

**UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA**  
Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales



**TRABAJO DE FIN DE MÁSTER**

---

**DISEÑO DE UNA LLANTA DINAMOMÉTRICA PARA  
VEHÍCULOS LIGEROS**

---

*Autor:* D. Jesús Blasco Llopis

*Director:* Dr. Francisco José Valero Chuliá

## DISEÑO DE UNA LLANTA DINAMOMÉTRICA PARA VEHÍCULOS LIGEROS.



# DISEÑO DE UNA LLANTA DINAMOMÉTRICA PARA VEHÍCULOS LIGEROS.

## **Agradecimientos**

En primer lugar y de manera especial me gustaría dar las gracias al director de este trabajo de fin de máster, Francisco Valero, por su paciencia, dedicación y conocimientos transmitidos, sin los cuales no hubiese sido posible la realización de este trabajo.

También quiero dar mi agradecimiento a todos los profesores del Máster de Ingeniería Mecánica y Materiales por contribuido al desarrollo de mi formación.

Además, y muy especialmente, quiero agradecer a todos los compañeros del Máster y del Departamento, su ayuda y apoyo en todo momento.

Por último, pero no por ello menos importante, quisiera agradecer a mi familia, mis amigos y mi pareja todo el apoyo que siempre me han prestado.

Gracias a todos.



## Índice de contenido

<b>1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA DE MEDIDA. ....</b>	<b>19</b>
1.1. INTRODUCCIÓN. ....	19
1.2. TÉCNICA DE MEDIDA. ....	20
<b>2. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LA LLANTA ..... 23</b>	<b>23</b>
2.1. INTRODUCCIÓN. ....	23
2.2. HIPÓTESIS INICIALES. ....	24
2.3. PROCESO. ....	24
2.4. MODELO OBTENIDO. ....	25
<b>3. CONVERSIÓN DE LA MEDIDA. .... 35</b>	<b>35</b>
3.1. EQUIPO DE TRABAJO. ....	35
3.1.1. <i>Sistema de posicionado y aplicación de carga.</i> ....	36
3.1.2. <i>Sensor de fuerza.</i> ....	39
3.1.3. <i>Equipo de telemetría.</i> ....	42
3.2. PROCEDIMIENTO CONVERSIÓN DE LA MEDIDA. ....	42
<b>4. ANÁLISIS DE RESULTADOS..... 45</b>	<b>45</b>
<b>5. INSTRUMENTACIÓN DE 4 CANALES..... 51</b>	<b>51</b>
5.1. METODOLOGÍA.....	51
5.2. OBTENCIÓN DE LA MATRIZ DE SENSIBILIDADES PARA EL SISTEMA DE CUATRO CANALES. ....	52
5.3. RESULTADOS.....	53
<b>6. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS..... 57</b>	<b>57</b>
<b>7. BIBLIOGRAFÍA..... 59</b>	<b>59</b>



## Índice de figuras

Fig. 1 Sistema de coordenadas. ....	20
Fig. 2 Rueda completa. ....	23
Fig. 3 Deformaciones en dirección radial mediante MEF. ....	25
Fig. 4 Vista de la geometría analizada del modelo de llanta 4. ....	26
Fig. 5 Posiciones de las galgas que componen el puente 1. ....	26
Fig. 6 Evolución de las deformaciones en 4 puntos correspondientes a las galgas 1, 2 3 y 4, que componen el puente 1 para una carga $F_z$ de 200N. ....	27
Fig. 7 Representación de las deformaciones asociadas a los diferentes tipos de carga del puente 1. ....	28
Fig. 8 Posiciones de las galgas que componen el puente 2. ....	28
Fig. 9 Representación de las deformaciones asociadas a los diferentes tipos de carga del puente 2. ....	29
Fig. 10 Representación de las deformaciones asociadas a los diferentes tipos de carga del puente 3. ....	29
Fig. 11 Posiciones de las galgas que componen el puente 3. ....	30
Fig. 12 Posiciones de las galgas que componen el puente 4. Las galgas 13 y 15 están situadas en la cara anterior y las galgas 14 y 16 en la cara posterior del elemento. ....	30
Fig. 13 Representación de las deformaciones asociadas a los diferentes tipos de carga del puente 4. ....	31
Fig. 14 Posiciones de las galgas que componen el puente 5. ....	31
Fig. 15 Representación de las deformaciones asociadas a los diferentes tipos de carga del puente 5. ....	32
Fig. 16 Posiciones de las galgas que componen el puente 6. Las galgas 22 y 24 están situadas en la cara anterior y las galgas 21 y 23 en la cara posterior del elemento. ....	32
Fig. 17 Representación de las deformaciones asociadas a los diferentes tipos de carga del puente 6. ....	33
Fig. 18 Vista general de la instalación utilizada para la calibración con rueda instrumentada montada. ....	36

Fig. 19 Detalle del carro guiado que permite el posicionamiento vertical de la rueda. ....	37
Fig. 20 Plato de enclavamiento angular. ....	38
Fig. 21 Célula de carga utilizada para la obtención de $F \propto l$ .....	39
Fig. 22 Adaptadores y su posición en la célula de carga. ....	40
Fig. 23 Centro de célula y ejes. ....	41
Fig. 24 Equipo de telemetría CT8-Wheel instalado en la llanta. ....	42
Fig. 25 Aplicación de una fuerza en la dirección X y aplicando $M_y$ .....	43
Fig. 26 Coeficientes $SF_{11}(240^\circ)$ , $SF_{12}(240^\circ)$ y $SF_{13}(240^\circ)$ obtenidos según el número de condición de la matriz de fuerzas con que ha sido calculado para la posición 25. ....	44
Fig. 27 Coeficientes $SF_{24}(160^\circ)$ , $SF_{25}(160^\circ)$ y $SF_{26}(160^\circ)$ obtenidos según el número de condición de la matriz de fuerzas con que ha sido calculado para la posición 17 .....	44
Fig. 28 Cargas aplicadas frente a cargas calculadas en la posición $100^\circ$ . ....	45
Fig. 29 Distribución normal del error absoluto de las medidas de la fuerza resultante para la configuración de seis canales y la posición $100^\circ$ . ....	46
Fig. 30 Distribución normal del error absoluto de las medidas del momento resultante para la configuración de seis canales y la posición $100^\circ$ . ....	46
Fig. 31 Distribución normal del error absoluto de las medidas de fuerzas para la posición angular $100^\circ$ . ....	47
Fig. 32 Distribución normal del error absoluto de las medidas de momentos fuerzas para la posición angular $100^\circ$ . ....	47
Fig. 33 Distribución normal del error relativo de la fuerza resultante. ....	48
Fig. 34 Distribución normal del error relativo del momento resultante. ....	48
Fig. 35 Distribución normal del error absoluto de las medidas de fuerzas a lo largo de una vuelta completa. ....	49
Fig. 36 Distribución normal del error absoluto de las medidas de momentos a lo largo de una vuelta completa. ....	49

Fig. 37 Distribución normal del error absoluto de las medidas de fuerza resultante para la configuración de canales 1-2-5-6.....	54
Fig. 38 Distribución normal del error absoluto de las medidas del momento resultante para la configuración de canales 1-2-5-6.....	54
Fig. 39 Representación de los esfuerzos aplicados sobre los esfuerzos calculados por la llanta en los canales 1-2-5-6. ....	55
Fig. 40 Distribución normal del error absoluto de las medidas de fuerzas con los canales 1-2-5-6.....	55
Fig. 41 Distribución normal del error absoluto de las medidas momentos con los canales 1-2-5-6.....	56



## ABSTRACT

Dynamic simulation and advanced control are two areas that are becoming important in the field of design and industrial production.

Dynamic simulation is a design tool now consolidated and commonly used in industries such as automobile and the related ones because it replaces the expensive tests with prototypes. Well, the results can provide simulation tools such as advanced control techniques critically depend on the quality of the data from which the mechanical model systems are generated. Direct measurement of these data or physical parameters (mass, location of centers of gravity, inertia tensors, friction parameters, etc) is problematic in systems that are being designed. We also have to consider that these parameters may change significantly over the life of the mechanical system.

The alternative measurement is the identification of these parameters from experimental data acquired during the operation of mechanical systems. The actual proposal of this work is to design a wheel rim for light vehicle able to determinate the forces and moments that are transmitted to the axis of the vehicle wheel during use. The necessary instrumentation is designed using extensometry techniques, and the design process focuses on the study of the wheel rim deformations associated with the different forces acting on it. The study of strain performed on models analyzed by finite element techniques considering the different types of forces acting on the rim. Modeling the deformations behavior of the wheel rim, and doing a proper instrumentation based on the FEM analysis the results will be develop the procedure for the instrumentation of the rim to obtain the desired measurements.

**Keywords:** extensometry, tire, parameters identification, forces measurement, strain gauges



## RESUM

La simulació dinàmica i el control avançat són dos àrees que estan obtenint importància en al camp del disseny i la producció industrial.

La simulació dinàmica és una eina ja consolidada i comunament utilitzada en indústries com la de l'automòbil i les relacionades amb ella pel fet de que pot reemplaçar les cares proves amb prototips. Així, els resultats que es poden obtindre de les eines de simulació així com les tècniques avançades de control depenen en gran manera de la qualitat de les dades amb què el model dinàmic és generat. La mesura directa dels paràmetres físics ( com ara la massa, localització dels centres de gravetat, tensors d'inèrcia, paràmetres de fricció, etc) resulta problemàtic en sistemes que estan sent dissenyats. També ha de considerar-se que aquests paràmetres poden canviar significativament als llarg de la vida del sistema mecànic.

L'alternativa a la mesura directa és la identificació d'aquets paràmetres de forma experimental a través de dades obtingudes directament durant l'operació dels sistemes mecànics. La proposta d'aquest treball és el disseny d'una llanda dinamomètrica capaç de determinar les forces i els moments que són transmesos a l'eix de la roda durant el funcionament del vehicle. La instrumentació necessària ha sigut dissenyada utilitzant tècniques d'extensometria i de l'estudi de les deformacions associades als diferents esforços que actuen en ella. L'estudi de les deformacions es va realitzar mitjançant la tècnica d'elements finits considerant els diferents tipus de forces que actuen sobre la llanda. Modelant el comportament de les deformacions de la llanda, i simulant una instrumentació apropiada basant-se en els resultats proveïts per l'anàlisi d'elements finits es desenvoluparà una procediment adequat per a determinar la instrumentació necessària per a obtindre les mesures desitjades.

