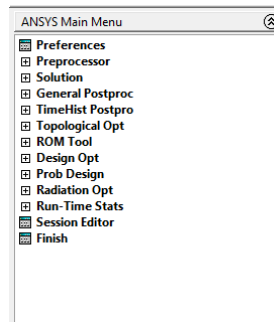


Figura 1.4. 2: Menú general de Ansys

La primera herramienta recibe el nombre de Preprocessor, pre-procesador. En este menú se realiza el diseño en dos dimensiones o tres dimensiones de la situación a analizar: una pieza metálica, una estructura, etc. Este diseño se realiza por medio de puntos, líneas, áreas o volúmenes así como con operaciones booleanas. En este menú también se determina el mallado de la pieza y los elementos que la compondrán. En esta etapa del proceso también se introducen las características del material con el que se trabajará.

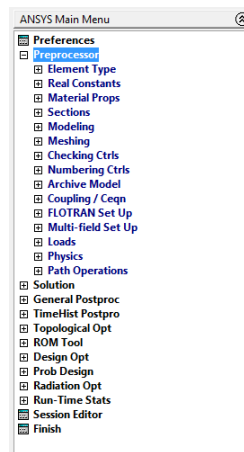


Figura 1.4. 3: Menú Preprocessor de Ansys

La segunda herramienta, Solution, sirve para establecer las situaciones externas que actúan sobre el objeto a estudio. Permite aplicar cargas puntuales, presiones, restricciones al movimiento, etc.

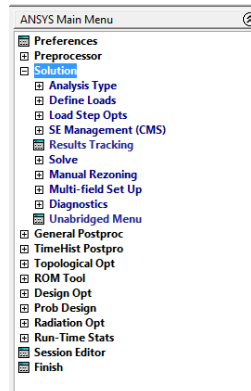


Figura 1.4. 4: Menú Solution Ansys

La última herramienta recibe el nombre de General Postproc y con ella se accede a los resultados generados en el anterior menú. El programa, mediante el uso de colores, representa gráficamente las posibles deformaciones, tensiones, etc., que resultan de la situación a la que está sometido la pieza que estamos estudiando.

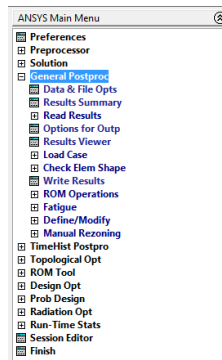
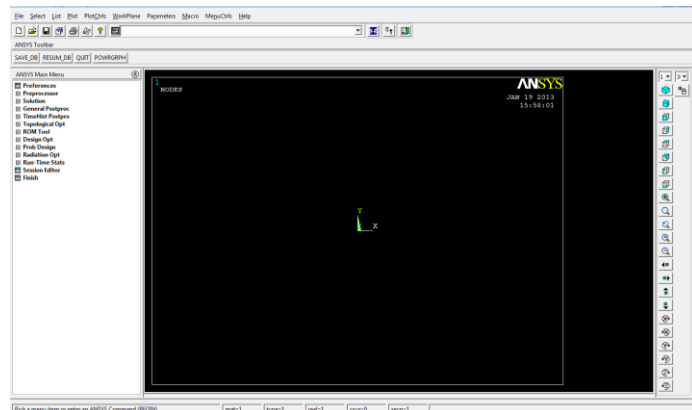


Figura 1.4. 5: Menú General postproc de Ansys

En esta imagen se muestra el entorno gráfico del programa:



**Figura 1.4. 6: Entorno gráfico de Ansys**

### 1.4.2.3 El método de los elementos finitos

Se ha comentado anteriormente que Ansys basa sus cálculos en el método de los elementos finitos, por ello, en este apartado se darán unas nociones básicas sobre este método.

El método de los elementos finitos surge de la dificultad de cálculo de los sistemas continuos. Un sistema continuo es aquel que no se puede subdividir en un número finito de elementos discretos. En un sistema discreto, este se puede dividir en un número de elementos diferenciados unos de otros, que se unen en varios puntos concretos. En los sistemas discretos los cálculos se simplifican calculando el sistema total a partir del ensamblaje de los elementos que lo componen que poseen un número finito de parámetros. Un ejemplo de sistema discreto sería un pórtico formado por vigas y pilares, por el contrario, un elemento como una plancha de acero sería un sistema continuo.

Para poder abordar los problemas de un sistema continuo, se divide este en un conjunto de pequeños elementos, elementos finitos, interconectados a través de un número de puntos discretos llamados nodos. Estos nodos poseen un número finito de parámetros que determinan el comportamiento de los elementos. El comportamiento del sistema viene determinado por el comportamiento de los elementos que lo compondrán. Para cada elemento se definen funciones de interpolación que permiten calcular el comportamiento de un punto de ese elemento por interpolación del comportamiento de los nodos del elemento. Estos elementos pueden ser de varios tipos según la naturaleza del sistema continuo: líneas, superficies, etc.

## 1.5 Posibles soluciones

El primero paso a realizar del diseño consiste en establecer unas características básicas del diseño a partir de las cuales se trabajara hasta llegar al diseño final del banco. Estas dos características básicas consisten en establecer el número de rodillos que poseerá el banco y la disposición básica de los elementos principales del banco.

Respecto al número de rodillos, las dos opciones que se plantean son utilizar un solo rodillo o dos.

### 1.5.1 Un solo rodillo por eje

Un boceto básico para esta opción sería el siguiente:

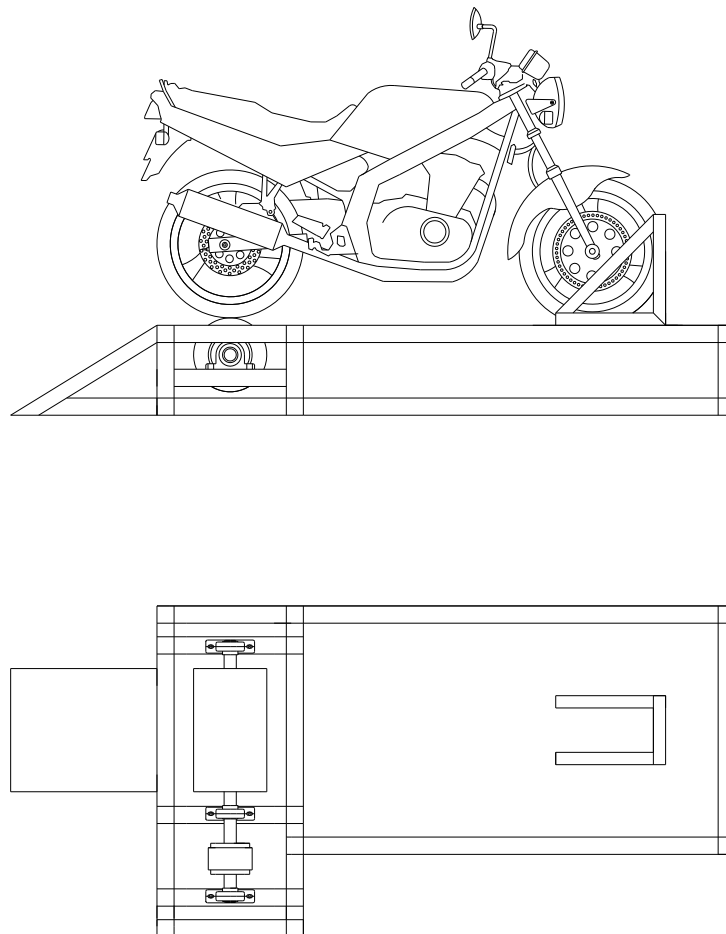


Figura 1.5. 1: Boceto de banco con un solo rodillo

La configuración es más simple en esta opción, la rueda de la motocicleta se apoya sobre la superficie el rodillo y este transmite el par de la rueda al freno dinamométrico.

En este tipo de dinamómetro con un solo rodillo, se necesitan diámetros mayores para aumentar la superficie de contacto con la rueda del vehículo, y evitar la pérdida de contacto por parte de la rueda. Con un solo rodillo por rueda se ahorra espacio y es suficiente para vehículos de poca anchura como se da en este caso, ya que el dinamómetro está destinado al ensayo de motocicletas. La potencia medible puede ser un poco menor que utilizando dos rodillos por rueda.

### 1.5.2 Dos rodillos por eje

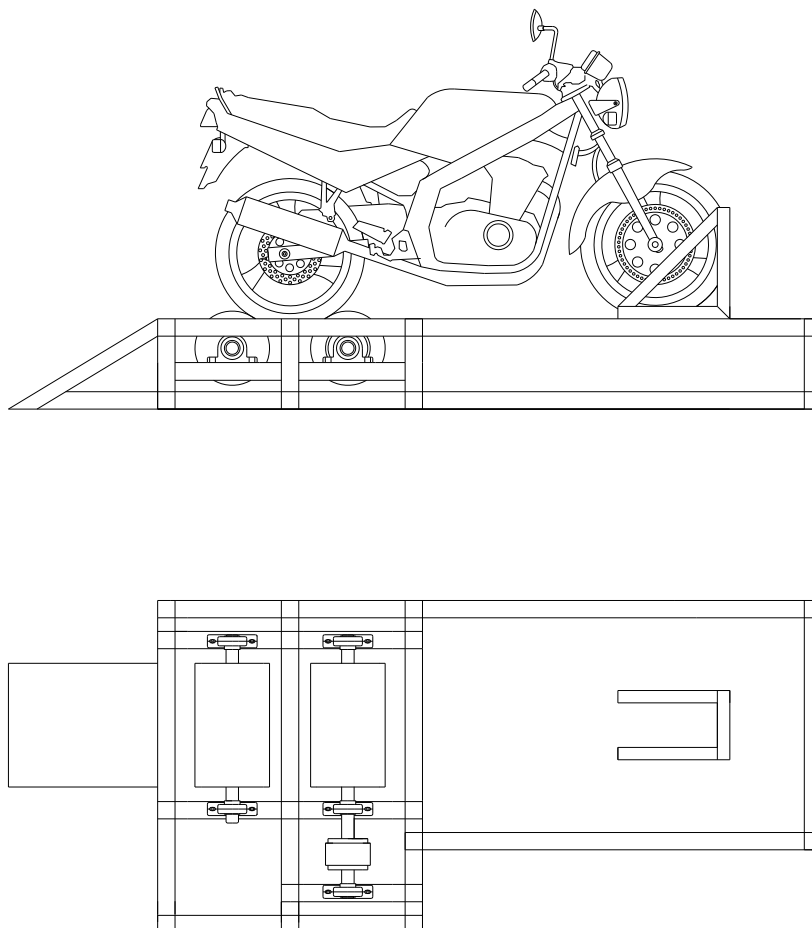


Figura 1.5. 2: Boceto de banco de dos rodillos

Dentro de esta opción se puede optar por utilizar rodillos del mismo tamaño o uno de los rodillos puede tener un tamaño ligeramente inferior. Este tipo de dinamómetros se diseñan para ensayar vehículos de altas prestaciones donde el motor de este genere más de 200cv de potencia. En estos dinamómetros las velocidades máximas alcanzadas suelen ser de 250 km/h (7000rpm) o menores debido a la alta inercia que poseen estos tipos de dinamómetros al poseer dos rodillos.

Uno de los problemas que presenta el utilizar dos rodillos por rueda es que, estos, atrapan el neumático, con lo que se puede dar un deslizamiento de la rueda entre los rodillos, provocar calor, pérdida de potencia y el neumático puede tener problemas. Este es un problema que no sucede al utilizar un rodillo por rueda.

En el caso de dos rodillos también se tiene el inconveniente de que a igualdad de peso de la motocicleta ensayada, la fuerza de rozamiento que transmite el par entre la rueda y el rodillo será menor, lo que puede provocar un deslizamiento de la rueda y errores de medición. Esto se debe a que la fuerza de rozamiento depende de la normal al plano de contacto, y en el caso de un solo rodillo la normal es igual al peso de la parte trasera de la motocicleta, mientras que en el caso de dos rodillos, la normal es inferior al peso. [ICC]

Se comprueba mejor en las siguientes imágenes:

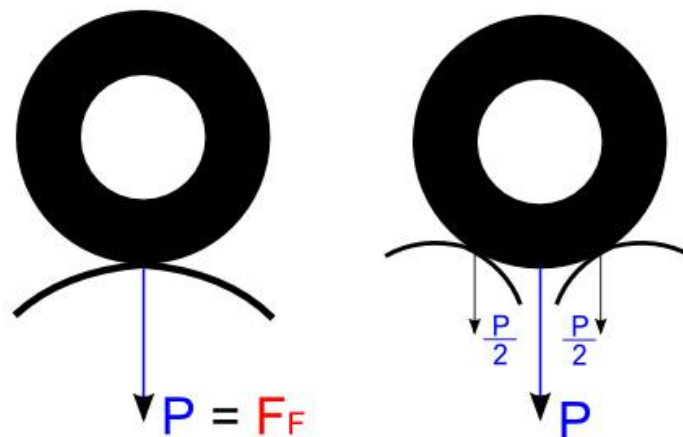


Figura 1.5. 3: Distribución del peso sobre un rodillo y dos rodillos. [ICC]

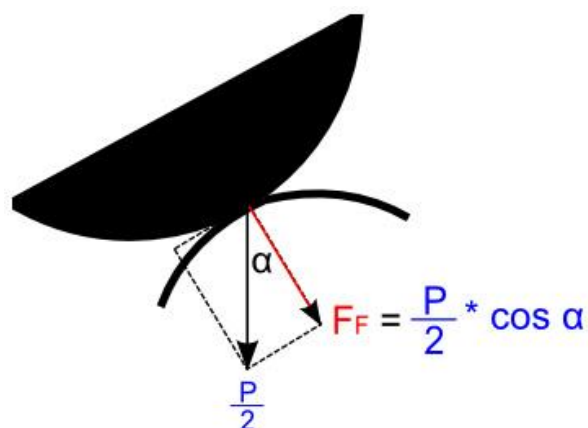


Figura 1.5. 4: Fuerza de rozamiento disponible al usar dos rodillos. [ICC]

Con esta opción, además, los costes del banco aumentarían al tener que fabricar dos rodillos y ser necesarios dos rodamientos adicionales

De estas dos posibles soluciones se ha optado por un solo rodillo puesto que los costes de fabricación serán menores y uno de los objetivos es que el coste total sea menor a 8000 euros. Por otra parte, como el banco será para motocicletas exclusivamente la opción de un solo rodillo es más aconsejable para evitar que la rueda deslice sobre los rodillos, como se ha comentado anteriormente.

### 1.5.3 Disposición de los elementos

Los elementos se pueden disponer de una manera lineal o colocar el rodillo y el freno dinamométrico paralelamente.

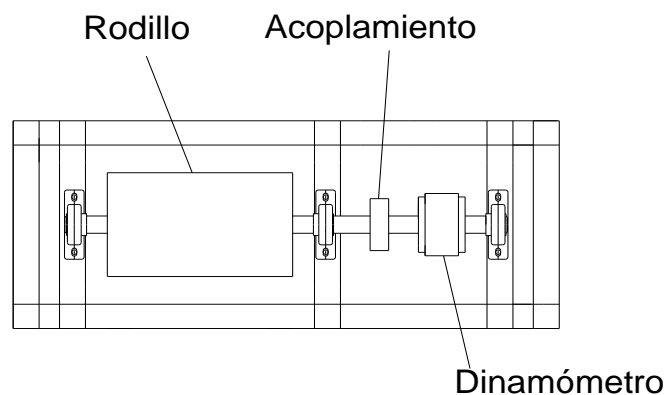


Figura 1.5. 5: Boceto de disposición lineal de los elementos

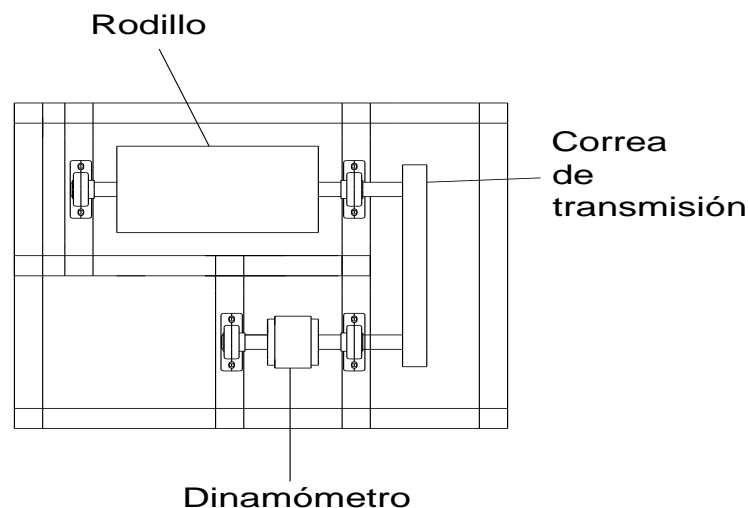


Figura 1.5. 6: Boceto de disposición en paralelo de los elementos

En la primera alternativa el rodillo se conecta mediante un acoplamiento al dinamómetro. En la segunda alternativa el dinamómetro se coloca paralelamente al rodillo y se transmite el movimiento del rodillo al dinamómetro por medio de ruedas dentadas y una correa de transmisión, por ejemplo.

En el primer caso las dimensiones del banco aumenta al contrario del segundo caso.

Se ha optado por elegir la primera alternativa al no tener restricciones de dimensiones para el banco y permitir esta configuración el uso de cualquier tipo de dinamómetro y una correcta ventilación de este. Por otra parte, el dinamómetro es probable que posea unas dimensiones mayores a las del rodillo y podría entorpecer el diseño de la estructura del banco y la colocación del vehículo de ensayo en el mismo.

## 1.6 Solución adoptada

Anteriormente se han comentado las posibles opciones que se han considerado para el diseño del banco de potencia. A continuación, se presentara la opción elegida para el diseño y se describirá las razones de su elección.

En la siguiente imagen se muestra una vista en alzado y en planta de la alternativa escogida. Se trata de un primer diseño para el banco, a partir del cual se ha trabajado hasta llegar a los planos finales del banco de potencia.

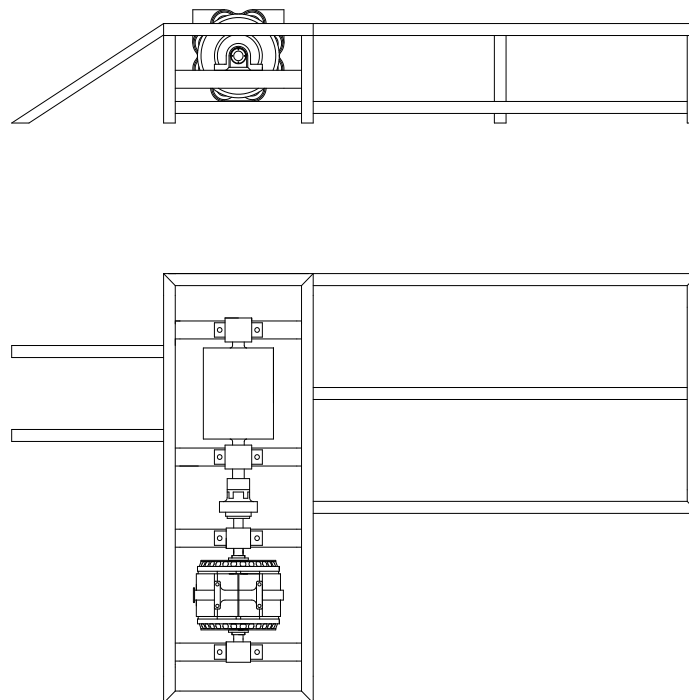


Figura 1.6. 1: Vistas de la alternativa escogida para el banco



La alternativa escogida es la de un solo rodillo en el eje trasero y una disposición lineal de los elementos principales que constituyen el banco de potencia. Se diseñará un rodillo apropiado para medir la potencia deseada, que se unirá linealmente al freno dinamométrico por medio de un acoplamiento. Estos dos elementos se alojarán por medio de rodamientos, con sus respectivos soportes en una estructura formada por tubos cuadrados y huecos.

Se ha decidido usar un rodillo por eje por las conclusiones obtenidas en el apartado anterior. Primeramente, usando un solo rodillo se disminuyen los costes del proyecto significativamente. Con un solo rodillo, este solo necesita dos rodamientos y dos soportes para unirlo a la estructura general, además, el rodillo requerirá de unas dimensiones y forma específica determinadas por los requisitos de diseño que implicará la fabricación del mismo desde cero, al no ser posible obtenerlo prefabricado por medio de algún tipo de comerciante. Este proceso tendrá sus costes, que se verían incrementados al tener que fabricar dos rodillos.

Por otra parte, el otro aspecto importante que dictamina esta decisión es el tema de la medición de la potencia. Para medir la potencia se necesita obtener los datos de par motor en rueda y velocidad de rotación del rodillo. El par motor se mide sobre el rodillo mediante el freno dinamométrico, y este par se transmite de la rueda de la motocicleta al rodillo mediante una fuerza de fricción que aparece en el punto de contacto de ambos elementos. Esta fuerza de fricción es producto del coeficiente de fricción presente entre los dos materiales en contacto, acero-goma, y la normal al punto de contacto. Para transmitir el par es necesario que la fuerza de fricción necesaria en cada momento no sea superior a la fuerza de fricción total disponible, de no ser así, la rueda deslizaría sobre el rodillo y no se transmitiría el par motor. Al usar un solo rodillo para medir la potencia, el peso contribuye en un 100% a la fuerza de fricción total disponible, al ser la normal igual al peso, por lo que para una misma motocicleta montada sobre un solo rodillo se dispone de más fuerza de fricción que montada sobre dos rodillos.

El hecho de usar un solo rodillo también contribuye a reducir el peso que tendrá que soportar la estructura de barras y permite reducir la sección de estas, disminuyendo el peso total del banco y siendo el coste de estas barras menor cuanto menor es la sección.

Respecto al freno dinamométrico escogido, de los modelos presentes en el mercado y descritos en el apartado 1.2.3.2 se ha elegido el freno de corrientes parásitas refrigerado por aire. Esta elección se ha basado en los criterios comparativos presentes en la tabla del apartado 1.2.1. Este dinamómetro nos garantiza una buena capacidad de frenada tanto para bajas como para altas revoluciones y un control muy preciso del par de frenada, aspecto muy importante en el diseño, puesto que, los ensayos de potencia se realizarán principalmente a revoluciones constantes y es necesario ajustar correctamente el par de frenada que suministra el freno para obtener una medición correcta de la potencia. Su manejo es sencillo y al elegir un freno refrigerado por aire no es necesario instalación adicional de agua y su montaje sobre la estructura y el mantenimiento es más sencillo que en otros tipos de dinamómetros. Se realizó una búsqueda en el mercado de los dinamómetros y el coste de este tipo es superior a otros, pero no lo suficiente como para ser una desventaja comparándolo con el resto de ventajas que aporta. Con esto se concluye que el freno de corrientes parásitas satisface las condiciones de funcionamiento que se requieren para este proyecto.

---

El freno dinamométrico se ha optado por colocarlo en línea del rodillo y a la derecha de este puesto que esta alternativa favorece el acceso al mismo y la ventilación de este. Al colocarlo en un lateral de la estructura se favorece el acceso puesto que se tendrá más espacio cuando sea necesario trabajar sobre el freno y no habrá elementos que puedan estorbar. Las propias dimensiones del freno de corrientes parásitas también han determinado la elección de esta opción, puesto que poseerá un diámetro mayor al del rodillo y en el caso de colocarlo en paralelo al rodillo estorbaría la colocación de la motocicleta sobre el mismo. Se protegerá por medio de láminas de acero atornilladas a la estructura e independientes al resto de láminas que cubren el banco para permitir acceder al freno sin tener que desmontar el conjunto del banco durante labores de control y mantenimiento. Asimismo, esta configuración permite una mejor ventilación del freno. Se puede cubrir con láminas con agujeros sobre ella para favorecer la circulación de aire.

Siguiendo con las ventajas de esta configuración, las conexiones del freno se realizan más fácilmente y de manera más ordenada. El freno de corrientes parásitas se conecta a una toma de corriente común, así como a un controlador que permite manejar el freno y la carga frenante que aporta. Junto a estas dos conexiones, también habrá cables provenientes de los sensores de revoluciones y par de frenada. Estos cables se conectarán al ordenador que recoge los datos y realiza los procesos de cálculo y muestra de resultados. Se ha considerado que el colocar los cables a un lado del banco y tenerlos todos saliendo de una zona favorecerán la comodidad de su colocación y acceso a los mismos y evitará que estos puedan interferir en otros elementos del banco, como puede ser el rodillo, o ser un estorbo durante el proceso de ensayo de la motocicleta.

Para el diseño de la estructura del banco se ha buscado conseguir una buena ergonomía. Los datos de partida para el diseño no establecen unas medidas máximas que se deben cumplir ni unas restricciones en cuanto a la forma de este, lo que deja una libertad en cuanto al diseño de la estructura. Se ha diseñado una estructura con forma de “L”, para colocar el freno y el rodillo como se ha comentado anteriormente y poseer el mayor espacio posible para colocar la pinza de la rueda delantera en la parte superior de la estructura y ser capaz de ensayar motocicletas de distintas larguras y anchuras. La estructura rectangular también permite una mayor comodidad para colocar la motocicleta sobre el banco y que el operario que se coloque sobre la motocicleta durante el ensayo tenga espacio para apoyarse sobre la estructura. Este diseño también permitiría que un segundo operario estuviera sobre el banco durante los ensayos para ayudar en el mismo o controlar otros aspectos relacionados con él.

## 1.7 Descripción de lo proyectado

En este apartado se describirán los elementos que se han diseñado y componen el banco de potencia para motocicletas.

### 1.7.1 Rodillo

El rodillo en un banco de potencia es uno de los elementos principales, y su diseño y dimensionamiento debe ser riguroso, porque es el elemento sobre el cual vamos a poder medir la potencia que el motor suministra a las ruedas del vehículo. El rodillo ira unido al freno de corrientes parasitas mediante un acoplamiento y se unirá a la estructura de barras mediante unos soportes con los correspondientes rodamientos.

El primer aspecto que se calcula es el diámetro que poseerá el rodillo. Este diámetro dependerá de la velocidad máxima de ensayo que se establezca y de la máxima velocidad que se estime para el propio rodillo.

Al estar el neumático en contacto con los rodillos entre ambos se va a dar un contacto por rodadura, tendremos un coeficiente de fricción que dependerá del material con el que se construya el rodillo, y entre la rueda y el rodillo nos aparecerá una relación de transmisión  $i$ : [MECII]

$$i = \frac{D_{rueda}}{D_{rodillo}} = \frac{\omega_{rodillo}}{\omega_{rueda}}$$

Donde:

$i$  : relación de transmisión

$D$  : diámetro [m]

$\omega$  : velocidad angular [rad/s]

A partir de esa ecuación y si la reordenamos un poco tenemos que:

$$\omega_{rodillo} \times D_{rodillo} = \omega_{rueda} \times D_{rueda}$$

Por otro lado, podemos relacionar la velocidad angular con la velocidad lineal a partir de la siguiente ecuación:

$$v = \omega \times R$$

$v$ : velocidad [m/s]

$\omega$  : velocidad angular [rad/s]

$R$ : radio [m]

Sustituyendo tendríamos:

$$\omega_{rodillo} \times 2R_{rodillo} = \omega_{rueda} \times 2R_{rueda}$$

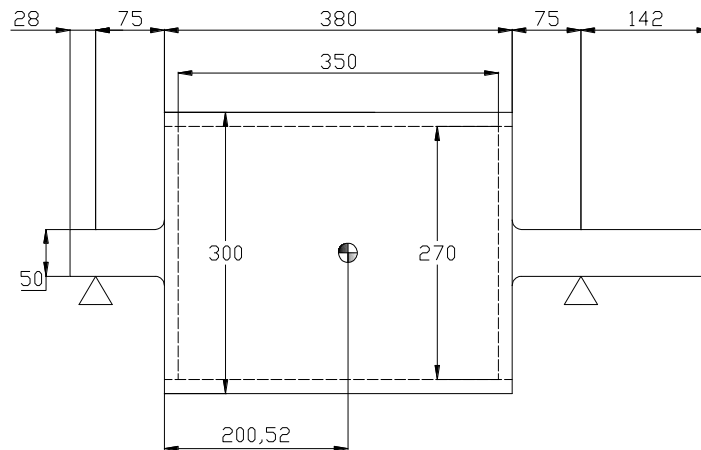
$$2v_{rodillo} = 2v_{rueda}$$

$$v_{rodillo} = v_{rueda}$$

Esta otra fórmula viene a expresar la condición de que los puntos que están en contacto en un movimiento de rodadura tienen que tener la misma velocidad lineal.

El banco de potencia se ha diseñado para que sea capaz de medir potencias de hasta 200cv, y la velocidad máxima para los vehículos será de 300 km/h. Para el rodillo se tomara una velocidad máxima de giro de 5500 rpm, para que este dentro de unos márgenes seguros. Esta velocidad es menor a la máxima establecida para el acoplamiento que une el rodillo con el freno de corrientes parasitas y la máxima velocidad de rotación para este ultimo.

A partir de estos datos se obtiene un diámetro para el rodillo de 300 mm. El resto de medidas se establecen en función del diseño, por lo que el rodillo quedaría de la siguiente manera:



**Figura 1.7. 1: Medidas en milímetros del rodillo**

Estará formado por un cilindro hueco de radio exterior de 150 mm y con un grosor de 15 mm, y dos tapas de 270 mm de diámetro y espesor 15 mm. El cilindro se fabricará mediante el doblado y soldado de una chapa de acero. Las tapas se unirán al cilindro hueco mediante soldadura y unido a ellas mediante tornillos irá el eje. El eje poseerá una brida para unirse a las tapas y se partirá de una barra de acero de diámetro 105 mm para su fabricación. Su longitud total será de 700 mm. Su masa es de 58,48 kg, y posee una inercia de  $0,941 \text{ kgm}^2$ . Sobre el rodillo se realizará un moleteado simple de 30 mm para mejor la fricción neumático-rodillo.

Se ha optado por utilizar el rodillo como eje también, por lo que se ha realizado el cálculo de la velocidad crítica que poseerá, las tensiones y deformaciones a las que estará sometido por el peso de la motocicleta de ensayo, se ha comprobado la resistencia a fatiga, y se ha calculado el equilibrado del mismo.

### 1.7.1.1 Cálculo de resistencia

El cálculo se realizará mediante el programa de elementos finitos Ansys.

#### 1.7.1.1.1 Modelización

Se ha realizado un modelo del rodillo en tres dimensiones con elementos tridimensionales. El elemento elegido es el SOLID95. Este elemento se define por medio de 20 nodos, con uno en cada punto medio de las aristas. Se ha elegido este elemento porque permite su utilización como tetraedro, que facilita el mallado de elementos tridimensionales de formas más complejas y no se produce una pérdida de precisión en los resultados por la utilización de la forma tetraédrica como si ocurre con otros elementos. [ANSYS1]

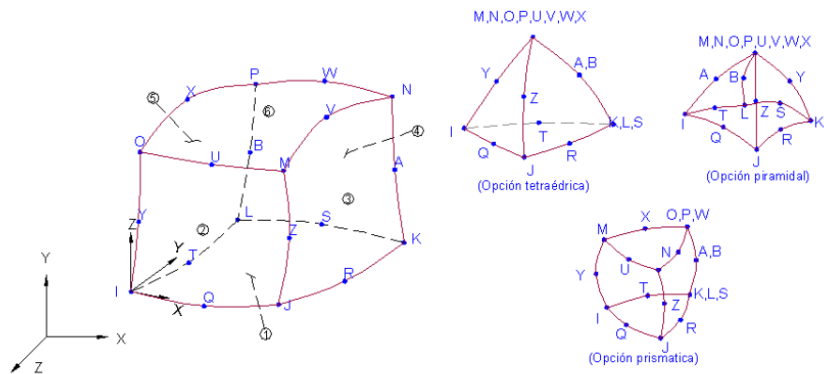


Figura 1.7. 2: Elemento SOLID95. [ANSYS1]

Este elemento no requiere el ingreso de constantes en el menú de Ansys.

El material del rodillo será un acero S275 que posee las siguientes propiedades:

Limite elástico	275 MPa
Limite rotura	410 MPa
Modulo de elasticidad	210 GPa
Modulo de rigidez	81 GPa
Coficiente de Poisson	0.3
Densidad	7850 Kg/m <sup>3</sup>

Tabla 1.7. 1: Características mecánicas del acero S275

El rodillo modelado quedaría de la siguiente forma:

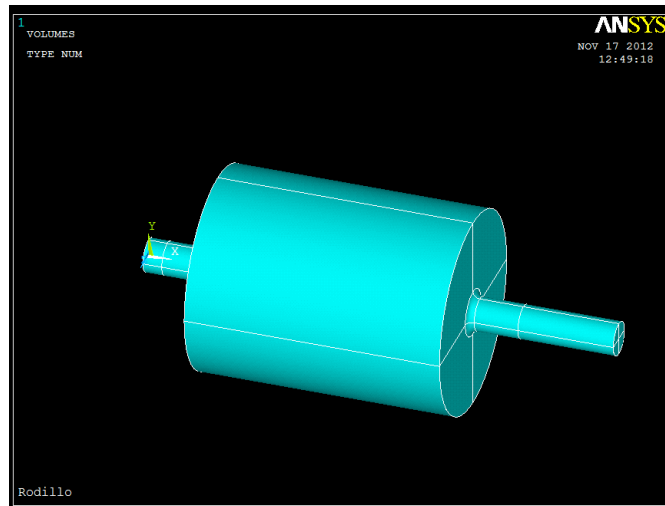


Figura 1.7. 3: Modelado del rodillo en el programa Ansys

#### 1.7.1.1.2 Caso de carga

El rodillo va a estar sometido a su propio peso, al peso de la motocicleta de la que se realice el ensayo junto con el peso del operario que la maneje y al par de frenada que le transmitirá el freno de corrientes parasitas a través del acoplamiento. Se ha establecido un peso máximo de ensayo para las motocicletas de 400 Kg y un peso de operario de 100 Kg. Para considerar la situación más desfavorable que se pueda dar, se establece un reparto de pesos de 70/30 en la moto y se ha situado la carga desplazada una distancia del centro del rodillo suponiendo una colocación inadecuada de la motocicleta sobre el mismo.

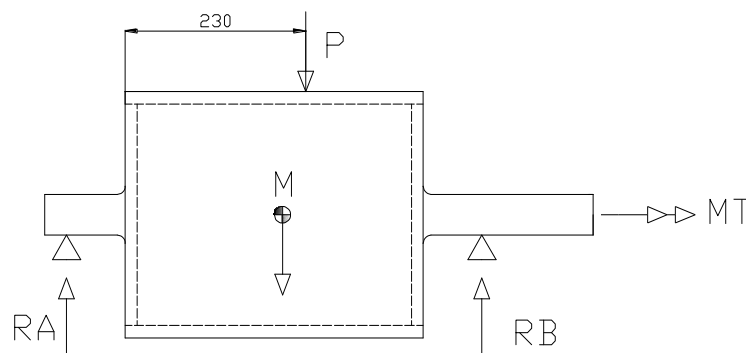


Figura 1.7. 4: Esquema de las fuerzas y momentos actuantes sobre el rodillo

El momento torsor que se ha establecido es de 435 Nm, este momento se obtiene a partir de los datos de medición de 200cv a una velocidad de giro de 5500 rpm y considerando un factor de seguridad de 1.7. Se considera un coeficiente de seguridad de 1.5 para el peso del rodillo.

Ansysis muestra los siguientes resultados:

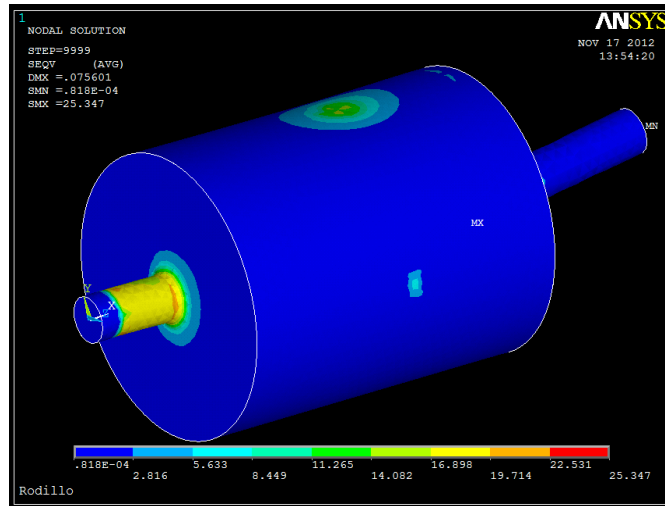


Figura 1.7. 5: Resultados tensión/deformación Ansys

Ante esta situación se obtiene una tensión máxima de 25.347 MPa y un desplazamiento máximo de 0.076501 mm. Se comprueba que el rodillo es capaz de soportar las cargas sin llegar al límite elástico.

### 1.7.1.2 Calculo a fatiga

El cálculo a fatiga se ha realizado ayudándose también del programa Ansys para calcular las tensiones en las secciones críticas. Estas secciones críticas son las de cambio de diámetro. En el documento de cálculos se encuentra el proceso seguido para obtener el diagrama S-N, y la aplicación posterior del criterio de Goodman [DISMAQ1]. El cálculo recogido en el apartado 2.1.5 de los cálculos demuestra que no habrá fallo por fatiga.

### 1.7.1.3 Equilibrado

Se ha considerado oportuno realizar un equilibrado del rodillo y obtener las fuerzas de reacción que surgirían en los rodamientos por causa del mismo. Se establece un grado de equilibrado G 6.3 [ISO], considerando este similar al que poseerá el freno de corrientes parasitas. A partir de este equilibrado y la velocidad de rotación de 5500 rpm, se aplican las formulas establecidas por la normativa ISO 1940 de equilibrado y se obtiene un desequilibrado máximo admisible,  $U_{per}$  de 639,7gr y unas fuerzas de reacción en los rodamientos de 101,89N para el rodamiento en A, y 110,31N para el rodamiento B.



Estas fuerzas luego se tienen en cuenta para la selección de los rodamientos del rodillo.

#### 1.7.1.4 Calculo velocidad crítica

Por último, se ha obtenido la primera velocidad crítica del rodillo diseñado para comprobar que esté por debajo de la velocidad de rotación máxima establecida para el banco de 5500 rpm.

La primera velocidad crítica se ha calculado mediante el método de Rayleigh dividiendo el rodillo en cinco masas y la carga  $P$  de 3500N. [DISMAQ2]

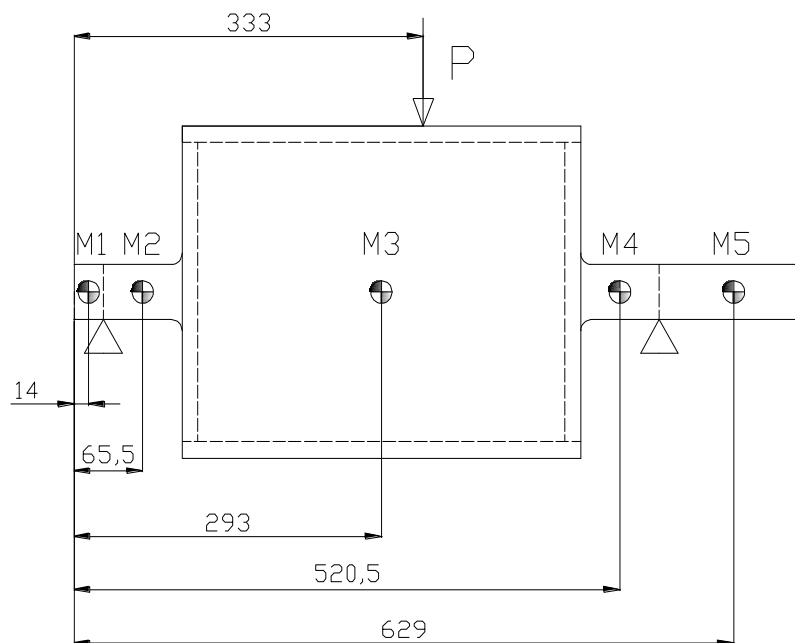


Figura 1.7. 6: División del rodillo en masas con sus respectivos centros de gravedad

El valor de las masas es el siguiente:

Masa 1	Masa 2	Masa 3	Masa 4	Masa 5
4.23 N	11.34 N	525.29 N	11.34 N	21.47 N

Tabla 1.7. 2: Peso de cada masa del rodillo

Las deformaciones en los centros de gravedad de las distintas masas se han calculado mediante el programa Ansys para facilitar su obtención y se recogen en el apartado 2.1.7 de los cálculos.