**Paraules clau:** extensometria, roda, identificació de paràmetres, mesura de forces, galgues extensomètricas.



## RESUMEN

La simulación dinámica y el control avanzado son dos áreas que se están ganando importancia en el campo del diseño y producción industrial.

La simulación dinámica es una herramienta ya consolidada y comúnmente usada en industrias como la del automóvil y todas las relacionadas con esta debido a que puede reemplazar las caras pruebas con prototipos. Así, los resultados que se puede obtener de las herramientas de simulación como las técnicas avanzadas de control dependen en gran medida de la calidad de los datos con los que el modelo dinámico es generado. La medida directa de los parámetros físicos (tales como la masa, localización de los centros de gravedad, tensores de inercia, parámetros de fricción, etc) resulta problemático en sistemas que están siendo diseñados. También debe considerarse que estos parámetros pueden cambiar significativamente a lo largo de la vida del sistema mecánico.

La alternativa a la medida directa es la identificación de estos parámetros de forma experimental a través de datos obtenidos directamente durante la operación de los sistemas mecánicos. La propuesta de este trabajo es el diseño de una llanta dinamométrica capaz de determinar las fuerzas y los momentos que son transmitidos al eje de la rueda durante el funcionamiento del vehículo. La instrumentación necesaria ha sido diseñada usando técnicas de extensometría y el del estudio de las deformaciones asociadas a los diferentes esfuerzos que actúan en ella. El estudio de las deformaciones se realizó mediante la técnica de elementos finitos considerando los diferentes tipos de fuerzas que actúan sobre la llanta. Modelando el comportamiento de las deformaciones de la llanta, y simulando una instrumentación apropiada basándose en los resultados provistos por el análisis de elementos finitos se desarrollará un procedimiento adecuado para determinar la instrumentación necesaria para obtener las medidas deseadas.

**Palabras clave:** extensometría, rueda, identificación de parámetros, medida de fuerzas, galgas extensométricas.



# 1. Planteamiento del problema de medida.

## 1.1. Introducción.

El presente trabajo de fin de máster se enmarca dentro de un proyecto de identificación de parámetros en vehículos ligeros. Es decir, conocidas las fuerzas aplicadas sobre un vehículo que traza una trayectoria determinada, se espera obtener una estimación de los parámetros que rigen la dinámica del vehículo, tales como la masa, posición del centro de gravedad, la matriz de inercia de cada uno de los componentes del sistema, la fricción entre las uniones del sistema, así como la amortiguación y rigideces de los componentes del mismo.

Para la medida de fuerzas transmitidas por el terreno al vehículo ya existe instrumentación específica: Empresas como Kistler o RS Technologies ofrecen soluciones a un precio elevado. Esta tecnología funciona mediante la implementación de células de carga triaxiales que son montadas sobre una llanta especial, lo cual permite la medida de las tres fuerzas y tres momentos que actúan sobre la rueda del vehículo. Este tipo de llantas han sido ya utilizadas, por ejemplo, en [5] y [3] para obtener las fuerzas transmitidas por el terreno y, junto con otra instrumentación adicional, obtener métodos que determinan los ángulos de balanceo y cabeceo del coche. También ha sido utilizado este tipo de instrumentación sobre vehículos para verificar modelos de comportamiento de la fuerza lateral que actúa sobre los neumáticos [4].

Se han desarrollado sensores específicos para determinadas aplicaciones, tales como estudios de vida a fatiga basados en la adquisición de datos de la rodadura del vehículo sobre un terreno determinado y la utilización de sensores extensométricos estratégicamente colocados en puntos significativos para reflejar directamente las cargas experimentadas por los componentes a estudiar [1]. También, rodamientos especiales que han sido instrumentados para actuar como células de carga, se han utilizado para medir esfuerzos [2].

El proceso de diseño de una llanta dinamométrica está sujeto a las restricciones dadas por el equipo disponible para alcanzar los objetivos propuestos a un coste razonable. Las medidas realizadas se han obtenido directamente a través de las galgas extensométricas montadas en los canales de telemetría que se disponen. Dado que una llanta convencional posee una rigidez muy elevada se ha optado por el rediseño de la parte central de la llanta entre el aro y el cubo con el fin de proveer a la misma de una sensibilidad adecuada. Este trabajo permite la utilización de la instrumentación existente, realizando todos los trabajos y modificaciones de la llanta en las instalaciones del CITV a un bajo coste.

## 1.2. Técnica de medida.

El diseño viene condicionado por el equipo de telemetría disponible. Este equipo proporciona seis canales de medida extensométrica por rueda.

El trabajo se fundamenta en el diseño de un sistema extensométrico de seis canales para la medida de las sollicitaciones que producen la deformación de la llanta.

El trabajo se desarrolla con un sistema de referencia cartesiano en el cual el eje Y es coincidente con el eje de rotación de la rueda y los ejes X y Z en el plano medio de esta, como se muestra a continuación (Fig. 1):

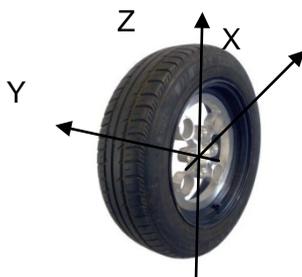


Fig. 1 Sistema de coordenadas.

Cada uno de los seis canales extensométricos es sensible a seis solicitaciones básicas (tres fuerzas  $F_1, F_2, F_3$  y tres momentos  $F_4, F_5, F_6$ ). Todas estas medidas son función de la posición de la rueda respecto del punto de contacto con el terreno  $\alpha$ , de modo que la salida obtenida del canal de telemetría  $i$  se da en voltios y es:

$$\Delta V_i = \sum_{j=1}^6 F_j \cdot SF_{ij}(\alpha), \quad (1)$$

siendo la sensibilidad del canal  $i$  a la fuerza  $j$   $SF_{ij}(\alpha)$  función de la posición  $\alpha$  en  $V/N$  para  $j=1, 2, 3$  y  $V/Nm$  para  $j=4, 5, 6$ . Desarrollando (1) y ordenando el resultado se obtiene:

$$\Delta V_i = F_1 \cdot SF_{i1}(\alpha) + F_2 \cdot SF_{i2}(\alpha) + F_3 \cdot SF_{i3}(\alpha) + F_4 \cdot SF_{i4}(\alpha) + F_5 \cdot SF_{i5}(\alpha) + F_6 \cdot SF_{i6}(\alpha). \quad (2)$$

Aplicando (2) a los seis canales de medida y escribiendo el resultado en forma matricial queda como sigue.

$$\{\Delta V\} = [SF]_{\alpha} \{F\} \quad (3)$$

$[SF]_{\alpha}$  es la matriz de sensibilidad de la llanta y su dimensión es de  $6 \times 6$ ,  $\{\Delta V\}$  es el vector de medida y  $\{F\}$  es el vector de fuerzas.

Mediante la expresión (3), para una posición dada, conocida la matriz de sensibilidades podrá obtenerse el vector de fuerzas a partir del de medida como:

$$[SF]_{\alpha}^{-1} \{\Delta V\} = \{F\} \quad (4)$$

El error de las fuerzas obtenidas en la expresión (4), será función del error de medida en  $\{\Delta V\}$  y del número de condición de  $[SF]_{\alpha}$ , por lo que resulta de suma importancia la obtención de la matriz de sensibilidades.

Que la matriz de sensibilidades tenga un buen condicionamiento numérico depende fundamentalmente de dos factores, un buen diseño del cuerpo de la llanta que provea una sensibilidad de similar magnitud para las diferentes medidas que se obtendrán de ella, y un

estudio de las señales obtenidas de los montajes extensométricos adecuados que introduzca un error reducido en la matriz.

## 2. Diseño y construcción de la llanta

### 2.1. Introducción

La finalidad de este punto es la determinación de una geometría adecuada para la medida de los esfuerzos pertinentes así como de los puntos de instrumentación y los montajes extensométricos.

Como paso previo al diseño del núcleo de la llanta, se realizaron análisis mediante MEF de llantas comerciales, comprobando que su elevada rigidez imposibilita la realización de medidas extensométricas directas sobre las mismas. Por ello se plantea la necesidad de utilizar unas llantas sensibles a la carga y con un coste reducido, por lo que se trabajará en el diseño de una geometría específica para la zona central de la llanta correspondiente a la unión entre el aro exterior que soporta el neumático y el cubo (Ver Fig 2).



Fig. 2 Rueda completa.

En el proceso de diseño se pretende determinar una geometría que permita realizar las medidas con elevada precisión y sensibilidad, por lo tanto la geometría estará ligada a la instrumentación utilizada. Así el diseño geométrico está orientado a la obtención de zonas de alta

deformación que permitan montajes extensométricos de puente completo.

## 2.2. Hipótesis iniciales.

Los análisis son realizados construyendo un modelo estático lineal de una geometría para la llanta en la que, como se ha dicho antes, solo está determinada el aro exterior y el cubo. En este modelo se introducen restricciones de movimiento en el cubo, y los siguientes esfuerzos en el aro de la llanta, cerca del área de contacto del neumático:

$$F_x = F_y = F_z = 200N \quad (5)$$

## 2.3. Proceso.

El proceso de diseño es iterativo y se desarrolla según la secuencia detallada a continuación.

- I. Establecimiento de geometría. Se detalla con precisión la geometría.
- II. Análisis MEF respecto a uno de los tipos de carga de interés. Considerando el giro de la rueda, se realizan los análisis haciendo girar la carga en intervalos de  $15^\circ$ . En la figura 3 se muestran las deformaciones para la posición en que la carga radial,  $F_z$ , está alineada con un radio.

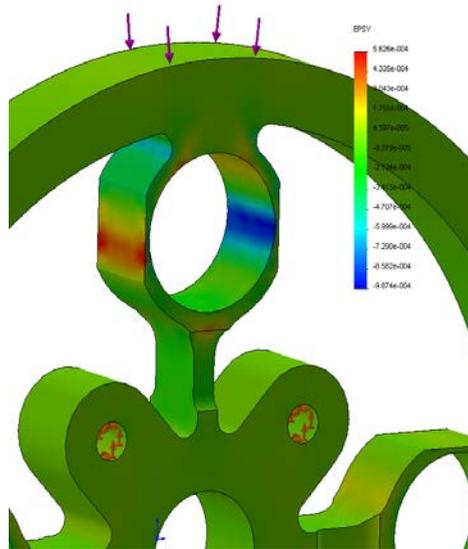


Fig. 3 Deformaciones en dirección radial mediante MEF.

- III. Determinación de los puntos de medida. Sobre los resultados de análisis realizado en el punto 2. se determinan las zonas más adecuadas para aplicar las galgas extensométricas de forma que se puedan componer puentes de Wheatstone necesarios. Se procede de forma iterativa volviendo al punto 1 hasta alcanzar una sensibilidad suficiente.
- IV. Cambio de tipo de carga. Se repite el proceso para todos los tipos de carga, quedando establecida la geometría cuando para todos los tipos de carga se supera el punto III.

## 2.4. Modelo obtenido.

Mediante el proceso de diseño que se ha explicado anteriormente se han analizado diferentes modelos de llanta con el fin de determinar cuál de las soluciones posibles es la más adecuada, obteniendo como resultado el modelo representado en la Fig. 4.

Este modelo cuenta con cuatro radios en los que se ha modelado un fuerte concentrador de tensiones con el fin de obtener una sensibilidad para la carga radial similar a la que se produce para el resto de cargas.

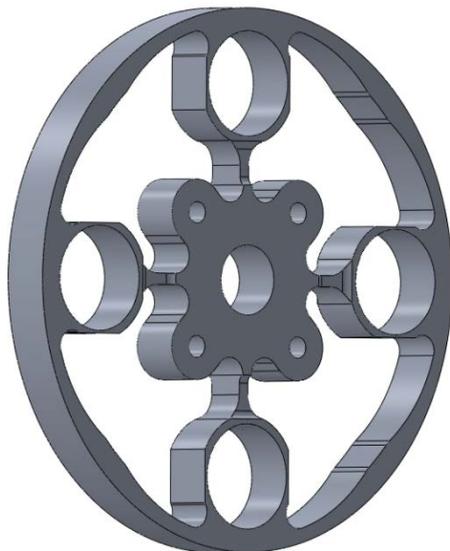


Fig. 4 Vista de la geometría analizada del modelo de llanta 4.

Tras realizar los análisis mediante el MEF para la carga  $F_z$ , tal y como se ha explicado anteriormente en el punto III del proceso de diseño se determinaron las posiciones para las galgas que pudieran componer un puente de Wheatstone sensible a dicha carga (Fig. 5).

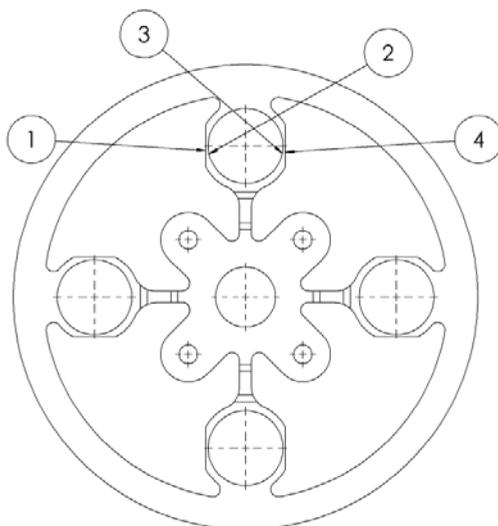


Fig. 5 Posiciones de las galgas que componen el puente 1.

Tras concretarse los puntos se obtuvo el comportamiento total que un puente completo tendría a lo largo de una vuelta completa (Fig. 6). Comprobándose que se tiene sensibilidad suficiente para casi cualquier posición según la ecuación:

$$SF_{ij}(\alpha) = k \cdot \frac{V_E}{4} (\varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4) / F \quad (6)$$

Siendo  $k$  el factor de galga,  $V_E$  el voltaje de alimentación,  $F$  la fuerza aplicada y  $\varepsilon_x$  las deformaciones obtenidas del análisis mediante el MEF de cada uno de los puntos de medida propuestos para conformar el puente de Wheatstone.

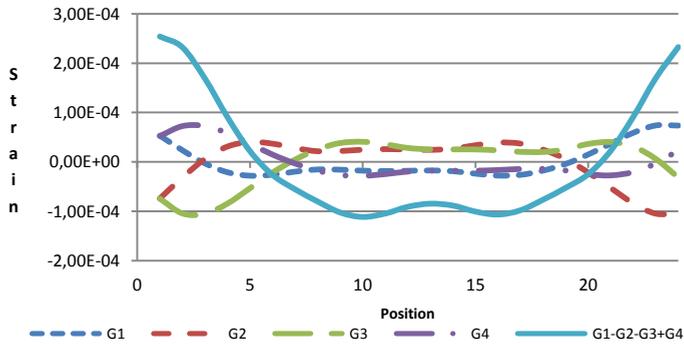


Fig. 6 Evolución de las deformaciones en 4 puntos correspondientes a las galgas 1, 2 3 y 4, que componen el puente 1 para una carga  $F_z$  de 200N.

Una vez se han concretado los puntos de medida y visto que se tiene suficiente sensibilidad se realiza un análisis similar para el resto de cargas principales que actuarán sobre la rueda. Como puede verse (Fig. 7) la sensibilidad del puente propuesto para la carga vertical es similar para el resto de cargas que actúan en él.

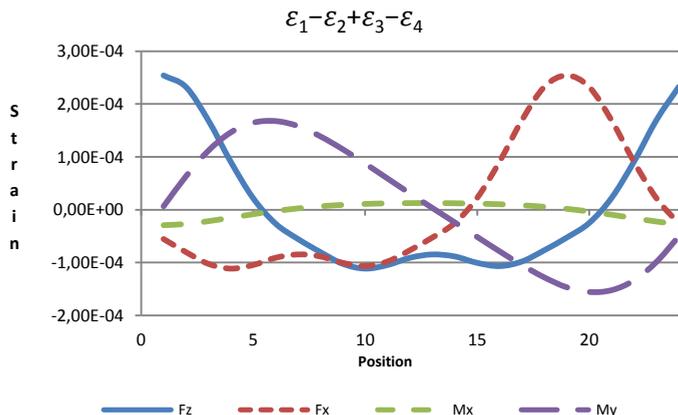


Fig. 7 Representación de las deformaciones asociadas a los diferentes tipos de carga del puente 1.

Finalmente se realizó el mismo proceso para el resto de cargas analizadas, determinándose los puntos de medida más adecuados así como los efectos que las diferentes cargas que actúan sobre ellas producen en los puentes completos. (Fig. 8, Fig. 9, Fig. 10, Fig. 11, Fig. 12, Fig. 13).

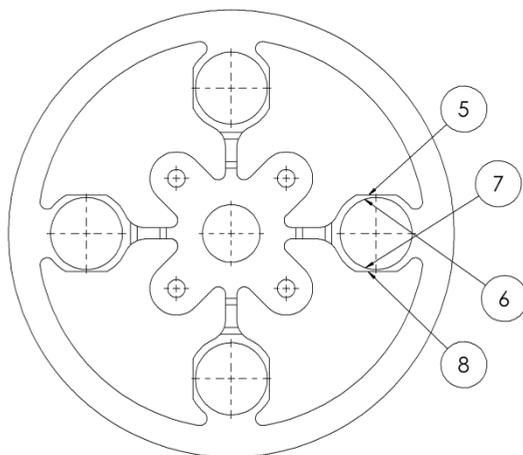


Fig. 8 Posiciones de las galgas que componen el puente 2.

El puente 2, compuesto por las galgas 5, 6, 7 y 8, es similar al puente 1 pero con la diferencia de estar desfasado 90°. Ambos puentes son visiblemente sensibles a las cargas  $F_z$  y  $F_x$  además de al momento

$M_y$ . Sin embargo la influencia del momento  $M_x$  es realmente pequeña. En la figura 8 se muestran los resultados de este montaje.

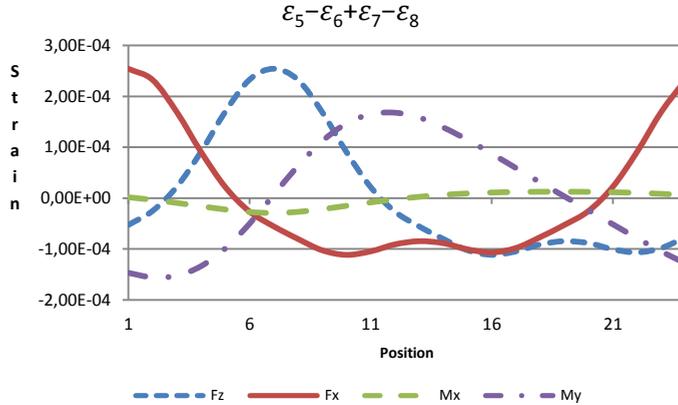


Fig. 9 Representación de las deformaciones asociadas a los diferentes tipos de carga del puente 2.

El puente 3 (Fig. 11), compuesto por las galgas 9, 10, 11 y 12 (que corresponderían a los términos, es mucho más sensible al momento  $M_y$  que al resto de cargas, siendo además el resultado obtenido estable a lo largo del giro. Ver Fig. 10.

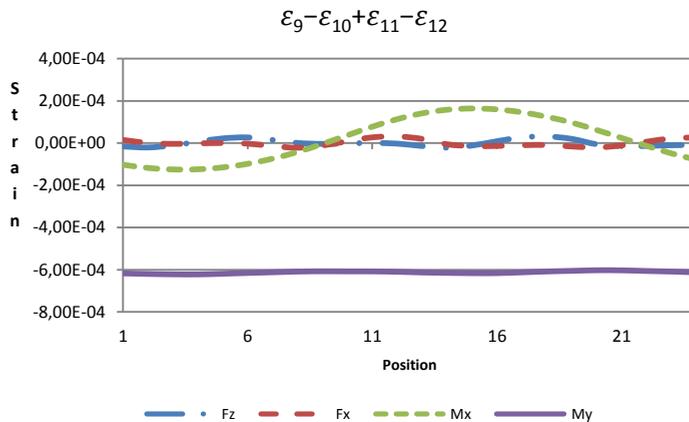


Fig. 10 Representación de las deformaciones asociadas a los diferentes tipos de carga del puente 3.