	Peso W (N)	Deformación $\delta$ (m)
M 1	4,23	$0,001202 \cdot 10^{-3}$
M 2	11,34	$0,001202 \cdot 10^{-3}$
M 3	525,29	$0,016158 \cdot 10^{-3}$
M 4	11,34	$0,012637 \cdot 10^{-3}$
M 5	21,47	$0,021959 \cdot 10^{-3}$
P	3500	$0,016158 \cdot 10^{-3}$

**Tabla 1.7. 3: Deformaciones de los centros de gravedad de las masas del rodillo**

A partir de estos valores obtenidos y aplicando la formula de Rayleigh se obtiene que la primera velocidad critica del rodillo será de 7433.65 rpm y estará por debajo de la velocidad de rotación a la que trabajara evitando posibles problemas.

## 1.7.2 Freno de corrientes parásitas

Como se ha comentado anteriormente, el freno dinamométrico elegido para este proyecto es un freno de corrientes parásitas refrigerado por aire. Su función dentro del banco es la de medir el par de frenada que la rueda trasera de la motocicleta transmitirá al rodillo.

Este freno tiene que ser capaz de medir potencia de hasta 200cv, y bajo esta condición se ha elegido el tamaño y modelo del mismo. Dentro del mercado de los frenos de corrientes parásitas existen varios modelos de distintas capacidades que varían según el fabricante. Por esta razón, se optó por ponerse en contacto con una empresa que comercializara este tipo de dinamómetros para pedir información de los tipos y capacidades de los frenos.

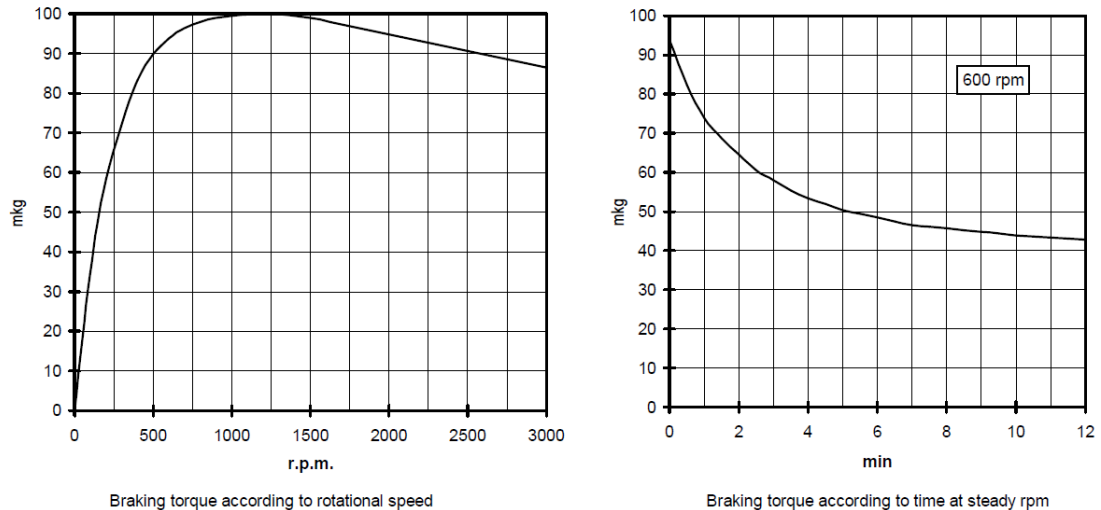
Se puso en contacto con la empresa navarra Frenelsa retarders que se dedica a la fabricación y venta de estos dinamómetros. Esta empresa realiza frenos de corrientes parásitas para bancos de ensayos, por lo que poseía frenos de las características que se buscaban.

Siguiendo los consejos de la propia empresa se decidió por elegir el modelo F16-100 El. Este modelo cumple las características de medición que requiere el banco de potencia.

Posee un peso total de 132 kg, es capaz de transmitir pares de fuerza de hasta 1100 mkg y su velocidad máxima de rotación es de 7000 rpm.

En las siguientes imágenes se muestran las curvas de par del freno:

#### **BRAKING TORQUE CURVES**



**Figura 1.7. 7: Curvas de frenado. Fuente: Frenelsa**

La primera gráfica muestra la variación del par capaz de transmitir en función del régimen de giro, y la segunda, la disminución del par de frenada en función del tiempo cuando el régimen de giro es constante. Esta última gráfica será importante tener en cuenta durante los ensayos a régimen constante.

Para su funcionamiento el freno ha de conectarse a una tensión de 192V y se encuentra lubricado con grasa de litio EP2.

Posee un diámetro de 350 mm y se suministra con capacidad para ejes de hasta 40 mm de diámetro. De acuerdo al diseño del banco, se usará un eje de 40 mm de diámetro y longitud de 784 mm.

El propio diseño del freno facilita la conducción de aire a través del miso para su refrigeración, por lo que no es necesario instalaciones adicionales.

El freno se montará sobre dos rodamientos que descansaran sobre sendos soportes fijados a la estructura de barras. Mediante un acoplamiento se transmitirá el movimiento giratorio entre el rodillo en contacto con el neumático de la motocicleta y el freno.

El resto de características técnicas y dimensiones se adjunta en el anexo A1.

### 1.7.3 Estructura

Para realizar la estructura que servirá de soporte para el resto de elementos se han utilizado perfiles de acero S275. Se han utilizado dos tipos de perfiles: cuadrados de 50x50 mm y de 75x75 mm. Ambos perfiles son huecos para reducir el peso de la estructura total y poseen un espesor de 2 mm. La estructura se compone de 29 barras unidas entre si mediante soldadura. Las barras de 75 mm se han utilizado para servir de apoyo a los soportes de los rodamientos que poseen un ancho de 75 mm.

Las barras de la estructura de 75 mm poseen dos agujeros roscados M10x1,5 para poder atornillar los soportes de los rodamientos. El resto de las barras posee agujeros M5x0,8 para fijar las chapas que cubrirán parte de la estructura.

#### 1.7.3.1 Calculo de la estructura

En el cálculo de la estructura se han obtenido las tensiones y deformaciones debidas al caso de carga presente. Para el cálculo de estas tensiones y deformaciones se ha utilizado el programa de elementos finitos Ansys.

##### 1.7.3.1.1 Modelización

La estructura se ha modelado en tres dimensiones mediante el uso de elementos BEAM4. Se ha considerado que la forma más sencilla para el cálculo consistiría en la simplificación de la estructura a un sistema formado por elementos lineales unidos por sus nudos.

Concretamente se ha utilizado el elemento BEAM4. Este elemento está basado en el BEAM3 pero es utilizado en análisis tridimensionales. Estos elementos BEAM son elementos uniaxiales que pueden estar sometidos a tensión, compresión y flexión. El BEAM4 posee dos nodos con seis grados de libertad en cada nodo, traslación en los ejes X, Y, Z y rotación en los mismos ejes. Mediante un tercer nodo se puede orientar la sección transversal del elemento en el espacio. En la figura 1.7.8 se muestra el elemento BEAM4 con sus características más importantes. [ANSYS2]

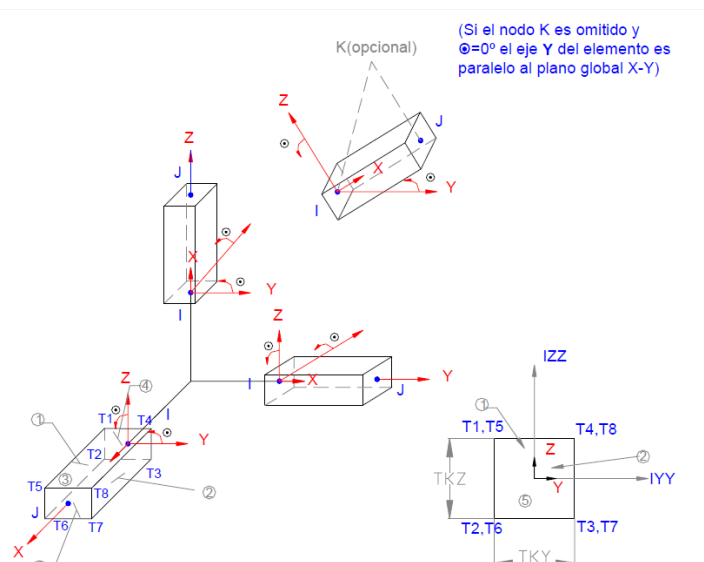


Figura 1.7. 8: Elemento BEAM4. [ANSYS2]

Las constantes que hay que introducir para el elementos son: el área transversal, el momento de inercia respecto de los tres ejes, el espesor de la sección, la deformación inicial en el caso de existir y unas constantes de deflexión por cortante si se va a tener en cuenta el efecto del mismo. Para este cálculo solo es necesario introducir el área de la sección, los espesores de la misma y los momentos de inercia IYY, IZZ. Los valores del área de la sección y las inercias se toman de los datos que indica el fabricante de los perfiles y en este caso, se realizan dos pares de constantes: una para los elementos de 50x50 y otra para los de 75x75.

El modelo de la estructura con elementos lineales quedaría de la siguiente forma:

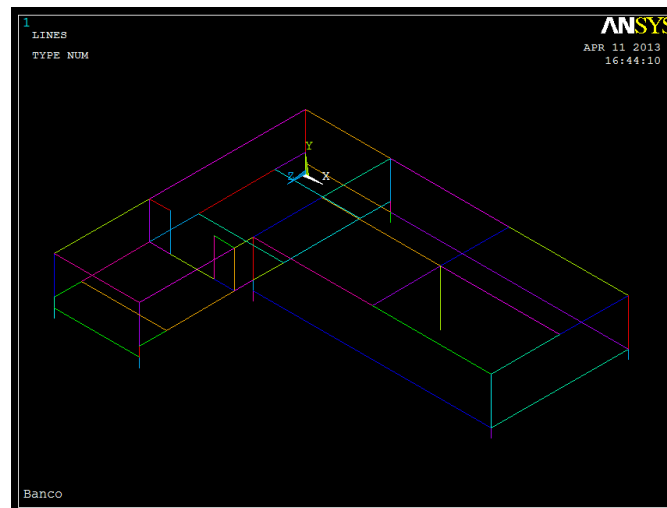


Figura 1.7. 9: Modelado de la estructura del banco en Ansys

Como se ha comentado antes el material utilizado es el acero S275 y las propiedades mecánicas se recogen en la tabla 1.7.1.

#### 1.7.3.1.2 Caso de carga

La estructura tiene que soportar el peso del rodillo, el freno de corrientes parasitas y el peso de la motocicleta ensayada junto con un operario. Para simular estos elementos en el programa se han colocado cargas puntuales en distintos puntos de la estructura.

El peso del freno de corrientes parasitas se ha dividido en dos cargas puntuales de igual valor de 971,19 N. Posteriormente se han calculado las reacciones en los puntos donde irían ubicados los soportes de los rodamientos del rodillo. Las reacciones a las cargas actuantes sobre el rodillo dan unos valores de 1901,2N y 2463,83N para ambos rodamientos.

Por último se coloca una carga para representar el peso del eje delantero de la motocicleta de 3500 N. La carga correspondería al reparto de pesos que daría el mayor valor para esta carga, que correspondería a un reparto de 30/70.

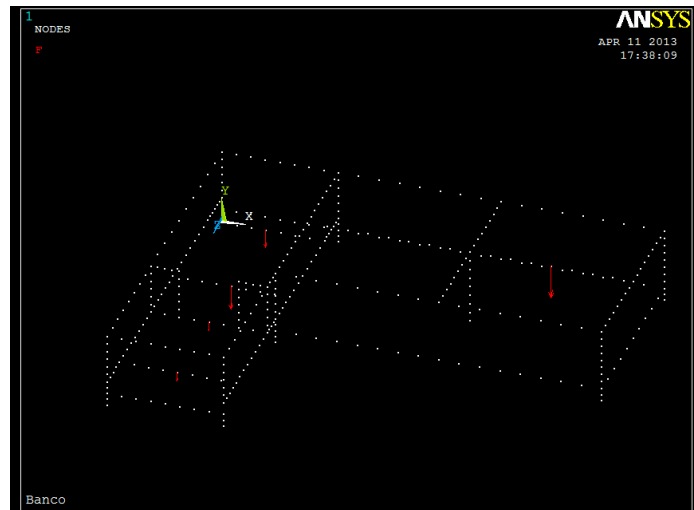


Figura 1.7. 10: Cargas aplicadas sobre la estructura

Los resultados mostrados por Ansys serían los siguientes:



Figura 1.7. 11: Resultados tensión/deformación de la estructura en Ansys

La máxima tensión obtenida es de 83.901 MPa y una deformación de 0.8725 mm. Se buscaba no poseer una deformación superior a 1 mm, y la tensión está muy por debajo del límite elástico del acero utilizado, por lo que el banco cumple los requisitos de resistencia.

### 1.7.4 Rodamientos

En este proyecto se han utilizado dos pares de rodamientos, uno para sustentar el rodillo, y otro para la sustentación del freno de corrientes parásitas. Se ha optado por utilizar rodamientos rígidos de bolas de la marca FAG.

Se han utilizado estos tipos de rodamientos porque cumplen los requisitos técnicos que se buscan y económicamente son los de menor coste. Sus características se resumen en la siguiente tabla:

Tipo de rodamiento	Características:														
	Carga radial	Carga axial en ambas direcciones	Compensación longitudinal en el rodamiento	Compensación longitudinal con ajuste deslizante	Rodamientos desmontables	Compensación de fuerza inerciales	Elevada precisión	Aptitud para elevadas velocidades	Funcionamiento silencioso	Agujero cónico	Cebadura a uno o ambos lados	Elevada rigidez	Bajo rozamiento	Rodamientos fijos	Rodamientos libres
Rodamientos rígidos de bolas	●	●	○	●	○	●	●	●	○	○	●	●	●	●	●

Tabla 1.7. 4: Tabla de las características de los rodamientos rígidos de bolas. [FAG]

De estos rodamientos destaca su capacidad de utilización en varias situaciones. El mismo rodamiento se puede actuar de manera aceptable como rodamiento fijo o rodamiento libre; tiene buena aptitud para elevadas velocidades, aunque en este caso la velocidad máxima está limitada a 5500 rpm; posee elevada rigidez y bajo rozamiento; y posee un excelente funcionamiento silencioso. Asimismo, el estado de cargas al que van a estar sometidos los rodamientos va a ser puramente radial, y este rodamiento ofrece una buena resistencia a este tipo de cargas.

Estos rodamientos están formados por una hilera de bolas, no son despiezables y su adaptabilidad angular es pequeña. Están constituidos también, por una jaula de chapa de acero. Por su tratamiento térmico pueden ser utilizados bajo temperaturas de servicio de hasta 150° C.

Para su dimensionamiento se han seguido las ecuaciones que aporta el fabricante basadas en la normativa pertinente. La elección del tamaño se realiza a partir de la vida nominal que se requiere para ese rodamiento. En este caso se parte de una vida nominal de 1000 horas de funcionamiento a una velocidad de rotación de 5500 rpm, y bajo la máxima carga permisible.

Para los rodamientos destinados al rodillo el caso de carga establecido para los cálculos correspondería al peso propio del rodillo, una carga sobre el rodillo de 3500N correspondiente a un peso máximo de ensayo de vehículo de 400Kg más 100Kg de operario con un reparto entre ejes de 70/30. Esta carga se ha desplazado una distancia de 40 cm respecto al eje del rodillo para simular el posible caso de una motocicleta mal colocada sobre el rodillo. Junto a estas cargas también se ha tenido en cuenta las reacciones que surgirían en los rodamientos por el equilibrado del rodillo, establecido en un valor de G 6,3.

---

Los rodamientos del freno de corrientes parásitas solo tendrán que soportar el peso del mismo de 132 Kg.

Tanto para el peso del rodillo como del freno de corrientes parásitas se ha utilizado un coeficiente de seguridad de 1.5.

Partiendo de estos casos de carga se han elegido los rodamientos rígidos de bolas 6210 de diámetro 50 mm para el rodillo y los rodamientos 6208 de 40 mm para el freno de corrientes parásitas. Las vidas que soportaran estos rodamientos serán de 200204.6 horas de funcionamiento para los modelos 6208 y 25156.3 horas de funcionamiento para los modelos 6210.

Para la lubricación de los dos pares de rodamientos se ha elegido una grasa Arcanol MULTITOP de FAG. Una grasa con un aceite base semisintético y que utiliza litio como espesante. Su temperatura límite de servicio continuo es de 80° C y el rango de temperaturas de funcionamiento va de -30 a +140° C. El resto de sus características se recogen en el anexo correspondiente.

Estos rodamientos descansaran sobre unos soportes que irán unidos a la estructura de barras de acero del banco de potencia. Los soportes también serán de la marca FAG para mantener una unidad en cuanto al fabricante en el conjunto del sistema de rodamientos. Los soportes elegidos son los de tipo partido de la serie SNV. Estos soportes se adaptan a varios tipos de rodamientos así como a varios tamaños. Los soportes son capaces de soportar elevadas cargas, permiten fijar el rodamiento centralmente mediante anillos de fijación y su unión a una superficie plana es sencilla mediante el uso de dos tornillos.

Para los rodamientos 6210 se utilizaran los soportes SNV090 que poseen una capacidad de carga de hasta 265KN en dirección radial y para los rodamientos 6208 el modelo SNV080 de soportes, cuya capacidad de carga llega hasta los 210KN en dirección radial.

Ambos soportes se unirán a la estructura de barras por medio de dos tornillos M10x1,5 con un par de apriete de 50 Nm.

La disposición en ambos pares de rodamientos será de un rodamiento fijo y otro libre. Por esta razón será necesario utilizar también tapas en los rodamientos laterales y obturaciones de doble labio y anillos de fijación. Para los rodamientos 6210 el que funcione de fijo llevará dos anillos de fijación FRM90/10,5 y una obturación de doble labio DH210 junto con una tapa DKV090, mientras que el libre utilizara dos obturaciones. En el caso de los rodamientos 6208, para fijar uno se utilizarán dos anillos de fijación FRM80/10,5, una obturación de doble labio DH208 y una tapa DKV080, el libre usara dos obturaciones del mismo tipo. Los rodamientos fijos se colocaran en los extremos de los ejes, y los que actúan como libres se situaran en la zona anterior al acoplamiento que une ambos ejes. [FAG]



### 1.7.5 Acoplamiento

El acoplamiento es el elemento que se encarga de conectar el eje del rodillo con el eje del freno de corrientes. Su función es transmitir el movimiento de giro entre ambos elementos y transmitir el par de frenada del freno de corrientes parásitas al rodillo o viceversa.

Para este diseño se ha optado por utilizar un acoplamiento flexible y elástico a torsión, que pueda permitir algún grado de desalineación de montaje, y que viene provisto con un limitador de par. El limitador de par será un elemento de seguridad para evitar picos de par que pueden dañar el vehículo ensayado. El acoplamiento elegido es de la marca KTR y dentro de esta marca, los modelos ROTEX.

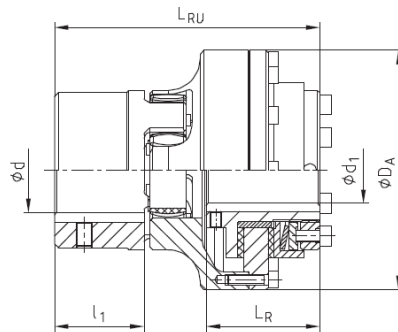
Estos acoplamientos se caracterizan por poseer poco peso y baja inercia, asimismo, son capaces de amortiguar las vibraciones torsionales y absorben los posibles choques provocados por un funcionamiento irregular de los elementos acoplados. Realizan una transmisión directa del par y compensan las desalineaciones axiales, radiales y angulares entre los ejes conectados. Están formados por dos mitades congruentes, que poseen garras cóncavas en su interior, desviadas periféricamente en torno a medio paso. Entre estas dos mitades es posible colocar un estrella de centrado evolvente con dientes abombados a fin de evitar la presión sobre los extremos en caso de desalineaciones entre los ejes. Estos acoplamientos se diferencian de otras marcas en que los dientes flexibles están sometidos solo presión y no a esfuerzos de flexión, esto reduce el desgaste y los dientes son capaces de soportar cargas mayores.

Para elegir el tipo de acoplamiento se han usado las formulas propuestas en los catálogos del fabricante y se basan en la norma DIN 740-2. Para los cálculos se ha partido de un par a transmitir entre el freno y el rodillo de 435Nm. Este se obtiene a partir de los datos de medición de 200cv a una velocidad de giro de 5500 rpm y considerando un factor de seguridad de 1.7.

A partir de estos datos y aplicando las fórmulas se obtiene un par nominal  $T_{Kn}$  de 435 Nm y un par máximo  $T_{Kmax}$  de 661.42 Nm, y el acoplamiento elegido es el tipo nº 70 de fundición EN-GJL-250, con estrella 95/98 sh A y tamaño 48.

La estrella que se montará entre las dos mitades del acoplamiento está fabricada de poliuretano y proporciona una buena transmisión de par con excelentes propiedades de amortiguación. Es capaz de trabajar bajo un rango de temperatura continua de -30 a +90 °C y un rango de temperatura máxima transitoria de -40 a +120 °C.

Sus dimensiones serían las siguientes:



ROTEX® Tamaño	RUFLEX® Tamaño	Par de deslizmto (Nm)	d	d <sub>1</sub> max	D <sub>A</sub>	l <sub>1</sub>	L <sub>R</sub>	L <sub>RU</sub>
14	00	0,5-5	ver acoplamientos en páginas 26 y 27 programa básico en p. 24 y 25	10	44	11	31	59
19	0	2-20		20 <sup>1)</sup>	63	25	33	78
24	01	5-70		22	80	30	45	98
28	1	20-200		25	98	35	52	113
38	2	25-400		35	120	45	57	133
48	3	50-800		45	162	56	68	166
75	4	90-1600		55	185	85	78	205

1) Agujero > ø 19, ranura según 6885/3

ROTEX® - RUFLEX® acoplamiento con limitador de par, tipo  
N.º 070

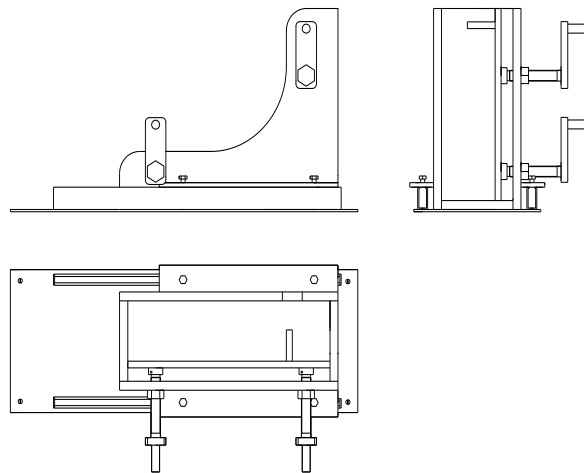
Figura 1.7. 12: Dimensiones del acoplamiento. [KTR]

Está formado por un mango del tipo 1, parte izquierda de la figura 1.7.12, que poseerá un diámetro de 50 mm para el eje del rodillo y la parte derecha poseerá un diámetro de 40 mm para el eje del freno de corrientes parásitas. [KTR]

### 1.7.6 Pinza rueda delantera

La pinza de la rueda delantera es el elemento que sujeta la rueda delantera de la motocicleta y mantiene de pie a la misma durante el ensayo. Se ha diseñado para aguantar la fuerza de reacción obtenida al colocar la motocicleta sobre el rodillo durante el ensayo y que tendería a intentar hacer que la moto continuara hacia adelante.

Está formado por una estructura metálica en forma de L, de acero S275 y 20 mm de espesor. Esta estructura se desliza entre dos perfiles de acero de 3 mm de espesor y forma W que actúan como guías, permitiendo el movimiento longitudinal de la pinza para abarcar motocicletas de distintas medidas de largo. Para soportar la fuerza de reacción se han utilizado cuatro tornillos que apretándolos generan una fuerza de fricción sobre los perfiles W, suficiente para contrarrestar la fuerza de reacción. Estos cuatro tornillos se sitúan sobre una plancha de acero unida mediante soldadura a los laterales de la L. Se ha colocado también otra chapa de acero de 15 mm de espesor que mediante dos tuercas y dos husillos puede moverse en dirección perpendicular al movimiento de la pinza para actuar como una mordaza sobre la rueda. Los husillos se unen a la chapa mediante dos pasadores. Este mecanismo permite que la pinza se adapte a distintos tipos de neumáticos y permite una mejor sujeción de la misma.



**Figura 1.7. 13: Pinza rueda delantera**

De la pinza se han calculado las soldaduras necesarias para unir la pieza en forma de L con las planchas de acero y se han diseñado los tornillos de fricción [RES].

### 1.7.6.1 Cálculo tornillos de fricción

Los tornillos de fricción han de contrarrestar la fuerza de reacción ejercida en la rueda trasera de la motocicleta. Este empuje que ejercería la moto sobre la pinza es debido a la fuerza de fricción que ejercería el rodillo sobre la rueda trasera. Se ha considerado un valor para esta fuerza de 3500N. La fuerza de fricción depende de la normal a las superficies en contacto y al coeficiente de rozamiento entre el neumático y el rodillo. La normal es equivalente al peso que recae sobre el rodillo y considerando un coeficiente de rozamiento próximo a la unidad, aspecto bastante real, se ha tomado la carga máxima para la cual se ha diseñado el rodillo y la estructura, que posee un valor de 3500N. Con este valor se obtendría el máximo valor de rozamiento entre el neumático y el rodillo, si la fuerza de rozamiento necesaria para transmitir el par entre el neumático y el rodillo fuera superior habría deslizamiento entre ambos elementos y no habría medición de potencia, por lo tanto está bien establecer como máxima fuerza de empuje de la moto sobre la pinza el valor de 3500N.

Esta fuerza se divide entre cuatro tornillos y considerando un coeficiente de rozamiento entre el tornillo y el perfil de acero en forma W de 0,74 el par de apriete necesario en cada tornillo sería de 1,557 Nm. Estos tornillos serían autoblocantes.

Los tornillos elegidos son de tipo métrico M10x1.5 de 65 mm de longitud.

### 1.7.6.1 Calculo soldaduras

El cordón de soldadura debe resistir la fuerza de empuje de la moto y la consiguiente fuerza de reacción de los tornillos de fricción. Para poder soportar estas cargas se ha considerado realizar un cordón de soldadura de 5 mm de ancho de garganta. Las bases de cálculo se encuentra en el apartado 2.7.2 de los cálculos, y el resultado es que dos cordones de 450 mm a ambos lados soportarían los esfuerzos presentes.

## 1.7.7 Chapas de recubrimiento

Parte de la estructura se ha cubierto con chapas de acero para mantener aislados y protegidos algunos elementos importantes como son el rodillo, freno de corrientes parasitas, rodamientos y el acoplamiento. Se han usado un total de diez piezas de chapa de acero de distintos tamaños y medidas. De esas diez piezas, cuatro son chapas de acero lagrimado de 5 mm, y el resto son de acero negro. Se ha usado las chapas de acero lagrimado para cubrir la rampa del banco, el rodillo y la parte superior de la estructura con el fin de mejorar el agarre y evitar el deslizamiento. El resto de piezas se han utilizado para cubrir los laterales de la estructura y la parte inferior.

La pieza que cubrirá el freno de corrientes parasitas posee unos orificios rectangulares destinados a mejor la refrigeración del freno.

### 1.7.7.1 Cálculo de las chapas

El espesor de las chapas se ha elegido estableciendo una deformación máxima para ellas no superior a la mitad del espesor ante las sollicitaciones presentes. Se han calculado solo las chapas de acero lagrimado puesto que son las que más peso van a soportar y una vez obtenido el espesor de estas se ha tomado ese valor para el resto de las piezas.

#### 1.7.7.1.1 Modelización

Para realizar las chapas en Ansys se han modelado como áreas planas y posteriormente se han mallado con elementos SHELL63. El SHELL63 es un elemento plano definido por cuatro nodos que poseen tres traslaciones y tres rotaciones según los ejes cada uno. Es necesario indicar el espesor que poseerá y es posible aplicar cargas en la cara superior o inferior del elemento. [ANSYS3]

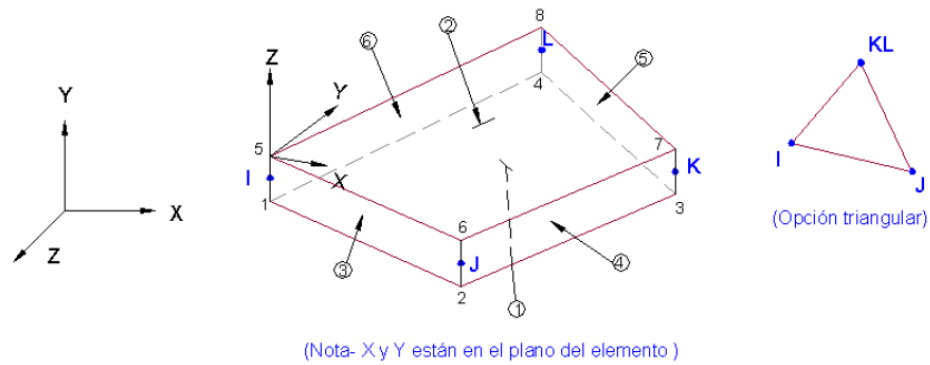


Figura 1.7. 14: Elemento SHELL63. [ANSYS3]

El modelado quedaría de la siguiente manera:

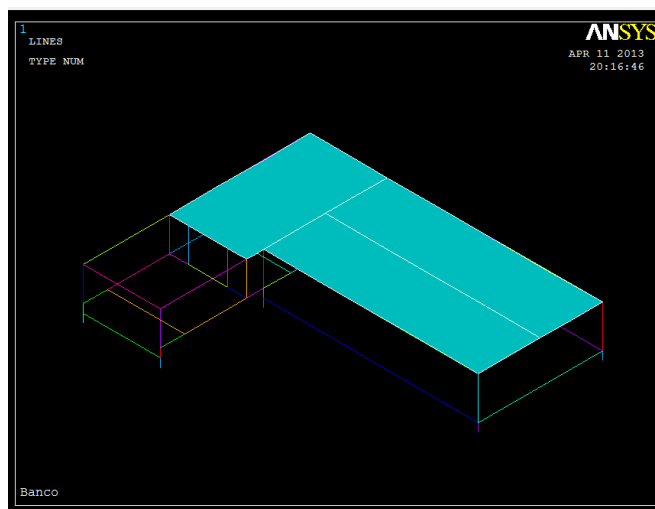


Figura 1.7. 15: Modelado de las chapas en Ansys

### 1.7.7.1.2 Caso de carga

Para calcular las deformaciones y tensiones se ha supuesto una situación en la que la motocicleta estuviera apoyada en una de las dos chapas de la parte superior del banco. El peso de la moto y un operario se ha dividido en dos cargas puntuales de 2500 N. La situación real sería de la moto centrada en la estructura y por tanto esta situación hipotética somete a las chapas de acero a unas sollicitaciones mayores a las que tendrá que soportar durante los ensayos.

En Ansys las cargas aplicadas quedarían así:

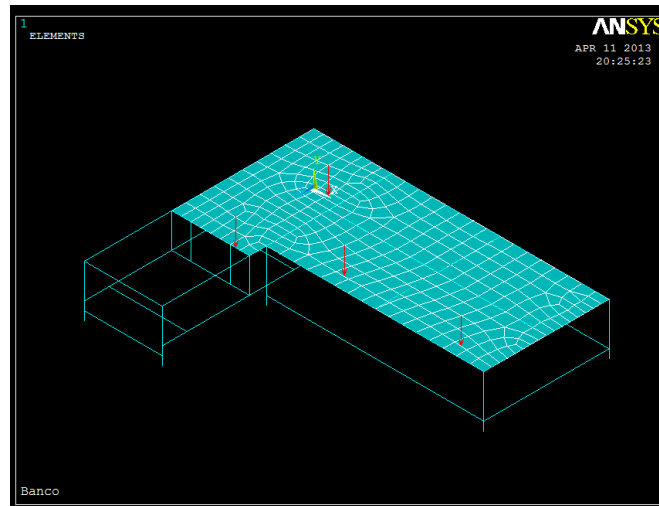


Figura 1.7. 16: Representación de las cargas sobre las chapas de Ansys

Bajo esta situación de cargas se calcula las tensiones y deformaciones de las láminas de acero.

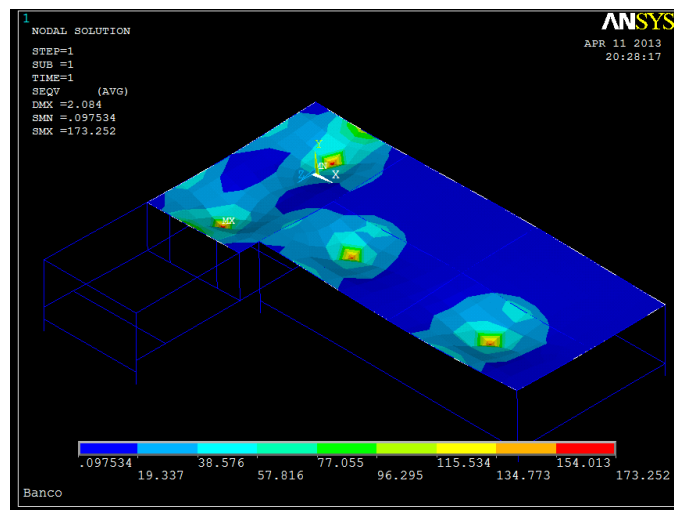


Figura 1.7. 17: Tensiones y deformaciones sobre las chapas

La tensión máxima obtenida es de 173.252 MPA, por lo que la pieza se mantiene en el régimen elástico.

Se comprueba que con 5 mm la deformación no es superior a la mitad del espesor, y por eso se ha utilizado este espesor para el resto de piezas.

## 1.7.8 Sensores

Para obtener el valor de potencia del vehículo ensayado hace falta medir unos parámetros a partir de los cuales se calcula ese valor de potencia, esos parámetros son: el par en rueda y la velocidad de giro. Es necesario un sensor que mida las revoluciones del rodillo durante las distintas fases del ensayo y otro sensor capaz de medir el par resistente que se genera en el freno de corrientes parásitas. Junto a estos dos sensores, también es conveniente usar un tercer sensor destinado a medir el régimen de giro del motor del vehículo ensayado. A continuación se describen los sensores utilizados.

### 1.7.8.1 Sensor de régimen de giro

Este sensor será el encargado de medir las revoluciones por minuto del rodillo y transmitirlo al control del freno para su análisis. Para ello se utilizará un sensor de efecto hall.



Figura 1.7. 18: Sensor de efecto Hall

Este sensor basa su funcionamiento en el efecto hall. Este efecto se produce al ejercer un campo magnético transversal sobre un cable por el que circulan cargas. Se produce una fuerza magnética sobre las cargas perpendiculares a su velocidad y al campo magnético que provocan que estas cargas sean impulsadas hacia un lado del conductor generando un voltaje. Estos sensores suelen estar formados por un imán fijo que se encarga de generar el campo magnético y un pequeño modulo electrónico donde se encuentran los componentes encargados de medir la tensión transversal.

El modelo elegido es un sensor de hall de la serie CYGTS101 DC que posee las siguientes características:

Corriente de conmutación	20 mA
Longitud	36.37 mm
Material de la carcasa	Plástico
Protección de polaridad inversa	Sí
Rango de detección	0.2→4.0 mm
Temperatura de funcionamiento máxima	+135° C
Temperatura de funcionamiento mínima	-40° C
Tensión DC máxima	0.4 V
Tensión de alimentación	4.5→ 24 Vdc
Tipo de cuerpo	Cilíndrico
Tipo de salida	NPN
Tipo de terminal	Conexión de cable
Régimen de giro	10-8000 rpm

**Tabla 1.7. 5: Características del sensor de revoluciones de efecto Hall**

Junto con este sensor se utilizará una rueda dentada para generar la respuesta eléctrica y medir el régimen de giro. Esta rueda dentada poseerá un diámetro de 100 mm, y de acuerdo a los requisitos del sensor tendrá una anchura de 8 mm, una altura de diente de 5 mm y anchura de diente de 2 mm.

El sensor se unirá a la estructura mediante un tornillo M7x1 con su correspondiente tuerca de sujeción.



### 1.7.8.2 Sensor de par de fuerza

El par de fuerza no se mide directamente si no que se mide a través de la fuerza que ejercería el freno de corrientes parasitas a una distancia de su eje. Para medir el par generado en el rodillo es necesario unir el freno de corrientes parasitas a una célula de carga mediante un brazo de reacción. El brazo de reacción va unido a la carcasa del freno de corrientes parasitas por medio de dos tornillos M14x2. Este brazo de reacción posee una longitud de 100 mm. En el otro extremo del brazo de reacción se encuentra la célula de carga en forma de “S” que puede trabajar a tracción o compresión.



Figura 1.7. 19: Célula de carga

El modelo elegido de célula de carga es el de 225 Kg que permitirá medir los 200cv para los que se ha diseñado el banco. Esta célula viene incluida con el controlador del freno de corrientes parásitas.

### 1.7.8.3 Sensor régimen de giro del motor

Si se considera oportuno durante el ensayo medir las revoluciones a las que gira el motor del vehículo ensayado se puede recurrir a un medidor mediante pinza para motores que determina el régimen de giro de manera sencilla y rápida.



Figura 1.7. 20: Medidor de revoluciones por pinza

### 1.7.9 Control del freno de corrientes parásitas

El freno de corrientes parásitas requiere de un controlador con el que sea posible regular la carga resistente que aporte el freno, así como ser capaz de transmitir las medidas de fuerza de la célula de carga y régimen de giro al ordenador donde se analizaran y se usaran para el cálculo de la potencia. Se ha utilizado el kit de controlador para frenos de corrientes parásitas SP-4 del fabricante SportDevices.



**Figura 1.7. 21: Controlador de freno de corrientes parásitas SP-4**

El kit está formado por el módulo y la consola de control SP-4 que se puede usar en conjunto con un ordenador o individualmente, una célula de carga para medir el par de frenada y una fuente de alimentación para el freno.

Este control permite realizar ensayos a revoluciones constantes para obtener distintos datos del funcionamiento del vehículo y también permite realizar el ensayo destinado a obtener la potencia desarrollada por el motor. Durante el ensayo de potencia se puede regular el tiempo de ensayo para cada vehículo, el módulo de control determina la carga resistente necesaria para realizar el ensayo en ese tiempo.

## 1.8 Etapas y plazos de ejecución

En este apartado se busca establecer las etapas que componen la construcción del banco de potencia y el tiempo de ejecución de cada etapa. El tiempo de ejecución es subjetivo puesto que dependerá de muchos factores ajenos a este proyecto, aun así, se han indicado unos tiempos orientativos.

La construcción del banco se realizara en cuatro etapas: acopio de material, fabricación, montaje y puesta en funcionamiento. A continuación se detallan estas etapas:

- Acopio de material

En esta etapa se obtendrían todos los materiales necesarios para la construcción del banco. Se ha estimado su duración en 7 días.

- Fabricación

Durante esta etapa se procederá a la fabricación del rodillo, corte y taladrado de los perfiles de acero de acuerdo a los planos, corte y taladrado de las chapas que recubren las partes del banco, la fabricación de la pinza de la rueda delantera y la soldadura de estructura de barras. Esta etapa tendría una duración estimada de 15 días.

- Montaje

Comprende el montaje de los rodamientos sobre los ejes del rodillo y del freno de corrientes, la unión de estos mediante el acoplamiento y la unión de los soportes de los rodamientos a la estructura de barras. También se realizará la colocación de los sensores del banco: el sensor de efecto hall y la célula de carga. Se estima su duración en 7 días.