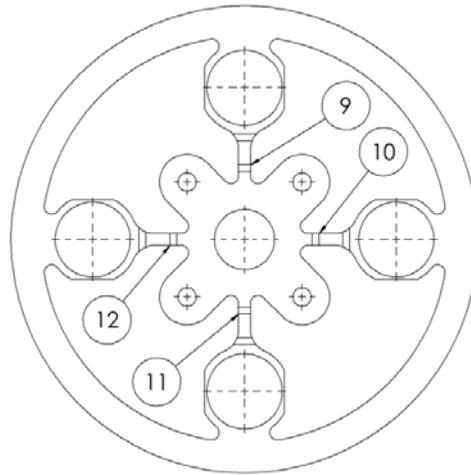


Fig. 11 Posiciones de las galgas que componen el puente 3.

El puente 4 (Fig. 12), está compuesto por las galgas 13, 14, 15 y 16. Presenta un comportamiento similar al del puente 3. Es mucho más sensible al momento  $M_x$  que al resto de cargas, siendo además el resultado obtenido estable a lo largo del giro. Ver Fig. 13.

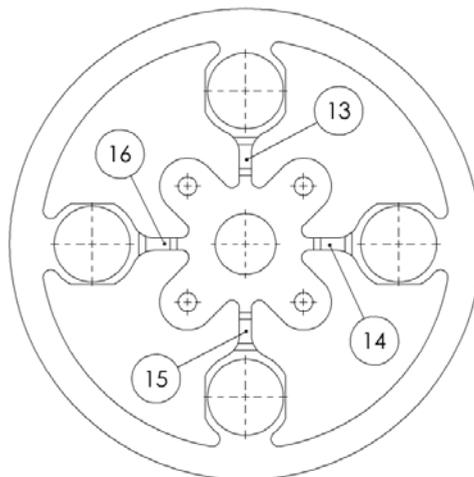


Fig. 12 Posiciones de las galgas que componen el puente 4. Las galgas 13 y 15 están situadas en la cara anterior y las galgas 14 y 16 en la cara posterior del elemento.

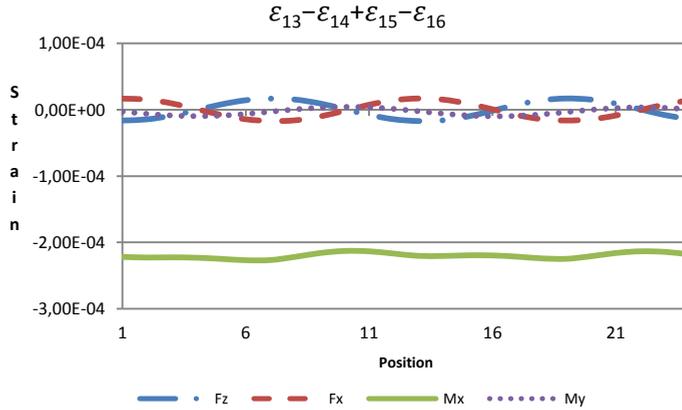


Fig. 13 Representación de las deformaciones asociadas a los diferentes tipos de carga del puente 4.

El puente 5 (Fig. 14), está compuesto por las galgas 18, 19, 20 y 21. Es similar en cuanto a la posición de las galgas al puente 3, pero debido a la configuración del puente se consigue sensibilidad frente a  $M_x$  en lugar de  $M_y$ . Ver Fig. 15

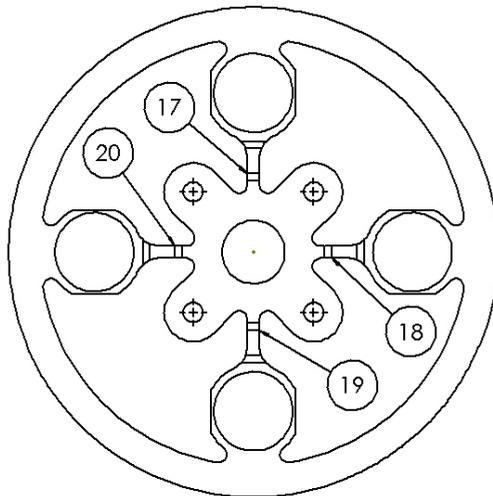


Fig. 14 Posiciones de las galgas que componen el puente 5.

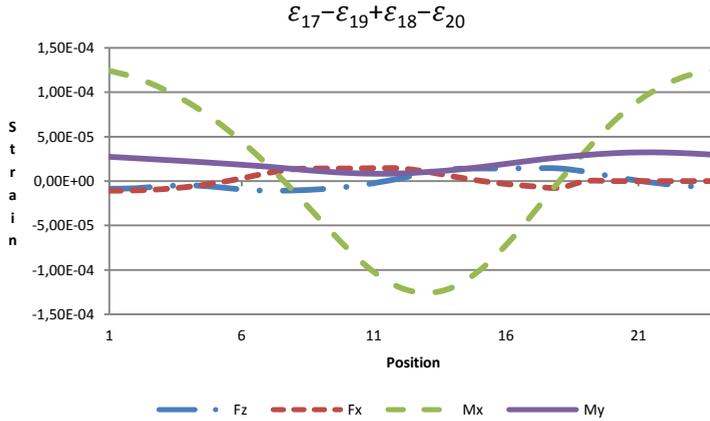


Fig. 15 Representación de las deformaciones asociadas a los diferentes tipos de carga del puente 5.

El puente 6 (Fig. 16), está compuesto por las galgas 21, 22, 23 y 24. Es similar en cuanto a la posición de las galgas al puente 4. Es mucho más sensible al momento  $M_x$  que al resto de cargas, sin embargo, a diferencia del puente 4 la señal resultante de este puente en vez de ser constante resulta una función armónica. Ver Fig. 17

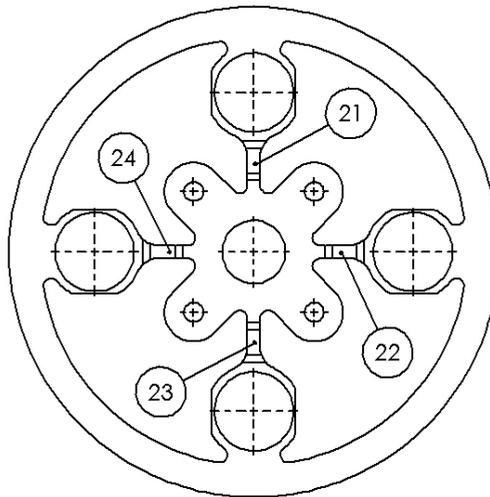


Fig. 16 Posiciones de las galgas que componen el puente 6. Las galgas 22 y 24 están situadas en la cara anterior y las galgas 21 y 23 en la cara posterior del elemento.

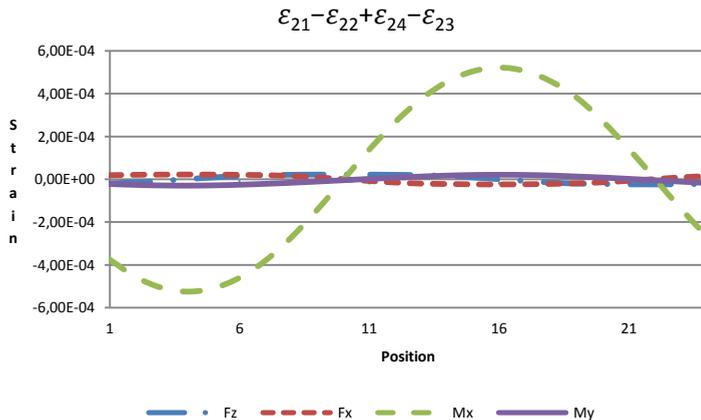


Fig. 17 Representación de las deformaciones asociadas a los diferentes tipos de carga del puente 6



### 3. Conversión de la medida.

En este apartado se presentará el equipo y se expondrá en detalle el método de estudio del comportamiento de la llanta que se ha utilizado en el presente trabajo. El objetivo es la obtención de los términos de las matrices de sensibilidad  $SF_{ij}(\alpha)$  para una serie discreta de posiciones.

De modo que se disponga de la matriz de sensibilidad  $[SF]_{\alpha}$  para cada posición de interés, pudiéndose aplicar la ecuación (4) para el cálculo de las fuerzas.

El proceso ha de realizarse para cada una de las ruedas de forma individual.

#### 3.1. Equipo de trabajo.

Para realizar un estudio del comportamiento de la llanta adecuado se diseñó y construyó un banco que consta de un bastidor que permite el posicionado y la aplicación de diferentes tipos de carga sobre la rueda, y una célula de carga triaxial que permite conocer con exactitud las cargas aplicadas sobre el eje de la rueda.

Sobre la llanta va montado un equipo de telemetría *CT4/8-Wheel*, fabricado por *Kraus Messtechnik (KMT)* para la obtención de las señales de salida que producen los puentes de Wheatstone que han sido instalados en la llanta.

### 3.1.1. Sistema de posicionado y aplicación de carga.

En el bastidor (Fig. 18) se pueden distinguir dos partes, la primera (de color negro en la figura 18) está compuesta por un sistema que permite el posicionamiento de la rueda con dos grados de libertad (altura y posición angular), mientras que la segunda (mástiles de aluminio en la figura) permite el guiado de las cintas que sirven para la aplicación de cargas por gravedad.

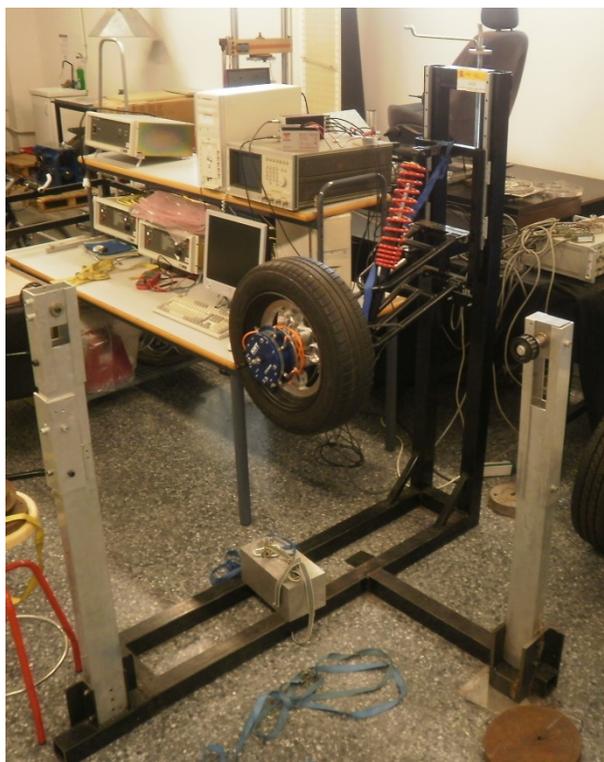


Fig. 18 Vista general de la instalación utilizada para la calibración con rueda instrumentada montada.

La figura 19 muestra el detalle del sistema de posicionado, compuesto por un carro que permite el movimiento lineal accionado por un tornillo de potencia manual, y un buje con plato de enclavamiento que permite el posicionamiento angular de la rueda. Y

en la figura 20 se puede ver en detalle del plato de enclavamiento con divisiones cada 10 grados.

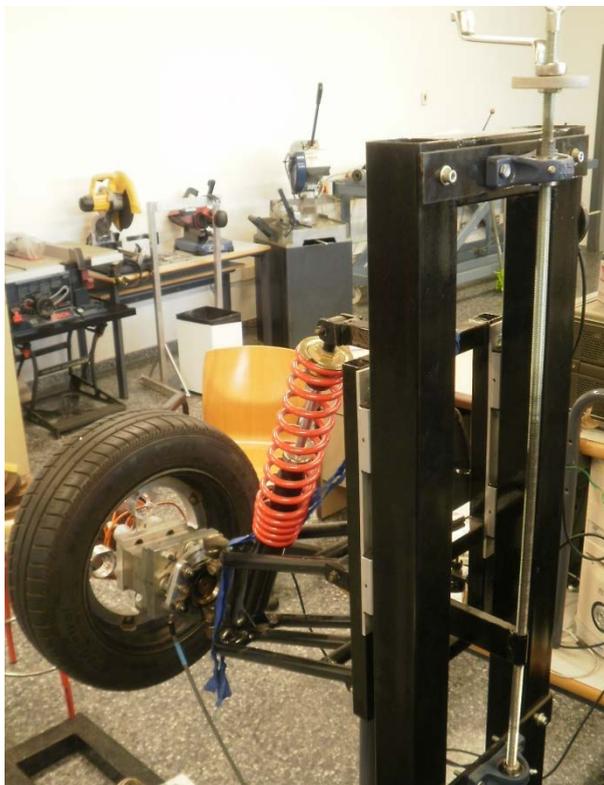


Fig. 19 Detalle del carro guiado que permite el posicionamiento vertical de la rueda.

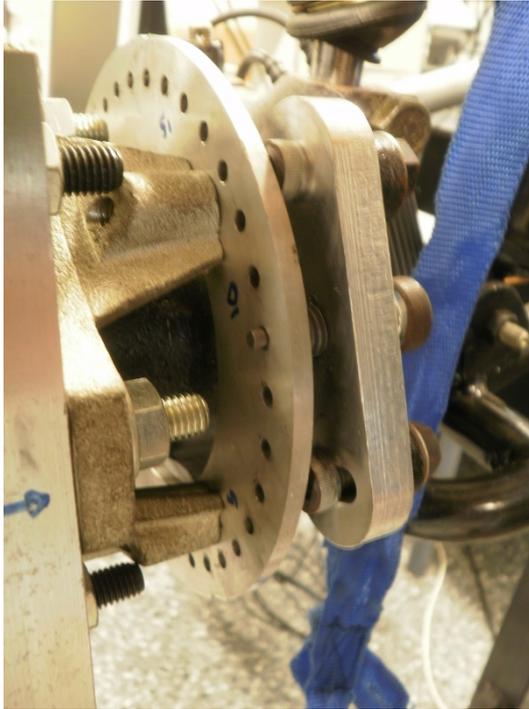


Fig. 20 Plato de enclavamiento angular.

### 3.1.2. Sensor de fuerza.

La célula de carga empleada modelo MC36-1K-6013 y fabricada por Advanced Mechanical Technology Inc. (AMTI) (Fig. 21) incluye tres canales de fuerzas  $F_x$ ,  $F_y$ ,  $F_z$  y tres canales de momento  $M_x$ ,  $M_y$ ,  $M_z$ . Las características principales de la célula de carga se resumen en la siguiente tabla:



Fig. 21 Célula de carga utilizada para la obtención de  $\{F_\alpha\}_I$

Tabla 1. Características de la célula de carga triaxial.

Cargas máximas	$F_x, F_y, F_z$	1000	Lb
	$M_x$	1500	In·Lb
	$M_y, M_z$	3000	In·lb
Sensibilidad	$F_x$	0.34169	$\mu\text{V/V} \times \text{N}$
	$F_y$	0.34389	$\mu\text{V/V} \times \text{N}$
	$F_z$	0.08734	$\mu\text{V/V} \times \text{N}$
	$M_x$	12.37191	$\mu\text{V/V} \times \text{Nm}$
	$M_y$	3.12020	$\mu\text{V/V} \times \text{Nm}$
	$M_z$	3.76598	$\mu\text{V/V} \times \text{Nm}$

La matriz de sensibilidades cruzadas de la célula de carga queda definida a continuación:

	$F_x$	$F_y$	$F_z$	$M_x$	$M_y$	$M_z$
$Vfx$	2.92657	-0.03664	-0.00996	0.01108	-0.0101	0.00572
$Vfy$	0.01019	2.907	-0.0049	0.05402	0.00071	0.00298
$Vfz$	0.0555	0.11343	11.4485	-0.02742	0.00148	0.02731
$Vmx$	0.00147	-0.00105	0.00265	0.0808	0.00031	-0.00128
$Vmy$	-0.00107	0.00187	0.00204	-0.00131	0.32049	-0.00043
$Vmz$	-0.00389	-0.00134	-0.00254	0.00227	0.00182	0.26548

Como el cubo que hay montado en la estructura y el que hay en el vehículo sobre el que se desea montar las llantas ya calibradas son diferentes se diseñaron unos adaptadores (Fig. 22) que además permitían fijar la célula de carga en el eje de giro de la rueda.

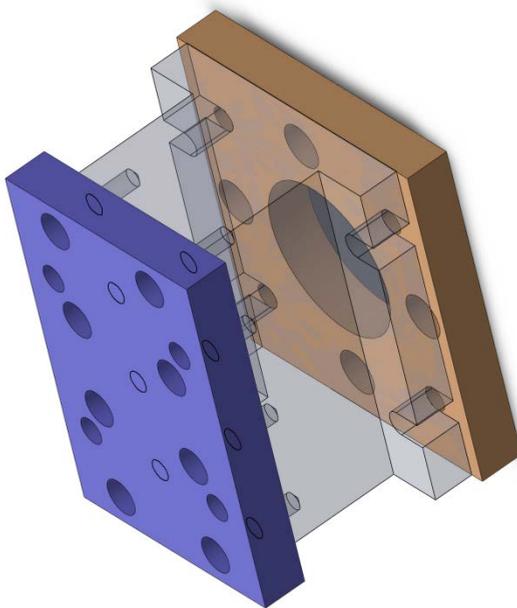


Fig. 22 Adaptadores y su posición en la célula de carga.

Resulta necesario el tratamiento de los datos obtenidos en el sensor de fuerza, puesto que los resultados están en el sistema de referencia local del sensor (Fig. 23), y se desea trabajar en el de la rueda. De modo que para una posición angular  $\alpha$  dada, es necesaria la rotación y traslación del sistema de referencia.

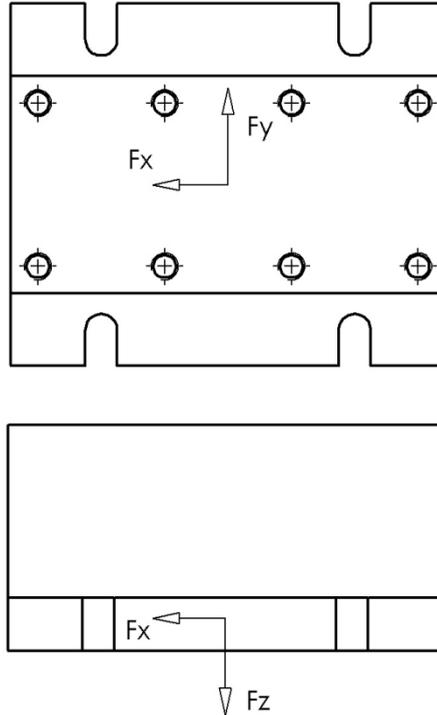


Fig. 23 Centro de célula y ejes.

El tratamiento de los resultados obtenidos mediante la célula de carga se transforma al sistema de referencia de la rueda mediante la ecuación( 7).

$$\begin{Bmatrix} F_2 \\ M_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} [R] & 0 \\ 0 & [R] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_1 \\ M_1 \end{Bmatrix} [T] \quad (7)$$

Siendo  $[R]$  la matriz de rotación en función de la posición angular de la rueda y  $[T]$  la matriz de traslación del sistema de referencia para que este se sitúe en el plano medio de la llanta.

$$[R] = \begin{bmatrix} \cos(\alpha) & -\sin(\alpha) & 0 \\ \sin(\alpha) & \cos(\alpha) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad [T] = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & -a & 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

### 3.1.3. Equipo de telemetría.

El emisor del equipo de telemetría se monta fácilmente sobre un soporte especial que se fija directamente a la rueda. A él pueden conectarse galgas extensométricas con configuraciones de puente completo, medio puente o cuarto de puente que estén compuestos de galgas de  $350\Omega$  (o superior). Tiene una alimentación de entrada de  $\pm 5V$ . Su precisión en la transmisión de la medida es de  $\pm 0.25\%$  pudiendo montar la antena del receptor a una distancia máxima de 20m.



Fig. 24 Equipo de telemetría CT8-Wheel instalado en la llanta.

### 3.2. Procedimiento conversión de la medida.

A continuación se expone paso a paso el procedimiento de estudio que se ha llevado a cabo:

1. Primero la rueda se fija al bastidor para una posición concreta  $\alpha$ , y se aplica una carga de pequeña magnitud; obteniendo así, a través de la célula de carga (Fig. 21) el vector de seis componentes  $\{F_{\alpha}\}_I$ . Y obteniendo también a través del equipo de telemetría el vector de 6 componentes  $\{V_{\alpha}\}_I$ .