- Puesta en funcionamiento

En la etapa final se realizaran las conexiones entre el freno de corrientes parásitas, el controlador de este y los sensores. Una vez establecidas todas las conexiones, se realizaría una prueba de funcionamiento. La puesta en funcionamiento duraría un día.

En la siguiente página se muestra el diagrama de gannt con las etapas y los plazos supuestos de fabricación.

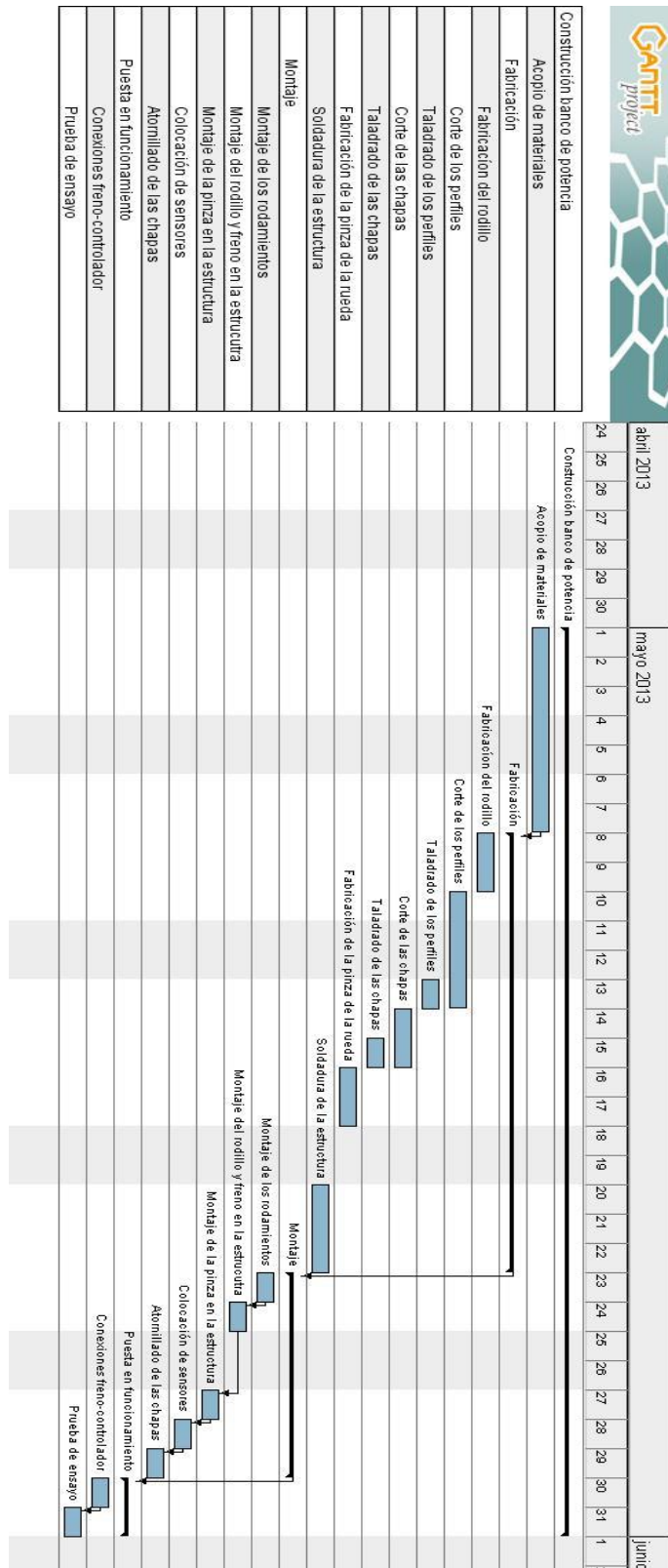


Figura 1.7. 22: Diagrama Gannt

## 1.9 Resumen del presupuesto

El presupuesto se ha dividido en siete capítulos en los que se agrupan los elementos que componen el banco de ensayos diseñado. En el capítulo I se recogen las partes relacionadas con el freno de corrientes parásitas; en el capítulo II los rodamientos con sus soportes y accesorios; en el capítulo III los perfiles de acero S275 utilizados para la fabricación de la estructura del banco; en el capítulo IV las chapas de acero necesarias; en el capítulo V el acoplamiento; en el capítulo VI el sensor de régimen de giro y por último en el capítulo VII los tornillos y tuercas.

A continuación se muestra el resumen por capítulos del presupuesto.

Capítulo I.....	4886 €
Capítulo II.....	808,18 €
Capítulo III.....	90,39 €
Capítulo IV.....	508,49 €
Capítulo V.....	132,6 €
Capítulo VI.....	106,45 €
Capítulo VII.....	25,87 €
	Total Capítulos.....
	6557,98 €
	21% I.V.A.....
	1377,18 €

El total del presupuesto asciende a la cantidad de siete mil novecientos treinta cinco con dieciséis €.

## 1.10 Conclusiones

El objetivo principal de este proyecto era diseñar un banco de potencia para motocicletas desde un punto de vista mecánico en base a una serie de datos de partida. Se buscaba conseguir que el banco fuera válido para distintos modelos de motocicletas lo que se ha podido conseguir mediante el diseño de una mordaza ajustable a las dimensiones de la motocicleta a ensayar. Por otra parte el banco tenía que ser capaz de alcanzar potencias de hasta 200cv. Estos valores de potencia serán alcanzables gracias al correcto diseño del rodillo y del freno de corrientes parásitas que son los elementos principales que determinan este factor. Por último también se ha conseguido cumplir el objetivo del presupuesto destinado al proyecto siendo un aspecto bastante importa a tenor de la situación social actual.

Este proyecto ha servido para vislumbrar las situaciones a las que se enfrentará un Ingeniero técnico una vez acabado sus estudio y habiendo entrado en el mercado laboral. En la vida laboral del ingeniero se presentaran muchos proyectos con diversas condiciones establecidas por el contratista que el ingeniero deberá cumplir o adaptar de la mejor manera posible. Este proyecto ha supuesto una situación similar de partir de unos requisitos y buscar la manera de cumplirlos u adaptarlos en los casos necesarios.

La realización de este proyecto ha permitido la ampliación de los conocimientos del autor en aspectos como el cálculo de soldaduras y de tornillos de fijación. También se ha podido mejorar el manejo sobre el programa de elementos finitos Ansys.

---

## Bibliografía

[MECII] I. Zabalza Villava, “Mecánica II”, Universidad Pública de Navarra, 2007

[ANSYS1] Máximo Alejandro Roa Garzón, Diego Alexander Garzón Alvarado, “Introducción al Modelamiento por elementos finitos con ANSYS”, Universidad Nacional de Colombia, capítulo 5, mayo 2002

[ANSYS2] Máximo Alejandro Roa Garzón, Diego Alexander Garzón Alvarado, “Introducción al Modelamiento por elementos finitos con ANSYS”, Universidad Nacional de Colombia, capítulo 9, mayo 2002

[ANSYS3] Máximo Alejandro Roa Garzón, Diego Alexander Garzón Alvarado, “Introducción al Modelamiento por elementos finitos con ANSYS”, Universidad Nacional de Colombia, capítulo 7, mayo 2002

[DISMAQ1] Virginia Badiola Urquiola, “Diseño de Maquinas I”, Universidad Pública de Navarra, capítulo 2 apartado 4, septiembre 2004

[DISMAQ2] Virginia Badiola Urquiola, “Diseño de Maquinas I”, Universidad Pública de Navarra, capítulo 2 apartado 5, septiembre 2004

[ISO] ISO 1940-2, “Mechanical vibration-Balance quality requirements for rotors in a constant(rigid) state”, parte 1, 2ª edición, agosto 2003

[RES] Luis Ortiz Berrocal, “Resistencia de materiales”, McGraw-Hill, 3ª edición, capítulo 10, 2007

[FAG] Catálogo de rodamientos FAG

[KTR] Catálogo de acoplamientos ROTEX-KTR

[LAND] Web de venta y distribución de bancos de potencia [www.land-and-sea.com](http://www.land-and-sea.com)

[VTECH] Web de venta de bancos de potencia <http://vtechdyno.eu/>

[ICC] Blog de la empresa IC Code [www.iccode.com.ar](http://www.iccode.com.ar)

## Anexo A1: Características del freno de corrientes parásitas

### Características y dimensiones del freno de corrientes parásitas



FRENOS ELECTRICOS UNIDOS S.A.  
 Pol. Ind. Comarca 1, Calle L, nº 10  
 31160 ORCOYEN (NAVARRA)  
 Tel.: Int+34 948 145611 Fax: Int+34 948 141418  
 www.frenesa.es

### RETARDER F16-100 EL (192V)

#### ELECTRICAL CHARACTERISTICS

Rated voltage	192 V
Total resistance	16,3 Ω
Total consumption	11,8 A

#### MECHANICAL CHARACTERISTICS

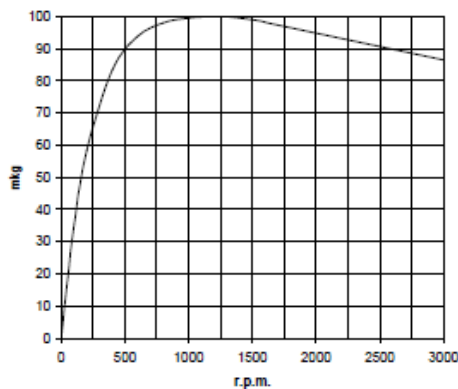
Max. transmissible torque	700/1100 mkg
Max. rotational speed	7000 rpm
Rotors inertia	0,50 Kgm <sup>2</sup>

#### WEIGHT

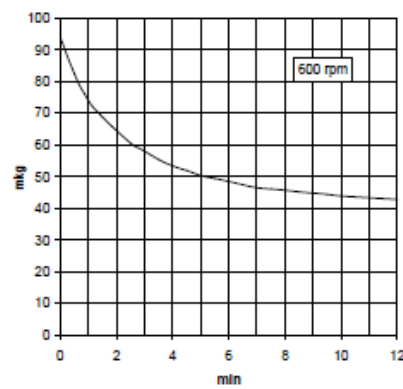
Rotors weight	30 Kg
Stator weight	102 Kg
Total weight	132 Kg

**MAINTENANCE:** Lubrication with lithium grease EP2

#### BRAKING TORQUE CURVES

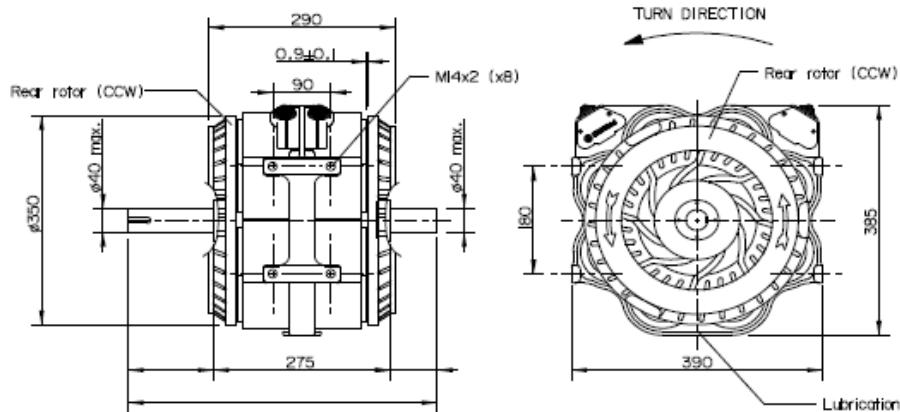


Braking torque according to rotational speed



Braking torque according to time at steady rpm

#### OUTER AND ASSEMBLY DIMENSIONS



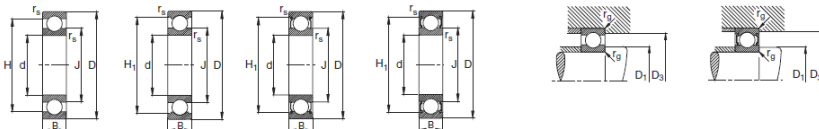


### Anexo A2: Dimensiones de los rodamientos y soportes

Extracto del catálogo de FAG con las dimensiones de los rodamientos y soportes.

#### Dimensiones para los rodamientos 6210

Rodamientos FAG rígidos de bolas de una hilera

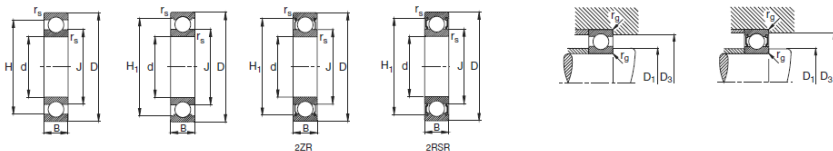


Los rodamientos pueden alcanzar una duración de vida limitada, si C<sub>u</sub>/P<sub>200h</sub>, ver Pág. 41.

Eje	Dimensiones							Peso	Capacidad de carga		Velocidad límite	Velocidad de referencia	Denominación abreviada	Medidas auxiliares		
	d	D	B	r <sub>min</sub>	H	H <sub>1</sub>	J		dyn. C	stat. C <sub>0</sub>				Rodamiento FAG	D <sub>1</sub> min	D <sub>2</sub> max
50	50	90	20	1,1	77,0	80	62	0,466	38,5	24	18000	9500	6210	57	83	1
	50	90	20	1,1	77,0	80	62	0,489	38,5	24	18000	9500	6210 W203B	57	83	1
	50	90	20	1,1	77,0	80	62	0,478	38,5	24	12500	9500	6210 ZZR	57	83	1
	50	90	20	1,1	77,0	80	62	0,48	38,5	24	4800		6210 ZRSR	57	83	1
	50	90	23	1,1	77,0	80	62	0,543	38,5	24	4800		6210 ZRSH	57	83	1
	50	110	27	2	91,6	95,1	68	1,1	62	38	14000	9500	6210	61	99	2
	50	110	27	2	91,6	95,1	68	1,12	62	38	6000		6210 ZZR	61	99	2
	50	110	27	2	91,6	95,1	68	1,12	62	38	4000		6210 ZRSR	61	99	2
	50	110	27	2	91,6	95,1	68	1,11	62	38	4000		6210 ZRSH	61	99	2
	50	110	40	2	91,6	95,1	68	1,39	62	38	4000		6210 ZRSH	61	99	2
	50	130	31	2,1	108,4	115,1	81,6	1,95	81,5	52	12000	9000	6410	64	116	2,1

#### Dimensiones para los rodamientos 6208

Rodamientos FAG rígidos de bolas de una hilera

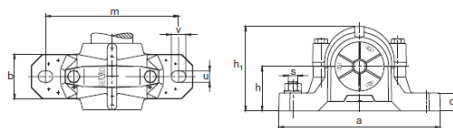


Los rodamientos pueden alcanzar una duración de vida limitada, si C<sub>u</sub>/P<sub>200h</sub>, ver Pág. 41.

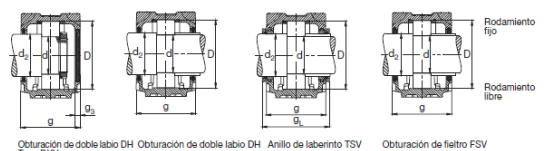
Eje	Dimensiones							Peso	Capacidad de carga		Velocidad límite	Velocidad de referencia	Denominación abreviada	Medidas auxiliares		
	d	D	B	r <sub>min</sub>	H	H <sub>1</sub>	J		dyn. C	stat. C <sub>0</sub>				Rodamiento FAG	D <sub>1</sub> min	D <sub>2</sub> max
40	40	80	18	1,1	67,5	70,4	53	0,371	29	18	20000	11000	6208	47	73	1
	40	80	18	1,1	67,5	70,4	53	0,371	29	18	20000	11000	6208 W203B	47	73	1
	40	80	18	1,1	67,5	70,4	53	0,385	29	18	8500	11000	6208 ZZR	47	73	1
	40	80	18	1,1	67,5	70,4	53	0,384	29	18	5600		6208 ZRSR	47	73	1
	40	80	18	1,1	67,5	70,4	53	0,384	29	18	5600		6208 ZRSH	47	73	1
	40	80	23	1,1	67,5	70,4	53	0,477	29	18	5600		6208 ZRSH	47	73	1
	40	90	23	1,5	74,6	76,5	55,5	0,64	42,5	25	18000	11000	6308	49	81	1,5
	40	90	23	1,5	74,6	76,5	55,5	0,654	42,5	25	18000	11000	6308 W203B	49	81	1,5
	40	90	23	1,5	74,6	76,5	55,5	0,654	42,5	25	7500		6308 ZZR	49	81	1,5
	40	90	23	1,5	74,6	76,5	55,5	0,654	42,5	25	5000		6308 ZRSR	49	81	1,5
	40	90	33	1,5	74,6	76,5	55,5	0,903	42,5	25	5000		6308 ZRSH	49	81	1,5
	40	110	27	2	91,6	95,1	68	1,12	62	38	14000	10000	6408	53	97	2

#### Dimensiones de los soportes SNV080 y SNV090

Soportes FAG partidos - Serie SNV para rodamientos con agujero cilíndrico



Soportes · Rodamientos · Accesorios



Eje	Dimensiones															Peso	Soporte		Rodamiento		Manguito de montaje	Anillo de fijación		Obtención de doble labio		Obtención de laberinto con anillo tórico		Obtención de fieltro		Tapa
	d	d <sub>2</sub>	a	b	c	D	g	g <sub>1</sub>	g <sub>2</sub>	h	h <sub>1</sub>	m	u	v	s		mm	in	kg	FAG		FAG	FAG	FAG	FAG	FAG	FAG	FAG	FAG	
40	50	205	60	25	80	85	98	10,5	60	112	170	15	20	M12	1/2	2,9			SNV080	1208TV	22020E		KM8	MB8	FRM80/10,5	DH206	TSV206	FSV206	DKV080	
	50	205	60	25	80	85	98	10,5	60	112	170	15	20	M12	1/2	2,9			SNV080	2208TV	22208E		KM8	MB8	FRM80/8	DH206	TSV206	FSV206	DKV080	
	50	205	60	25	90	100	114	12,5	60	117	170	15	20	M12	1/2	3,1			SNV090	1308TV	20308T	21308E.TVPB	KM8	MB8	FRM90/9	DH306				DKV090
50	50	205	60	25	80	85	98	10,5	60	112	170	15	20	M12	1/2	2,9			SNV080	1210TV	20310T		KM10	MB10	FRM90/10,5	DH310	TSV210	FSV210	DKV090	
	50	205	60	25	90	100	114	12,5	60	117	170	15	20	M12	1/2	3,1			SNV080	2210TV	22210E		KM10	MB10	FRM90/9	DH310	TSV210	FSV210	DKV090	
	50	255	70	30	110	110	124	12,5	70	139	210	18	33	M16	3/4	4,9			SNV110	1310TV	20310T	21310E.TVPB	KM10	MB10	FRM110/10,5	DH310				DKV110
50	60	255	70	30	110	110	124	12,5	70	139	210	18	33	M16	3/4	4,9			SNV110	2310TV	22310E		KM10	MB10	FRM110/4	DH310				DKV110

**Anexo A3: Características de la grasa Arcanol MULTITOP**

**SCHAEFFLER GROUP**  
INDUSTRIAL

**FAG**

**FAG Rolling Bearing Grease Arcanol MULTITOP**

Properties, applications: Bearing grease for high loads, low and high speeds, low and high temperatures, low noise, low friction

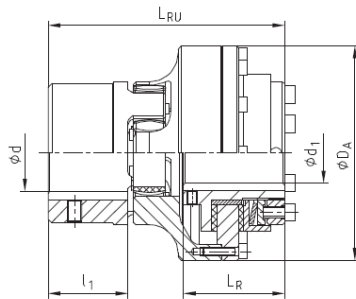
Characteristics	Unit	Value	Test method
Marking:		KP2N-40	DIN 51825
Density:	[kg/dm <sup>3</sup> ]	ca. 0,9	
Specifications:			
Thickener:		lithium soap	
Type of base oil:		part synth oil	
Temperature range:	[°C]	-40 to 140	DIN 51825
Longtime limit temperature:	[°C]	80	
Base oil viscosity at 40°C:	[mm <sup>2</sup> /s]	≥ ISO VG 68	DIN 51562 - 1
Worked penetration:	[0,1 mm]	265-295	DIN ISO 2137
Drop point:	[°C]	≥ 190	DIN ISO 2176
Water resistance:	[Range]	≤ 1-90	DIN 51807 - 1
Corrosion Emcor Test:	[Corr.Grad]	0/0	DIN 51802
1% NaCl:	[Corr.Grad]	≤ 1/1	
Copper corrosion after 24 h/120 °C:	[Corr.Grad]	≤ 1	DIN 51811
FE8 tests run Wear behaviour		Running time 500 hours, no failure	
536048 - 3000/10-RT	[mg]	vWk50 ≤ 35mg	DIN 51819
536048 - 75/80-RT	[mg]	vWk50 ≤ 35mg	DIN 51819
536050MP - 7,5/80-120	[mg]	vWk50 ≤ 35mg	DIN 51819
FE9 tests run (grease service lifetime)			
A/1500/6000-130	[h]	F50 ≥ 200 h	DIN 51821-02
	[h]	no failure < 100h	
<b>Speed range:</b>	Unit	Ball bearings and cylindrical roller bearings	Other roller bearings*)
Speed limit n*dm	[mm/min]	800.000	350.000

\*) not cylindrical roller thrust bearings and spherical roller thrust bearings

## Anexo A4: Dimensiones y características del acoplamiento

Extracto del catálogo de KTR con las dimensiones del acoplamiento y de la estrella de unión.

Dimensiones del acoplamiento:



ROTEX® Tamaño	RUFLEX® Tamaño	Par de deslizamiento [Nm]	d	d <sub>1</sub> máx	D <sub>A</sub>	l <sub>1</sub>	L <sub>R</sub>	L <sub>RU</sub>
14	00	0,5-5	ver acoplamientos en páginas 26 y 27 programa básico en P. 24 y 25	10	44	11	31	59
19	0	2-20		20 <sub>1)</sub>	63	25	33	78
24	01	5-70		22	80	30	45	98
28	1	20-200		25	98	35	52	113
38	2	25-400		35	120	45	57	133
48	3	50-800		45	162	56	68	166
75	4	90-1600		55	185	85	78	205

1) Agujero > ø 19, ranura según 6885/3

ROTEX® - RUFLEX® acoplamiento con limitador de par, tipo N.º 070

Dimensiones de la estrella:

### Datos técnicos

ROTEX® tamaños para cualquier material y diseño	Velocidad máx. [1/min]		Ángulo de torsión con		Par [Nm]			Potencia de amortiguación [W] con +30 °C		Rigidez torsional C <sub>Cdyn</sub> [Nm/rad]			
	con V = 30 m/s	40 m/s	T <sub>KN</sub> <	T <sub>K max</sub> >	Nominal T <sub>KN</sub>	Máx T <sub>K max</sub>	Vibratorio T <sub>KW</sub>	P <sub>KW</sub>	1,00 T <sub>KN</sub>	0,75 T <sub>KN</sub>	0,50 T <sub>KN</sub>	0,25 T <sub>KN</sub>	

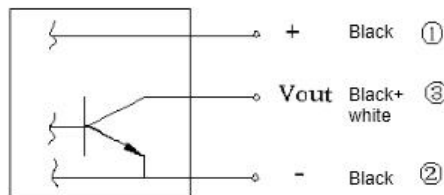
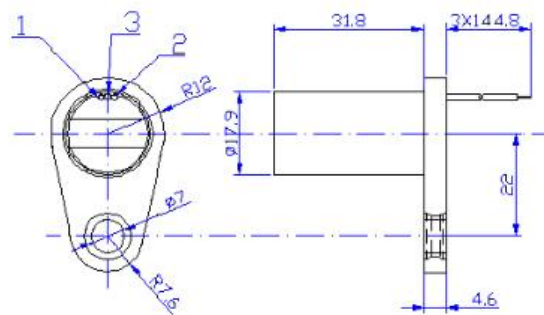
Estrella de poliuretano 98 Shore A; a partir del tamaño 65 95 Shore A; color rojo												
14	19000	-	6,4°	10°	12,5	25	3,3	-	0,56x10 <sup>3</sup>	0,46x10 <sup>3</sup>	0,35x10 <sup>3</sup>	0,21x10 <sup>3</sup>
19	14000	19000			17	34	4,4	4,8	2,92x10 <sup>3</sup>	2,39x10 <sup>3</sup>	1,81x10 <sup>3</sup>	1,07x10 <sup>3</sup>
24	10600	14000			60	120	16	6,6	9,93x10 <sup>3</sup>	8,14x10 <sup>3</sup>	6,16x10 <sup>3</sup>	3,65x10 <sup>3</sup>
28	8500	11800			160	320	42	8,4	26,77x10 <sup>3</sup>	21,95x10 <sup>3</sup>	16,60x10 <sup>3</sup>	9,84x10 <sup>3</sup>
38	7100	9500			325	650	85	10,2	48,57x10 <sup>3</sup>	39,83x10 <sup>3</sup>	30,11x10 <sup>3</sup>	17,85x10 <sup>3</sup>
42	6000	8000			450	900	117	12,0	66,90x10 <sup>3</sup>	54,32x10 <sup>3</sup>	41,84x10 <sup>3</sup>	24,93x10 <sup>3</sup>
48	5600	7100			525	1050	138	13,8	82,29x10 <sup>3</sup>	65,84x10 <sup>3</sup>	50,88x10 <sup>3</sup>	29,84x10 <sup>3</sup>

## Anexo A5: Dimensiones de montaje del sensor de efecto Hall

### Mounting Dimensions (for reference only)



The standard length of the leads is 150mm; section: 4.7x2.3mm



Pamplona, Abril de 2013

Firma del autor:



# ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación :

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISEÑO DE UN BANCO DE POTENCIA PARA  
MOTOCICLETAS

## CÁLCULOS

Igor Albero Picon

César Díaz de Cerio García

Pamplona, Abril 2013

# ÍNDICE

ÍNDICE .....	I
Lista de figuras.....	II
Lista de tablas .....	IV
2.1 Dimensionamiento rodillo .....	1
2.1.1 Cálculo del diámetro.....	1
2.1.3 Cálculo de las características mecánicas del rodillo. Masa e inercia.....	3
2.1.2 Calculo de los tornillos de unión del eje al rodillo .....	5
2.1.4. Cálculo resistente del rodillo .....	9
2.1.4.1. Cálculo de las reacciones en los rodamientos.....	9
2.1.4.2 Cálculo de las tensiones y deformaciones .....	11
2.1.5 Análisis de fatiga .....	13
2.1.6 Equilibrado del rodillo .....	17
2.1.7 Cálculo de la Velocidad crítica .....	20
2.2 Cálculo de los rodamientos.....	25
2.2.1 Rodamientos del rodillo.....	26
2.2.2 Rodamientos del freno de corrientes parásitas .....	35
2.3 Cálculo del acoplamiento de ejes.....	38
2.4 Cálculo de la estructura de barras .....	41
2.5 Cálculo de las chapas de acero .....	44
2.6 Comprobación de Pandeo .....	48
2.7 Cálculo de la pinza de la rueda delantera .....	51
2.7.1 Cálculo de los tornillos de fricción .....	51
2.7.2 Cálculo de la soldadura.....	54

## Lista de figuras

Figura 2.1. 1: Dimensiones del rodillo en milímetros. ....	3
Figura 2.1. 2: Esquema de las fuerzas actuantes sobre los tornillos de unión .....	5
Figura 2.1. 3: Esquema del rodillo con dimensiones (mm) y cargas actuantes .....	9
Figura 2.1. 4: Modelo del rodillo en Ansys .....	11
Figura 2.1. 5: Mallado del rodillo en Ansys .....	11
Figura 2.1. 6: Desplazamiento nodal .....	12
Figura 2.1. 7: Tensión de Von mises en el rodillo-1.....	12
Figura 2.1. 8: Tensión de Von mises en el rodillo-2.....	13
Figura 2.1. 9: Tensión de Von mises sobre el rodillo bajo la carga P .....	14
Figura 2.1. 10: Tensión de Von mises sobre el rodillo bajo el momento torsor.....	14
Figura 2.1. 11: División del rodillo en masas .....	20
Figura 2.1. 12: Desplazamiento nodal para la masa 1 .....	21
Figura 2.1. 13: Desplazamiento nodal para la masa 2 .....	22
Figura 2.1. 14: Desplazamiento nodal para la masa 3 .....	22
Figura 2.1. 15: Desplazamiento nodal para la carga P.....	23
Figura 2.1. 16: Desplazamiento nodal para la masa 4 .....	23
Figura 2.1. 17: Desplazamiento nodal para la masa 5 .....	24
Figura 2.2. 1: Descripción de las cargas actuantes sobre los rodamientos. Fuente: SKF....	26
Figura 2.2. 2: Diagrama para el cálculo de $f_m$ . Fuente: SKF .....	27
Figura 2.2. 3: Dimensiones freno de corrientes parásitas .....	35
Figura 2.3. 1: Tablas con los valores de los factores $S_T$ , $S_A$ , $S_Z$ . Fuente: Catálogo KTR ....	39
Figura 2.3. 2: Características del acoplamiento. Fuente: Catálogo KTR .....	40
Figura 2.4. 1: Modelo de la estructura en Ansys .....	41
Figura 2.4. 2: Cargas sobre la estructura .....	42
Figura 2.4. 3: Deformación de la estructura-1 .....	42



---

Figura 2.4. 4: Deformación de la estructura-2 .....	43
Figura 2.4. 5: Tensiones en la estructura-1 .....	43
Figura 2.4. 6: Tensiones en la estructura-2 .....	44
Figura 2.5. 1: Modelado de las chapas en Ansys .....	45
Figura 2.5. 2: Cargas sobre las chapas .....	45
Figura 2.5. 3: Desplazamiento nodal de las chapas-1 .....	46
Figura 2.5. 4: Desplazamiento nodal de las chapas-2 .....	46
Figura 2.5. 5: Diagrama de tensiones de las chapas-1 .....	47
Figura 2.5. 6: Diagrama de tensiones de las chapas-2 .....	47
Figura 2.7. 1: Diagrama de cuerpo libre del conjunto rodillo-rueda y diagrama de cuerpo libre de la rueda.....	51
Figura 2.7. 2: Esquema de las fuerzas actuantes sobre la soldadura .....	54
Figura 2.7. 3: Abatimiento de los cordones de soldadura.....	54
Figura 2.7. 4: Puntos de mayor tensión de la soldadura .....	55

## Lista de tablas

Tabla 2.1. 1: Grados de equilibrado. Fuente ISO 1940/1 .....	17
Tabla 2.1. 2: Tabla para la obtención del desequilibrio residual permisible. Fuente ISO 1940/1 .....	18
Tabla 2.1. 3: Resumen valores de los desplazamientos nodales de las masas.....	24
Tabla 2.2. 1: Tabla de los factores radiales y axiales para los rodamientos rígidos de bolas. Fuente: Catalogo FAG .....	28
Tabla 2.2. 2: Dimensiones del rodamiento rígido de bolas 6210. Fuente: Catalogo FAG. .	28
Tabla 2.2. 3: Tabla para el cálculo de la viscosidad relativa $v_1$ . Fuente: Catálogo FAG.....	31
Tabla 2.2. 4: Tabla para el cálculo de la elección del lubricante. Fuente: Catálogo FAG. .	32
Tabla 2.2. 5: Tabla par el cálculo de la viscosidad de servicio $v$ . Fuente: Catálogo FAG. .	32
Tabla 2.2. 6: Tabla para la obtención del factor $K_1$ . Fuente: Catálogo FAG.....	33
Tabla 2.2. 7: Tabla para la obtención del factor $K_2$ . Fuente: Catálogo FAG.....	33
Tabla 2.2. 8: Tabla para la obtención de $a_{23II}$ . Fuente: Catálogo FAG. ....	34
Tabla 2.2. 9: Tabla con las dimensiones del rodamiento rígido de bolas 6208. Fuente: Catálogo FAG. ....	36
Tabla 2.6. 1: Tabla para la obtención del coeficiente de pandeo. Fuente: CTE .....	49
Tabla 2.7. 1: Valores de $W_i$ y $W_0$ según el tipo de rosca.....	53

## 2.1 Dimensionamiento rodillo

### 2.1.1 Cálculo del diámetro

El rodillo en un banco de potencia es uno de los elementos principales, y su diseño y dimensionamiento debe ser riguroso, porque es el elemento sobre el cual vamos a poder medir la potencia que el motor suministra a las ruedas del vehículo.

Asimismo, entre la rueda y el rodillo se da una relación de velocidades, como se comentará posteriormente, que en función de las dimensiones de este último nos dará la velocidad máxima de los vehículos a ensayar y el régimen de giro máximo alcanzable de los rodillos en virtud de esa velocidad máxima.

Primero se analizará el tema de la velocidad máxima para el ensayo y a partir de ella se calculará el diámetro del rodillo.

Al estar el neumático en contacto con los rodillos entre ambos se va a dar un contacto por rodadura, tendremos un coeficiente de fricción que dependerá del material con el que se construya el rodillo, y entre la rueda y el rodillo nos aparecerá una relación de transmisión  $i$ :

$$i = \frac{D_{rueda}}{D_{rodillo}} = \frac{\omega_{rodillo}}{\omega_{rueda}} \quad (2.1-1)$$

Donde:

$i$  : relación de transmisión

$D$  : diámetro [m]

$\omega$  : velocidad angular [rad/s]

A partir de esa ecuación y si la reordenamos un poco tenemos que:

$$\omega_{rodillo} \times D_{rodillo} = \omega_{rueda} \times D_{rueda} \quad (2.1-2)$$

Por otro lado, podemos relacionar la velocidad angular con la velocidad lineal a partir de la siguiente ecuación:

$$v = \omega \times R \quad (2.1-3)$$

$v$ : velocidad [m/s]

$\omega$  : velocidad angular [rad/s]

$R$ : radio [m]

Sustituyendo 2.1-3 en 2.1-2:

$$\omega_{rodillo} \times 2R_{rodillo} = \omega_{rueda} \times 2R_{rueda}$$

$$2v_{rodillo} = 2v_{rueda}$$

$$v_{rodillo} = v_{rueda}$$

Esta otra fórmula viene a expresar la condición de que los puntos que están en contacto en un movimiento de rodadura tienen que tener la misma velocidad lineal.

El banco de potencia se va a diseñar para que sea capaz de medir potencias de hasta 200cv, y la velocidad máxima para los vehículos será de 300 km/h. Para el rodillo se tomará una velocidad máxima de giro de 5500 rpm, para que este dentro de unos márgenes seguros, siendo el límite para el freno de corrientes parásitas de 7000 rpm.

Reordenando un poco las ecuaciones anteriores tenemos que:

$$v_{rueda} = \omega_{rodillo} \times R_{rodillo} \quad (2.1-4)$$

y despejando el Rodillo:

$$R_{rodillo} [m] = \frac{v_{rueda} \left[ \frac{m}{s} \right]}{\omega_{rodillo} \left[ \frac{rad}{s} \right]} \quad (2.1-5)$$

Y sustituyendo los datos antes considerados en 2.1-5:

$$300 \frac{Km}{h} \cdot \frac{1000m}{1km} \cdot \frac{1h}{3600s} = 83,33 \text{ m/s}$$

$$5500 \frac{vueltas}{min} \cdot \frac{2\pi rad}{1vuelta} \cdot \frac{1min}{60s} = 575,96 \text{ rad/s}$$

$$R_{rodillo} = \frac{83,33 \text{ m/s}}{575,96 \text{ rad/s}} = 0,145 \text{ m}$$

Si tomamos como radio 0,15, conseguiremos que las revoluciones no sean nunca superiores al límite de 5500.

### 2.1.3 Cálculo de las características mecánicas del rodillo. Masa e inercia

Las dimensiones finales del rodillo serían las siguientes:

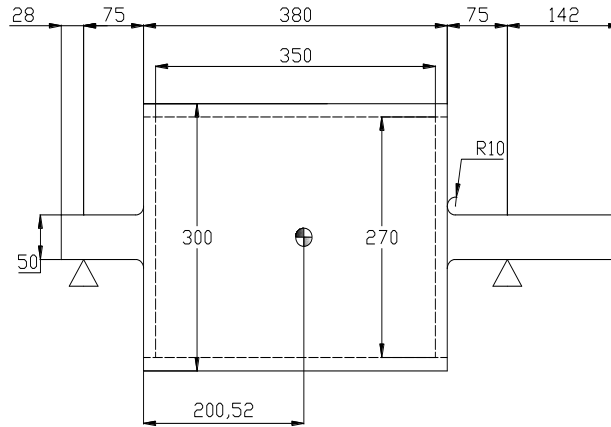


Figura 2.1. 1: Dimensiones del rodillo en milímetros.

La masa se puede calcular a partir del volumen del rodillo y su densidad  $\rho$ .

El volumen total tomando las medidas en metros será:

$$V = \pi \times 0,025^2 \times (0,320) + \pi \times 0,15^2 \times (0,380) - \pi \times 0,135^2 \times (0,350) \quad (2.1.3-1)$$

$$V = 7,45 \cdot 10^{-3} m^3$$

$$m(kg) = V(m^3) \times \rho(kg/m^3)$$

y considerando la densidad del acero  $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$

$$m = V \times \rho = 7,45 \cdot 10^{-3} \times 7850 = 58,48 \text{ kg}$$

Otra de las características a calcular será la inercia. La inercia para un cilindro hueco se puede calcular a partir de la siguiente ecuación:

$$I_{cilindrohueco} = \frac{m}{2} \times (r_1^2 + r_2^2) \quad (2.1.3-2)$$

Y para un cilindro:

$$I_{cilindro} = \frac{m}{2} \times radio^2 \quad (2.1.3-3)$$

Donde:

I: inercia [ $kgm^2$ ]

m: masa del rodillo [kg]

$r_1$ : radio interior [m]

$r_2$ : radio exterior [m]

Para calcular la inercia, el rodillo se puede dividir en dos cilindros macizos de inercias  $I_1$ ,  $I_2$ , que son los extremos; un cilindro hueco,  $I_3$ , y las dos tapas que son cilindros macizos,  $I_4$ .

Si sustituimos las medidas en 2.1.3-2 y 2.1.3-3 :

$$I_1 = \frac{(\pi \times 0,025^2 \times 0,103 \times 7850)}{2} \times (0,025^2) = 4,96 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$$

$$I_2 = \frac{(\pi \times 0,025^2 \times 0,217 \times 7850)}{2} \times (0,025^2) = 1,045 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$$

$$I_3 = \frac{[\pi \times (0,15^2 - 0,135^2) \times 0,38 \times 7850]}{2} \times (0,135^2 + 0,15^2) = 0,816 \text{ kgm}^2$$

$$I_4 = \frac{2(\pi \times 0,135^2 \times 0,015 \times 7850)}{2} \times (0,135^2) = 0,123 \text{ kgm}^2$$

Y la inercia total será:

$$I_1 + I_2 + I_3 + I_4 = 5,96 \cdot 10^{-4} + 1,045 \cdot 10^{-3} + 0,816 + 0,123 = 0,941 \text{ kgm}^2$$

### 2.1.2 Calculo de los tornillos de unión del eje al rodillo

Como el banco va a llevar un freno de corrientes parásitas, el rodillo estará formado por un cilindro hueco y dos tapas de acero, para reducir su peso e inercia.

Las tapas se unirán al cilindro hueco por soldadura y el eje se unirá a las tapas por medio de tornillos.