2. Seguidamente se incrementa la carga hasta un valor más significativo obteniendo de nuevo la salida de la célula de carga,  $\{F_{\alpha}\}_h$ , y obteniendo también la pertinente medida que proporciona la extensometría  $\{V_{\alpha}\}_h$ . Con esto se calculan los incrementos.  $\{\Delta V_{\alpha}\} = \{V_{\alpha}\}_h - \{V_{\alpha}\}_l$  y  $\{\Delta F_{\alpha}\} = \{F_{\alpha}\}_h - \{F_{\alpha}\}_l$ .



Fig. 25 Aplicación de una fuerza en la dirección X y aplicando  $M_y$

El proceso explicado anteriormente en el punto uno y el punto dos se repite para seis casos de carga diferentes. Obteniendo de esta forma las matrices  $[F]$  que contiene las fuerzas y momentos resultantes para cada caso de carga, y  $[\Delta V]$  con las medidas correspondientes obtenidas del sistema extensométrico mediante la telemetría. Resultando de forma análoga a (3);

$$[\Delta V] = [SF]_{\alpha} [F], \text{ operando,}$$

$$[SF]_{\alpha} = [\Delta V][F]^{-1} \quad (8)$$

Para obtener buenos resultados de la matriz de coeficientes durante esta parte del proceso se hace necesario obtener unas matrices  $[F]$  y  $[\Delta V]$  que estén bien condicionadas. Por ello, se han utilizado hasta 12 casos de carga diferentes, utilizando los seis mejores desde el punto de vista del número de condición de las matrices.

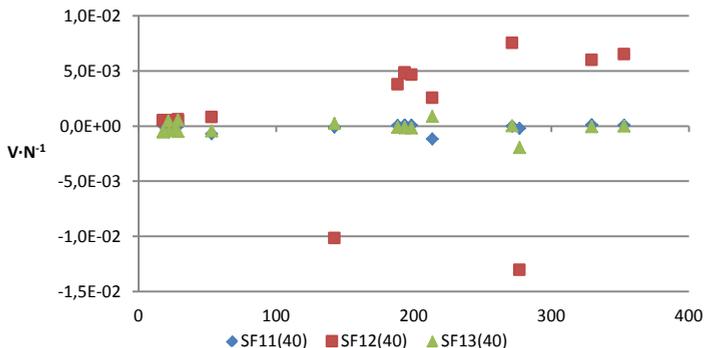


Fig. 26 Coeficientes  $SF_{11}(240^\circ)$ ,  $SF_{12}(240^\circ)$  y  $SF_{13}(240^\circ)$  obtenidos según el número de condición de la matriz de fuerzas con que ha sido calculado para la posición 25.

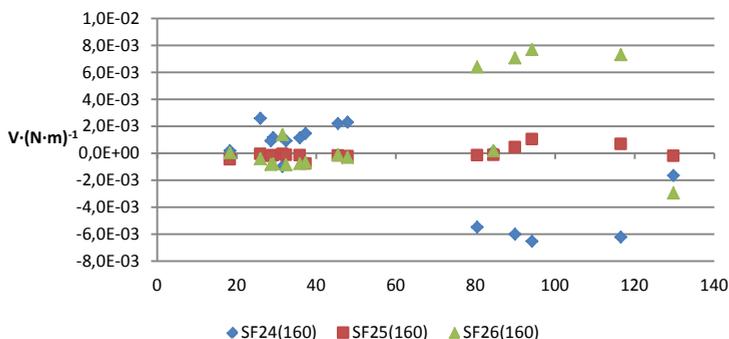


Fig. 27 Coeficientes  $SF_{24}(160^\circ)$ ,  $SF_{25}(160^\circ)$  y  $SF_{26}(160^\circ)$  obtenidos según el número de condición de la matriz de fuerzas con que ha sido calculado para la posición 17

En las gráficas que se muestran (Fig. 26 y Fig. 27) puede observarse la evolución de una serie de términos de la matriz de sensibilidades con el número de condición de  $[F]$ , de modo que al disminuir el número de condición se produce la convergencia en los valores de los términos de la matriz de sensibilidades.

Ha de repetirse este proceso para cada una de las posiciones definidas, en este caso cada  $10^\circ$ , con lo que se repetirá para 36 posiciones angulares. Obteniendo finalmente 36 matrices de sensibilidad para la llanta.

## 4. Análisis de resultados

Como comprobación del resultado del proceso anteriormente expuesto, se han aplicado diferentes combinaciones de carga en cada una de las posiciones, comparando los resultados calculados con las cargas aplicadas. Para la posición de  $100^\circ$  se presenta a continuación un ejemplo de comparación de carga (Fig. 28).

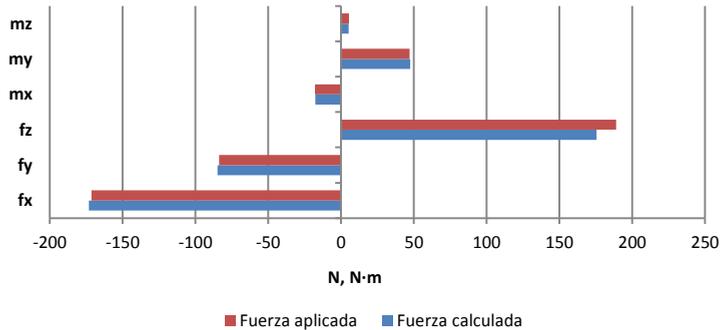


Fig. 28 Cargas aplicadas frente a cargas calculadas en la posición  $100^\circ$ .

Para la determinación de la calidad de las medidas se han obtenido los errores absolutos de una serie de medidas diferentes a las empleadas para el cálculo de las matrices de sensibilidad, obteniendo los valores medios y desviación típica para cada posición de la llanta. En la figura 29 se representa el resultado de ajustar una distribución normal a los valores para la posición de  $100^\circ$ , siendo el error absoluto medio para la fuerza resultante de  $-4.74N$  y la desviación típica  $3.84N$ . Y para el momento resultante se tiene un error absoluto medio de  $-0.22Nm$  y una desviación típica de  $0.83Nm$  (Fig. 30).

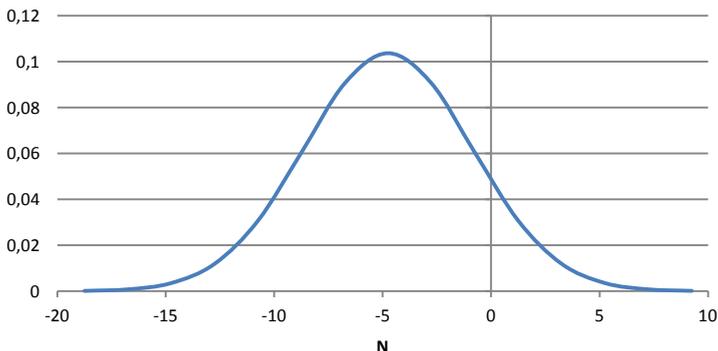


Fig. 29 Distribución normal del error absoluto de las medidas de la fuerza resultante para la configuración de seis canales y la posición 100°.

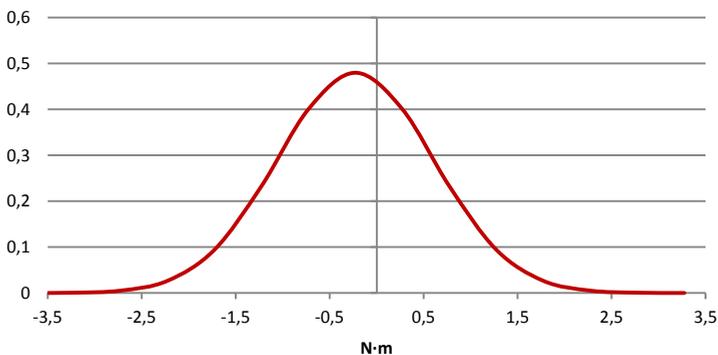


Fig. 30 Distribución normal del error absoluto de las medidas del momento resultante para la configuración de seis canales y la posición 100°.

A continuación (Fig. 31 y Fig. 32) se muestran la media y desviación típica del error absoluto para cada uno de los esfuerzos medidos. Las medidas de fuerzas  $F_x$  y  $F_y$  tienen una desviación típica respecto a la media de la medida de  $4.94N$  y  $4.52N$ , y la fuerza  $F_z$  de  $8.03N$ . Las medidas de los momentos  $M_x$ ,  $M_y$  y  $M_z$  de  $0.82Nm$ ,  $0.51Nm$  y  $1.36Nm$  respectivamente. El desplazamiento, media del error absoluto, que se produce en las medidas denota que se produce un error constante sobre todo el rango de medida. Este error en un principio puede ser eliminado por un procedimiento de ajuste (ajuste de ceros).

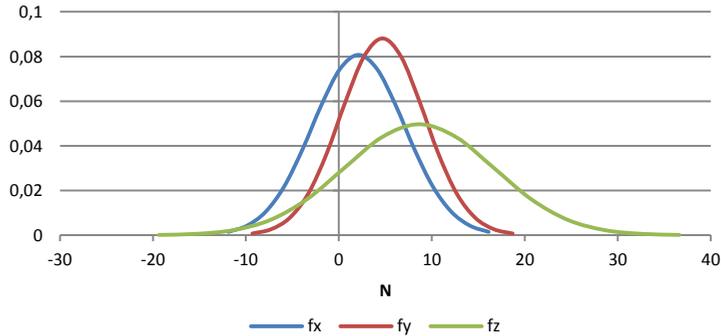


Fig. 31 Distribución normal del error absoluto de las medidas de fuerzas para la posición angular  $100^\circ$ .

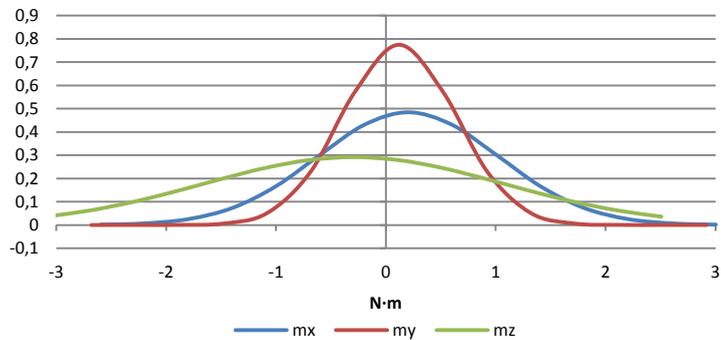


Fig. 32 Distribución normal del error absoluto de las medidas de momentos fuerzas para la posición angular  $100^\circ$ .

Para la caracterización del comportamiento sobre una vuelta completa, se han considerado 6 casos de carga en cada posición, un total 216 casos, obteniendo los errores absolutos y tratando la información de forma análoga al caso anterior. Así el error absoluto medio para las resultantes de la fuerza y el momento son de  $9.29N$  y  $1.79Nm$  respectivamente.

También se han calculado el error relativo cometido en cada medida en tanto por cien. Obteniéndose para la fuerza resultante (Fig. 33) una desviación típica del  $4.73\%$  y del  $4.66\%$  del valor del momento resultante (Fig. 34).

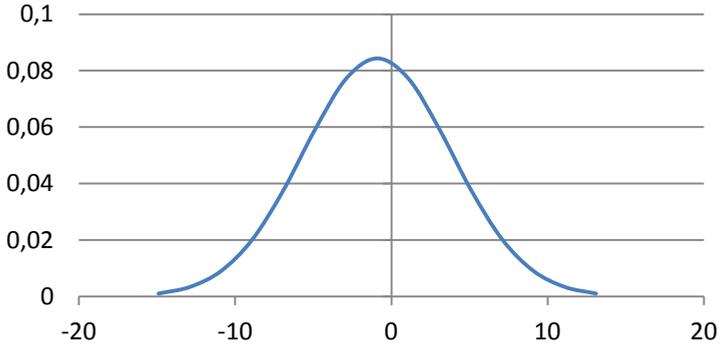


Fig. 33 Distribución normal del error relativo de la fuerza resultante.

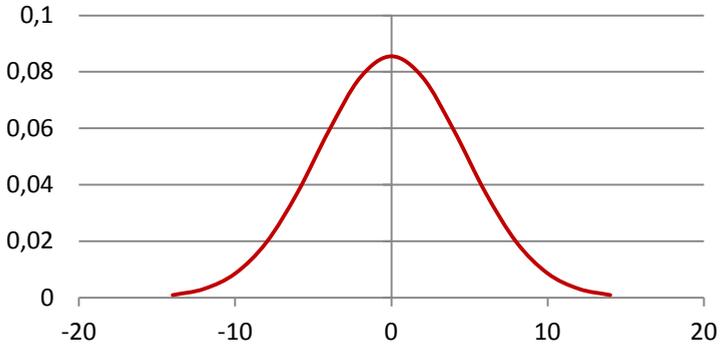


Fig. 34 Distribución normal del error relativo del momento resultante.

La desviación típica del error de las fuerzas calculadas  $f_x$ ,  $f_y$  y  $f_z$  es de  $8.86N$   $17.82N$  y  $9.60N$ . (Ver Fig. 35).

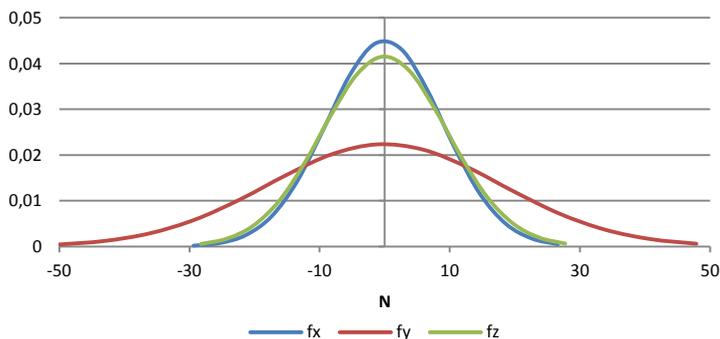


Fig. 35 Distribución normal del error absoluto de las medidas de fuerzas a lo largo de una vuelta completa.

La desviación típica del error de los momentos calculados  $m_x$ ,  $m_y$  y  $m_z$  es de  $3.71Nm$ ,  $1.60Nm$  y  $4.11Nm$ . (Ver Fig. 38).

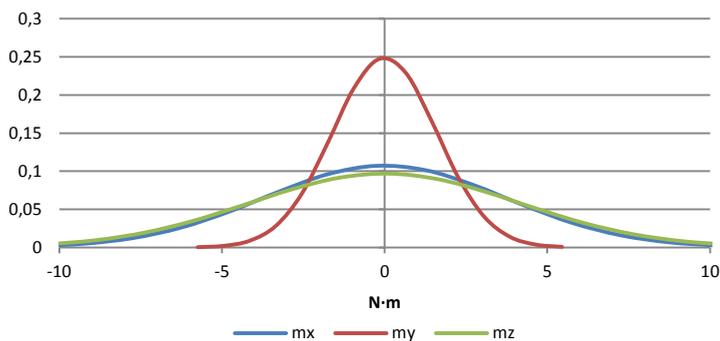


Fig. 36 Distribución normal del error absoluto de las medidas de momentos a lo largo de una vuelta completa

Si se comparan los resultados del ejemplo expuesto anteriormente para el caso concreto en la posición  $100^\circ$  y el error calculado durante las medidas a lo largo de toda la vuelta se observan que estos no son iguales. Esto se debe a que los coeficientes que componen la matriz de sensibilidades a lo largo de la vuelta evolucionan de forma armónica. Debido a esto se encuentran puntos a lo largo de la vuelta donde los puentes son muy poco sensibles a las cargas y donde el

error calculado resulta mayor del deseado, así como puntos donde se obtienen muy buenos resultado de medida.

## 5. Instrumentación de 4 canales.

Todo lo expuesto anteriormente se ha basado en la utilización de un equipo de telemetría en el cual pueden montarse los seis canales necesarios para la obtención directa de las matrices de sensibilidad  $[SF]_{\alpha}$ . La instrumentación de seis canales está disponible para una rueda únicamente, disponiendo de 4 canales por rueda para el resto.

De modo que a continuación se expone el procedimiento seguido para trabajar con 4 canales.

### 5.1. Metodología.

Se supone conocido el punto de contacto entre el neumático y el terreno, de modo que todas las fuerzas se considerarán aplicadas en dicho punto de la rueda. Considerando el sistema de referencia global mostrado en la figura 1, la condición anterior permite determinar las relaciones siguientes:

$$\begin{aligned} M_y &= -R_e \cdot F_x \\ M_x &= R_e \cdot F_y \end{aligned} \quad (9)$$

siendo  $R_e$  el radio efectivo del neumático. Escribiendo las expresiones en función de los términos del vector de fuerzas queda:

$$\begin{aligned} F_5 &= -R_e \cdot F_1 \\ F_4 &= R_e \cdot F_2 \end{aligned} \quad (10)$$

Utilizando estas relaciones (9) se asume un incremento del error debido a la asimetría de las cargas en el punto de contacto y la resistencia a rodadura. Para minimizar estos efectos se ha establecido una presión del 400kPa (4 bar) en los neumáticos.

Se reemplazan las identidades de (9) en la ecuación (2) y reordenando queda:

$$\begin{aligned} \Delta V_i &= F_1 \cdot (SF_{i1}(\alpha) - R_e \cdot SF_{i5}(\alpha)) + F_2 \cdot (SF_{i2}(\alpha) + R_e \cdot SF_{i4}(\alpha)) + \\ &F_3 \cdot SF_{i3}(\alpha) + F_6 \cdot SF_{i6}(\alpha) \end{aligned} \quad (11)$$

Que en forma matricial sería:

$$\{\Delta V\}' = [SF]_{\alpha}' \{F\}' \quad (12)$$

Solo que en esta ocasión  $[SF]_{\alpha}'$  es una matriz de sensibilidad de 4x4,  $\{\Delta V\}'$  un vector de medida de dimensión 4 y  $\{F\}'$  el vector de componentes  $F_x, F_y, F_z, M_z$ , que pueden ser calculados de la misma forma que se ha explicado para el caso anterior como:

$$[SF]_{\alpha}'^{-1} \{\Delta V\}' = \{F\}' \quad (13)$$

## 5.2. Obtención de la matriz de sensibilidades para el sistema de cuatro canales.

Para la este proceso no se utilizarán las expresiones (9), de modo que en este caso para cada uno de los cuatro canales sigue siendo válida la ecuación (2), y realizando seis casos de carga independientes obtendremos una matriz de medidas  $[\Delta V]'$  de dimensión 4x6, una matriz de sensibilidades  $[SF]''_{\alpha}$  de dimensión 4x6, y una matriz de fuerzas  $[F]'$  de 6x6, quedando:

$$[\Delta V]' = [SF]''_{\alpha} [F]' \quad (14)$$

De este modo para el proceso no se contará con los errores debidos al posicionamiento de las cargas.

Pudiéndose obtener la matriz de sensibilidades como:

$$[SF]''_{\alpha} = [\Delta V]' [F]'^{-1} \quad (15)$$

A partir de la matriz de sensibilidades obtenida en (14), se podrá pasar a la forma compacta para punto de contacto conocido  $[SF]''_{\alpha}$  haciendo:

$$SF'_{i1}(\alpha) = SF''_{i1}(\alpha) - R_e \cdot SF''_{i5}(\alpha)$$

$$SF'_{i2}(\alpha) = SF''_{i2}(\alpha) + R_e \cdot SF''_{i4}(\alpha)$$

$$SF'_{i3}(\alpha) = SF''_{i3}(\alpha)$$

$$SF'_{i4}(\alpha) = SF''_{i6}(\alpha)$$

Lo que permite la aplicación de (11) para el cálculo de las fuerzas.

### 5.3. Resultados.

A partir de la experiencia obtenida trabajando con seis canales de medida, y a la vista de la matriz de sensibilidades, se realizaron simulaciones con diferentes combinaciones de canales, seleccionando los cuatro que ofrecen el mejor resultado. Para realizar esto se ha calculado la matriz de sensibilidades según la metodología explicada anteriormente en el apartado 5.1 y se ha realizado un ensayo con diferentes casos de carga aplicados sobre una posición concreta con el fin de determinar el error producido para cada combinación de canales. Estos resultados están resumidos en la Tabla 2.