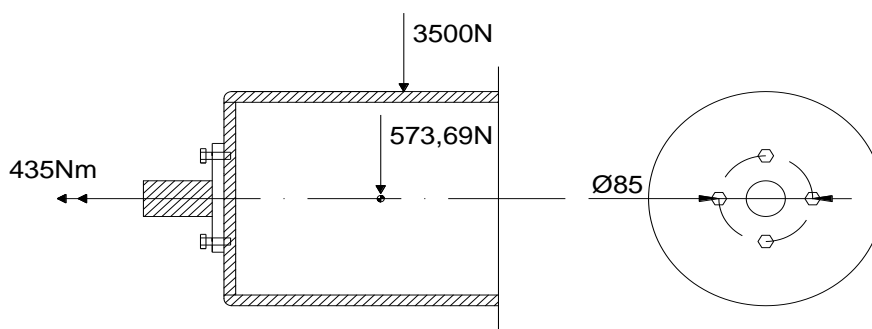


Figura 2.1. 2: Esquema de las fuerzas actuantes sobre los tornillos de unión

Las cargas actuantes sobre el rodillo son: el peso de la motocicleta, el peso del rodillo y el par de frenada. Los cálculos se basarán en los valores máximos para estas cargas. Se tendrá una carga de 3500N correspondiente a 400kg de motocicleta y 100kg de operario con un reparto de pesos del 70/30; una masa de rodillo de 58,48kg y una par de torsión que le transmite el freno de corrientes parásitas para oponerse al par de la rueda. El peso del rodillo se multiplica por un factor de seguridad de 1,5.

El par nominal a transmitir, que se calcula a partir de la siguiente fórmula:

$$M_T = \frac{P}{n} \quad (2.3-1)$$

$M_T$ : par nominal [Nm]

$P$ : potencia [w]

$n$ : velocidad de giro [rad/s]

En nuestro caso, se busca que el banco sea capaz de medir potencias de hasta 200Cv, que equivale a 147kw. La velocidad de giro máxima considerada para el banco es de 5500 rpm. Para esta potencia y régimen el par generado sería el siguiente:

$$5500 \text{ rpm} \times \frac{2\pi \text{radianes}}{1 \text{ vuelta}} \times \frac{1 \text{ minuto}}{60 \text{ segundos}} = 575,96 \text{ rad/s}$$

Por lo tanto tendremos que:

$$M_T = \frac{P}{n} = \frac{147000}{575,96} = 255,226 \text{ Nm}$$

Esta potencia y velocidad no se alcanzará siempre, dependerá del vehículo ensayado, la máxima velocidad que pueda llegar a alcanzar, etc. Por tanto, el par nominal calculado se multiplicará por un coeficiente de seguridad de 1,7 con el que se busca abarcar las distintas situaciones que se puedan llegar a dar.

$$255,226 \text{ Nm} \times 1,7 = 433,88 \cong 435 \text{ Nm}$$

Con este valor de par máximo se trabajará en los sucesivos cálculos.

Los tornillos de unión están sometidos a un esfuerzo cortante, un momento flector y un par de torsión. Puesto que las tensiones y deformaciones producidas por el momento flector son mucho menores a las producidas por el esfuerzo cortante, se tomara como base de cálculo la teoría elemental de la cortadura y solo se consideran los efectos del cortante y del par.

Primero se calculará el número de tornillos necesarios si solo actuase el esfuerzo cortante y después si solo actuara el momento torsor. Se tomara el número de tornillos que cumpla ambos requisitos. Los tornillos utilizados serán métricos de acero S275.

En tornillos sometidos a esfuerzos cortantes se ha de comprobar la resistencia a cortante y el aplastamiento.

Para el esfuerzo cortante la resistencia a cortante admisible viene dada por la fórmula:

$$F_{v,rd} = n \frac{0.5f_{ub} \cdot A}{\gamma_{M2}} \quad (2.1.2-1)$$

$F_{v,rd}$ : resistencia a cortante en la sección transversal del tornillo [N]

$n$ : numero de planos de corte

$f_{ub}$ : resistencia ultima del acero del tornillo [N/mm<sup>2</sup>]

$A$ : área de la caña del tornillo  $A_d$  o área resistente del tornillo  $A_s$ , según se encuentren los planos de cortadura en el vástago o la parte roscada del tornillo respectivamente. [mm<sup>2</sup>]

$\gamma_{M2}$ : coeficiente de seguridad



La resistencia a aplastamiento de la chapa que se une es:

$$F_{t,rd} = \frac{2.5\alpha f_u dt}{\gamma_{M2}} \quad (2.1.2-2)$$

$F_{t,rd}$ : resistencia al aplastamiento [N]

$d$ : diámetro del vástago del tornillo [mm]

$t$ : menor espesor de las chapas que se unen [mm]

$f_u$ : resistencia última de las chapas que se unen [N/mm<sup>2</sup>]

$\alpha$ : 1

- Considerando solo las cargas verticales

El esfuerzo cortante total será igual a:

$$V_y = 3500N + 58,58kg \times 9,81m/s^2 = 4074,67N$$

Y la resistencia admisible dada por la fórmula 2.1.2-1:

$$F_{v,rd} = 1 \frac{0,5 \cdot 410N/mm^2 \cdot \pi \frac{d^2}{4}}{1,25} = \frac{0,5 \cdot 410N/mm^2 \cdot \pi \frac{10^2}{4}}{1,25} = 12880,53N$$

El número de tornillos disponibles se obtiene de comparar ambos valores:

$$n_t \geq \frac{V_y}{F_{v,rd}} = \frac{4074,67}{12880,53} = 0,316$$

A continuación se comprueba el aplastamiento teniendo en cuenta el menor espesor de las chapas que es de 15 mm.

$$F_{t,rd} = \frac{2,5 \cdot 1 \cdot 410N/mm^2 \cdot 10 \cdot 15}{1,25} = 123000N$$

$$n_t \geq \frac{V_y}{F_{t,rd}} = \frac{4074,67}{123000} = 0,033$$

En este caso sería necesario colocar un tornillo.

- Considerando momento a transmitir de 435 Nm

Se tomará para el cálculo de los esfuerzos en los tornillos que se encuentran situados en una circunferencia de radio 60 mm respecto del centro de gravedad del rodillo, como se muestra en la figura 2.1.2.

La fórmula sería la siguiente:

$$M = n_t \frac{\pi d^2}{4} \cdot \tau_{adm} \frac{D}{2} = n_t \frac{\pi(10mm)^2}{4} \cdot \frac{0.5 \cdot 410N/mm^2}{1.25} \cdot \frac{85mm}{2} \quad (2.1.2-3)$$

$$435000Nmm = n_t \cdot 547422,52Nmm$$

$$n_t = 0,79$$

En este caso sería necesario la utilización de un solo tornillo también. Aun así, se usaran dos tornillos para asegurar una buena colocación y mantener una simetría.

Para los cálculos siguientes no se tendrán en cuenta los tornillos ni las aristas redondeadas del rodillo para simplificar y facilitar los cálculos.

### 2.1.4. Cálculo resistente del rodillo

Para la construcción del rodillo se utilizará el acero S275 que posee las siguientes características.

- Características del material

Límite elástico ( $S_y$ ): 275 MPa

Resistencia a la tracción ( $S_{ut}$ ): 430 MPa

Módulo de Young (E): 210000 MPa

Coefficiente de Poisson ( $\nu$ ): 0,3

#### 2.1.4.1. Cálculo de las reacciones en los rodamientos

Dibujo esquemático del rodillo con sus dimensiones en milímetros y las cargas actuantes sobre el mismo:

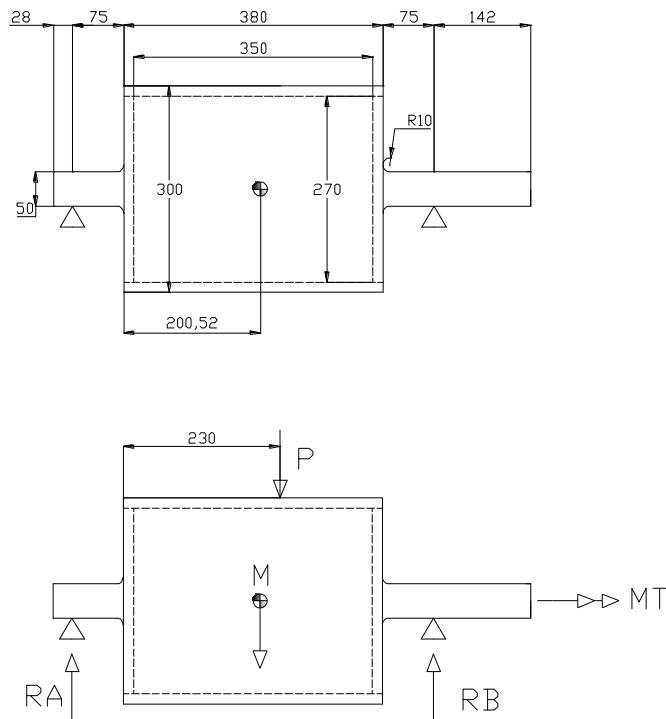


Figura 2.1. 3: Esquema del rodillo con dimensiones (mm) y cargas actuantes

$R_A$  y  $R_B$  son las reacciones debidas a los rodamientos.  $P$  es el peso máximo para el cual se realiza el diseño del banco que corresponde al peso de una moto de 400 Kg y un operario de 100 Kg con un reparto de pesos de la moto de 70/30.  $M$ , es la masa del rodillo.  $MT$ , es el momento torsor que se transmite por la potencia a medir 200cv (147Kw) y la velocidad de giro máxima alcanzable (575,96 rad/s), multiplicado por un factor de seguridad de 1,7.

Las cargas del peso de la motocicleta no se multiplican por un factor de seguridad, mientras que la masa se multiplica por un factor de 1,5.

$$P = (500Kg \times 0,7) \times \frac{9,81m}{s^2} = 3500 N, \quad MT = \frac{147000w}{575,96 rad/s} \cdot 1,7 \cong 435 Nm$$

$$M = 58,48Kg \times \frac{9,81m}{s^2} = 576,69 N \quad C_s = 1,5$$

Primero se calcularán las reacciones en los apoyos, que corresponderían a las fuerzas que soportarán los rodamientos.

$$\sum F_y = 0 \quad P + M = RA + RB$$

$$\sum M_B = 0$$

$$RA \times (380 + 75 + 75) - P \times (380 - 230 + 75) - M \times (380 - 200,52 + 75) = 0$$

$$RA \times (530) = 3500 \times (225) + 865,03 \times (254,48)$$

$$RA = \frac{1007632,834 Nmm}{530mm} = 1901,2 N$$

$$RB = 3500N + 865,03N - 1901,2N = 2463,83 N$$

### 2.1.4.2 Cálculo de las tensiones y deformaciones

Las tensiones y deformaciones se obtendrán a partir del programa Ansys.

Primero se recrea el rodillo en Ansys mediante los elementos tridimensionales SOLID95.

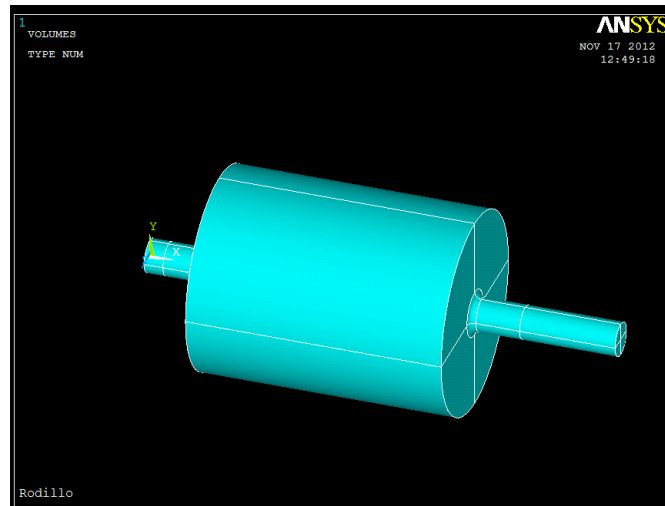


Figura 2.1. 4: Modelo del rodillo en Ansys

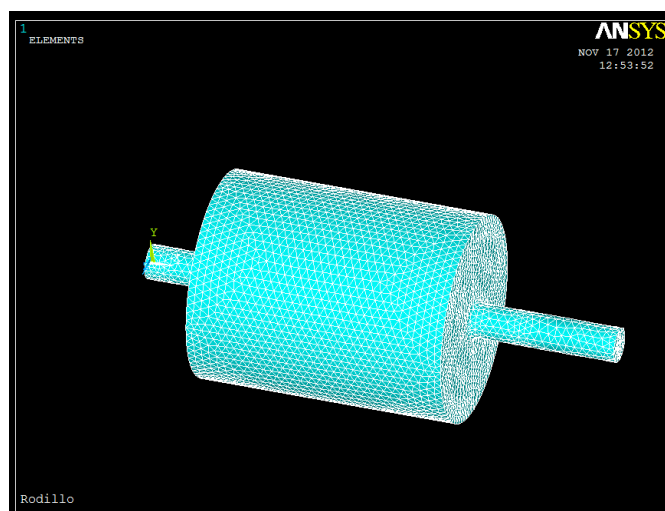


Figura 2.1. 5: Mallado del rodillo en Ansys

Una vez modelado el rodillo se aplican las cargas anteriormente establecidas y se obtiene la deformación y las tensiones.

Desplazamiento nodal que corresponde a las deformaciones:

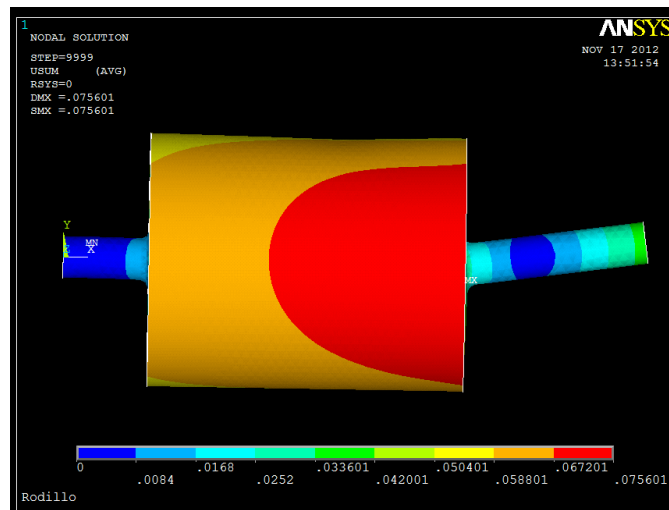


Figura 2.1. 6: Desplazamiento nodal

Se observa que la deformación máxima es de 0.075601 mm.

De las tensiones se calcula la tensión equivalente de Von mises:

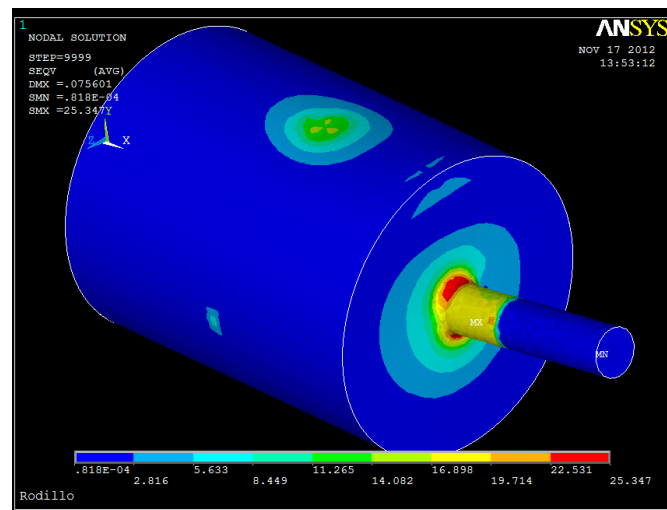


Figura 2.1. 7: Tensión de Von mises en el rodillo-1

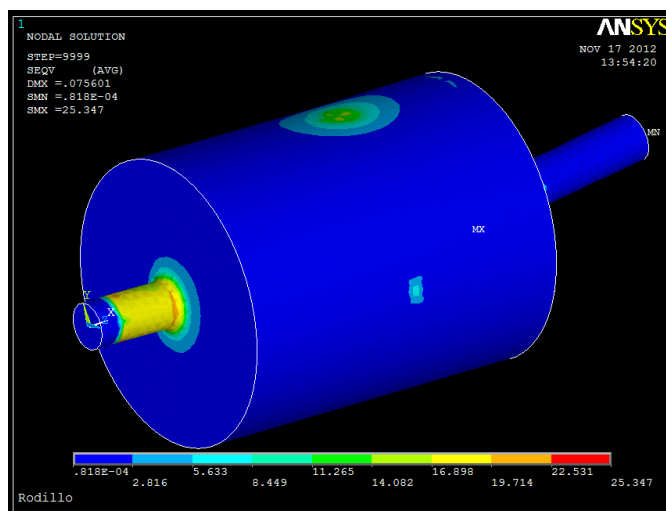


Figura 2.1. 8: Tensión de Von mises en el rodillo-2

La tensión máxima se da en los puntos de cambio de sección y toma el valor de 25,347 MPa, muy inferior al límite elástico del acero de 275MPa.

Las deformaciones son inferiores a 1 mm, por lo que el diseño del rodillo a resistencia es correcto.

### 2.1.5 Análisis de fatiga

A continuación se realiza el análisis a fatiga del rodillo, despreciando el efecto del peso del mismo al no variar en el tiempo. El análisis de fatiga se ha basado en el criterio de Goodman.

- Criterio de Goodman

El criterio de Goodman establece lo siguiente:

$$\frac{\sigma_m}{S_{ut}} + \frac{\sigma_a}{S_e} = 1 \quad (2.1.5-1)$$

Y la línea de fluencia que también se tiene que comprobar es la siguiente:

$$\sigma_m + \sigma_a \leq \frac{S_{yt}}{cs} \quad (2.1.5-2)$$

En este caso no encontramos con varios tipos de esfuerzos (torsión, flexión), que generan componentes de tensiones distintos. Se usará el programa Ansys para calcularlas.

Las tensiones se tomaran en la sección crítica correspondiente al cambio de sección que tiene un diámetro de 50 mm.

Tensión Von mises para el caso de carga de P: 18,869 MPa

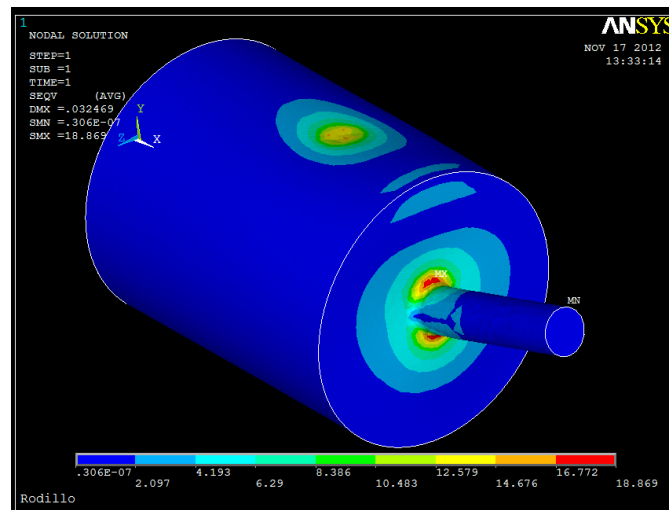


Figura 2.1. 9: Tensión de Von mises sobre el rodillo bajo la carga P

Tensión de Von mises para el caso de carga de MT: 19,074MPa

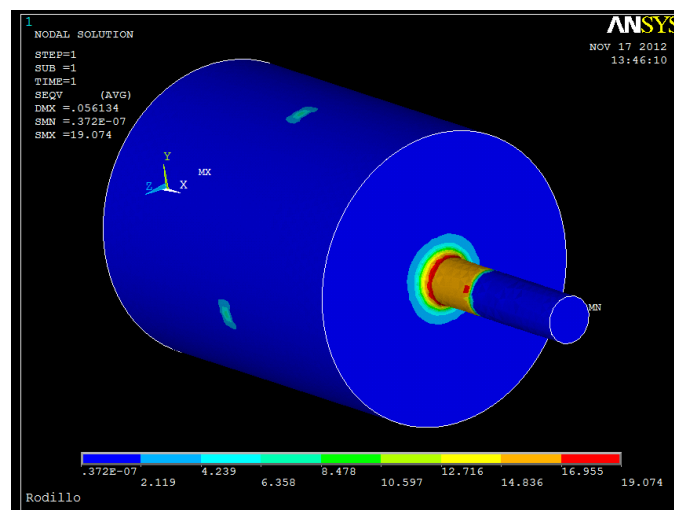


Figura 2.1. 10: Tensión de Von mises sobre el rodillo bajo el momento torsor

A partir de estas tensiones se calculan las tensiones equivalentes para cada caso.

Torsión:  $\sigma_{eqm} = 19,07 \text{ MPa}$  ,  $\sigma_{eqa} = 0 \text{ MPa}$

Flexión:  $\sigma_{eqm} = 0 \text{ MPa}$  ,  $\sigma_{eqa} = 18,87 \text{ MPa}$



Al tener dos tipos de carga se elige un único límite de resistencia a fatiga,  $S_e$ , para aplicar en la fórmula de Goodman y las tensiones se modifican por medio de un factor  $\alpha$ . En este caso se elige el límite a flexión y por tanto tenemos que:

$$\alpha = \frac{S_e [MPa]}{\sqrt{3} \cdot S_{ei} [MPa]} \quad (2.1.5-3)$$

Donde  $S_e$ , sería el límite para flexión, y  $S_{ei}$  el de torsión.

Las tensiones quedarían de la siguiente manera:

$$\sigma_{eqm} = 19,07 + 0 = 19,07 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{eqa} = 18,87 + \alpha \cdot 0 = 18,87 \text{ MPa}$$

Como  $\sigma_{eqa}$  para torsión es 0, no hace falta realizar el cálculo del límite para torsión y los cálculos se simplifican.

- Cálculo de la gráfica S-N para flexión

Para poder dibujar la gráfica calculamos sus valores máximo y mínimo. El valor mínimo será el límite de resistencia a fatiga del material ( $S_e$ ).

$$S_e = K_a K_b K_q K_d K_e K_g K_c S_e'$$

- Factor de superficie  $K_a$ : acabado superficial moleteado. a y b toman los valores 4,51 y -0,265.

$$K_a = a \cdot (S_{ut})^b = 4,51 \cdot (430)^{-0,265} = 0,9$$

- Factor de tamaño  $K_b$ : tenemos un caso de sección circular sometida a flexión rotativa

$$K_b = (d/7,62)^{-0,1133} = (50 \text{ mm}/7,62)^{-0,1133} = 0,808$$

- Factor de carga  $K_q$ : tenemos flexión rotativa

$$K_q = 1$$

- Factor de temperatura  $K_d$ : consideramos que el ensayo de la pieza ha sido realizado a 20° C

$$K_d = 1$$

- Factor de concentración de tensiones  $K_e$ :

$$K_e = 1/K_f = 0,61$$

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1) = 1 + 0,8 \cdot (1,8 - 1) = 1,64$$

q y  $K_t$  toman el valor 0,8 y 1 en función de las tablas de probetas

- Factor de efectos diversos  $K_g$ : no consideramos que actúen efectos diversos

$$K_g = 1$$

- Factor de confiabilidad  $K_c$ : se ha tomado una confianza del 90%

$$K_c = 1 - \sigma \cdot D = 1 - 0,08 \cdot 1,3 = 0,896$$

- Puesto que  $S_{ut} = 430 \text{ MPa} < 1400 \text{ MPa}$ :

$$S_e' = 0,504 \cdot S_{ut} = 0,504 \cdot 430 = 216,72 \text{ MPa}$$

Por lo tanto el límite de resistencia a fatiga queda:

$$S_e = 0,9 \cdot 0,808 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,61 \cdot 1 \cdot 0,896 \cdot 216,72 = 86,14 \text{ MPa}$$

Calculamos el valor máximo de la gráfica S-N:

$$K_f' = 1 + c \cdot (K_f - 1) = 1 + 0,0843 \cdot (1,64 - 1) = 1,054$$

$$c = (0,3 \cdot S_{ut} / 700) - 0,1 = (0,3 \cdot 430 / 700) - 0,1 = 0,0843$$

$$0,9 \cdot S_{ut} / K_f' = 0,9 \cdot 430 / 1,054 = 367,17 \text{ MPa}$$

Sustituyendo estos datos en la fórmula 2.1.5-1, y considerando  $cs = 1,5$

$$\frac{\frac{\sigma_m}{S_{ut}}}{cs} + \frac{\frac{\sigma_a}{S_e}}{cs} = 1$$

$$\frac{19,07}{\frac{430}{1,5}} + \frac{18,87}{\frac{86,14}{1,5}} = 0,395 < 1$$

Línea de fluencia:

$$19,07 + 18,87 = 37,94 \leq \frac{275}{1,5} = 183,33$$

De estos resultados se obtiene que el rodillo diseñado no fallara por fatiga puesto que se cumple el criterio de Goodman y la comprobación a fluencia.

## 2.1.6 Equilibrado del rodillo

Para el equilibrado del rodillo y posterior cálculo de las fuerzas que genera el desequilibrio sobre los rodamientos se tiene en cuenta una velocidad de rotación del rodillo de 5500 rpm y un grado de equilibrado G 6.3. El grado de equilibrado se obtiene de la siguiente tabla, y se ha tomado el valor que tendrá el equilibrado del freno eléctrico como referencia.

Balance Quality Grade	Product of the Relationship ( $e_{per} \times \omega$ ) <sup>1)</sup> mm/s	Rotor Types - General Examples
G 4 000	4 000	Crankshaft/drives <sup>2)</sup> of rigidly mounted slow marine diesel engines with uneven number of cylinders <sup>3)</sup>
G 1 600	1 600	Crankshaft/drives of rigidly mounted large two-cycle engines
G 630	630	Crankshaft/drives of rigidly mounted large four-cycle engines Crankshaft/drives of elastically mounted marine diesel engines
G 250	250	Crankshaft/drives of rigidly mounted fast four-cylinder diesel engines <sup>4)</sup>
G 100	100	Crankshaft/drives of fast diesel engines with six or more cylinders <sup>5)</sup> Complete engines (gasoline or diesel) for cars, trucks and locomotives <sup>5)</sup>
G 40	40	Car wheels, wheel rims, wheel sets, drive shafts Crankshaft/drives of elastically mounted fast four-cycle engines with six or more cylinders <sup>5)</sup> Crankshaft/drives of engines of cars, trucks and locomotives
G 16	16	Drive shafts (propeller shafts, cardan shafts) with special requirements Parts of crushing machines Parts of agricultural machinery Individual components of engines (gasoline or diesel) for cars, trucks and locomotives Crankshaft/drives of engines with six or more cylinders under special requirements
G 6.3	6.3	Parts of process plant machines Marine main turbine gears (merchant service) Centrifuge drums Paper machinery rolls; print rolls Fans Assembled aircraft gas turbine rotors Flywheels Pump impellers Machine-tool and general machinery parts Medium and large electric armatures (of electric motors having at least 80 mm shaft height) without special requirements Small electric armatures, often mass produced, in vibration insensitive applications and/or with vibration-isolating mountings Individual components of engines under special requirements
G 2.5	2.5	Gas and steam turbines, including marine main turbines (merchant service) Rigid turbo-generator rotors Computer memory drums and discs Turbo-compressors Machine-tool drives Medium and large electric armatures with special requirements Small electric armatures not qualifying for one or both of the conditions specified for small electric armatures of balance quality grade G 6.3 Turbine-driven pumps
G 1	1	Tape recorder and phonograph (gramophone) drives Grinding-machine drives Small electric armatures with special requirements
G 0.4	0.4	Spindles, discs and armatures of precision grinders Gyroscopes

- 1)  $\omega = 2\pi n/60 = n/10$ , if  $n$  is measured in revolutions per minute and  $\omega$  in radians per second.  
 2) For allocating the permissible residual unbalance to correction planes, refer to "Allocation of  $U_{res}$  to correction planes".  
 3) A crankshaft/drive is an assembly which includes a crankshaft, flywheel, clutch, pulley, vibration damper, rotating portion of connecting rod, etc.  
 4) For the purposes of this part of ISO 1940/1, slow diesel engines are those with a piston velocity of less than 9 m/s; fast diesel engines are those with a piston velocity of greater than 9 m/s.  
 5) In complete engines, the rotor mass comprises the sum of all masses belonging to the crankshaft/drive described in note 3 above.

Tabla 2.1. 1: Grados de equilibrado. Fuente ISO 1940/1

La siguiente tabla también es necesaria para obtener el desequilibrio permisible.

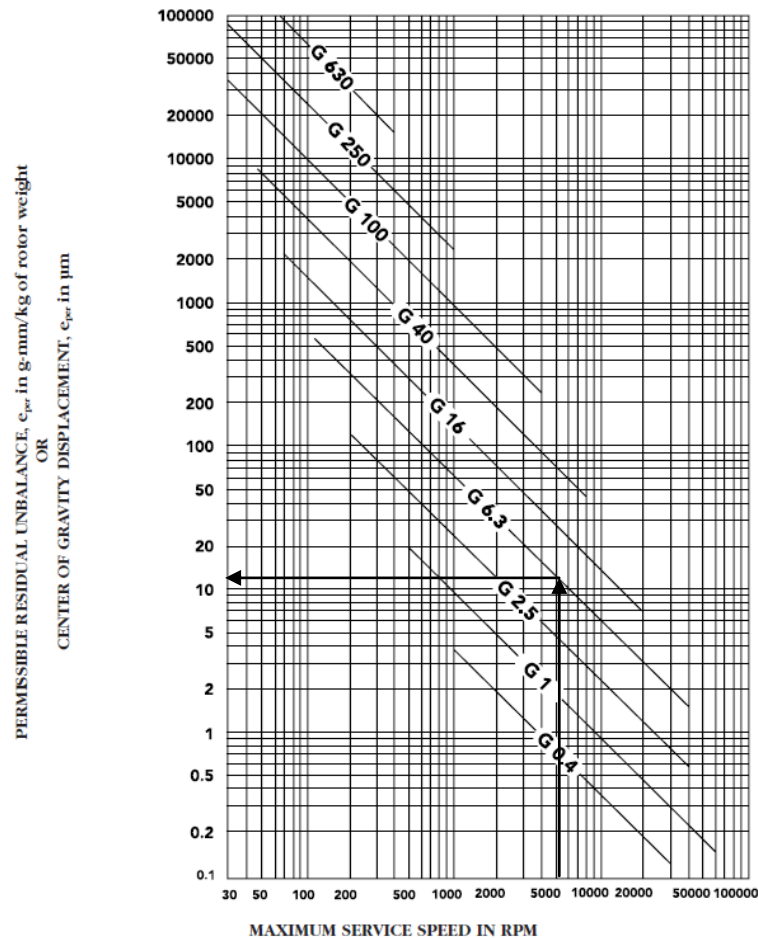


Tabla 2.1. 2: Tabla para la obtención del desequilibrio residual permisible. Fuente ISO 1940/1

Tras lo comentando anteriormente, los datos para los cálculos son los siguientes:

$$G = 6,3 \quad \text{RPM} = 5500 \text{ rpm} = 575,96 \text{ rad/s} \quad \text{masa} = 58,48 \text{ kg}$$

$$e_{per}: \text{desequilibrio residual permanente} = 13 \text{ g mm/kg}$$

El desequilibrio máximo admisible es:

$$U_{per} = 1000 \frac{(e_{per} \times \omega) m}{\omega} = 1000 \frac{(6,3) \times 58,48 \text{ kg}}{575,96 \text{ rad/s}} = 639,67 \text{ gmm} \quad (2.1.6-1)$$

Llevando este desequilibrio al plano de los rodamientos las fuerzas sobre estos se pueden calcular mediante las ecuaciones de la fuerza centrífuga:

$$U_{perA} = \frac{U_{per} \times L_B}{L} = \frac{639,67 \text{ gmm} \times 254,48 \text{ mm}}{530 \text{ mm}} = 307,14 \text{ gmm} \quad (2.1.6-2)$$

$$U_{perB} = \frac{U_{per} \times L_A}{L} = \frac{639,67 \text{ gmm} \times 275,52 \text{ mm}}{530 \text{ mm}} = 332,53 \text{ gmm} \quad (2.1.6-3)$$

$L_B$ : distancia del centro de gravedad hasta el rodamiento B

$L_A$ : distancia del centro de gravedad hasta el rodamiento A

Estos valores de desequilibrio calculados deben permanecer dentro de unos límites para evitar condiciones extremas de tolerancia, que dependen del desequilibrio máximo admisible. El valor máximo del desequilibrio en los planos de los rodamientos no debe ser superior a  $0,7 \cdot U_{per}$ , y el mínimo ha de ser superior a  $0,3 \cdot U_{per}$ .

Si lo comprobamos:

$$0,7 \cdot U_{per} = 0,7 \cdot 639,97 \text{ gmm} = 447,769 \text{ gmm}$$

$$0,3 \cdot U_{per} = 0,3 \cdot 639,97 \text{ gmm} = 191,991 \text{ gmm}$$

$$U_{perB} = 332,53 \text{ gmm} < 447,769 \text{ gmm}$$

$$U_{perA} = 307,14 \text{ gmm} > 191,991 \text{ gmm}$$

Se cumplen las condiciones, y no hay problemas en ese sentido.

A continuación se calculan las fuerzas generadas en los rodamientos mediante la ecuación de la fuerza centrífuga:

$$U_{perA} [\text{kgm}] = \frac{F_A [\text{N}]}{\omega^2 [\frac{\text{rad}}{\text{s}^2}]} \quad (2.1.6-4)$$

$$F_A = 307,14 \cdot 10^{-6} \text{ kgm} \times (575,96 \text{ rad/s})^2 = 101,89 \text{ N}$$

$$U_{perB} = \frac{F_B}{\omega^2} \quad (2.1.6-5)$$

$$F_B = 332,53 \cdot 10^{-6} \text{ kgm} \times (575,96 \text{ rad/s})^2 = 110,31 \text{ N}$$

### 2.1.7 Cálculo de la Velocidad crítica

Para el cálculo de la primera velocidad crítica del eje se utilizara el Método de Rayleigh para un eje con n masas:

$$w_{c1} \left[ \frac{rad}{s} \right] = \sqrt{\frac{g \cdot \sum W_n \cdot \delta_n}{\sum W_n \cdot \delta_n^2}} \quad (2.1.7-1)$$

$W_n$ : peso de la masa n [N]

$\delta_n$ : deformación producida por la masa n [m]

La masa del eje se divide en cinco partes, y se considera que la masa de cada parte está concentrada sobre el centro de gravedad de la misma. Los datos de la deformación se obtienen mediante Ansys en las secciones correspondientes a los centros de gravedad de las partes en las que se divide el eje.

El eje queda de esta forma:

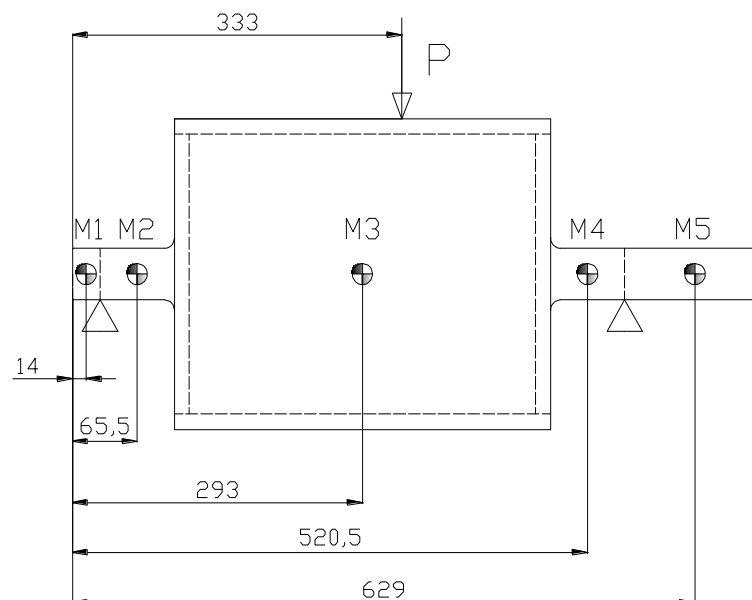


Figura 2.1. 11: División del rodillo en masas

El valor del peso de las masas sería el siguiente:

$$W_1 = (0,025 \text{ m})^2 \cdot \pi \cdot 0,028 \text{ m} \cdot 7850 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 = 4,23\text{N}$$

$$W_2 = (0,025 \text{ m})^2 \cdot \pi \cdot 0,075 \text{ m} \cdot 7850 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 = 11,34\text{N}$$

$$W_3 = ((0,15 \text{ m})^2 \cdot \pi \cdot 0,380 \text{ m} - (0,135 \text{ m})^2 \cdot \pi \cdot 0,35 \text{ m}) \cdot 7850 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81\text{m/s}^2 = 525,29\text{N}$$

$$W_4 = (0,025 \text{ m})^2 \cdot \pi \cdot 0,075 \text{ m} \cdot 7850 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 = 11,34\text{N}$$

$$W_5 = (0,025 \text{ m})^2 \cdot \pi \cdot 0,142 \text{ m} \cdot 7850 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 = 21,47\text{N}$$

$$P = 3500\text{N}$$

Para el cálculo de las deformaciones se volverá a hacer uso del programa Ansys. Se calcularan los desplazamientos en las secciones de los centros de gravedad de cada masa.

Masa 1, desplazamiento igual a 0,001202 mm

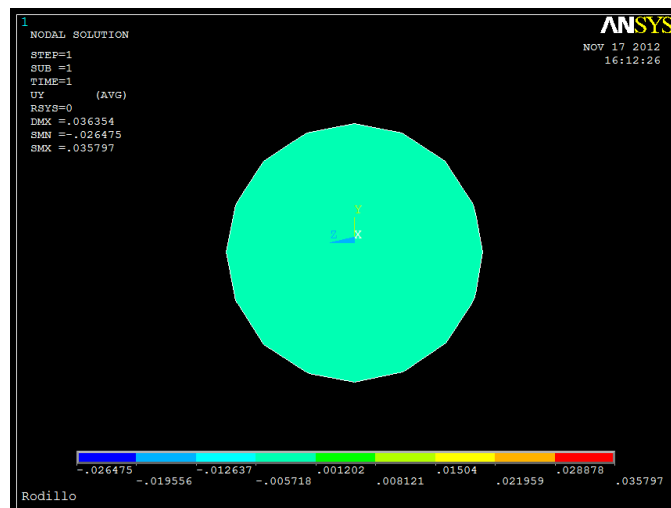


Figura 2.1. 12: Desplazamiento nodal para la masa 1

Masa 2, desplazamiento igual a 0,001202 mm

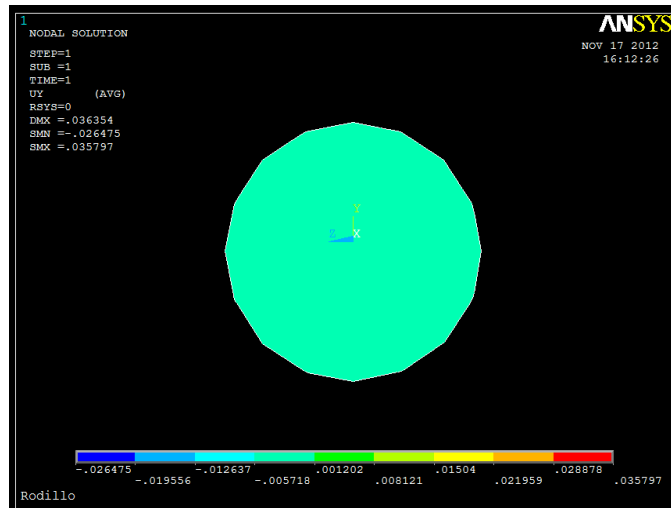


Figura 2.1. 13: Desplazamiento nodal para la masa 2

Masa 3, desplazamiento igual a 0,016158 mm

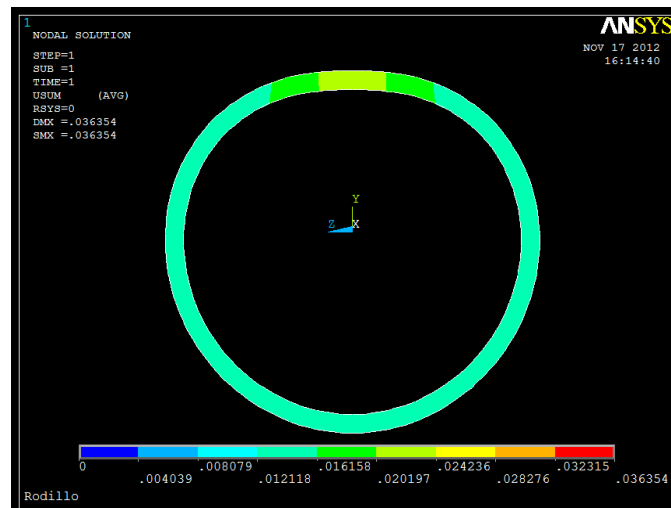


Figura 2.1. 14: Desplazamiento nodal para la masa 3



Carga P, desplazamiento igual a 0,016158 mm

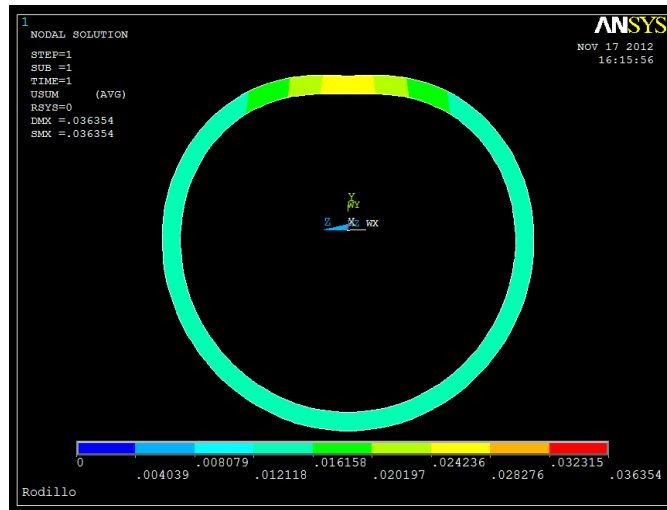


Figura 2.1. 15: Desplazamiento nodal para la carga P

Masa 4, desplazamiento igual a 0,012637 mm

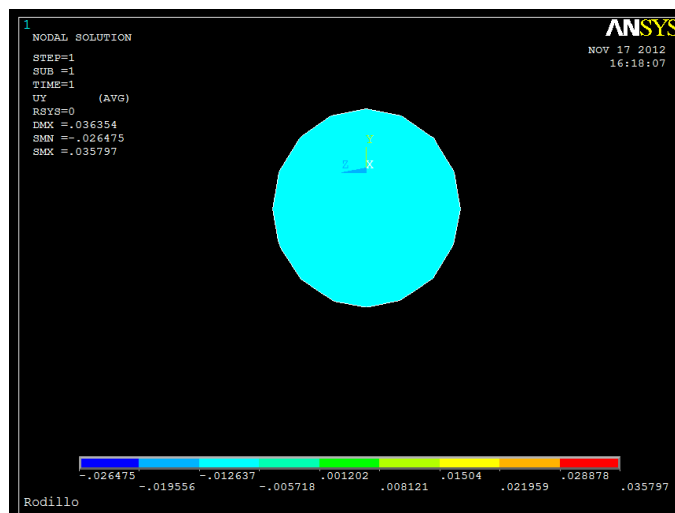


Figura 2.1. 16: Desplazamiento nodal para la masa 4

Masa 5, desplazamiento igual a 0,021959 mm

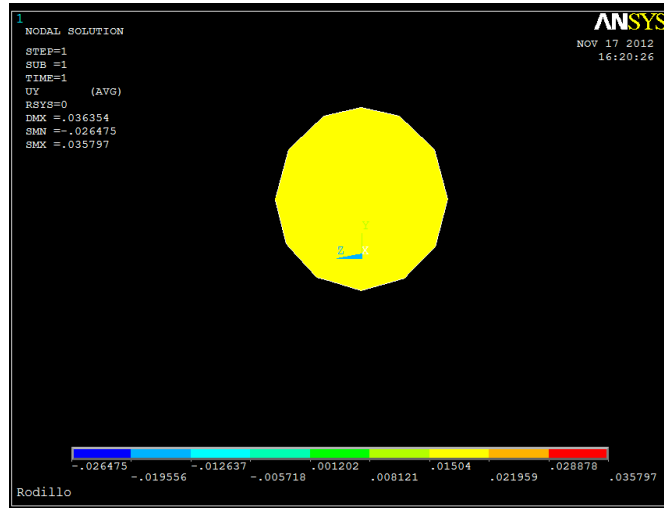


Figura 2.1. 17: Desplazamiento nodal para la masa 5

A continuación se recopilan todos los datos en una tabla.

	Peso W (N)	Deformación $\delta$ (m)	$W \times \delta$	$W \times \delta^2$
M 1	4,23	$0,001202 \cdot 10^{-3}$	$5,084 \cdot 10^{-6}$	$6,111 \cdot 10^{-12}$
M 2	11,34	$0,001202 \cdot 10^{-3}$	$1,363 \cdot 10^{-5}$	$1,638 \cdot 10^{-11}$
M 3	525,29	$0,016158 \cdot 10^{-3}$	$8,488 \cdot 10^{-3}$	$1,371 \cdot 10^{-7}$
M 4	11,34	$0,012637 \cdot 10^{-3}$	$1,433 \cdot 10^{-4}$	$1,811 \cdot 10^{-9}$
M 5	21,47	$0,021959 \cdot 10^{-3}$	$4,715 \cdot 10^{-4}$	$1,035 \cdot 10^{-8}$
P	3500	$0,016158 \cdot 10^{-3}$	$56,55 \cdot 10^{-3}$	$9,138 \cdot 10^{-7}$

Tabla 2.1. 3: Resumen valores de los desplazamientos nodales de las masas

$$\sum W \times \delta = 0,06567 \text{ Nm} \quad \sum W \times \delta^2 = 1,0631 \cdot 10^{-6} \text{ Nm}^2$$

Si sustituimos en la fórmula 2.1.7-1:

$$w_{c1} = \sqrt{\frac{g \cdot \sum W_n \cdot \delta_n}{\sum W_n \cdot \delta_n^2}} = \sqrt{\frac{9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 0,06567 \text{ Nm}}{1,0631 \cdot 10^{-6} \text{ Nm}^2}} = 778,45 \text{ rad/s}$$

$$w_{c1} = 778,45 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot \frac{60}{2\pi} = 7433,65 \text{ rpm}$$

Se comprueba que la primera velocidad crítica no coincide con la velocidad máxima de giro de 5500 rpm y no se producirán problemas en el ensayo por la velocidad de rotación del rodillo.

## 2.2 Cálculo de los rodamientos

La elección de los rodamientos se hará a partir de la formula de vida nominal dada por la norma ISO 281:1990

Dicha fórmula en millones de revoluciones es:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (2.2-1)$$

$$p = 3 \text{ rodamientos de bolas}$$

$$p = \frac{10}{3} \text{ rodamientos de bolas}$$

Donde:

C = capacidad de carga dinámica [kN]

P = carga dinámica equivalente [kN]

Y si la velocidad es constante, se pueden obtener el número de horas de funcionamiento a partir de:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{(60n)} L_{10} \quad (2.2-2)$$

Donde:

n = numero de revoluciones [ $\text{min}^{-1}$ ]

Se elegirán los rodamientos para que tenga una duración aproximada de 1000 horas de funcionamiento a régimen constante y máximo de 5500 rpm. En la realidad la velocidad no será constante, ira variando en magnitud, pero se hará esta suposición para los cálculos siguientes.

En los apoyos del rodillo y del freno se colocará un rodamiento que actuará como fijo y otro que actuará como libre. Se elegirán rodamientos capaces de adaptarse a posibles desalineaciones del eje, y en este caso se usaran rodamientos rígidos de bolas, que pueden actuar como fijos y como libres.

### 2.2.1 Rodamientos del rodillo

En estos puntos tenemos una carga radial de valor constante producida por el peso del rodillo y de la moto, y una carga rotativa por el equilibrado del rodillo.

$$R_A = 1901,2N (F_1) + 101,89N (F_2)$$

$$R_B = 2463,83N (F_1) + 110,31N (F_2)$$

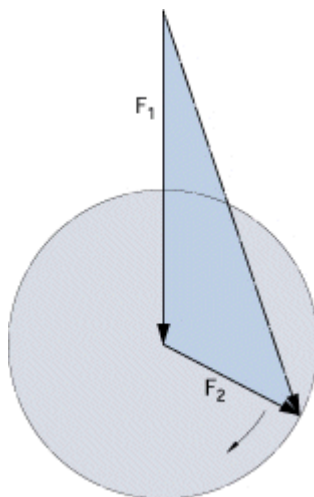


Figura 2.2. 1: Descripción de las cargas actuantes sobre los rodamientos. Fuente: SKF

Se usaran rodamientos iguales para ambos puntos, por lo que se tendrá en cuenta la carga más grande, en este caso RB.

Primero se calcula la carga media radial, debida a esas dos cargas.

$$F_m = f_m (F_1 + F_2) \quad (2.2.1-1)$$

$f_m$  se obtiene de un diagrama

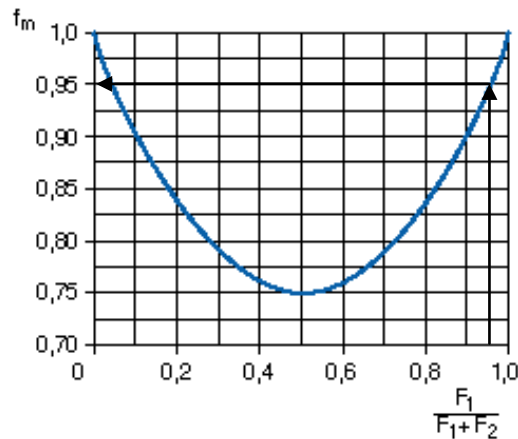


Figura 2.2. 2: Diagrama para el cálculo de  $f_m$ . Fuente: SKF

$$\frac{F_1}{F_1 + F_2} = \frac{2463,83N}{2463,83N + 110,31N} = 0,957$$

Del diagrama se obtiene un valor para  $f_m = 0,95$  y se sustituye en 2.2.1-1.

$$F_m = 0,95 (2463,83N + 110,31N) = 2445,43N$$

La carga dinámica equivalente se calcula a partir de la siguiente fórmula:

$$P = XF_r + YF_a \quad [\text{kN}] \quad (2.2.1-2)$$

$F_r$  = carga radial [kN]

$F_a$  = carga axial [kN]

Y = factor axial

X = factor radial

En nuestro caso  $F_a$  va a ser igual a 0 y tendremos:

$$P = XF_r + YF_a = XF_r = 1 \cdot 2445,43N = 2445,43 N$$

X se obtiene de la siguiente tabla:

▼ Factores radiales y axiales de los rodamientos rígidos de bolas															
$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0}$	Juego normal de rodamiento					Juego de rodamiento C3					Juego de rodamiento C4				
	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y		X	Y	X	Y		X	Y	X	Y
0,3	0,22	1	0	0,56	2	0,32	1	0	0,46	1,7	0,4	1	0	0,44	1,4
0,5	0,24	1	0	0,56	1,8	0,35	1	0	0,46	1,56	0,43	1	0	0,44	1,31
0,9	0,28	1	0	0,56	1,58	0,39	1	0	0,46	1,41	0,45	1	0	0,44	1,23
1,6	0,32	1	0	0,56	1,4	0,43	1	0	0,46	1,27	0,48	1	0	0,44	1,16
3	0,36	1	0	0,56	1,2	0,48	1	0	0,46	1,14	0,52	1	0	0,44	1,08
6	0,43	1	0	0,56	1	0,54	1	0	0,46	1	0,56	1	0	0,44	1

**Tabla 2.2. 1: Tabla de los factores radiales y axiales para los rodamientos rígidos de bolas. Fuente: Catalogo FAG**

Como  $F_a$  va a ser 0, X tomara el valor de 1.

Como se ha comentado anteriormente, si consideramos una duración nominal:

$L_{10h} = 1.000$ , sustituyendo en 2.2-1:

$$1.000 = \frac{10^6}{(60 \times 5500)} \left( \frac{C}{2,44} \right)^3$$

De aquí sacamos que  $C = 16,86 \text{ kN}$

Y mirando las tablas de rodamientos de FAG, elegiríamos el modelo: 6210

d	D	B	C	$C_0$
50	90	20	36.5	24

**Tabla 2.2. 2: Dimensiones del rodamiento rígido de bolas 6210. Fuente: Catalogo FAG.**

Aplicando estos datos a las formulas 2.2-1 y 2.2-2 obtendríamos

$$L_{10} = \left(\frac{36,5}{2,44}\right)^3 = 3347,41 \text{ millones de revoluciones}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{(60 \times 5500)} \left(\frac{36,5}{2,44}\right)^3 = 10143,67 \text{ horas de funcionamiento}$$

En estas fórmulas utilizadas para el cálculo de la vida nominal, solo se ha tenido en cuenta la carga actuante sobre el rodamiento, pero este valor es significativamente distinto si tenemos en cuenta mas valores como pueden ser la lubricación, el tipo de rodamiento, carga limite de fatiga, etc.

En 2007 la normativa ISO 281 se amplió con otra fórmula para el cálculo de la vida nominal:

$$L_{na} = a_1 a_2 a_3 L_{10}$$

$a_1$  = factor de probabilidad de fallo

$a_2$  = factor de material

$a_3$  = factor de condiciones de servicio

Y posteriormente en el año 2007, se volvió a modificar obteniendo la formula final de la vida modificada y ampliada:

$$L_{nm} = a_1 a_{ISO} L_{10}$$

$a_{ISO}$  = factor de condiciones de funcionamiento

La marca FAG, de rodamientos elegidos para este diseño, propone en sus catálogos su propia fórmula ampliada para el cálculo de la vida del rodamiento, que también tiene en cuenta la lubricación, el tipo de rodamiento, y su propia experiencia como empresa de rodamientos. Estas fórmulas son las que se tendrán en cuenta a continuación.

La fórmula es la siguiente:

$$L_{na} = a_1 a_{23} L [10^6 \text{ revoluciones}] \quad (2.2.1-3)$$

Y para horas de funcionamiento:

$$L_{hna} = a_1 a_{23} L_h [\text{horas}] \quad (2.2.1-4)$$

$a_1$  = factor de probabilidad de fallo

$a_{23}$  = factor para el material y las condiciones de servicio, equivalente a los factores  $a_2$  y  $a_3$  de la norma ISO

Para una fiabilidad del 95%, o lo que es lo mismo, probabilidad de fallo del 5% ,  $a_1 = 0,62$

El factor  $a_{23}$  se calcula de la siguiente manera:

$$a_{23} = a_{23II} \times s \quad (2.2.1-5)$$

Donde “s” es el factor de limpieza y  $a_{23II}$  un valor básico del catálogo de FAG

Para calcular el factor  $a_{23}$ , primero se empezará por obtener  $a_{23II}$ .

- Factor  $a_{23II}$

Para calcular este factor primero hay que calcular el ratio de viscosidad:

$$k = \frac{v}{v_1} \quad (2.2.1-6)$$

$v$  = viscosidad del lubricante [ $\text{mm}^2/\text{s}$ ]

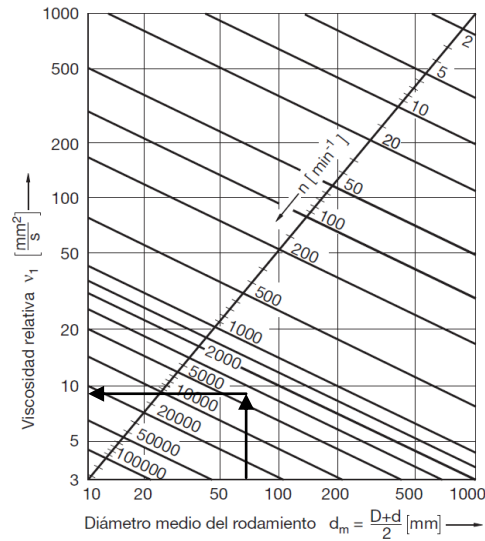
$v_1$  = viscosidad relativa [ $\text{mm}^2/\text{s}$ ]

La viscosidad relativa se obtiene en función del diámetro medio:

$$d_m = 0,5(D + d) = (90 \text{ mm} + 50 \text{ mm}) = 70 \text{ mm} \quad (2.2.1-7)$$



Si acudimos a la tabla inferior e introducimos el diámetro medio, junto con la velocidad de servicio de 5500 rpm, se obtiene un valor aproximada para  $v_1$  de  $8 \text{ mm}^2/\text{s}$ .



**Tabla 2.2. 3: Tabla para el cálculo de la viscosidad relativa  $v_1$ . Fuente: Catálogo FAG.**

La viscosidad  $v$  depende del tipo de lubricante que se use. Los rodamientos se lubricarán mediante grasa. El tipo de grasa se elegirá en función de las condiciones de servicio: la carga que soportan y la velocidad.

Primero se calcula la carga específica  $P/C$  y después se calcula el valor:

$$k_a n d_m \quad (2.2.1-8)$$

$k_a$  depende del tipo de rodamiento, en el caso de rodamientos de bolas toma un valor de 1,  $n$  es la velocidad en  $\text{min}^{-1}$ .

Entonces tenemos:

$$\frac{P}{C} = \frac{2,44 \text{ kN}}{36,5 \text{ kN}} = 0,067$$

$$k_a n d_m = 1 \times 5500 \times 70 = 385000 [\text{min}^{-1} \cdot \text{mm}]$$

Acudimos a la tabla inferior, y comprobamos que estamos en la zona N de servicio normal, y por tanto, se necesita un grasa para rodamientos K según DIN 51825

Zona N  
Zona de servicio normal.  
Grasas para rodamientos K según DIN 51825.

Zona HL  
Zona de elevadas sollicitaciones a carga.  
Grasas para rodamientos KP según DIN 51825 u otras grasas apropiadas.

Zona HN  
Zona de elevadas velocidades de giro.  
Grasas para rodamientos altamente revolucionados.  
Para tipos de rodamiento con  $k_a > 1$ , grasas KP según DIN 51825 u otras grasas apropiadas.

Valores de  $k_a$

$k_a = 1$  Rodamientos rígidos de bolas, rodamientos de bolas de contacto angular, rodamientos con cuatro caminos de rodadura, rodamientos oscilantes de bolas, rodamientos de rodillos cilíndricos sollicitados a carga radial, rodamientos axiales de bolas.

$k_a = 2$  Rodamientos oscilantes de rodillos, rodamientos de rodillos cónicos, rodamientos de agujas.

$k_a = 3$  Rodamientos de rodillos cilíndricos sollicitados a carga axial, rodamientos de rodillos cilíndricos sin jaula.

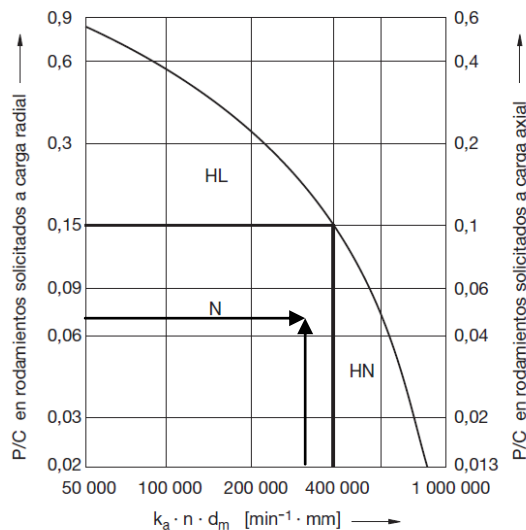


Tabla 2.2. 4: Tabla para el cálculo de la elección del lubricante. Fuente: Catálogo FAG.

Se ha optado por elegir una grasa universal para rodamientos como es la grasa fabricada por FAG Arcanol MULTITOP, que posee una viscosidad a 40° de 85 mm<sup>2</sup>/s.

A partir de la siguiente tabla y suponiendo una temperatura de funcionamiento de 60°, obtenemos el valor  $v=32$  mm<sup>2</sup>/s

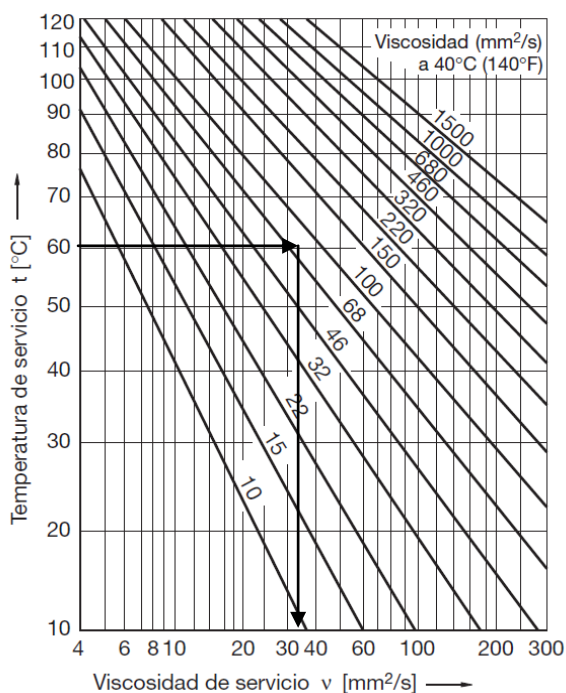


Tabla 2.2. 5: Tabla par el cálculo de la viscosidad de servicio v. Fuente: Catálogo FAG.

Con este valor calculamos k con la fórmula 2.2.1-6:

$$k = \frac{v}{v_1} = \frac{32}{8} = 4$$

También es necesario obtener el valor K

$$K = K_1 + K_2 \tag{2.2.1-9}$$

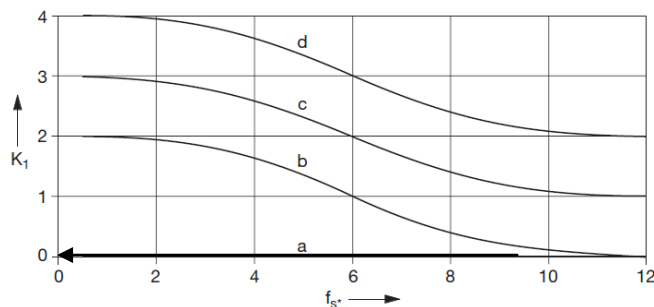
Ambos valores se toman de las tablas siguientes, en función del factor de esfuerzos estáticos  $f_s$  y k:

$$f_s = \frac{C_0}{P_0} = \frac{24}{2,46} = 9,76 \tag{2.2.1-10}$$

$C_0$ : carga dinámica [kN]

$P_0$ : carga estática [kN]

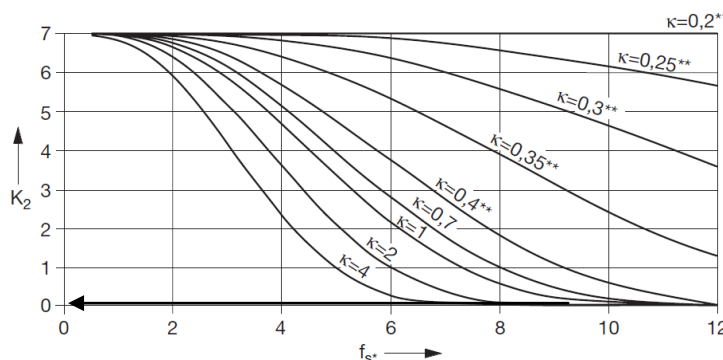
La carga estática toma valor de 2,46 kN porque no actúa la carga centrífuga por el desequilibrio.



- a Rodamientos de bolas
- b Rodamientos de rodillos cónicos; rodamientos de rodillos cilíndricos
- c Rodamientos oscilantes de rodillos; rodamientos axiales oscilantes de rodillos<sup>3)</sup>; rodamientos axiales de rodillos cilíndricos<sup>1), 3)</sup>
- d Rodamientos de rodillos cilíndricos sin jaula<sup>1), 2)</sup>

- 1) Sólo puede alcanzarse si el lubricante ha sido filtrado muy finamente correspondiendo a  $V < 1$ ; en otro caso deberá tomarse  $K_1 \geq 6$ .
- 2) Al determinar v deberá tenerse en cuenta que el rozamiento es por lo menos un 50 % mayor que en rodamientos con jaula, lo que origina una mayor temperatura del rodamiento.
- 3) Debe tenerse en cuenta la carga mínima.

**Tabla 2.2. 6: Tabla para la obtención del factor  $K_1$ . Fuente: Catálogo FAG.**



$K_2$  será 0 con lubricantes aditivados y con su correspondiente certificado.

\*\* Con  $\kappa \leq 0,4$  predominará el desgaste en el rodamiento, si no se evita mediante aditivos apropiados.

**Tabla 2.2. 7: Tabla para la obtención del factor  $K_2$ . Fuente: Catálogo FAG.**

De las tablas 2.2.6 y 2.2.7 se obtienen los valores para  $K_1$  y  $K_2$  de 0 en ambos casos. Sustituyendo en 2.2.1-9:

$$K = K_1 + K_2 = 0 + 0 = 0$$

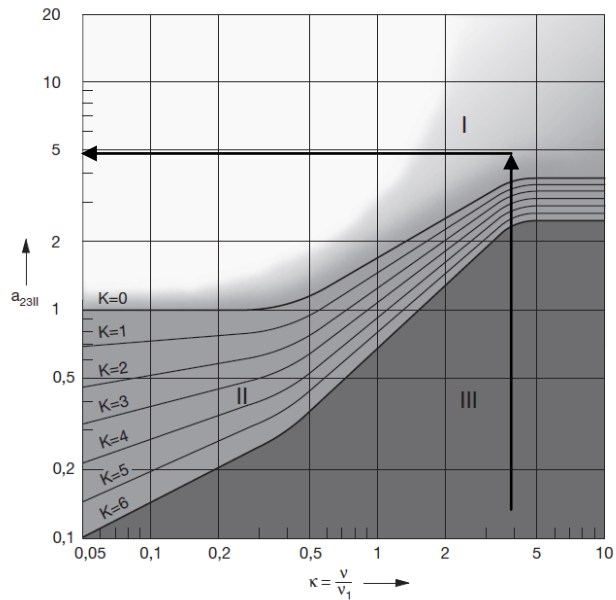
Y con la siguiente tabla y los valores obtenidos de  $K=0$  y  $k=4$ , obtenemos un valor final para  $a_{23II}$  de 4.

**Zonas**

- I Transición a la resistencia a la fatiga  
Condiciones previas: máxima limpieza en el intersticio de lubricación; sollicitación a carga no demasiado alta; lubricante apropiado
- II Limpieza normal en el intersticio de lubricación (en el caso de aditivos apropiados y verificados en rodamientos pueden admitirse valores de  $a_{23} > 1$  también para  $\chi < 0,4$ )
- III Condiciones desfavorables de lubricación; suciedad en el lubricante; lubricantes no apropiados

**Límites del cálculo ampliado de la duración**

También con el cálculo ampliado de la duración se tiene en cuenta sólo la fatiga del material como causa del fallo. La "duración de vida alcanzable" calculada corresponde solamente a la duración de servicio real, si la duración del lubricante o la duración limitada por el desgaste no son menores que la duración a la fatiga.



**Tabla 2.2. 8: Tabla para la obtención de  $a_{23II}$ - Fuente: Catálogo FAG.**

- Factor de limpieza  $s$

Para este diseño se supondrá un factor de impurezas  $V=1$ , que equivale a una limpieza "normal", y entonces " $s$ " siempre vale 1

Por tanto, volviendo a 2.2.1-5:

$$a_{23} = a_{23II} \times s = 4 \times 1 = 4$$

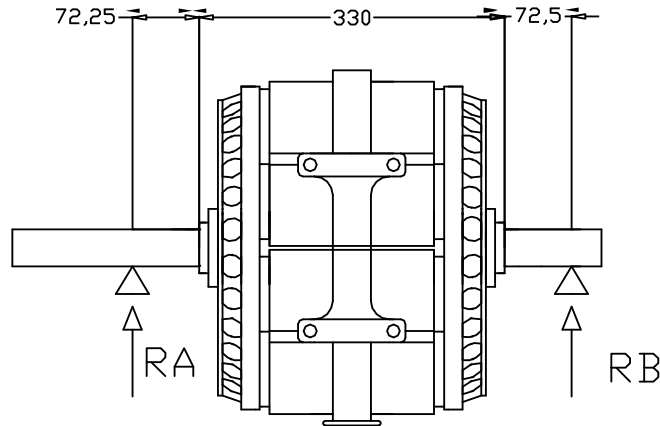
Y la vida ampliada nos daría un valor de:

$$L_{na} = a_1 a_{23} L = 0,62 \times 4 \times \left(\frac{36,5}{2,44}\right)^3 = 8301,58 \text{ millones de revoluciones}$$

$$L_{hna} = a_1 a_{23} L_h = 0,62 \times 4 \times \frac{10^6}{(60 \times 5500)} \left(\frac{36,5}{2,44}\right)^3 = 25156,3 \text{ horas de funcionamiento}$$

### 2.2.2 Rodamientos del freno de corrientes parásitas

Primero se han de calcular las fuerzas de reacción que actúan en los rodamientos:



**Figura 2.2. 3: Dimensiones freno de corrientes parásitas**

La masa del rodillo es de 132 kg y se multiplica por un factor de seguridad de 1,5.

$$\sum F_y = 0 \quad M = RA + RB$$

$$\sum M_B = 0$$

$$RA \times (330 + 72,5 + 72,5) - M \times \left(\frac{330}{2} + 72,5\right) = 0$$

$$RA \times (475) = 1942,38 \times (237,5) \quad RA = \frac{461315.25 \text{ Nmm}}{475 \text{ mm}} = 971,19 \text{ N}$$

$$RB = 1942,38 - 971,19 = 971,19 \text{ N}$$

Se vuelve a usar la fórmula 2.2.1-2, y en estos puntos volvemos a tener que  $F_a = 0$  y  $X$  toma el valor 1. Por tanto:

$$P = F_r + YF_a = F_r = 0,971 \text{ kN}$$

Volviendo a considerar una vida nominal de 1000 horas:

$$L_{10h} = 1000$$

$$1000 = \frac{10^6}{(60 \times 5500)} \left(\frac{C}{0,971}\right)^3$$

De aquí sacamos que  $C = 6,71 \text{ kN}$

Y mirando las tablas de rodamientos de FAG, elegiríamos el modelo: 6208

d	D	B	C	C <sub>0</sub>
40	80	18	29	18

Tabla 2.2. 9: Tabla con las dimensiones del rodamiento rígido de bolas 6208. Fuente: Catálogo FAG.

Aplicando estos datos a las formulas 2.2-1, 2.2-2 obtendríamos:

$$L_{10} = \left( \frac{29}{0,971} \right)^3 = 26640,13 \text{ millones de revoluciones}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{(60 \times 5500)} \left( \frac{29}{0,971} \right)^3 = 80727,66 \text{ horas de funcionamiento}$$

Para estos rodamientos también se obtendrá la vida ampliada dada por la fórmula 2.2.1-3 y 2.2.1-4

Primero se calcula  $a_{23II}$  siguiendo los mismos pasos anteriores.

- Factor  $a_{23II}$

-Cálculo de la viscosidad relativa  $v_1$

Diámetro medio:

$$d_m = 0,5(80 \text{ mm} + 40 \text{ mm}) = 60 \text{ mm}$$

Si acudimos a la tabla 2.2.3, e introducimos el diámetro medio, junto con la velocidad de servicio de 5500 rpm, se obtiene un valor aproximada para  $v_1$  de  $8 \text{ mm}^2/\text{s}$

-Cálculo del lubricante

Primero se calcula la carga específica P/C y después se calcula el valor:

$$k_a n d_m$$

$k_a$  vuelve a tomar un valor de 1

Entonces tenemos:

$$\frac{P}{C} = \frac{0,971}{29} = 0,0335$$

$$k_a n d_m = 1 \times 5500 \times 60 = 330000$$

Acudimos a la tabla 2.2.4, y comprobamos que estamos en la zona de N de servicio normal, y por tanto, se necesita un grasa para rodamientos K según DIN 51825, al igual que en el anterior caso, por lo tanto se usara la misma grasa para los cuatro rodamientos.

A partir de la tabla 2.2.5 y suponiendo una temperatura de funcionamiento de 60°, obtenemos el valor  $v=32 \text{ mm}^2/\text{s}$ , con lo que:

$$k = \frac{v}{v_1} = \frac{32}{8} = 4$$

Por otra parte se calcula K de las tablas 2.2.6 y 2.2.7 anteriores

$$K = K_1 + K_2$$

$$f_s = \frac{C_0}{P_0} = \frac{18}{0,971} = 18.54$$

$$K = K_1 + K_2 = 0 + 0 = 0$$

Y a partir de la tabla 2.2.8, obtenemos un valor final para  $a_{23II}$  de 4

- Factor de limpieza s

Como antes vale 1, para una limpieza normal

Por tanto:

$$a_{23} = a_{23II} \times s = 4 \times 1 = 4$$

Y la vida ampliada nos daría un valor de:

$$L_{na} = a_1 a_{23} L = 0,62 \times 4 \times \left(\frac{29}{0,971}\right)^3 = 66067,5 \text{ millones de revoluciones}$$

$$L_{hna} = a_1 a_{23} L_h = 0.62 \times 4 \times \frac{10^6}{(60 \times 5500)} \left(\frac{29}{0,971}\right)^3 = 200204,6 \text{ horas de funcionamiento}$$

## 2.3 Cálculo del acoplamiento de ejes

Para el cálculo de los acoplamientos se han de considerar una serie de aspectos, como son: el diámetro de los ejes donde se colocará el acoplamiento, el espacio disponible para su colocación, posibles desalineaciones de los ejes, máxima velocidad de funcionamiento, y el factor principal, el par que se va a transmitir entre los ejes. El par a transmitir será de 435Nm, calculado en el apartado 2.1.2.

Los dos ejes que se quieren acoplar tienen un diámetro de 50 mm en el caso del rodillo, y de 40 mm en el caso del freno de corrientes parásitas.

Para elegir el tamaño del acoplamiento, el fabricante del producto proporciona en su catálogo una serie de formulas, en función de la norma DIN 740-2, que se tienen que tener en cuenta a la hora de seleccionar el acoplamiento.

En este diseño se da una situación en la que no habrá vibraciones torsionales periódicas, y el acoplamiento se selección en función del par nominal  $T_{KN}$  y el par máximo  $T_{Kmax}$ .

El par nominal admisible ha de ser superior al producto del par del maquina multiplicado por un coeficiente de temperatura.

$$T_{KN} \geq T_N \cdot S_t = 435 \cdot 1 = 435Nm \quad (2.3-1)$$

$T_{KN}$ : par nominal admisible [Nm]

$T_N$ : par nominal de la máquina [Nm]

$S_t$ : factor de servicio para temperatura



El par máximo tiene que ser mayor que la suma del par de la maquina más el par producido por picos en la transmisión:

$$T_{Kmax} \geq T_s \cdot S_z \cdot S_t + T_N \cdot S_t = 226,42 \cdot 1 \cdot 1 + 435 = 661,42 \text{ Nm} \quad (2.3-2)$$

$$T_s = T_{AS} \cdot M_A \cdot S_A = 435 \cdot 0,347 \cdot 1,5 = 226,42 \text{ Nm} \quad (2.3-3)$$

$$M_A = \frac{J_L}{J_A + J_L} = \frac{0,50 \text{ kgm}^2}{0,941 \text{ kgm}^2 + 0,50 \text{ kgm}^2} = 0,347 \quad (2.3-4)$$

$T_{Kmax}$ : par máximo admisible [Nm]

$T_s$ : pico de par de la maquina [Nm]

$T_{AS}$ : pico de par de la transmisión [Nm]

$M_A$ : coeficiente de inercia rotacional del lado conducido

$J_A$ : momento de inercia del lado motor [kgm<sup>2</sup>]

$J_L$ : momento de inercia del lado conducido [kgm<sup>2</sup>]

$S_A$ : factor de servicio para choques

$S_z$ : factor de servicio para arranques

Los factores  $S_T$ ,  $S_A$ ,  $S_z$ , se obtienen de las siguientes tablas considerando una temperatura de funcionamiento de  $\pm 30$  grados, una frecuencia de arranque de 100 y choques suaves.

Factor de servicio  $S_t$  para temperatura

	-30 °C +30 °C	+40 °C	+60 °C	+80 °C
$S_t$	1,0	1,2	1,4	1,8

Factor  $S_z$  para f. de arranques

frecuencia de inicio/h	100	200	400	800
$S_z$	1,0	1,2	1,4	1,6

Factor de servicio  $S_A/S_L$  para choques

	$S_A/S_L$
choques suaves	1,5
choques medios	1,8
choques fuertes	2,5

#### PCarga admisible sobre la chaveta del mangón

El cliente debe comprobar la conexión entre mangón y eje.

Presión admisible sobre la superficie según DIN 6892 (método C).

Fundición EN-GJL-250 (GG 25)

Fundición nodular EN-GJS-400-15 (GGG 40)

Acero S355J2G3 (St 52.3)

Para otros aceros  $p_{zul} =$

225 N/mm<sup>2</sup>

225 N/mm<sup>2</sup>

250 N/mm<sup>2</sup>

$0,9 \cdot R_e (R_{p0.2})$

**Figura 2.3. 1: Tablas con los valores de los factores  $S_T$ ,  $S_A$ ,  $S_z$ . Fuente: Catálogo KTR**

Con los datos de par máximo y par nominal anteriormente calculados se escoge el tamaño del acoplamiento.

El modelo elegido para este diseño basado en los datos obtenidos, es un acoplamiento flexible y elástico a torsión con limitador de par ROTEX de la marca KTR. Se ha elegido con limitador de par incorporada para tener un elemento de seguridad para evitar riesgos sobre los motores a prueba. El modelo elegido es el nº070 de fundición EN-GJL-250 y tamaño 48 y con estrella 95/98 sh A.

Sus características se muestran en las siguientes tablas:

## ROTEX® Acopl. elásticos a torsión



### Datos técnicos

ROTEX® tamaños para cualquier material y diseño	Velocidad máx. [1/min]		Ángulo de torsión con		Par [Nm]			Potencia de amortiguación [W] con +30 °C PKW	Rigidez torsional C <sub>Cdyn</sub> [ Nm / rad ]			
	con V = 30 m/s	40 m/s	T <sub>KN</sub> °	T <sub>K max</sub> °	Nominal T <sub>KN</sub>	Máx T <sub>K max</sub>	Vibratorio T <sub>KW</sub>		1,00 T <sub>KN</sub>	0,75 T <sub>KN</sub>	0,50 T <sub>KN</sub>	0,25 T <sub>KN</sub>

Estrella de poliuretano 98 Shore A; a partir del tamaño 65 95 Shore A; color rojo												
14	19000	-	6,4°	10°	12,5	25	3,3	-	0,56x10³	0,46x10³	0,35x10³	0,21x10³
19	14000	19000			17	34	4,4	4,8	2,92x10³	2,39x10³	1,81x10³	1,07x10³
24	10600	14000			60	120	16	6,6	9,93x10³	8,14x10³	6,16x10³	3,65x10³
28	8500	11800			160	320	42	8,8	26,77x10³	21,95x10³	16,60x10³	9,84x10³
38	7100	9500			325	650	85	12,0	48,57x10³	39,83x10³	30,11x10³	17,85x10³
42	6000	8000			450	900	117	12,0	62,29x10³	44,69x10³	33,79x10³	20,03x10³
48	5600	7100			525	1050	162	13,8	62,29x10³	53,54x10³	40,48x10³	24,00x10³
55	4750	6300			685	1370	178	13,8	94,97x10³	77,88x10³	58,88x10³	34,90x10³
65	4250	5600	3,2°	5°	940	1880	237	18,0	129,51x10³	106,20x10³	80,30x10³	47,60x10³
75	3550	4750			1920	3840	299	21,6	197,50x10³	161,95x10³	122,45x10³	72,58x10³
90	2800	3750			3600	7200	496	30,0	312,20x10³	256,00x10³	193,56x10³	114,73x10³

Figura 2.3. 2: Características del acoplamiento. Fuente: Catálogo KTR

## 2.4 Cálculo de la estructura de barras

La estructura de barras de acero S275 se calcula mediante Ansys. Como se ha comentado en la memoria. La estructura se ha modelado en tres dimensiones mediante el uso de elementos BEAM4. Se ha considerado que la forma más sencilla para el cálculo consistiría en la simplificación de la estructura a un sistema formado por elementos lineales unidos por sus nudos.