Tabla 2. Relación de resultados de las simulaciones realizadas de combinaciones de cuatro canales.

Canales	Error absoluto de la fuerza resultante		Error absoluto del momento resultante	
	Media	Des. típica	Media	Des. típica
1-2-3-4	4,47	8,03	30,48	32,59
6-2-3-5	25,19	26,14	1,25	15,53
1-2-3-5	3,52	7,29	2,04	2,78
1-3-4-6	5,71	31,19	4,97	5,49
1-5-3-4	12,64	34,24	1,64	2,79
2-4-5-6	7,35	5,60	1,03	1,70
1-2-4-6	27,03	56,27	33,61	37,18
1-2-3-6	4,32	7,67	5,39	5,75
2-3-4-6	6,41	4,12	4,64	6,10
2-3-4-5	6,57	4,25	0,85	3,32
3-4-5-6	1812,22	1351,32	122,47	93,26
1-3-5-6	64,85	65,08	0,75	1,85
1-4-5-6	13,30	33,45	0,12	0,95
1-2-5-6	4,83	8,17	0,06	1,03
1-2-4-5	10654,76	8478,94	3107,21	2451,53

Se han escogido los canales **1-2-5-6** que dan los errores más bajos. Así para la posición de  $100^\circ$  el error absoluto sobre la resultante de las fuerzas es  $4.83N$ , y para la resultante de momentos del  $0.06Nm$ . La desviación típica para la fuerza se sitúa en  $\pm 8.17N$  y la del momento en  $\pm 1.03Nm$ . (Ver Fig. 39)

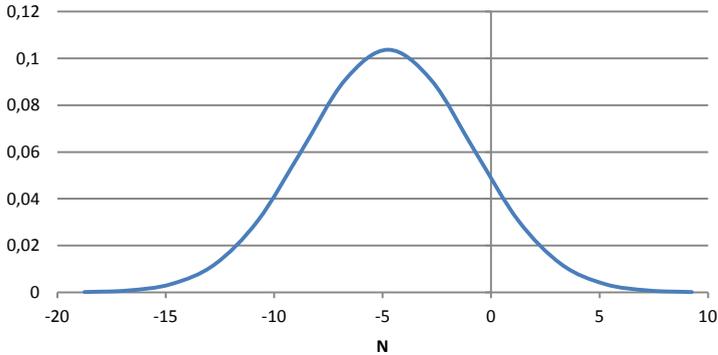


Fig. 37 Distribución normal del error absoluto de las medidas de fuerza resultante para la configuración de canales 1-2-5-6.

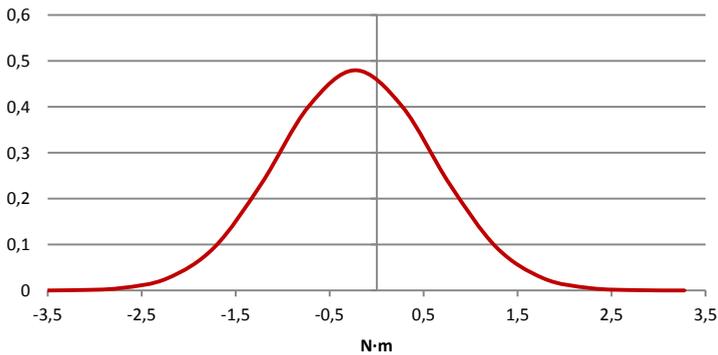


Fig. 38 Distribución normal del error absoluto de las medidas del momento resultante para la configuración de canales 1-2-5-6.

Igual que en el caso anterior se hizo una comparativa con los valores obtenidos mediante la célula de carga. En la siguiente figura se muestra una aplicación de carga para la posición angular  $100^\circ$  (Fig. 41) en la que observa la carga calculada frente a la carga que ha sido aplicada:

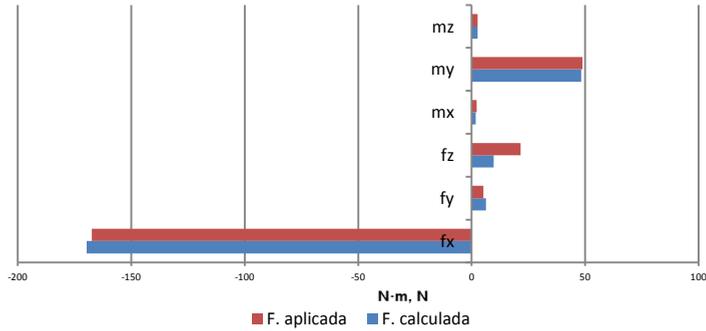


Fig. 39 Representación de los esfuerzos aplicados sobre los esfuerzos calculados por la llanta en los canales 1-2-5-6.

A continuación (Fig. 42 y Fig. 43) se muestran la distribución normal de las medidas para cada uno de los esfuerzos medidos con la configuración de cuatro canales. Las medidas de fuerza tienen una desviación típica de la medida cercana a los  $10N$  y las medidas de momento de  $1Nm$ . El desplazamiento que se produce en las medidas denota que se produce un error constante sobre todo el rango de medida. Este error en un principio puede ser eliminado por un procedimiento de ajuste (ajuste de ceros).

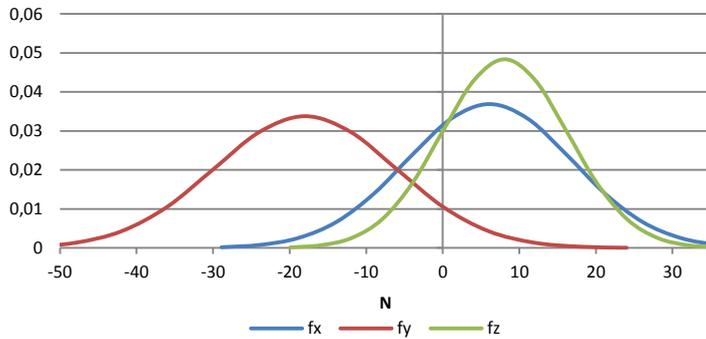


Fig. 40 Distribución normal del error absoluto de las medidas de fuerzas con los canales 1-2-5-6.

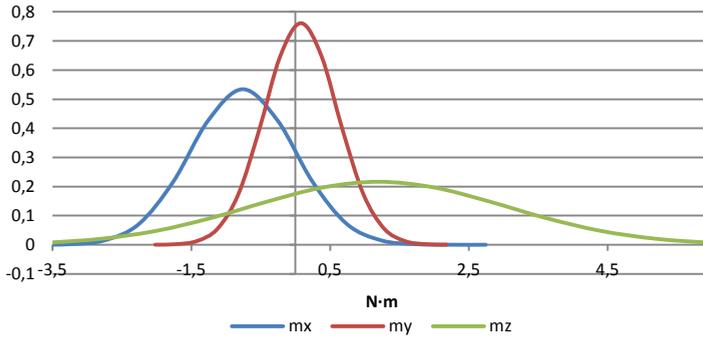


Fig. 41 Distribución normal del error absoluto de las medidas momentos con los canales 1-2-5-6.

El paso de una configuración completa de seis canales a una configuración de cuatro canales ha supuesto una pérdida de precisión puesto que la desviación típica para la fuerza resultante ha aumentado un total de  $4.31N$ , pasando de  $3.84$  a  $8.16N$ . Lo mismo ha ocurrido con los momentos en donde ha aumentado la dispersión en  $0.18Nm$ .

## 6. Conclusiones y trabajos futuros

- Este trabajo de fin de máster ha conseguido el objetivo principal de partida al obtener un diseño adecuado de llanta capaz de medir mediante extensometría las tres fuerzas y tres momentos transmitidos desde el terreno al eje de giro de la rueda.
- Se ha cumplido con el objetivo de obtener un error relativo en la medida de los esfuerzos resultantes inferior al 5%.
- Debido a que los coeficientes evolucionan de forma armónica, para algunas posiciones angulares no será recomendable tener en cuenta las medidas. Sin embargo, desechando estos puntos podrán obtenerse una buena medida de los esfuerzos durante el funcionamiento en el vehículo.
- Finalmente se ha conseguido realizar una adaptación del planteamiento inicial del problema de mediada de modo que mediante el equipo de telemetría de cuatro canales disponible en el CITV pueda llegarse al conocimiento de los esfuerzos transmitidos con un coste muy reducido.

El presente trabajo de fin de máster es un primer paso en el diseño de una llanta dinamométrica que permita conocer los esfuerzos que el terreno transmite a un vehículo. Sin embargo hay temas que este trabajo no ha abordado:

- Estudio e influencia de los modos de vibración.
- Realización de un proceso de calibración adecuado según el procedimiento ME-002 para la calibración de instrumentos de medida de fuerza.
- Estudio completo que simule el comportamiento de llantas dinamométricas de cuatro canales con la llanta ya montada de seis que permita conocer que combinación de cuatro ofrece mejores resultados.



## 7. Bibliografía.

- [1]. E. Azrulhisham, Y.M. Asri, A.W. Dzuraidah, N.M. Nik Abdullah, C.H. Che Hassan And A.Shahrom. Application of road simulator service loads in automotive component durability assessment. The Open Industrial & Manufacturing Engineering Journal, 2011, 4, 1-7.
- [2]. Arvind Jayashankar. Experimental & modeling study of the influence of support stiffness on load sensing bearings. Department of Precision and Microsystems Engineering. T.U. Delft.
- [3]. Doumiati, Alessandro Victorino, Ali Charara and Daniel Lechner. A method to estimate the lateral tire force and the sideslip angle of a vehicle: Experimental. 2010 American Control Conference. Marriott Waterfront, Baltimore, MD, USA. June 30-July 02, 2010.
- [4]. Gentiane Venture, Pierre-Jean Ripert. Modeling and identification of passenger car dynamics using robotics formalism. Department of Precision and Microsystems Engineering. IEEE transactions on intelligent transportation systems, vol. 7, no. 3, september 2006.
- [5]. Gentiane Venture Wisama Khalil Maxime Gautier Philippe Bodson Dynamicmodelling and identification of a car P.S.A. Peugeot Citroën/ Institut de recherche en Communications et Cybernétique de Nantes (IRCCyN)
- [6]. Martín i Batlle, Mateu Galgues extensomètriques. Universitat Politècnica deCatalunya, 1992.