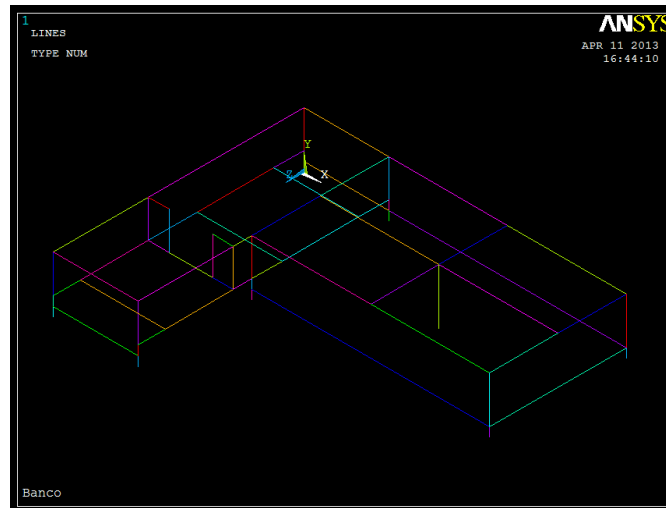


Figura 2.4. 1: Modelo de la estructura en Ansys

La estructura tiene que soportar el peso del rodillo, el freno de corrientes parasitas y el peso de la motocicleta ensayada junto con un operario. Para simular estos elementos en el programa se han colocado cargas puntuales en distintos puntos de la estructura.

El peso del freno de corrientes parasitas se ha dividido en dos cargas puntuales de igual valor de 971,19 N. Posteriormente se han calculado las reacciones en los puntos donde irían ubicados los soportes de los rodamientos del rodillo. Las reacciones a las cargas actuantes sobre el rodillo dan unos valores de 1901,2N y 2463,83N para ambos rodamientos.

Por último se coloca una carga para representar el peso del eje delantero de la motocicleta de 3500 N. La carga correspondería al reparto de pesos que daría el mayor valor para esta carga, que correspondería a un reparto de 30/70.

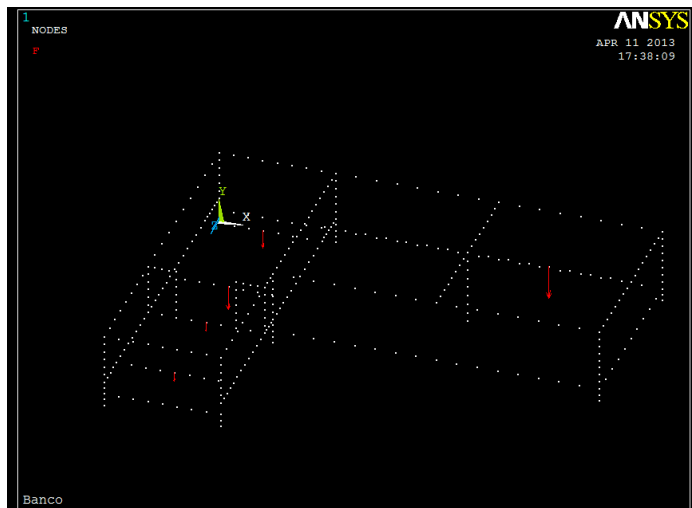


Figura 2.4. 2: Cargas sobre la estructura

Los datos obtenidos para el desplazamiento nodal son:

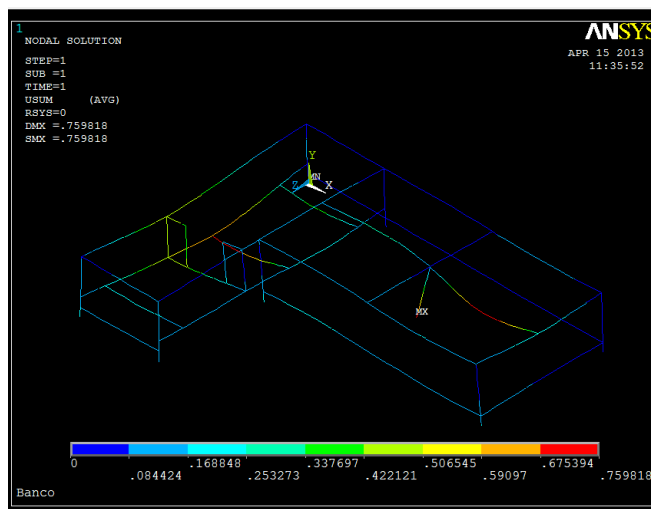


Figura 2.4. 3: Deformación de la estructura-1

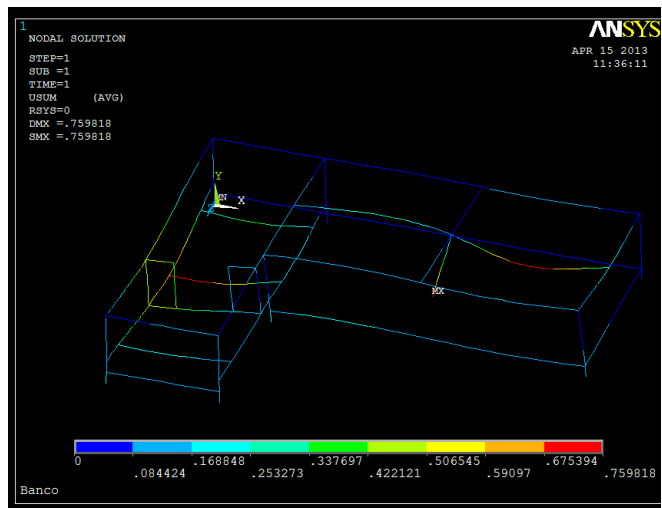


Figura 2.4. 4: Deformación de la estructura-2

La tensión máxima sería:

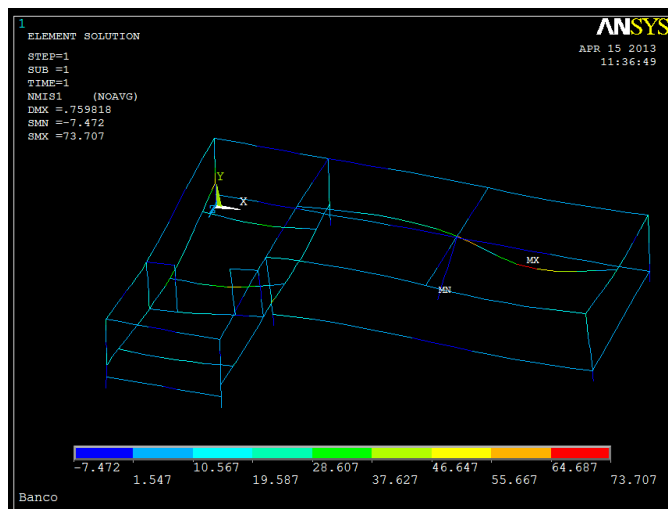
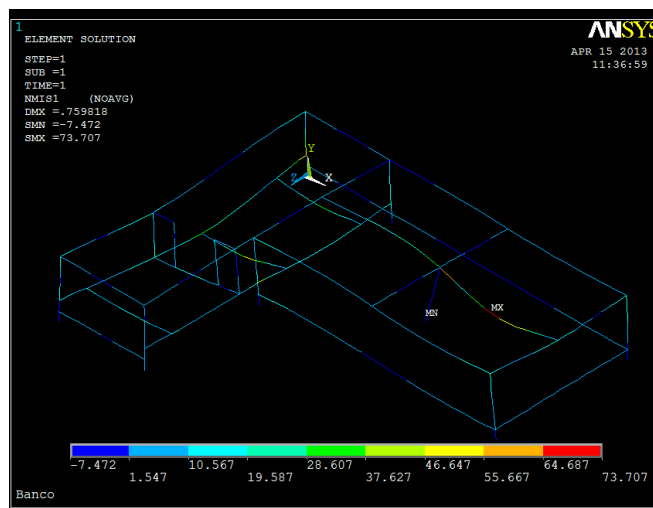


Figura 2.4. 5: Tensiones en la estructura-1



**Figura 2.4. 6: Tensiones en la estructura-2**

Las máximas deformaciones se dan en los puntos de apoyo del rodillo y donde apoyaría la rueda delantera de la motocicleta. La deformación máxima toma el valor de 0,76 mm, siendo el requisito buscado no haber deformaciones superiores a 1mm.

Las tensiones máximas siguen el mismo patrón y en este caso el valor máximo es de 73,707 MPa, por debajo del límite elástico del acero S275 de 275MPa.

Con estos resultados se demuestra que la estructura diseñada será capaz de soportar los esfuerzos a los que va a estar sometida favorablemente.

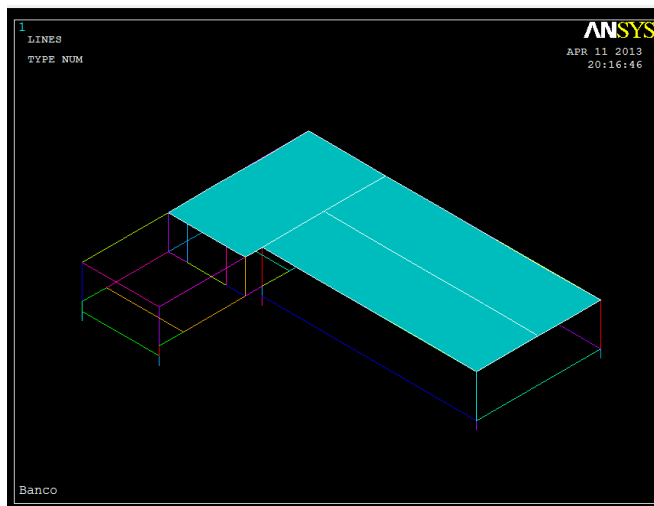
## 2.5 Cálculo de las chapas de acero

Parte de la estructura se ha cubierto con chapas de acero S275 para mantener aislados y protegidos algunos elementos importantes como son el rodillo, freno de corrientes parasitas, rodamientos y el acoplamiento. Se han usado un total de diez piezas de chapa de acero de distintos tamaños y medidas. De estas diez piezas solo se calcularán mediante Ansys las piezas que soportaran las mayores cargas: la pieza que cubre el rodillo y las piezas que cubren la parte superior de la estructura. Si estas piezas cumplen el requisito de espesor el resto de piezas también cumplirán.

El espesor de las chapas se ha elegido estableciendo una deformación máxima para ellas no superior a la mitad del espesor ante las sollicitaciones presentes. Como poseen un espesor de 5 mm, el límite para la deformación será de 2,5 mm.

Para realizar las chapas en Ansys se han modelado como áreas planas y posteriormente se han mallado con elementos SHELL63.

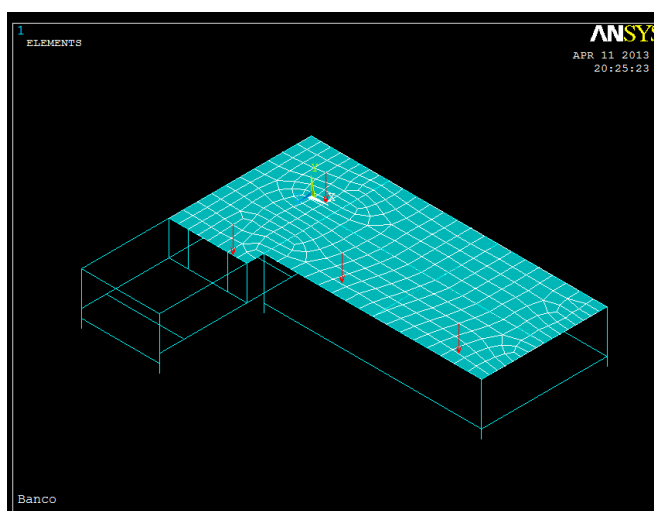
El modelado quedaría de la siguiente manera:



**Figura 2.5. 1: Modelado de las chapas en Ansys**

Para calcular las deformaciones y tensiones se ha supuesto una situación en la que la motocicleta estuviera apoyada en una de las dos chapas de la parte superior del banco. El peso de la moto y un operario (500kg) se ha dividido en dos cargas puntuales de 2500 N. La situación real sería de la moto centrada en la estructura y por tanto esta situación hipotética somete a las chapas de acero a unas sollicitaciones mayores a las que tendrá que soportar durante los ensayos.

En Ansys las cargas aplicadas quedarían así:



**Figura 2.5. 2: Cargas sobre las chapas**

Bajo esta situación de cargas se calcula las tensiones y deformaciones de las láminas

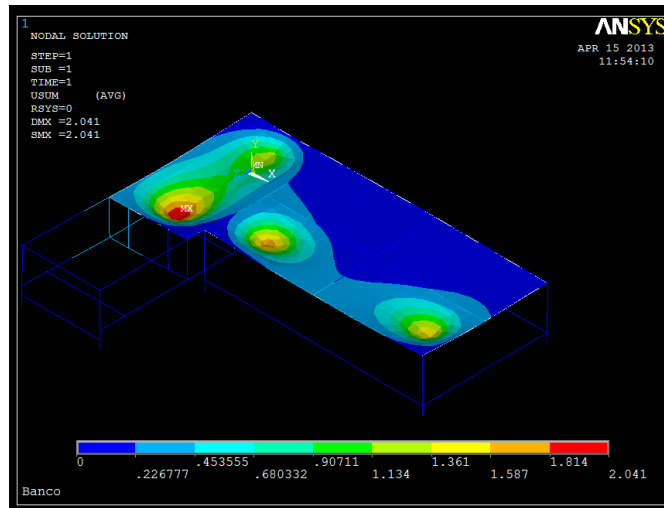


Figura 2.5. 3: Desplazamiento nodal de las chapas-1

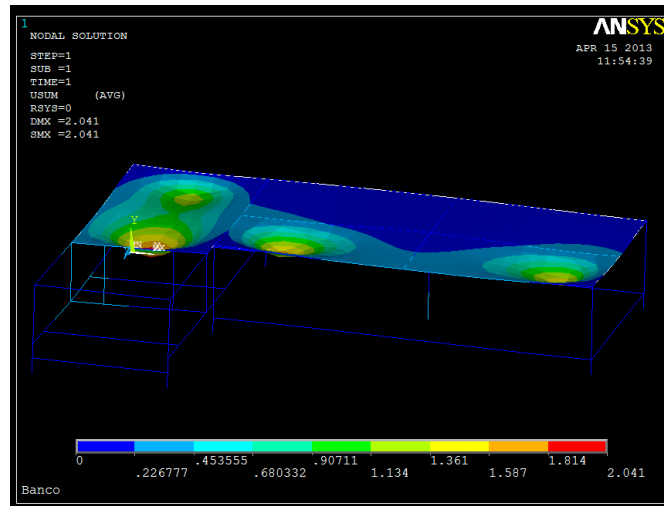


Figura 2.5. 4: Desplazamiento nodal de las chapas-2



Tensión equivalente de Von mises:

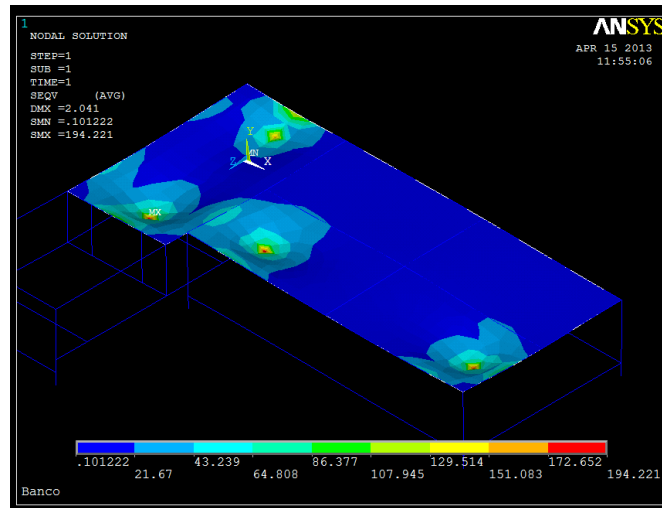


Figura 2.5. 5: Diagrama de tensiones de las chapas-1

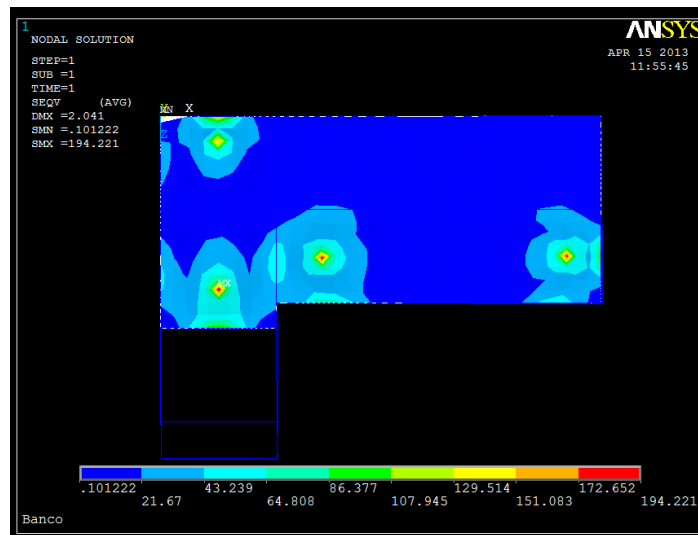


Figura 2.5. 6: Diagrama de tensiones de las chapas-2

La deformación máxima establecida era de 2,5 mm, al ser la deformación máxima de 2,041 mm este aspecto se cumple. Asimismo, el límite elástico para el acero es de 275 MPa y se observa que las tensiones también estarán por debajo de este valor, siendo el máximo de 194,221 MPa.

## 2.6 Comprobación de Pandeo

El estudio del pandeo se realizará sobre las barras verticales de la estructura y sobre la barra central del banco. Estas barras son de acero S275, poseen una sección cuadrada de 50x50 mm con un espesor de 2 mm.

Para esto se calculará la carga crítica de Euler,  $N_{cr}$ , y se comprobará si las barras se encuentran en una situación de equilibrio estable o no.

La carga crítica de Euler se calcula a partir de la siguiente fórmula:

$$N_{cr} = \frac{\pi^2 E I_{min}}{L_k^2} \quad (2.6-1)$$

Donde:

$N_{cr}$ : carga crítica de Euler [N]

$E$ : modulo de elasticidad del material [N/mm<sup>2</sup>]

$L_k$ : longitud de pandeo [mm]

$I_{min}$ : momento de inercia mínimo [mm<sup>4</sup>]

La longitud de pandeo es igual a  $Lx\beta$ , donde  $\beta$  es un coeficiente cuyo valor depende del tipo de apoyos que posea la viga.

En este caso se consideran las vigas biarticuladas, que corresponde a un valor para  $\beta$  de 1.

Primero se realizará el cálculo sobre las barras verticales.

- Barras verticales

El área de las barras es de 374 mm<sup>2</sup> y su inercia es de 141000 mm<sup>4</sup>. Estas barras poseen una longitud de 365 mm.

El valor de la carga crítica sería:

$$N_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot 210000 \left[ \frac{N}{mm^2} \right] \cdot 141000 [mm^4]}{(365 [mm])^2} = 21935756,8N$$

Si se realiza el cálculo del pandeo en función de la normativa DB-SE-A, del código técnico, tenemos que:

$$N \leq N_{b,rd} = \chi \cdot A \cdot f_{yd} \quad (2.6-2)$$

$N$ : carga de compresión [N]

$N_{b,rd}$ : resistencia ultima al pandeo [N]

$\chi$ : coeficiente de reducción de pandeo

$f_{yd}$ : limite elástico reducido [N/mm<sup>2</sup>]

$A$ : área [mm<sup>2</sup>]

El coeficiente  $\chi$ , se encuentra tabulado y se calcula a partir de la esbeltez reducida:

$$\lambda = \sqrt{\frac{A \cdot f_y}{N_{cr}}} \quad (2.6-3)$$

$$\lambda = \sqrt{\frac{365 \text{ [mm}^2\text{]} \cdot 275 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right]}{21935756,8 \text{ [N]}}} = 0.068$$

Con este valor, se obtiene de la tabla un valor para  $\chi$  de 1.

**Tabla 6.3 Valores del coeficiente de pandeo ( $\chi$ )**

Esbeltez reducida	Curva de pandeo				
	a <sub>0</sub>	a	b	c	d
<b>Coeficiente (<math>\alpha</math>) de imperfección</b>	<b>0,13</b>	<b>0,21</b>	<b>0,34</b>	<b>0,49</b>	<b>0,76</b>
<b>≤ 0,20</b>	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
<b>0,30</b>	0,99	0,98	0,96	0,95	0,92
<b>0,40</b>	0,97	0,95	0,93	0,90	0,85
<b>0,50</b>	0,95	0,92	0,88	0,84	0,78
<b>0,60</b>	0,93	0,89	0,84	0,79	0,71
<b>0,70</b>	0,90	0,85	0,78	0,72	0,64
<b>0,80</b>	0,85	0,80	0,72	0,66	0,58
<b>0,90</b>	0,80	0,73	0,66	0,60	0,52
<b>1,00</b>	0,73	0,67	0,60	0,54	0,47
<b>1,10</b>	0,65	0,60	0,54	0,48	0,42
<b>1,20</b>	0,57	0,53	0,48	0,43	0,38
<b>1,30</b>	0,51	0,47	0,43	0,39	0,34
<b>1,40</b>	0,45	0,42	0,38	0,35	0,31
<b>1,50</b>	0,40	0,37	0,34	0,31	0,28
<b>1,60</b>	0,35	0,32	0,31	0,28	0,25
<b>1,80</b>	0,28	0,27	0,25	0,23	0,21
<b>2,00 <sup>(1)</sup></b>	0,23	0,22	0,21	0,20	0,18
<b>2,20 <sup>(1)</sup></b>	0,19	0,19	0,18	0,17	0,15
<b>2,40 <sup>(1)</sup></b>	0,16	0,16	0,15	0,14	0,13
<b>2,70 <sup>(2)</sup></b>	0,13	0,13	0,12	0,12	0,11
<b>3,00 <sup>(2)</sup></b>	0,11	0,10	0,10	0,10	0,09

<sup>(1)</sup> esbeltez intolerable en los elementos principales  
<sup>(2)</sup> esbeltez intolerable incluso en elementos de arriostamiento

**Tabla 2.6. 1: Tabla para la obtención del coeficiente de pandeo. Fuente: CTE**

Entonces se tendrá:

$$N \leq N_{b,rd} = 1 \cdot 374 \cdot \frac{275}{1.1} = 93500N$$

- Barra horizontal

Esta barra también posee un área de  $374 \text{ mm}^2$  y una inercia de  $141000 \text{ mm}^4$ . Esta barra posee una longitud de  $1600 \text{ mm}$ .

Se repite el mismo proceso anterior y se calcula la carga crítica de Euler.

$$N_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot 210000 \left[ \frac{N}{\text{mm}^2} \right] \cdot 141000 [\text{mm}^4]}{(1600 [\text{mm}])^2} = 114155,8N$$

Se vuelve a calcular el coeficiente  $\lambda$  con la fórmula 2.5-3:

$$\lambda = \sqrt{\frac{1600 [\text{mm}^2] \cdot 275 \left[ \frac{N}{\text{mm}^2} \right]}{114155,8 [N]}} = 1,96$$

De la tabla 2.5.1 se obtiene un valor para  $\chi$  aproximado de 0,24 y por tanto:

$$N \leq N_{b,rd} = 0,24 \cdot 374 \cdot \frac{275}{1.1} = 22440N$$

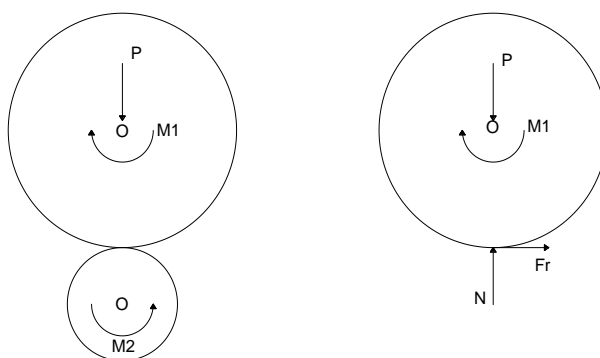
La carga límite es lo suficientemente grande en ambos casos como para que no se dé pandeo en las barras.

## 2.7 Cálculo de la pinza de la rueda delantera

### 2.7.1 Cálculo de los tornillos de fricción

Los tornillos de fricción serán los encargados de aportar la fuerza de fricción necesaria para oponerse a la fuerza de empuje de la motocicleta y evitar que esta se desplace en el banco.

Primero se calcula la fuerza de empuje de la motocicleta, que será igual a la fuerza de fricción que aparece en el punto de contacto de la rueda y el rodillo. Esta fuerza de fricción será variable según sea el par que se esté transmitiendo de la rueda al rodillo, por lo que para los cálculos se usará la fuerza de rozamiento máxima disponible, que será igual al peso máximo de ensayo por el coeficiente de rozamiento. En la siguiente imagen se puede comprobar que si se asume que no hay deformación en el punto de contacto la normal es igual al peso.



**Figura 2.7. 1: Diagrama de cuerpo libre del conjunto rodillo-rueda y diagrama de cuerpo libre de la rueda**

Como la fuerza de rozamiento es producto de la normal por el coeficiente de rozamiento y considerando este coeficiente igual a la unidad debido al moleteado que llevara el rodillo, la fuerza de empuje será igual a 3500N. Se colocaran cuatro tornillos, por lo que cada uno tendrá que generar una fuerza de 875N. Si se considera un coeficiente de rozamiento entre el tornillo y las guías de 0,74 la fuerza normal aplicada por cada tornillo habrá de ser de 1200N.

Para esta función se han elegido tornillos M10x1.5 de 65 mm de longitud y de acero S275. Estos tornillos poseen un diámetro de raíz  $d_r=8,16$  mm; paso  $p=1,5$ mm; y un diámetro medio  $d_m=9,032$  mm. Al ser de tipo métrico el ángulo de rosca vale  $30^\circ$  y el paso es igual al avance de la tuerca.

Primero se calculará el par de apriete de los tornillos que generará tal fuerza normal.

$$T[Nm] = \frac{F \cdot d_m}{2} \left( \frac{l + \pi \mu d_m \cdot \sec \alpha}{\pi d_m - \mu l \cdot \sec \alpha} \right) \quad (2.7.1-1)$$

F: fuerza normal a aplicar [N]

$d_m$ : diámetro medio del tornillo [m]

l: avance de la tuerca [m]

$\mu$ : coeficiente de rozamiento entre el tornillo y la tuerca, se toma 0,2

$\alpha$ : ángulo de rosca

Sustituyendo los datos anteriores:

$$T = \frac{1200 \cdot 0,009032}{2} \left( \frac{0,0015 + \pi \cdot 0,2 \cdot 0,009032 \cdot \frac{1}{\cos 30}}{\pi \cdot 0,009032 - 0,2 \cdot 0,0015 \cdot \frac{1}{\cos 30}} \right) = 1,557 Nm$$

Es aconsejable que los tornillos tengan autobloqueo para que no se suelten al dejar de aplicar el par. Se comprueba de la siguiente forma:

$$\mu > \tan \lambda \cos \alpha \quad (2.7.1-2)$$

$\lambda$ : ángulo de avance de la rosca

$$\tan \lambda \cos \alpha = \frac{l}{\pi \cdot d_m} \cdot \cos 30 = 0,0458$$

Como  $\mu$  es igual a 0,2; se cumple la condición y los tornillos se autobloquearán.

Una vez calculados los tornillos conviene comprobar los esfuerzos a los que estarán sometidos. Los tornillos trabajarán bajo un esfuerzo axial debido a la carga normal que transmiten y un esfuerzo cortante por el par de apriete. Se calcula también el esfuerzo cortante en los filetes de la rosca del tornillo y de la tuerca.

- Fuerza axial en el tornillo

El esfuerzo axial es igual a:

$$\sigma_t = \frac{F}{A_t} = \frac{1200N}{58,034 mm^2} = 20,677 MPa$$

Siendo  $A_t$  el área del tornillo

$$A_t = \frac{\pi}{4} \left( \frac{d_m + d_r}{2} \right)^2 = 58,034 mm^2 \quad (2.7.1-3)$$

- Esfuerzo cortante en el tornillo por el par de apriete:

$$\tau_{st} = \frac{16T}{\pi d_r^3} = \frac{16 \cdot 1.557 Nm}{\pi \cdot (0.00816m)^3} = 1459467 Pa = 14,59 MPa$$

La tensión equivalente para el tornillo será:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_t)^2 + 3(\tau_{st})^2} = \sqrt{(20,677)^2 + 3(14,59)^2} = 32,65 MPa$$

Siendo el límite elástico del acero 275MPa, el coeficiente de seguridad será de más de 8.

- Esfuerzo cortante en los filetes

$$\tau_{sb} = \frac{3F}{2A_{ba}}$$

Para el caso del tornillo el área resistente  $A_{ba}$  será:

$$A_{ba} = \pi d_r W_t p = 30,762 mm^2 ,$$

$$\tau_{sb} = \frac{3 \cdot 1200 N}{2 \cdot 30.762 mm^2} = 58,51 MPa$$

Para el caso de la tuerca:

$$A_{ba} = \pi d W_0 p = 41,46 mm^2$$

$W_i$  y  $W_0$  se recogen en la siguiente tabla:

Tipo de filete	$W_i$	$W_0$
UNS/ISO	0.80	0.88
Cuadrada	0.50	0.50
Acme	0.77	0.63
Diente de sierra	0.90	0.83

Tabla 2.7. 1: Valores de  $W_i$  y  $W_0$  según el tipo de rosca

$$\tau_{sb} = \frac{3 \cdot 1200 N}{2 \cdot 41,46 mm^2} = 43,415 MPa$$

En ambos casos los valores son inferiores al límite de cortante máximo puesto que su valor es:

$$F_{v,rd} = \frac{0,5f_u}{1,25} = 164MPa$$

## 2.7.2 Cálculo de la soldadura

La soldadura a calcular será la de la unión de la pieza que soporta los tornillos de fricción con la estructura con forma de L de la pinza.

Se parte de la idea de colocar dos cordones de soldadura de espesor de garganta de 5 mm. En la siguiente imagen se muestran las fuerzas actuante y su distancia al centro de gravedad de los cordones de soldadura. Estas fuerzas serían la fuerza de empuje de 3500N antes calculada, y las fuerzas de rozamiento de los tornillos de 875N. En la siguiente imagen se representan las soldaduras mediante rectángulos sombreados.

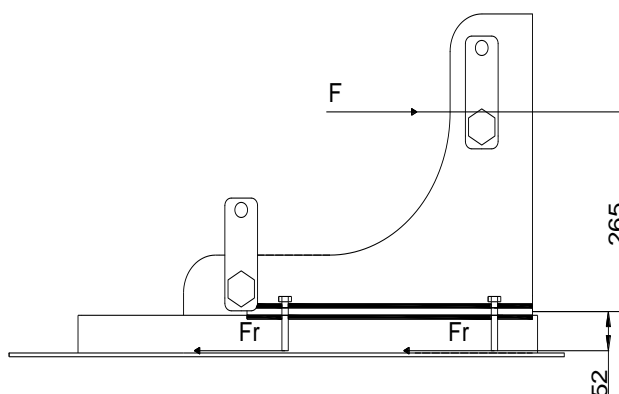


Figura 2.7. 2: Esquema de las fuerzas actuantes sobre la soldadura

La siguiente imagen muestra el abatimiento de los cordones de soldadura sobre los que se realizarán los cálculos:

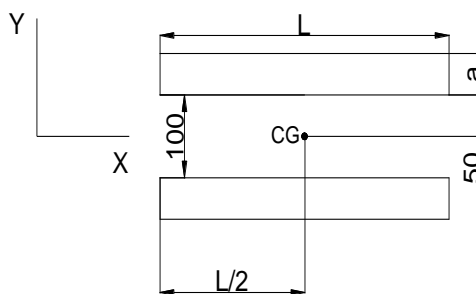


Figura 2.7. 3: Abatimiento de los cordones de soldadura



El área total de los cordones de soldadura es:

$$A = 2l \cdot 5 = 10l \text{ mm}^2$$

Primero se calculan los momentos de inercia respecto de los ejes X, Y

$$I_x = \frac{1}{12} \cdot l \cdot 20^3 - \frac{1}{12} \cdot l \cdot 10^3 = \frac{1}{12} l(20^3 - 10^3) = 583.33l \text{ mm}^4$$

$$I_y = \frac{1}{12} \cdot 20 \cdot l^3 - \frac{1}{12} \cdot 10 \cdot l^3 = \frac{1}{12} l^3 \cdot 10 \text{ mm}^4$$

Y el momento de inercia total será igual a:

$$I_G = I_y + I_x = \frac{1}{12} l^3 \cdot 10 + 583.33l \text{ mm}^4$$

Si se trasladan las fuerzas al centro de gravedad de los cordones se obtendrá:

$$V_x = 3500N - 2 \times 875N = 1750N$$

$$M_z = 3500N \times 265 \text{ mm} + 2 \times 875N \times 52 \text{ mm} = 1018500Nmm$$

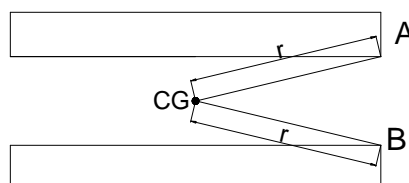
La soldadura estará sometida a un esfuerzo cortante  $V_x$  y a un momento flector  $M_z$ . También se tendría un momento flector  $M_y$ , pero se han basado los cálculos en el Código Técnico de la Edificación (CTE) que no tiene en cuenta los efectos causados por ese momento flector.

Para comprobar la soldadura se han de calcular los esfuerzos cortantes actuantes en las secciones y se comparan con la tensión cortante admisible de la misma.

El esfuerzo cortante producido por  $V_y$  será igual a:

$$\tau_{1y} = \frac{V_y}{A} = \frac{1750}{20l}$$

El esfuerzo cortante producido por el momento flector  $M_z$  se calcula en los puntos A y B que serían los puntos donde el esfuerzo sería mayor.



**Figura 2.7. 4: Puntos de mayor tensión de la soldadura**

$$\tau_2 = \frac{M_x}{I_G} \cdot r$$

Se descompone el esfuerzo en las dos direcciones de los ejes:

$$\tau_{2y} = \frac{M_x}{I_G} \cdot \frac{l}{2} = \frac{1018500}{I_G} \cdot \frac{l}{2}$$

$$\tau_{2x} = \frac{M_x}{I_G} \cdot 5 = \frac{5092500}{I_G}$$

A partir de los esfuerzos cortantes calculados se obtiene el total:

$$\tau = \sqrt{(\tau_{1y} + \tau_{2y})^2 + (\tau_{1x} + \tau_{2x})^2} = \sqrt{\left(\frac{1750}{20l} + \frac{5092500}{I_G}\right)^2 + \left(\frac{1018500}{I_G} \cdot \frac{l}{2}\right)^2}$$

Y se comprueba con la resistencia a cortante disponible

$$\tau \leq \frac{430}{0.8 \cdot 1.25} = 430 \text{ MPa}$$

A partir de aquí y para simplificar los cálculos se dará una longitud de soldadura igual a la largura de la pieza de soporte de los tornillos y se comprobará si se cumple la ecuación.

Si  $l = 450 \text{ mm}$

$$A = 4500 \text{ mm}^2$$

$$I_x = 262498,5 \text{ mm}^4$$

$$I_y = 75937500 \text{ mm}^4$$

$$I_G = 76199998,5 \text{ mm}^4$$

$$\tau_{1y} = 0,19 \text{ MPa}$$

$$\tau_{2y} = 3,007 \text{ MPa}$$

$$\tau_{2x} = 0,66 \text{ MPa}$$

$$\tau = \sqrt{(0,19 + 3,007)^2 + (0,66)^2} = 3,26 \text{ MPa}$$

Se comprueba que con dos cordones de soldadura de 450 mm la soldadura soportara los esfuerzos presentes.

Pamplona, Abril de 2013

Firma del autor:



# ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación :

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISEÑO DE UN BANCO DE POTENCIA PARA  
MOTOCICLETAS

PLANOS

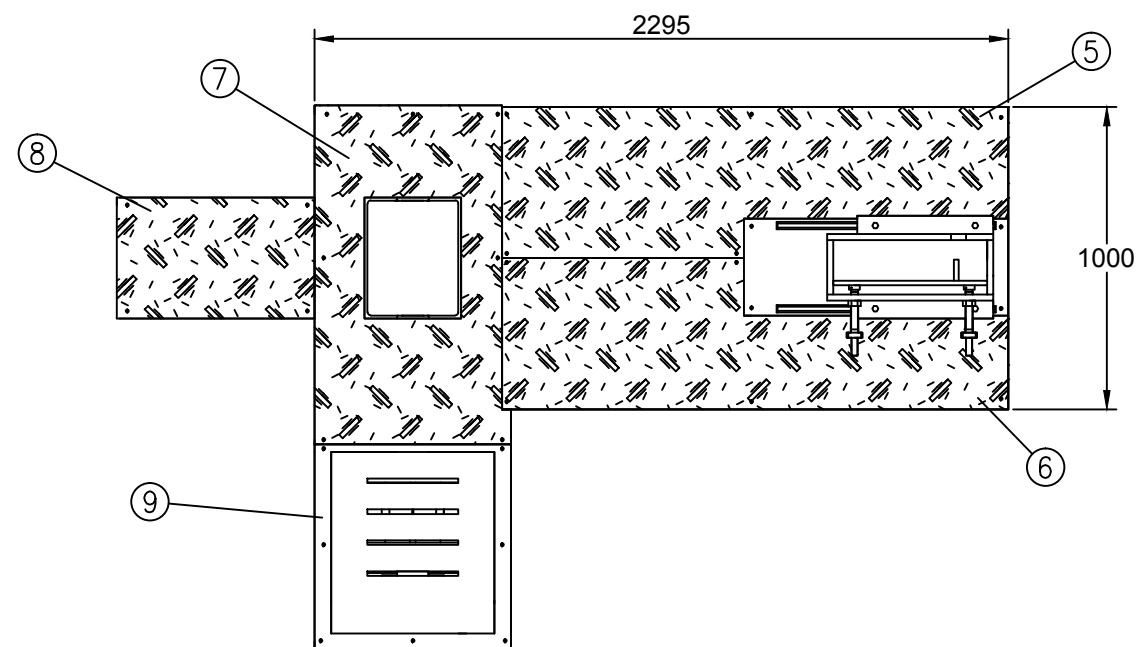
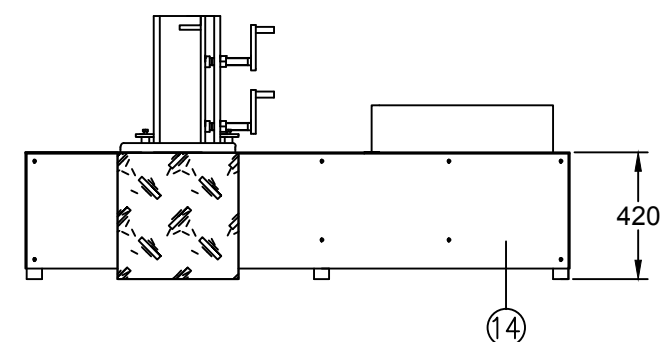
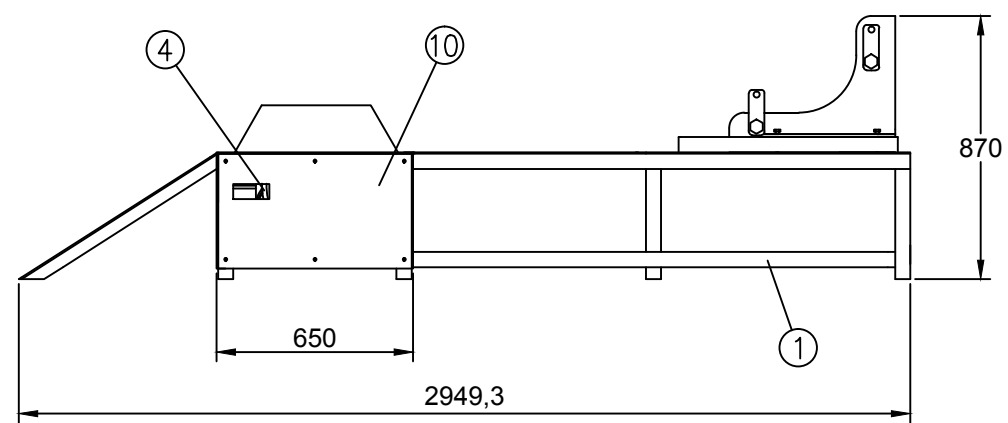
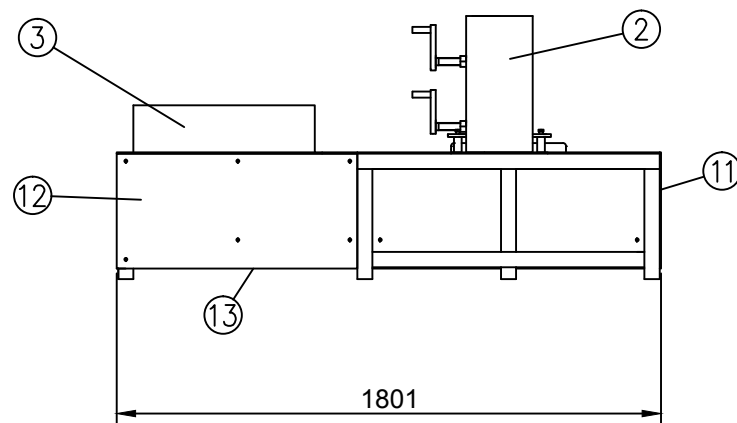
Igor Albero Picon

César Díaz de Cerio García

Pamplona, Abril 2013

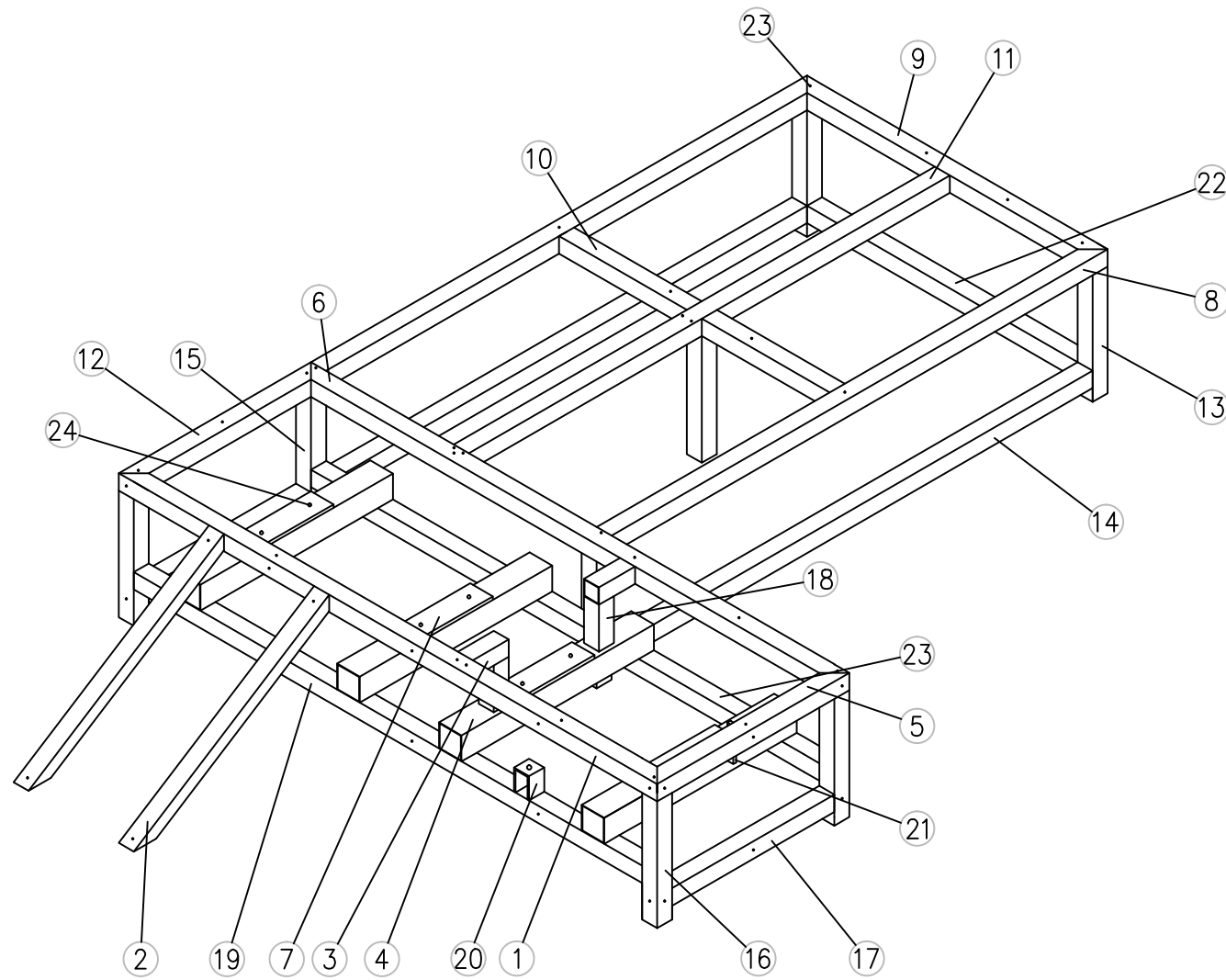
## ÍNDICE

- Plano 1: Plano de conjunto del banco
- Plano 2, hoja 1-3: Plano de corte de la estructura
- Plano 2, hoja 2-3: Perfiles estructura
- Plano 2, hoja 3-3: Estructura soldada
- Plano 3, hoja 1-2: Plano de corte pinza rueda delantera
- Plano 3, hoja 2-2: Partes pinza rueda delantera
- Plano 4: Rodillo
- Plano 5: Chapa acero lagrimado 1
- Plano 6: Chapa acero lagrimado 2
- Plano 7: Chapa acero lagrimado 3
- Plano 8: Chapa acero lagrimado 4
- Plano 9: Cubierta freno de corrientes parásitas
- Plano 10: Chapa acero negro lateral 1
- Plano 11: Chapa acero negro lateral 2
- Plano 12: Chapa acero negro frontal
- Plano 13: Chapa acero negro inferior
- Plano 14: Chapa acero negro posterior



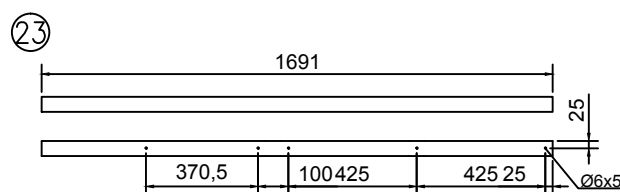
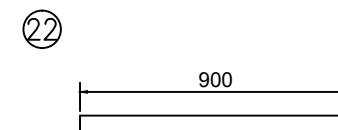
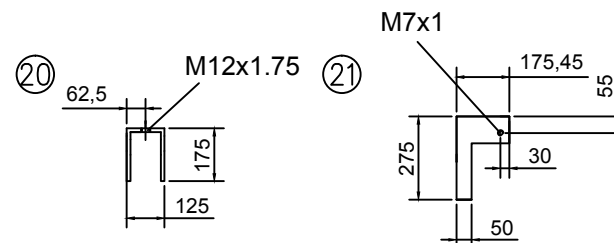
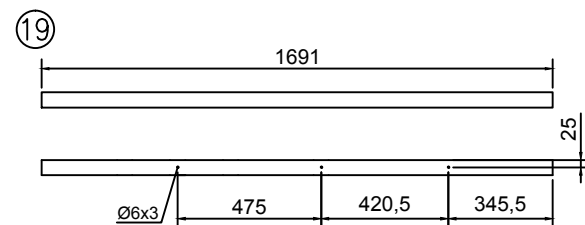
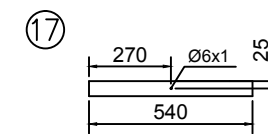
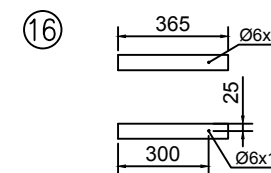
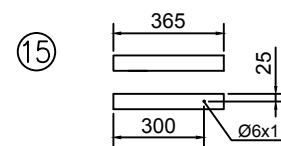
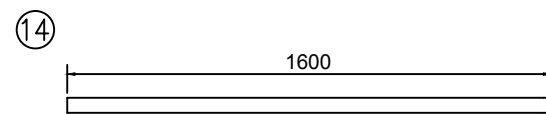
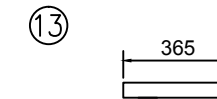
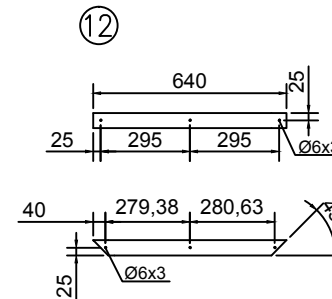
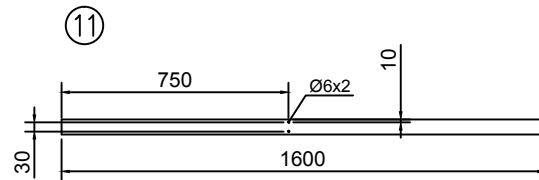
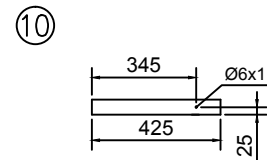
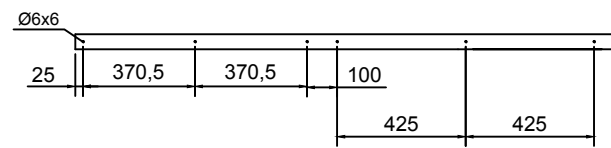
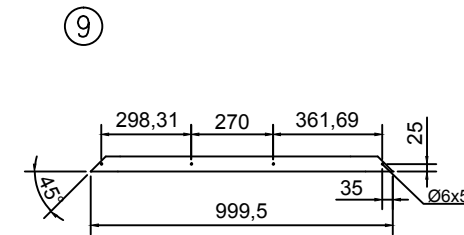
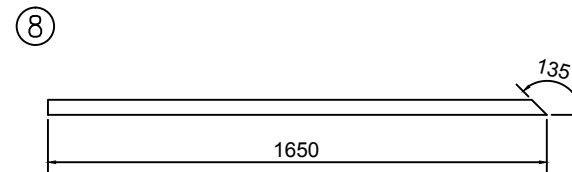
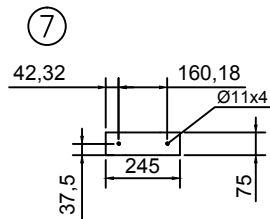
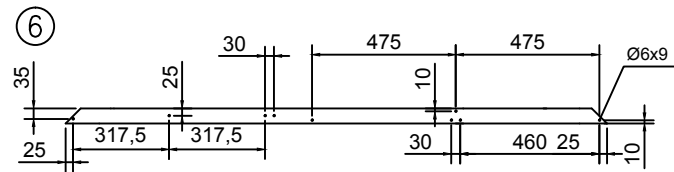
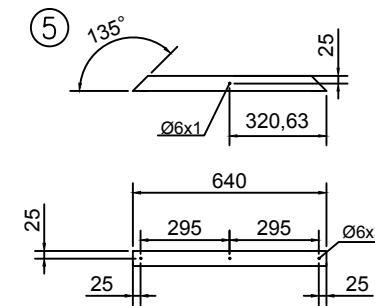
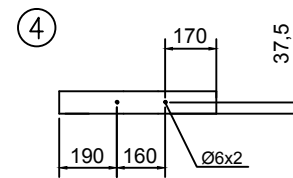
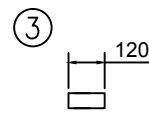
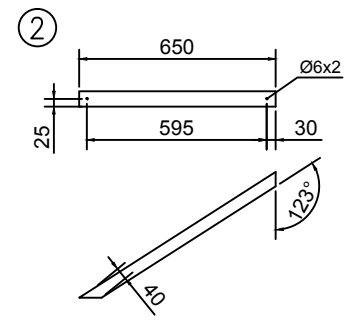
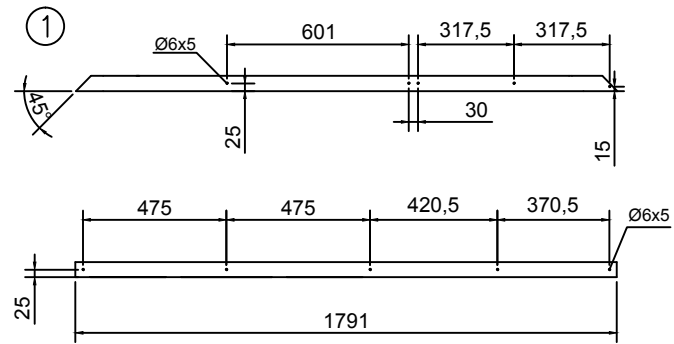
LEYENDA			
MARCA	DENOMINACIÓN	PLANO	MATERIAL
1	Estructura	2	Acero S275
2	Pinza rueda delantera	3	
3	Rodillo	4	Acero S275
4	Freno de corrientes parásitas		
5	Chapa acero lagrimado 1, e=5mm	5	Acero S275
6	Chapa acero lagrimado 2, e=5mm	6	Acero S275
7	Chapa acero lagrimado 3, e=5mm	7	Acero S275
8	Chapa acero lagrimado 4, e=5mm	8	Acero S275
9	Cubierta freno de corrientes parásitas, e=5mm	9	Acero S275
10	Chapa acero negro lateral 1, e=5mm	10	Acero S275
11	Chapa acero negro lateral 2, e=5mm	11	Acero S275
12	Chapa acero negro frontal, e=5mm	12	Acero S275
13	Chapa acero negro inferior, e=5mm	13	Acero S275
14	Chapa acero negro posterior, e=5mm	14	Acero S275

 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	<b>E.T.S.I.I.T.</b>	DEPARTAMENTO: <b>DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES</b>		
	<b>INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.</b>	REALIZADO: <b>ALBERO PICON, IGOR</b>		
PROYECTO: <b>DISEÑO DE UN BANCO DE POTENCIA PARA MOTOCICLETAS</b>		FIRMA:		
PLANO: <b>PLANO CONJUNTO BANCO</b>	FECHA: 18/4/2013	ESCALA: 1:25	Nº PLANO: 1	



LEYENDA			
MARCA	DENOMINACIÓN	CANTIDAD	MATERIAL
1	Tubo cuadrado hueco 50x50, e=2mm	1	Acero S275
2	Tubo rectangular hueco 50x40, e=2mm	2	Acero S275
3	Tubo cuadrado hueco 50x50, e=2mm	2	Acero S275
4	Tubo cuadrado hueco 75x75, e=2mm	4	Acero S275
5	Tubo cuadrado hueco 50x50, e=2mm	1	Acero S275
6	Tubo cuadrado hueco 50x50, e=2mm	1	Acero S275
7	Placa rectangular asientos rodamientos, e=10mm	4	Acero S275
8	Tubo cuadrado hueco 50x50, e=2mm	2	Acero S275
9	Tubo cuadrado hueco 50x50, e=2mm	1	Acero S275
10	Tubo cuadrado hueco 50x50, e=2mm	2	Acero S275
11	Tubo cuadrado hueco 50x50, e=2mm	1	Acero S275
12	Tubo cuadrado hueco 50x50, e=2mm	1	Acero S275
13	Tubo cuadrado hueco 50x50, e=2mm	3	Acero S275
14	Tubo cuadrado hueco 50x50, e=2mm	2	Acero S275
15	Tubo cuadrado hueco 50x50, e=2mm	1	Acero S275
16	Tubo cuadrado hueco 50x50, e=2mm	3	Acero S275
17	Tubo cuadrado hueco 50x50, e=2mm	2	Acero S275
18	Tubo cuadrado hueco 50x50, e=2mm	2	Acero S275
19	Tubo cuadrado hueco 50x50, e=2mm	1	Acero S275
20	Chapa soporte célula de carga, e=5mm	1	Acero S275
21	Chapa soporte sensor de revoluciones, e=10mm	1	Acero S275
22	Tubo cuadrado hueco 50x50, e=2mm	1	Acero S275
23	Agujero roscado M5x0.8		
24	Agujero roscado M10x1.5		

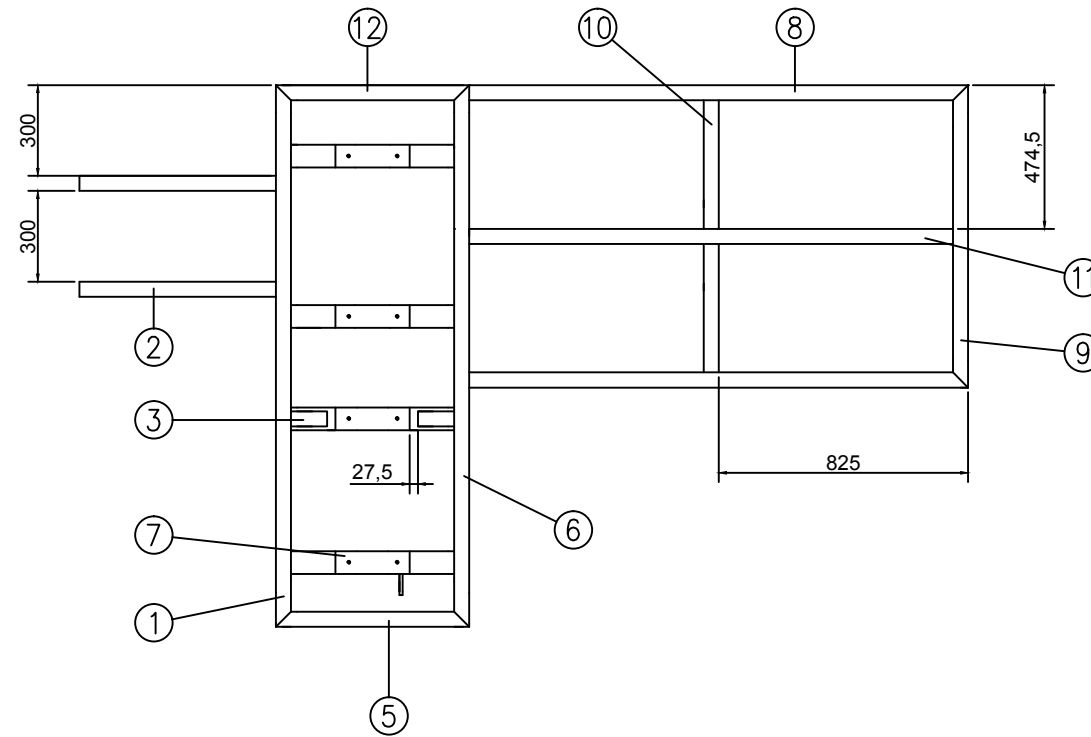
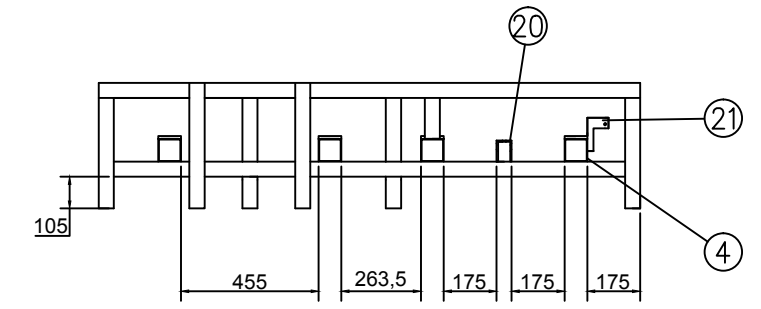
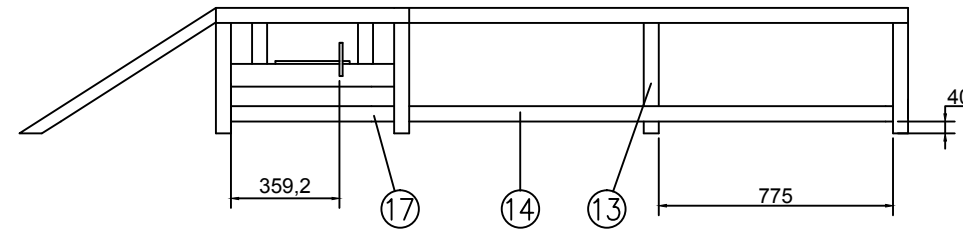
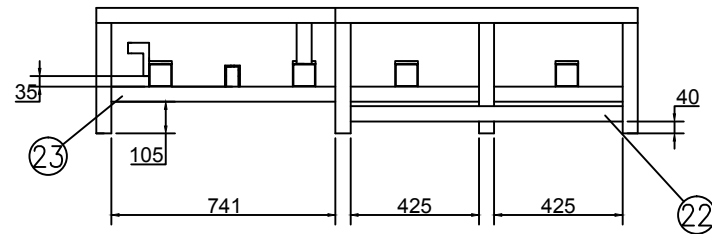
 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	<b>E.T.S.I.I.T.</b> <b>INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.</b>	DEPARTAMENTO: <b>DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES</b>			
	PROYECTO: <b>DISEÑO DE UN BANCO DE POTENCIA PARA MOTOCICLETAS</b>		REALIZADO: <b>ALBERO PICON, IGOR</b>		
PLANO: <b>PLANO DE CORTE DE LA ESTRUCTURA</b>		FIRMA:	FECHA: 18/4/2013	ESCALA: 1:20	Nº PLANO: 2, Hoja 1-3



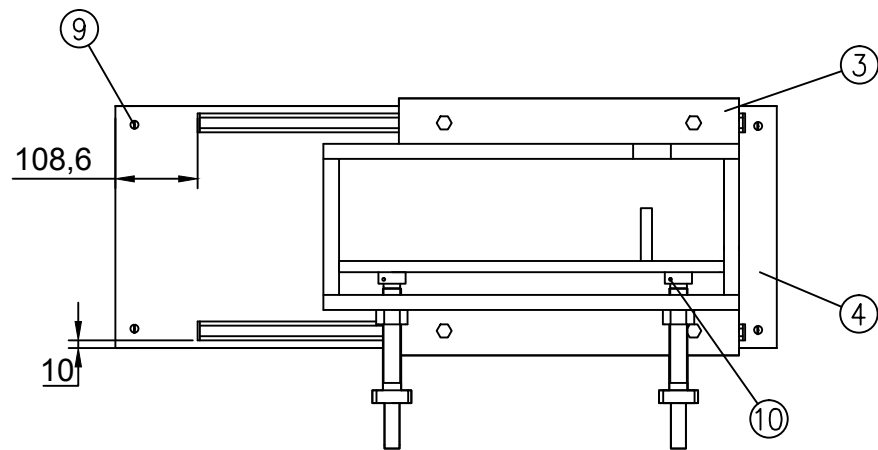
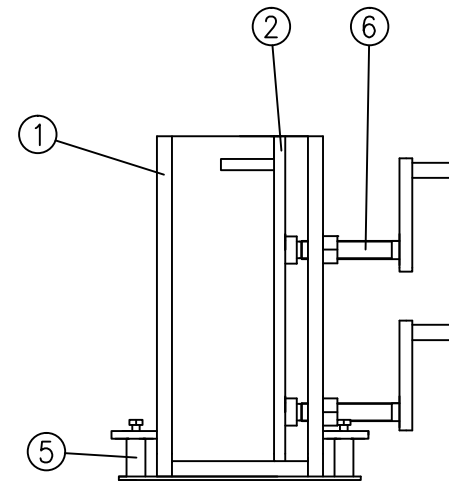
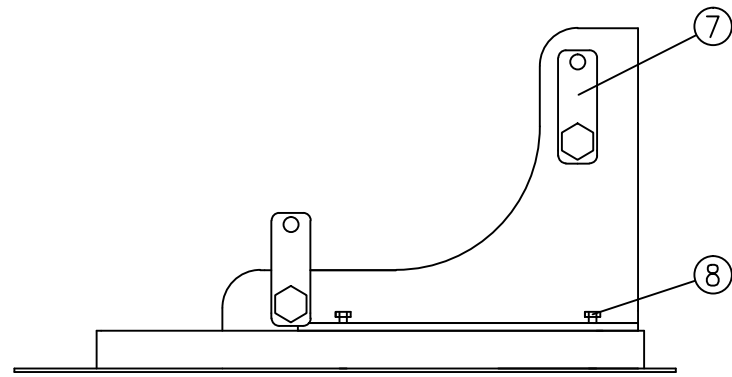
1:10

 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	<b>E.T.S.I.I.T.</b> <b>INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.</b>	DEPARTAMENTO: <b>DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES</b>	
	PROYECTO: <b>DISEÑO DE UN BANCO DE POTENCIA PARA MOTOCICLETAS</b>		REALIZADO: <b>ALBERO PICON, IGOR</b>
PLANO: <b>PERFILES ESTRUCTURA</b>		FIRMA:	FECHA: 18/4/2013
		ESCALA: 1:25 1:10	Nº PLANO: 2, Hoja 2-3



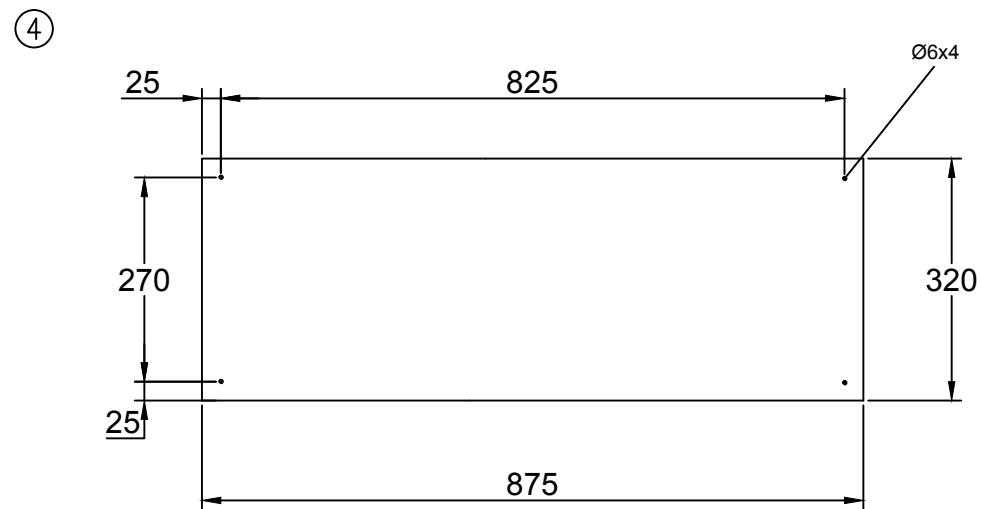
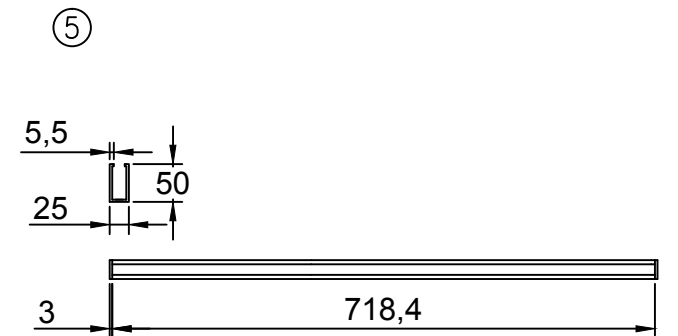
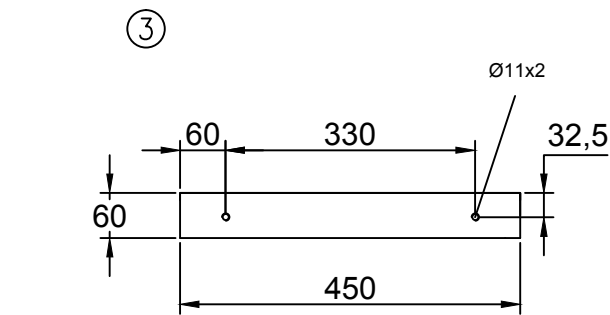
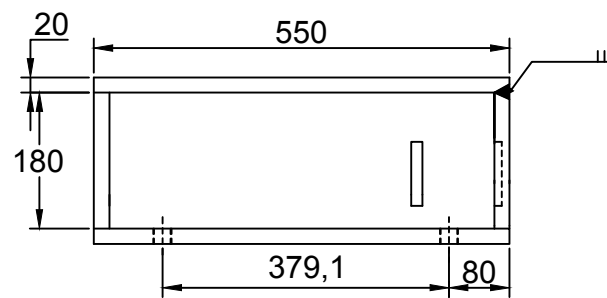
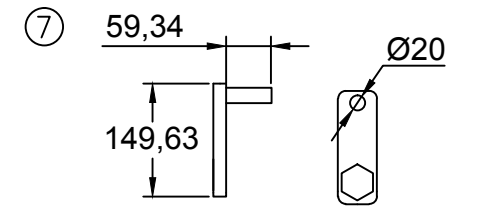
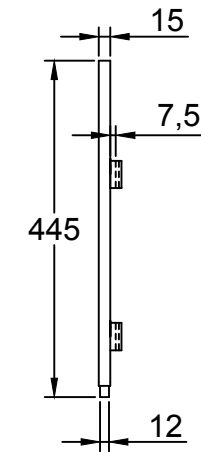
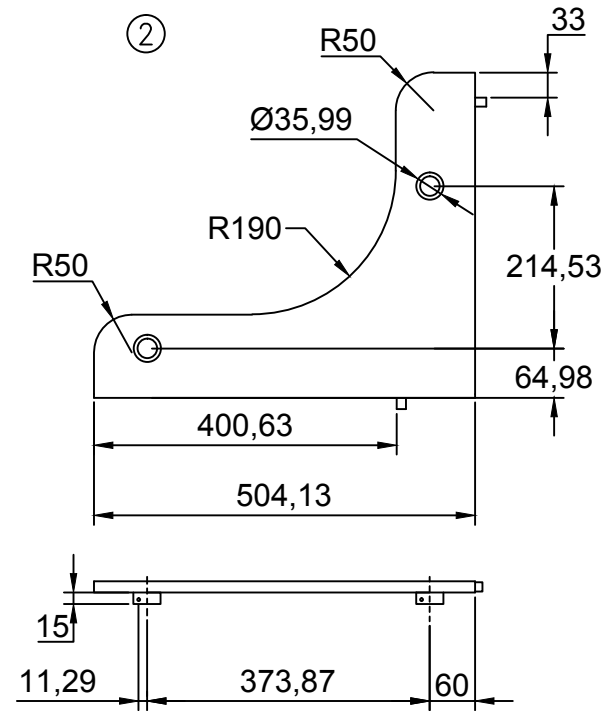
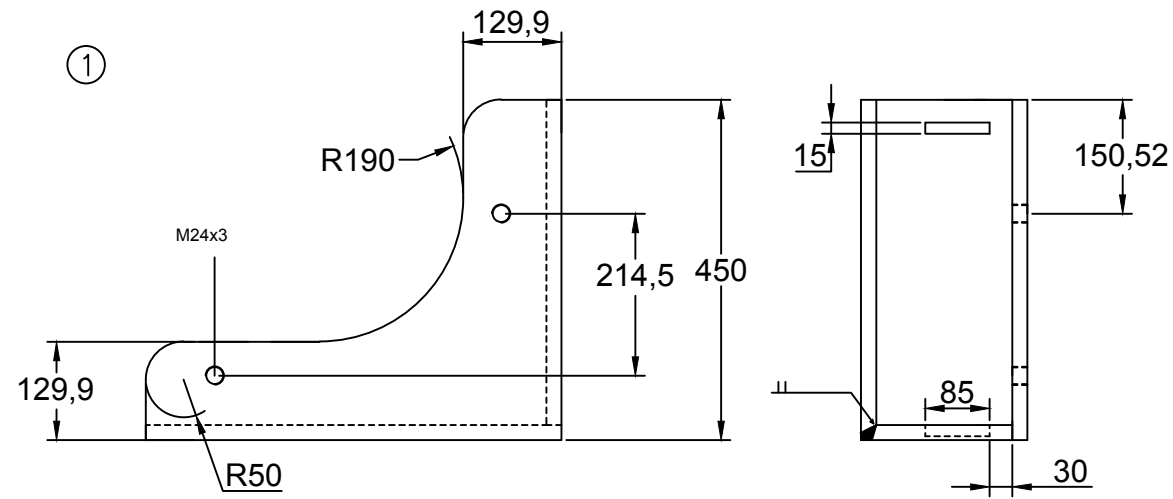


 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	<b>E.T.S.I.I.T.</b>	DEPARTAMENTO: <b>DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES</b>	
	<b>INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.</b>	REALIZADO: <b>ALBERO PICON, IGOR</b>	
PROYECTO: <b>DISEÑO DE UN BANCO DE POTENCIA PARA MOTOCICLETAS</b>		FIRMA:	
PLANO: <b>ESTRUCTURA SOLDADA</b>	FECHA: 18/4/2013	ESCALA: 1:25	Nº PLANO: 2, Hoja 3-3



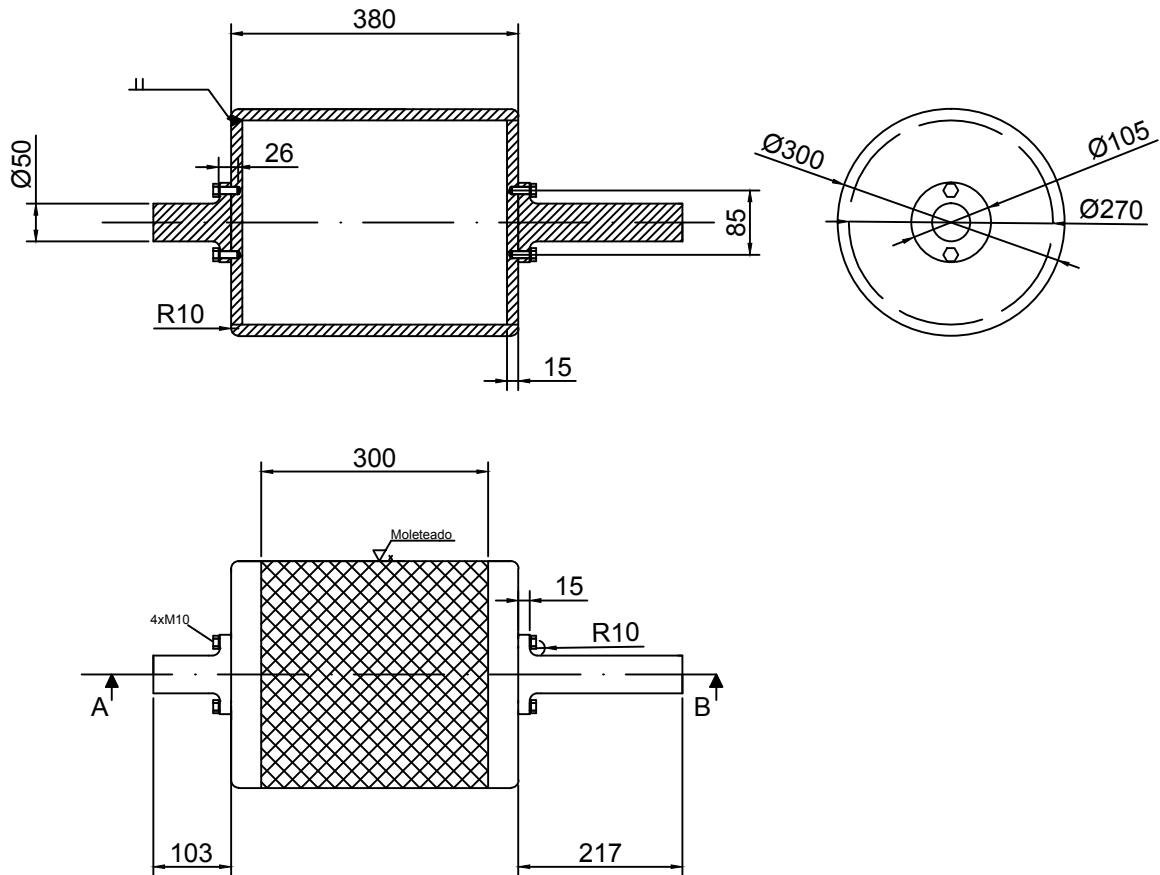
LEYENDA			
MARCA	DENOMINACIÓN	CANTIDAD	MATERIAL
1	Estructura en L, en contacto con el neumático	1	Acero S275
2	Perfil mordaza para la rueda	1	Acero S275
3	Pieza de alojamiento de los tornillos de fricción, e=10mm	2	Acero S275
4	Pieza base de la estructura en L, e=5mm	1	Acero S275
5	Guía de perfil W, e=3mm	2	Acero S275
6	Tornillo de cabeza hexagonal M24x3	2	Acero S275
7	Manivela de ajuste de la mordaza	2	Acero S275
8	Tornillo de cabeza hexagonal M10x1.5	4	Acero S275
9	Tornillo M5x0.8	4	Acero S275
10	Pasador cilíndrico A 4x34	2	Acero S275

 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	<b>E.T.S.I.I.T.</b>	DEPARTAMENTO: <b>DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES</b>	
	<b>INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.</b>	REALIZADO: <b>ALBERO PICON, IGOR</b>	
PROYECTO: <b>DISEÑO DE UN BANCO DE POTENCIA PARA MOTOCICLETAS</b>		FIRMA:	
PLANO: <b>PLANO DE CORTE PINZA RUEDA DELANTERA</b>	FECHA: 18/4/2013	ESCALA: 1:10	Nº PLANO: 3, Hoja 1-2



 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	<b>E.T.S.I.I.T.</b>	DEPARTAMENTO: <b>DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES</b>	
	<b>INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.</b>	REALIZADO: <b>ALBERO PICON, IGOR</b>	
PROYECTO: <b>DISEÑO DE UN BANCO DE POTENCIA PARA MOTOCICLETAS</b>		FIRMA:	
PLANO: <b>PARTES PINZA RUEDA DELANTERA</b>	FECHA: 18/4/2013	ESCALA: 1:10	Nº PLANO: 3, Hoja 2-2

Corte AB



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 DE UN BANCO DE POTENCIA  
PARA MOTOCICLETAS**

REALIZADO:

**ALBERO PICON, IGOR**

FIRMA:

PLANO:

**RODILLO**

FECHA:

18/4/2013

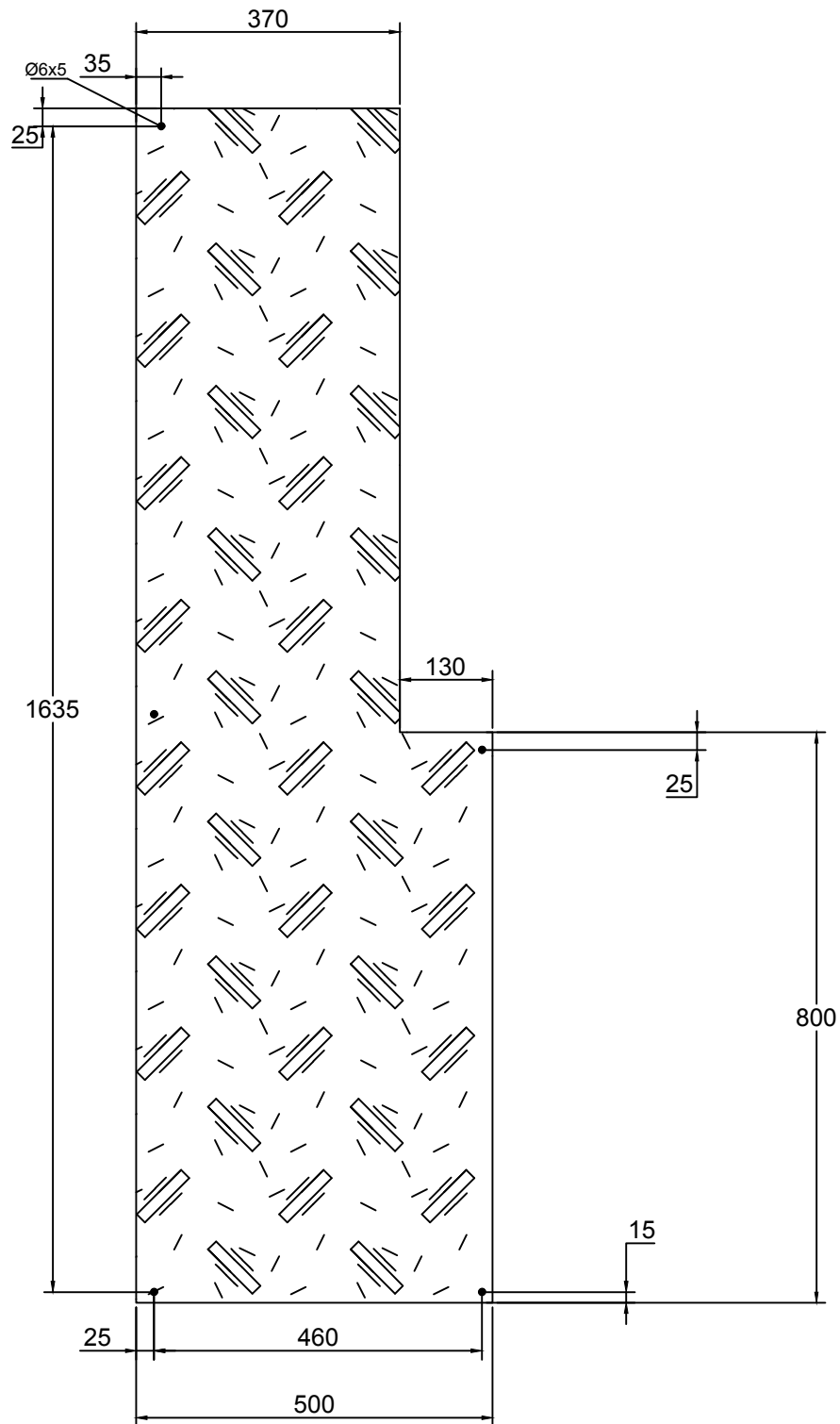
ESCALA:

1:10

Nº PLANO:

4

upna



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 DE UN BANCO DE POTENCIA  
PARA MOTOCICLETAS**

REALIZADO:

**ALBERO PICON, IGOR**

FIRMA:

PLANO:

**CHAPA ACERO LAGRIMADO 1**

FECHA:

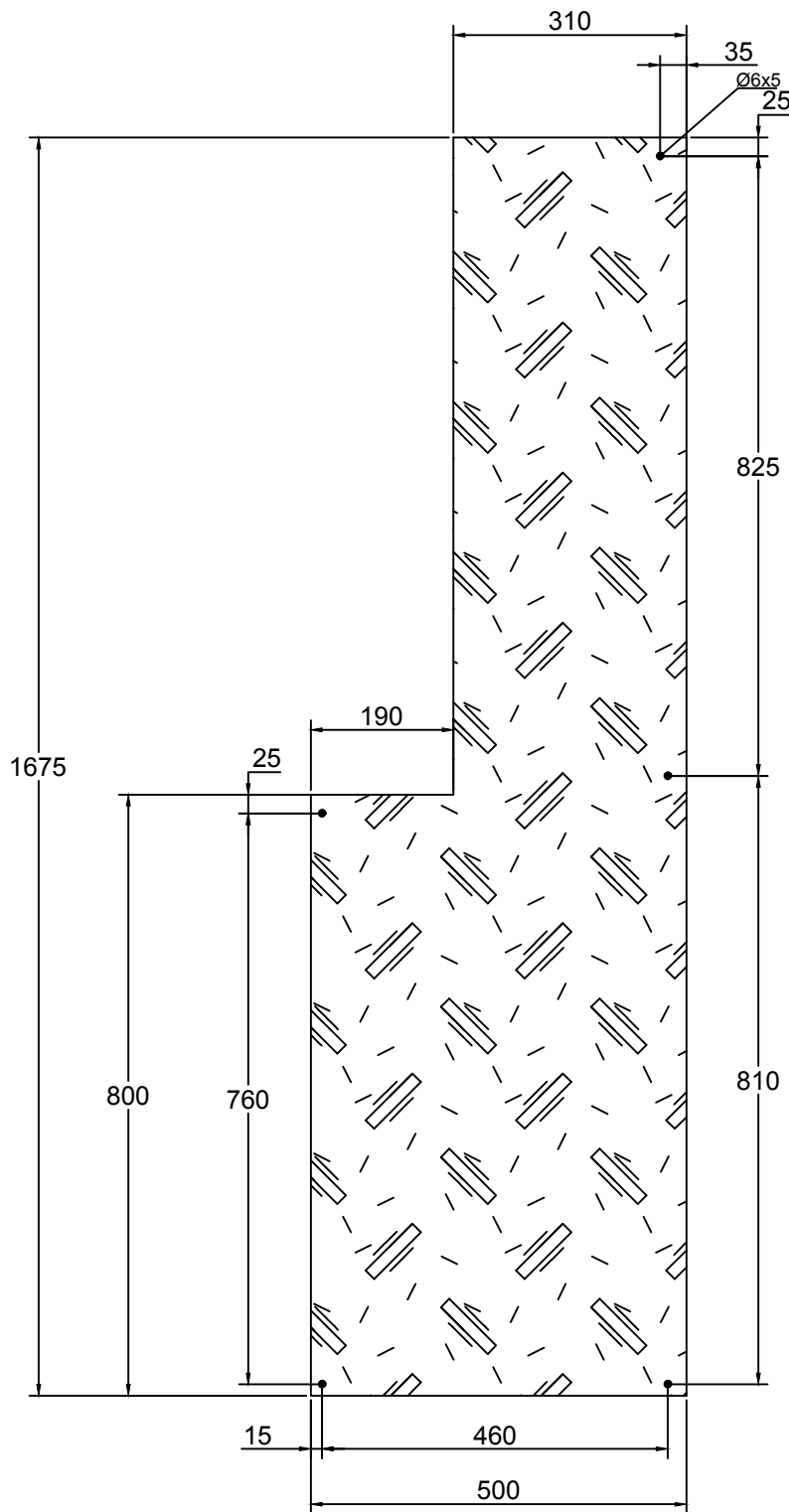
18/4/2013

ESCALA:

1:10

Nº PLANO:

5



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 DE UN BANCO DE POTENCIA  
PARA MOTOCICLETAS**

REALIZADO:

**ALBERO PICON, IGOR**

FIRMA:

PLANO:

**CHAPA ACERO LAGRIMADO 2**

FECHA:

18/4/2013

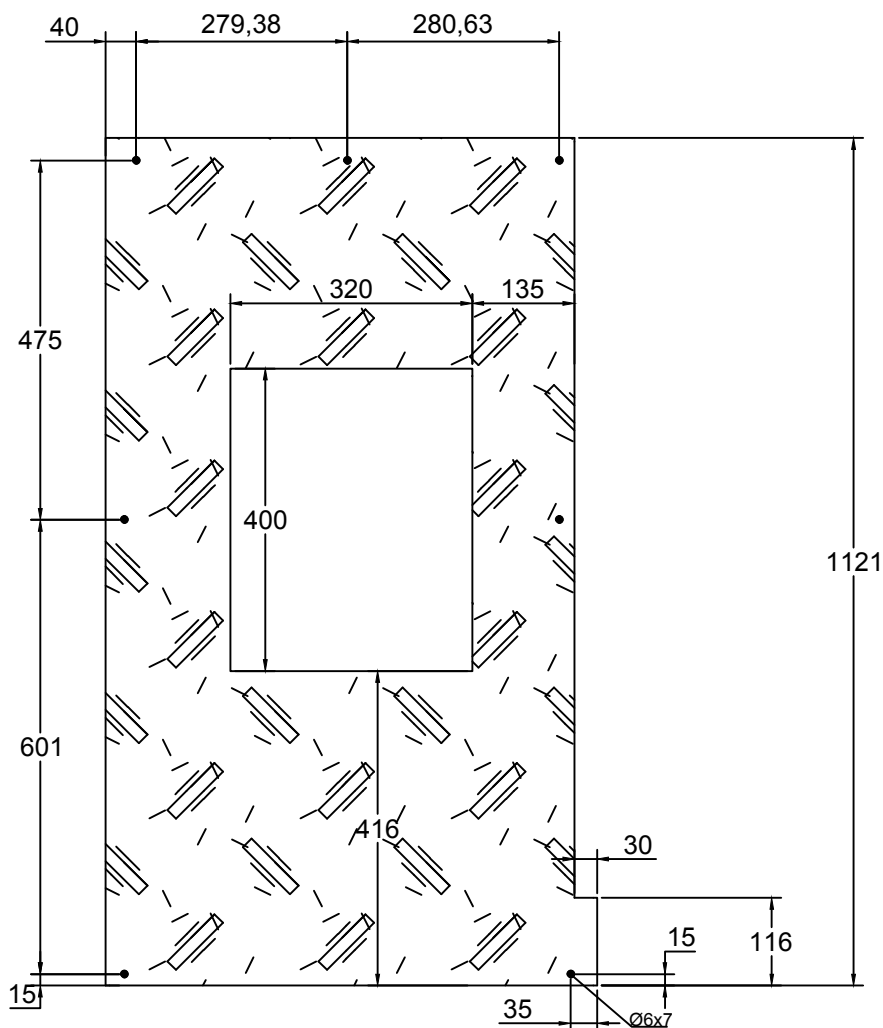
ESCALA:

1:10

Nº PLANO:

6

upna



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 DE UN BANCO DE POTENCIA  
PARA MOTOCICLETAS**

REALIZADO:

**ALBERO PICON, IGOR**

FIRMA:

PLANO:

**CHAPA ACERO LAGRIMADO 3**

FECHA:

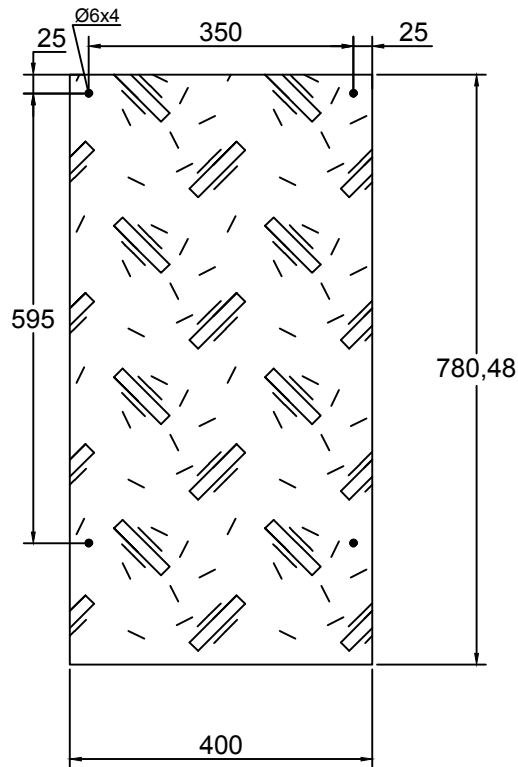
18/4/2013

ESCALA:

1:10

Nº PLANO:

7



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 DE UN BANCO DE POTENCIA  
PARA MOTOCICLETAS**

REALIZADO:

**ALBERO PICON, IGOR**

FIRMA:

PLANO:

**CHAPA ACERO LAGRIMADO 4**

FECHA:

18/4/2013

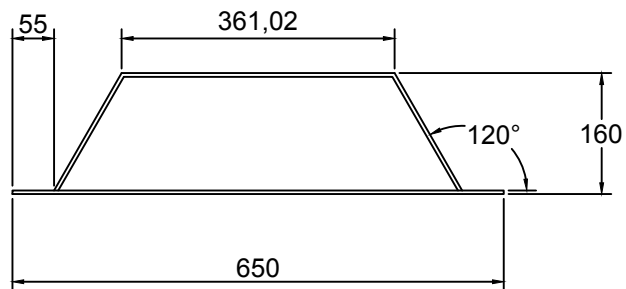
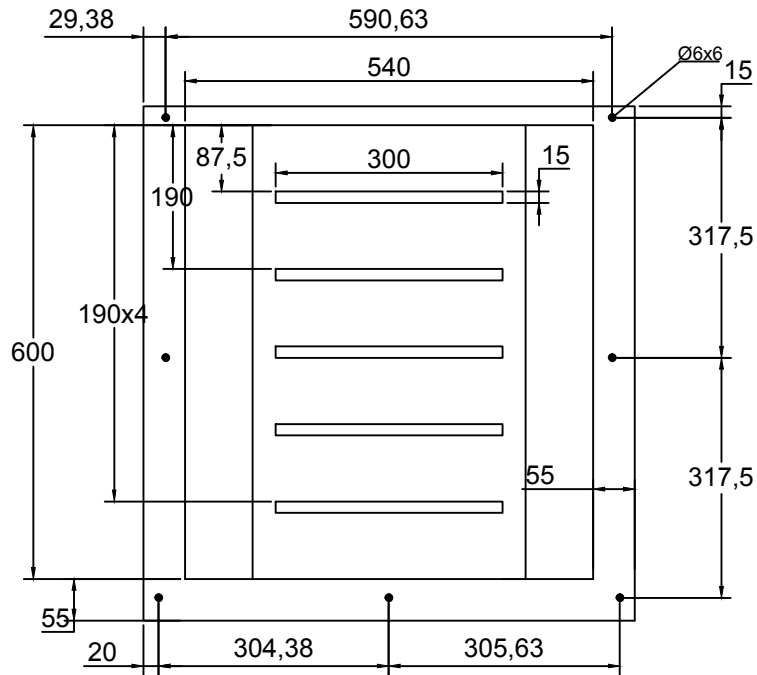
ESCALA:

1:10

Nº PLANO:

8





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 DE UN BANCO DE POTENCIA  
PARA MOTOCICLETAS**

REALIZADO:

**ALBERO PICON, IGOR**

FIRMA:

PLANO:

**CUBIERTA FRENO CORRIENTES PARÁSITAS**

FECHA:

18/4/2013

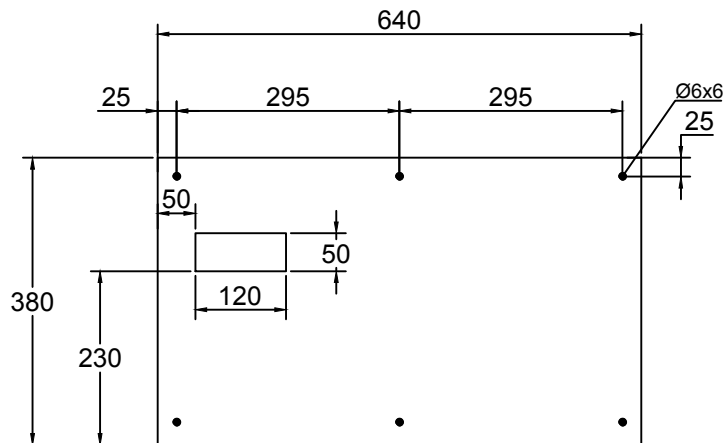
ESCALA:

1:10

Nº PLANO:

9

upna



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 DE UN BANCO DE POTENCIA  
PARA MOTOCICLETAS**

REALIZADO:

**ALBERO PICON, IGOR**

FIRMA:

PLANO:

**CHAPA ACERO NEGRO LATERAL 1**

FECHA:

18/4/2013

ESCALA:

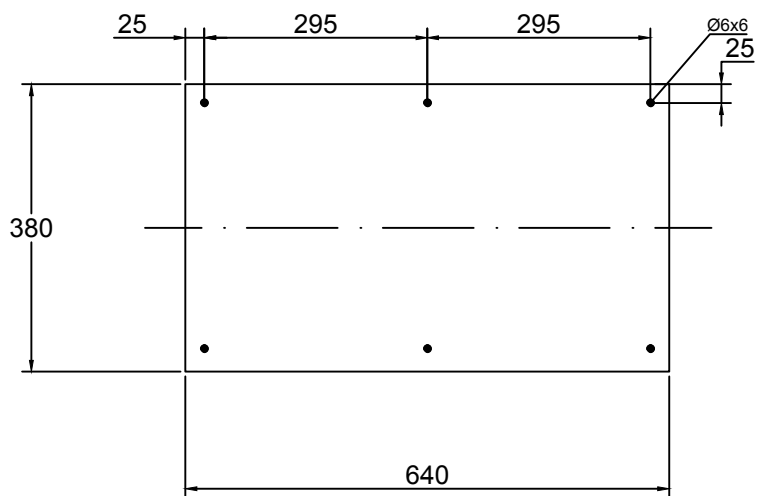
1:10

Nº PLANO:

10

**upna**

Todos los derechos reservados  
Eskubide guztiak erresalbatu dira



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 DE UN BANCO DE POTENCIA  
PARA MOTOCICLETAS**

REALIZADO:

**ALBERO PICON, IGOR**

FIRMA:

PLANO:

**CHAPA ACERO NEGRO LATERAL 2**

FECHA:

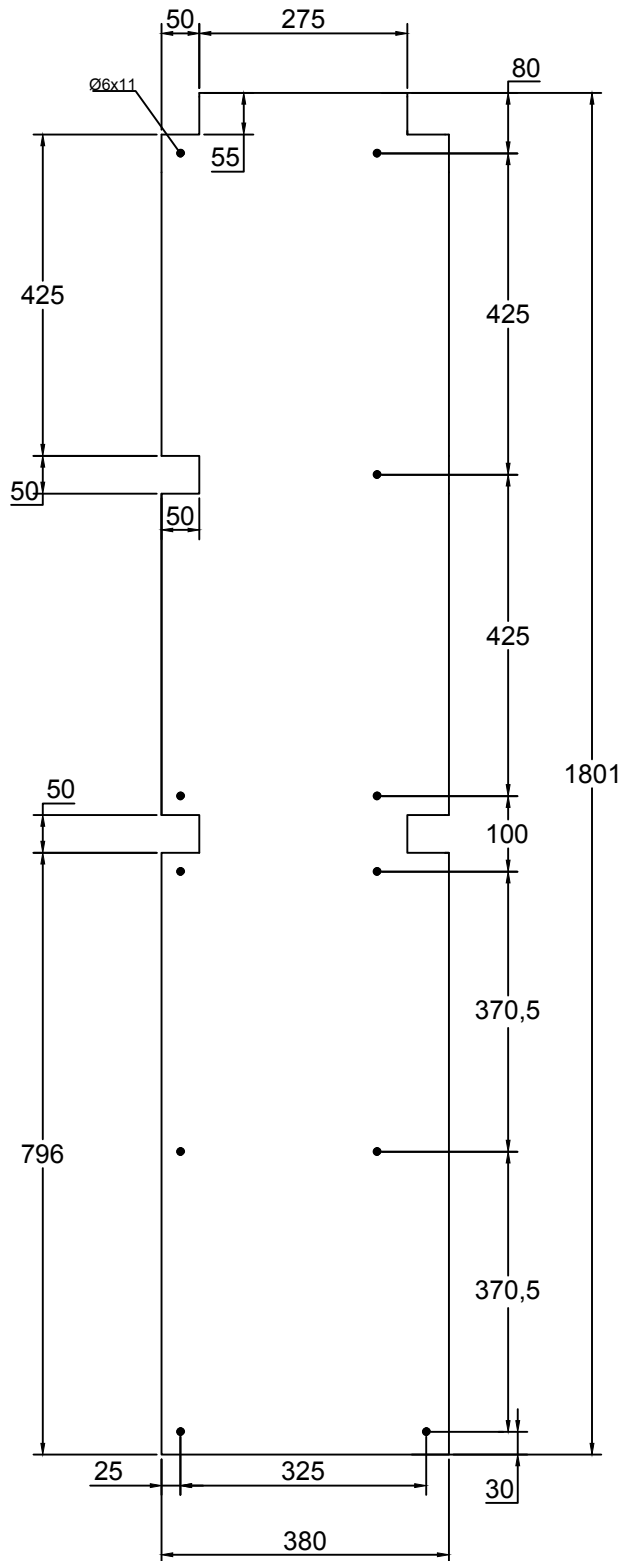
18/4/2013

ESCALA:

1:10

Nº PLANO:

11



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 DE UN BANCO DE POTENCIA  
PARA MOTOCICLETAS**

REALIZADO:

**ALBERO PICON, IGOR**

FIRMA:

PLANO:

**CHAPA ACERO NEGRO FRONTAL**

FECHA:

18/4/2013

ESCALA:

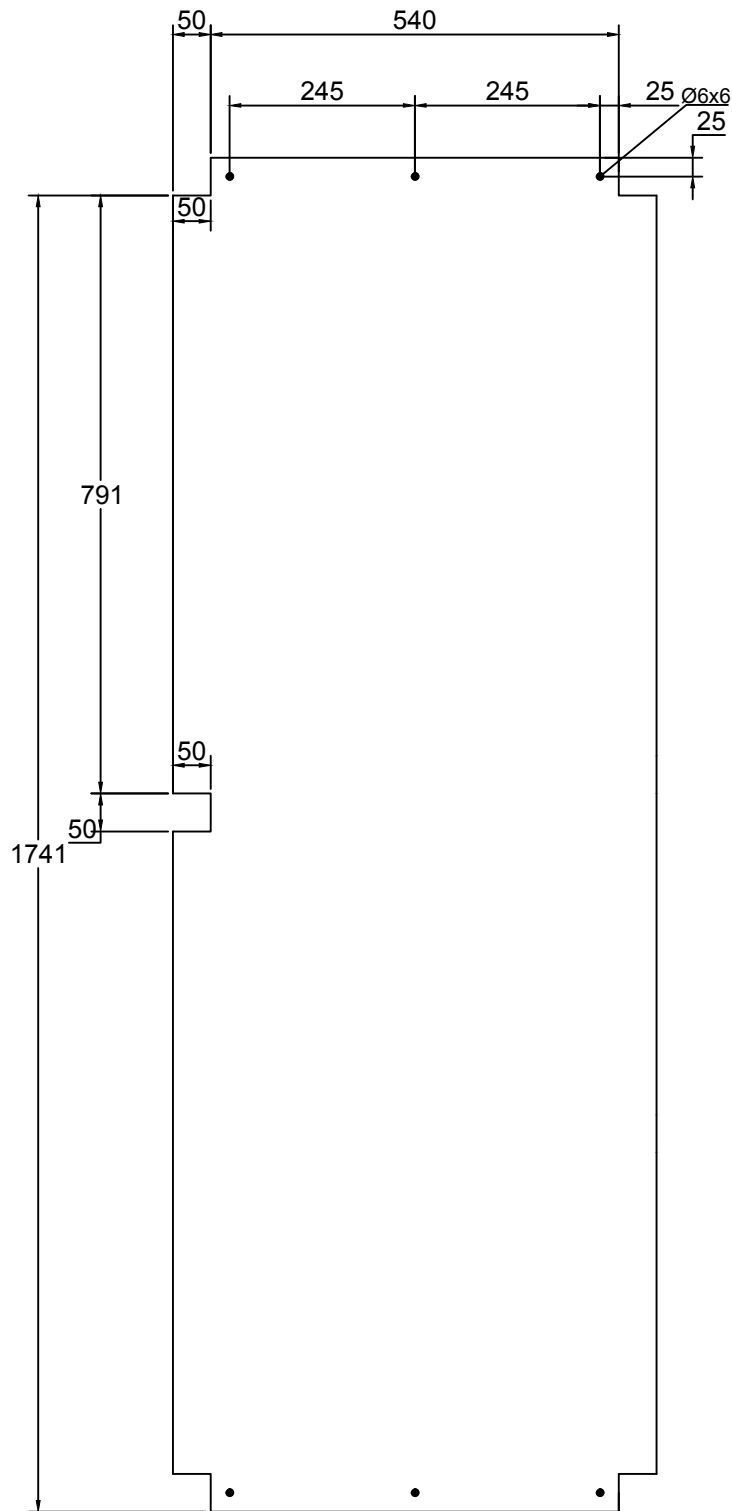
1:10

Nº PLANO:

12

**upna**

Todos los derechos reservados  
Eskubide guztiak erresalbatu dira



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 DE UN BANCO DE POTENCIA  
PARA MOTOCICLETAS**

REALIZADO:

**ALBERO PICON, IGOR**

FIRMA:

PLANO:

**CHAPA ACERO NEGRO INFERIOR**

FECHA:

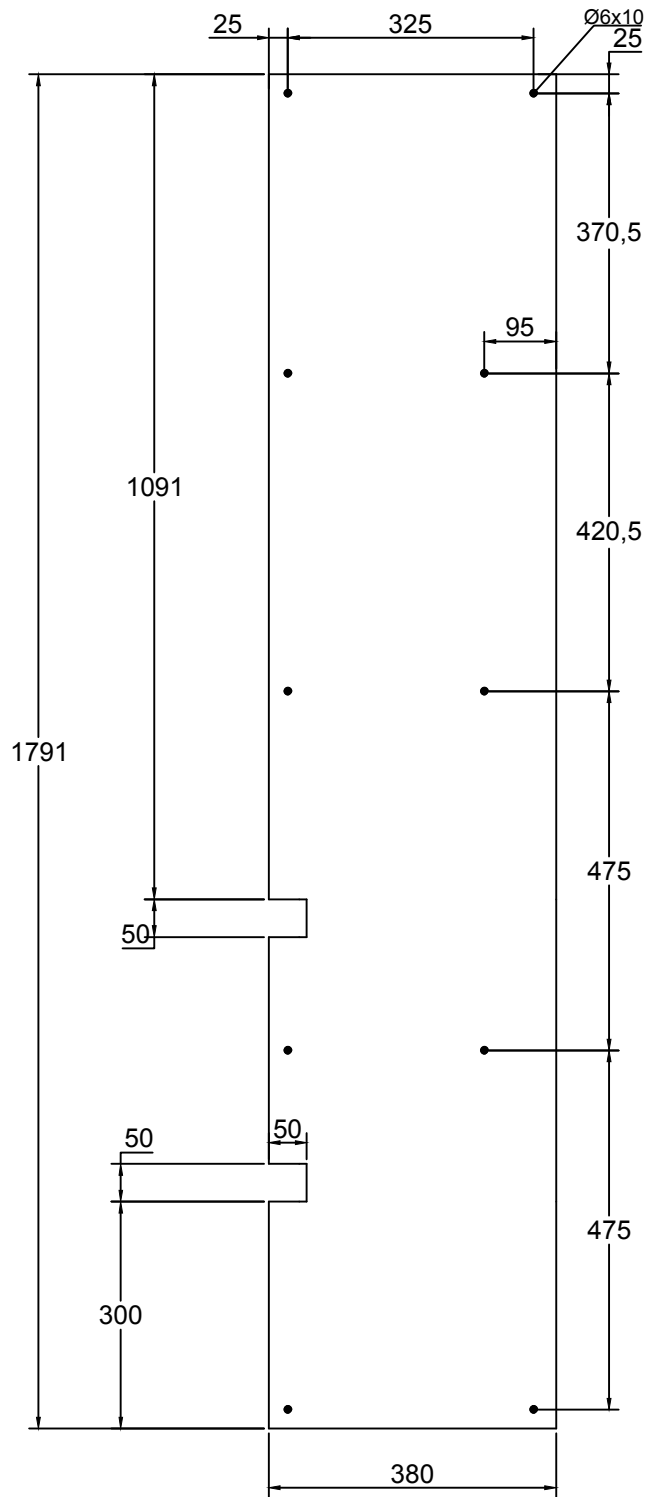
18/4/2013

ESCALA:

1:10

Nº PLANO:

13



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 DE UN BANCO DE POTENCIA  
PARA MOTOCICLETAS**

REALIZADO:

**ALBERO PICON, IGOR**

FIRMA:

PLANO:

**CHAPA ACERO NEGRO POSTERIOR**

FECHA:

18/4/2013

ESCALA:

1:10

Nº PLANO:

14

**upna**  
Universidad  
Pública de Navarra  
Nafarroako  
Unibertsitate Publikoa

Pamplona, Abril de 2013

Firma del autor:



# ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación :

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISEÑO DE UN BANCO DE POTENCIA PARA  
MOTOCICLETAS

PLIEGO DE CONDICIONES

Igor Albero Picon

César Díaz de Cerio García

Pamplona, Abril 2013



## ÍNDICE

ÍNDICE .....	I
4.1 Descripción del proyecto .....	1
4.2 Condiciones técnicas del banco .....	2
4.3 Normativa aplicable al banco de potencia .....	3

## 4.1 Descripción del proyecto

El proyecto trata sobre el diseño de un banco de potencia para motocicletas. Un banco de potencia es un elemento capaz de medir aspectos de un vehículo como son la potencia del motor y el par de este. Son elementos utilizados para realizar ensayos y comprobaciones de vehículos. Pueden ser de tipo inercial o con un elemento frenante, en este caso, el banco diseñado es del tipo frenante y posee un freno de corrientes parásitas.

En este proyecto se han diseñado los elementos principales que componen los bancos de potencia: el rodillo que se encarga de transmitir el par de la rueda, el freno dinamométrico que va unido al rodillo y la estructura donde se alojan dichos elementos.

El rodillo poseerá un diámetro de 300 mm y estará formado por hacer S275. La estructura se formará mediante perfiles cuadrados de 50x50 mm y espesor 2 mm de acero S275 soldados, principalmente.

## 4.2 Condiciones técnicas del banco

A continuación se enumeran las especificaciones técnicas que posee el banco de potencia diseñado y que habrán de cumplirse durante su utilización.

- Máxima potencia medible: 200cv
- Máxima velocidad de rotación para el rodillo durante el ensayo: 5500 rpm
- Peso máximo de la motocicleta a ensayar: 400 kg
- Solo podrá haber un operario encima del banco o en la moto durante el ensayo
- Máximo peso del operario: 100 kg
- Máximo par de frenada para el ensayo: 435 Nm
- Máximo tiempo a revoluciones constantes: 30-60 segundos
- Tiempo aconsejable para un ensayo inercial: ~30 segundos
- Distancia mínima entre los ejes del vehículo ensayado: 1500 mm
- Distancia máxima entre los ejes del vehículo ensayado: 1900 mm
- Anchura máxima para el neumático trasero: 300 mm

### **4.3 Normativa aplicable al banco de potencia**

En este apartado se detallan las normativas que afectarían al banco de potencia diseñado.

- Directiva 2004/108/CE de Compatibilidad Electromagnética
- Directiva 2006/42/CE en materia de seguridad y salud relativa al diseño y fabricación de equipos

Pamplona, Abril de 2013

Firma del autor:



# ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación :

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISEÑO DE UN BANCO DE POTENCIA PARA  
MOTOCICLETAS

PRESUPUESTO

Igor Albero Picon

César Díaz de Cerio García

Pamplona, Abril 2013

## ÍNDICE

ÍNDICE .....	I
5.1 Mediciones.....	1
5.2 Presupuesto .....	4
5.2.1 Capítulo I: Freno dinamométrico.....	4
5.2.2 Capítulo II: Rodamientos.....	4
5.2.3 Capítulo III: Perfiles de acero.....	4
5.2.4 Capítulo IV: Chapas de acero .....	5
5.2.5 Capítulo V: Acoplamiento .....	5
5.2.6 Capítulo VI: Sensores .....	5
5.2.7 Capítulo VII: Tornillería.....	6
5.2.8 Resumen del presupuesto.....	7

## 5.1 Mediciones

En este apartado se presentan las mediciones de los elementos estructurales del banco de potencia. Se han obtenido las medidas de los ejes, los perfiles de acero y las chapas de acero.

- Ejes de acero S275

Concepto	Diámetro(mm)	Área (m <sup>2</sup> )	Longitud (m)	Peso (kg)
Eje del freno de corrientes parásitas	40	0,00125	0,784	7,693
Eje del rodillo	105	0,0086	0,320	21,60

- Perfiles de acero S275

Dentro de este apartado se encuentran los perfiles utilizados para la estructura del banco. Sus referencias están tomadas de los planos correspondientes.

-Barras de 50x50 mm

Concepto	Cantidad	Longitud (m)	Metros lineales
Barra de acero S275 1	1	1,791	1,791
Barra de acero S275 3	2	0,12	0,24
Barra de acero S275 5	1	0,64	0,64
Barra de acero S275 6	1	1,791	1,791
Barra de acero S275 8	2	1,65	3,3
Barra de acero S275 9	1	1	1
Barra de acero S275 10	2	0,425	0,85
Barra de acero S275 11	1	1,6	1,6
Barra de acero S275 12	1	0,64	0,64
Barra de acero S275 13	3	0,365	1,095
Barra de acero S275 14	2	1,6	3,2
Barra de acero S275 15	1	0,365	0,365
Barra de acero S275 16	3	0,365	1,095
Barra de acero S275 17	2	0,54	1,08
Barra de acero S275 18	2	0,135	0,27
Barra de acero S275 19	1	1,691	1,691
Barra de acero S275 22	1	0,9	0,9
		Total	21,548 ML



-Barras de 75x75 mm

Concepto	Cantidad	Longitud (m)	Metros lineales
Barras de acero S275 4	4	0,52	2,08
		Total	2,08 ML

-Barras 50x40 mm

Concepto	Cantidad	Longitud (m)	Metros lineales
Barras de acero S275 2	2	0,65	1,3
		Total	1,3 ML

- Chapas de acero

Se detallan de las medidas de las chapas de acero S275 necesarias para el proyecto. Sus referencias están tomadas de los planos correspondientes.

-Chapa de acero lagrimado

Concepto	Cantidad	Área (m <sup>2</sup> )	Área total (m <sup>2</sup> )
Chapa acero lagrimado 1	1	0,8375	0,8375
Chapa acero lagrimado 2	1	0,8375	0,8375
Chapa acero lagrimado 3	1	0,72865	0,72865
Chapa acero lagrimado 4	1	0,321	0,321
		Total	2,724 m <sup>2</sup>

-Chapa de acero negro

Concepto	Cantidad	Área(m <sup>2</sup> )	Área total(m <sup>2</sup> )
Chapa acero negro lateral 1	1	0,243	0,243
Chapa acero negro lateral 2	1	0,243	0,243
Chapa acero negro frontal	1	0,684	0,684
Chapa acero negro inferior	1	1,114	1,114
Chapa acero negro posterior	1	0,672	0,672
Chapa cubierta freno de corrientes parásitas	1	0,563	0,563
		Total	3,519 m <sup>2</sup>

-Chapa de acero de espesor 20 mm

Concepto	Cantidad	Área(m <sup>2</sup> )	Peso (kg)
Chapa de acero pinza rueda	1	0,6714	105,4
		Total	105,4 kg

-Chapa de acero de espesor 15 mm

Concepto	Cantidad	Área(m <sup>2</sup> )	Peso (kg)
Cilindro del rodillo	1	0,697	82,07
Tapas rodillo	2	0,229	26,96
		Total	109,03 kg

-Chapa de acero de espesor 10 mm

Concepto	Cantidad	Área(m <sup>2</sup> )	Peso (kg)
Pieza alojamiento tornillos de fricción	2	0,027	4,239
Pieza asientos de los rodamientos	4	0,018	5,652
Soporte sensor de revoluciones	1	0,048	0,048
		Total	9,939 kg

-Chapa de acero de espesor 5 mm

Concepto	Cantidad	Área(m <sup>2</sup> )	Peso (kg)
Pieza base de la pinza de la rueda	1	0,28	10,99
Soporte célula de carga	1	0,0237	0,93
		Total	11,92 kg

- Chapa de acero de espesor 3 mm

Concepto	Cantidad	Área(m <sup>2</sup> )	Peso (kg)
Perfiles guía de la pinza rueda	2	0,0977	2,3
		Total	2,3 kg

## 5.2 Presupuesto

El presupuesto se ha dividido en siete capítulos agrupando los diferentes elementos que componen el freno de corrientes parásitas. Los precios están mostrados en euros y no se considerará el coste de la mano de obra.

### 5.2.1 Capítulo I: Freno dinamométrico

Concepto	Cantidad	Precio Unitario	Total
Freno de corrientes parásitas	1	1891	1891
Controlador para freno de corrientes parásitas	1	2995	2995
Total			4886 €

### 5.2.2 Capítulo II: Rodamientos

Concepto	Cantidad	Precio Unitario	Total
Rodamientos rígidos de bolas FAG 6210	2	45,25	90,5
Rodamientos rígidos de bolas FAG 6208	2	31,3	62,5
Soporte FAG SNV090	2	129	258
Soporte FAG SNV080	2	109	218
Anillo de fijación FRM90/10,5	2	22,17	44,34
Anillo de fijación FRM80/10,5	2	18,35	36,7
Obturación de doble labio DH210	1	12,78	12,78
Obturación de doble labio DH208	1	12,59	12,59
Tapa DKV090	1	13,55	13,55
Tapa DKV080	1	12,65	12,65
Grasa Arcanol MULTITOP de FAG	400 g	45,67	46,57
Total			808,18 €

### 5.2.3 Capítulo III: Perfiles de acero

Concepto	Cantidad	Precio Unitario	Total
Barras de acero S275 de sección 50x50 y e=2 mm	21,548 ML	3,24 /ML	69,81
Barras de acero S275 de sección 75x75 y e=2 mm	2,08 ML	6,995/ML	15,55
Barras de acero S275 de sección 50x40 y e=2 mm	1,3 ML	3,87/ML	5,03
Total			90,39 €

### 5.2.4 Capítulo IV: Chapas de acero

Concepto	Cantidad	Precio Unitario	Total
Chapa de acero de espesor 20 mm	105,4 kg	1,03 /kg	108,56
Chapa de acero de espesor 15 mm	109,03 kg	1,03 /kg	112,3
Chapa de acero de espesor 10 mm	9,939 kg	1,03 /kg	10,24
Chapa de acero de espesor 5 mm	11,92 kg	1,03 /kg	12,27
Chapa de acero de espesor 3 mm	2,3 m <sup>2</sup>	57,24/ m <sup>2</sup>	131,65
Chapa de acero lagrimado de espesor 5 mm	2,724 m <sup>2</sup>	0,51/ m <sup>2</sup>	1,16
Chapa de acero negro de espesor 5 mm	3,519 m <sup>2</sup>	37,6/ m <sup>2</sup>	132,31
		Total	508,49 €

### 5.2.5 Capítulo V: Acoplamiento

Concepto	Cantidad	Precio Unitario	Total
Acoplamiento con limitador de par	1	115	115
Estrella 95/98 shore A	1	17,6	17,6
		Total	132,6 €

### 5.2.6 Capítulo VI: Sensores

Concepto	Cantidad	Precio Unitario	Total
Sensor de efecto hall	1	30,8	30,8
Rueda dentada	1	75,65	75,65
		Total	106,45 €

### 5.2.7 Capítulo VII: Tornillería

Concepto	Cantidad	Precio Unitario	Total
Tornillo cabeza hexagonal M10x1,5	16	0,18	2,88
Tornillo cabeza avellanada M5x0,8	66	0,19	12,54
Tornillo cabeza hexagonal M24x3	2	3,4	6,8
Tornillo cabeza hexagonal M12x1,75	1	0,41	0,41
Tornillo cabeza hexagonal M7x1	2	0,15	0,3
Tornillo cabeza hexagonal M14x2	2	0,7	1,4
Tuerca hexagonal M10	4	0,04	0,16
Tuerca hexagonal M24	2	0,55	1,1
Tuerca hexagonal M12	1	0,07	0,07
Tuerca hexagonal M7	1	0,07	0,07
Pasador cilíndrico A 4x34	2	0,07	0,14
		<b>Total</b>	<b>25,87 €</b>

---

### 5.2.8 Resumen del presupuesto

Capítulo I.....	4886 €
Capítulo II.....	808,18 €
Capítulo III.....	90,39 €
Capítulo IV.....	508,49 €
Capítulo V.....	132,6 €
Capítulo VI.....	106,45 €
Capítulo VII.....	25,87 €
	<hr/>
Total Capítulos.....	6557,98 €
	<hr/>
21% I.V.A.....	1377,18 €

El total del presupuesto asciende a la cantidad de siete mil novecientos treinta cinco con dieciséis €.

Pamplona, Abril de 2013

Firma del autor: