

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES**  
UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE MADRID

José Gutiérrez Abascal, 2. 28006 Madrid  
Tel.: 91 336 3060  
[info.industriales@upm.es](mailto:info.industriales@upm.es)  
[www.industriales.upm.es](http://www.industriales.upm.es)



POLITÉCNICA

INDUSTRIALES

05 TRABAJO FIN DE GRADO

Enrique Martínez Martín

TRABAJO FIN DE GRADO

# DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UNA CÉLULA DE CARGA PARA LA SUSPENSIÓN DE UN VEHÍCULO TIPO FÓRMULA

SEPTIEMBRE 2016

**Enrique Martínez Martín**

DIRECTOR DEL TRABAJO FIN DE GRADO:  
**Fco. Javier Páez Ayuso**



## CITA

"Hay una fuerza motriz más poderosa que el vapor, la electricidad y la energía atómica: la voluntad"

— *Albert Einstein*

## AGRADECIMIENTOS

Primero querría dar las gracias a aquellas personas que han colaborado conmigo de manera directa en la realización de este proyecto: en especial a MA haberme guiado y aconsejado en cada momento que yo necesitara, a Óscar por haberme asesorado y ayudado en determinadas materias, y a mis compañeros de UPM Racing de los que he aprendido mucho a lo largo del año.

Por supuesto, gracias a familia y a mis amigos, en especial a mis padres, a mi hermano y a Bea por haberme apoyado de manera incondicional durante todos estos años y haberme enseñado a creer en mí mismo.

## RESUMEN

Tras ingresar en el equipo UPM Racing, se dio la opción de desarrollar un proyecto basado en la realización de un sistema electromecánico basado en galgas extensiométricas, especialmente diseñado para la medición de esfuerzos estáticos y dinámicos en la barra actuadora de la suspensión del vehículo monoplaza que se va a presentar a las competiciones de Formula Student Germany y Formula Student Spain, el UPM 13C. Este sistema electromecánico consiste en un sensor de fuerza o célula de carga, diseñada y fabricada específicamente para ello.

Este proyecto surge de la necesidad de cuantificar para cada instante de la carrera, las fuerzas que se transmiten entre el amortiguador y el neumático. Estos esfuerzos viajan entre estos dos elementos a través de una barra actuadora de la suspensión (barra *Push-Rod*). El planteamiento inicial se basa en insertar la célula de carga en dicha barra y cuantificar así los esfuerzos de tracción y compresión generados.

Este proyecto consistirá en la investigación acerca de las clases de galgas extensiométricas y las células de carga que existen en el mercado, el diseño y análisis de diferentes elementos deformables que determinan la geometría de la célula de carga, la realización y fabricación del circuito electrónico integrado para el acondicionamiento de la señal y por último la calibración del sensor, obteniendo los errores y validando los cálculos realizados en la fase de diseño.

En las primeras fases del proyecto, para entender el funcionamiento de las células de carga, se usaron diversos fundamentos teóricos: la teoría de galgas extensiométricas, el funcionamiento del puente de Wheatstone, el procedimiento de optimización de diseño de experimentos inventado por Taguchi, la curva de Wöhler para el diseño de elementos mecánicos resistentes a la fatiga y, por supuesto, los fundamentos de elasticidad y resistencia de materiales adquiridos a lo largo del grado.

En la fase de investigación se indagó acerca de los tipos de galgas extensiométricas atendiendo a sus características constructivas, de las que destacan los materiales de las que están hechas, su longitud, su anchura, su patrón de rejilla, entre otras. Además se estudiaron sus características funcionales, que determinan su correcto funcionamiento en servicio, como pueden ser la no-linealidad y la histéresis. Todas estas características fueron tomadas en cuenta a la hora de seleccionar las galgas, las cuales fueron proporcionadas por la empresa patrocinadora del equipo, Omega Engineering.

Posteriormente se realizó una búsqueda de las principales geometrías constructivas que componen las células de carga comerciales para así hallar inspiración a la hora de realizar los diseños propios. Además se investigó acerca de la instrumentación electrónica de sensores utilizada para analizar una determinada señal y cuantificar los diversos errores que se producen en la medición de la misma.

Una vez finalizada la fase de investigación y fundamentos teóricos comenzó el diseño por ordenador de diferentes células de carga. Antes del diseño propiamente dicho hubo que establecer unas condiciones de diseño: la fuerza máxima que va a tener que soportar de acuerdo a los máximos valores de aceleración lateral y longitudinal en el vehículo, el material a utilizar, el peso máximo que puede alcanzar, entre otros. Una vez establecidas las premisas se eligió el programa para el diseño. El software elegido fue CATIA, ya que el equipo disponía de la licencia correspondiente y se tenían bastantes nociones de uso ya que había

sido estudiada en la asignatura optativa de Aplicación del análisis por elementos finitos al diseño de máquinas con CATIA y NX. Se realizaron los diversos diseños en el módulo de *Part Mechanical Design* y fueron simulados por elementos finitos en el módulo de *Structural Analysis*. Antes de comenzar las simulaciones en CATIA se plantearon las ecuaciones de campo de tensiones y deformaciones para cada diseño con objeto de tener un orden de magnitud de los resultados y evitar así que el método de los elementos finitos posteriormente realizado suponga un error. Además, durante las simulaciones se trató de realizar un tamaño de malla fino con geometría tetraédrica para minimizar que los excesos de energía en las iteraciones de cálculo que realiza el programa, provoquen una concentración de tensiones mecánicas en puntos de la pieza donde no debe aparecer dicha concentración. En puntos de las piezas en las que se esperaba una alta concentración de tensiones se realizó un mallado local aún más fino.

Las geometrías diseñadas y estudiadas fueron: modelo axil puro, modelo binocular, modelo tipo S, modelo tipo doble cruz y, finalmente, el modelo cruz. Por su robustez, su orden de magnitud de tensiones obtenidas y por otros motivos que se detallan en la memoria, se eligió el modelo cruz para ser optimizado mediante el método de Taguchi. Aplicando este procedimiento basado en arreglos ortogonales, simulando en CATIA y obteniendo resultados teóricos por medio de las ecuaciones de campo, se llegó a un diseño final mediante un proceso iterativo y se realizaron los planos. El modelo teórico de la geometría tipo cruz está basado en la obtención del campo de tensiones y deformaciones en vigas biempotradas a las que se le aplica un determinado desplazamiento vertical en uno de sus extremos, manteniendo nulos los giros en los empotramientos.

Además, se diseñó un soporte que permitiera la unión roscada entre el sensor y la Push-Rod. Con lo que el sensor está compuesto de dos piezas unidas: el cuerpo del sensor, al que se pegarán las galgas y un soporte. Se barajaron diferentes tipos de acoplamientos para unir el cuerpo de la célula de carga con el soporte: soldadura TIG, pegado empleando adhesivos, unión atornillada, entre otros. Finalmente se decidió efectuar la unión mediante una unión por interferencia efectuando un ajuste a presión eje-agujero. Se calcularon las tolerancias de fabricación y se realizaron los planos, dando por terminado el diseño completo del sensor.

Sin embargo, hubo uno de los contratiempos a los que todo ingeniero industrial especializado en mecánica seguramente se vaya a enfrentar: la pieza diseñada es demasiado cara. Este encarecimiento del precio no fue debido a la excesiva complejidad de fabricación, sino que fue fruto de que el tornero al que se le encargó la pieza dijo que los radios de acuerdo entre los cambios de sección eran demasiado pequeños, y ello supondría la rotura de la fresa destinada a realizarlos. Por ello, hubo que volver a rediseñar los cambios de sección para radios de acuerdo mayores.

Debido al temor de que la pieza no llegase a tiempo a estar fabricada para ser calibrada antes de la fecha de entrega del proyecto, se tomó la decisión de realizar un prototipo mediante el uso de la técnica de impresión 3D empleando PLA (ácido poliláctico) como material. La idea consistió en realizar el ensayo de calibración y validación de resultados sobre la pieza en PLA, como si de acero se tratase, dado que a bajos rangos de carga este termoplástico ofrece una región elástica. Teniendo en cuenta los módulos de Young de ambos materiales, se obtuvo la fuerza máxima a ejercer sobre la célula con objeto de obtener unas deformaciones semejantes. Ésta resultó ser de unos 5 Kg.

Se procedió al pegado de las galgas extensiométricas sobre la célula y se realizó el puente de Wheatstone utilizando un soldador de estaño y fundas termo retráctiles para proteger las uniones soldadas.

## Resumen

---

Posteriormente se preparó el ensayo para ser realizado utilizando una prensa hidráulica, del taller mecánico del INSIA, que ejerciese peso sobre la célula de carga a calibrar, y otra célula de carga comercial como sensor patrón, con objeto de cuantificar con mayor precisión la fuerza. Se imprimió en PLA un acoplamiento especial para ambas células. Sin embargo, la prensa se averió, con lo que hubo que pensar un sistema alternativo para poder ejercer peso gradualmente.

La idea final consistió en emplear pesas calibradas de precisión de 1 kilo, añadirlas una a una y registrar el voltaje a la salida del circuito empleando un multímetro digital. Para ello hubo que fabricar un soporte en acero para conseguir que el peso se aplicase de manera correcta sobre la célula. A este soporte se le soldó una tuerca para que fuera roscada en una zona determinada del sensor consiguiendo así un correcto acoplamiento.

Una vez estaba clara la idea del ensayo, se pensó el circuito electrónico para amplificar la señal de salida del puente de Wheatstone y acondicionar la señal de entrada al mismo. El circuito constó de un convertidor DC/DC para estabilizar el voltaje de entrada al puente, otro convertidor para la estabilización del voltaje de entrada al amplificador, y un amplificador de instrumentación de ganancia regulable a la salida del puente de Wheatstone. Además se empleó una fuente de alimentación de corriente continua de 12 V y un multímetro para registrar el voltaje de salida. Para obtener una primera aproximación del ensayo y para observar cuál era la precisión en la medida, se montó el circuito en una placa de pruebas y se registró el voltaje a la salida del amplificador y a la salida del puente.

Se observó una buena aproximación a una recta, con lo que se decidió integrar el circuito electrónico en una PCB (*printed circuit board*). El diseño del circuito se realizó en el software OrCad y se fabricó en una placa virgen a capas de fibra de vidrio y cobre mediante el método de foto-revelado con luz ultravioleta y empleando productos químicos para conseguir el atacado de la superficie. Posteriormente se soldaron con estaño los componentes electrónicos.

Finalizada la preparación del ensayo, se procedió a su realización. Consistió en obtener las curvas de calibración del sensor para las dos posibles direcciones de fuerzas a las que podría estar sometido, a compresión o a tracción, y obtener la recta de calibración de cada una de ellas.

Además se realizaron varios ciclos de cargar y descargar pesas, para así poder obtener de forma cuantitativa los errores típicos que vienen indicados en las hojas de especificaciones de los sensores de fuerza comerciales, estos son: la no-linealidad, la histéresis y la repetitividad. Además de su cuantificación, estos datos fueron de gran utilidad para identificar los rangos de carga en los que el sensor ofrecía una mayor o menor varianza respecto de la recta de regresión obtenida. Por un lado se determinaron que los errores de no-linealidad son bastante bajos, equiparables a los ofrecidos por los sensores comerciales. Por otro lado se registraron valores más elevados de histéresis y repetitividad desde 0 hasta 2 kilos y unos registros más bajos de los mismos entre 2 y 5 kilos.

Una vez identificados los rangos de medición más precisos, se tomó uno de esos valores para realizar una comparación entre las deformaciones detectadas por las galgas en el modelo real, el modelo simulado por elementos finitos y el modelo teórico planteado. De esta forma se validó el modelo planteado en las 3 fases de desarrollo de un proyecto técnico: planteamiento del modelo teórico, simulación, fabricación, ensayo y validación.

---

# ÍNDICE

ÍNDICE .....	2
ÍNDICE DE ILUSTRACIONES.....	5
ÍNDICE DE GRÁFICAS .....	7
1. INTRODUCCIÓN .....	9
1.1. FÓRMULA SAE .....	9
1.1.1. ¿QUÉ ES LA FÓRMULA SAE?.....	9
1.1.2. ESTRUCTURA DE LA COMPETICIÓN.....	10
1.1.3. UPM RACING.....	12
1.2. INTRODUCCIÓN A LA SUSPENSIÓN DE UN MONOPLAZA TIPO FÓRMULA .....	13
2. MOTIVACIÓN Y OBJETIVOS.....	15
3. METODOLOGÍA .....	17
4. FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....	19
4.1. TEORÍA DE LAS GALGAS EXTENSIOMÉTRICAS .....	19
4.1.1. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO .....	19
4.1.2. FACTOR DE GALGA .....	19
4.2. TEORÍA DE CIRCUITOS: PUENTE DE WHEATSTONE.....	22
4.2.1. FUNCIONAMIENTO.....	22
4.2.2. TIPOS DE PUENTES DE WHEATSTONE .....	23
4.3. MÉTODO DE TAGUCHI.....	26
4.4. CURVA DE WÖHLER .....	29
5. FASE I: INVESTIGACIÓN .....	31
5.1. INVESTIGACIÓN DE LOS TIPOS DE CÉLULAS DE CARGA QUE EXISTEN EN EL MERCADO .....	31
5.2. INSTRUMENTACIÓN DE SENsoRES .....	34
5.3. INVESTIGACIÓN DE LOS TIPOS DE GALGAS QUE EXISTEN EN EL MERCADO.....	36
6. FASE II: DISEÑO PROPIO DE UNA CÉLULA DE CARGA .....	43
6.1. ESTIMACIÓN DE LAS CARGAS EN SERVICIO.....	43
6.2. CONDICIONES DE DISEÑO .....	46
6.3. MODELOS DISEÑADOS Y JUSTIFICACIÓN .....	48
6.3.1. MODELO A COMPRESIÓN-TRACCIÓN PURA.....	48
6.3.2. MODELO TIPO S .....	52
6.3.3. MODELO BINOCULAR .....	54
6.3.4. MODELO DE DOBLE CRUZ .....	55

6.3.5.	MODELO TIPO CRUZ .....	56
6.3.6.	JUSTIFICACIÓN DE LA ELECCIÓN DEL MODELO .....	59
6.4.	TENSIONES Y DEFORMACIONES EN VIGAS BIEMPOTRADAS .....	61
6.5.	OPTIMIZACIÓN DEL DISEÑO - MÉTODO DE TAGUCHI .....	64
6.5.1.	DEFINICIÓN DE LOS PARÁMETROS .....	64
6.5.2.	DISEÑO DE EXPERIMENTOS .....	65
6.5.3.	DISEÑO FINAL v1 .....	68
6.5.4.	DISEÑO FINAL v2 .....	69
6.6.	ACOPLAMIENTO A LA BARRA ACTUADORA.....	71
6.6.1.	DISEÑO DEL SOPORTE.....	71
6.6.2.	UNIÓN CUERPO DEL SENSOR - SOPORTE .....	72
7.	FASE III: CALIBRACIÓN DEL SENSOR EN PLA .....	76
7.1.	PREPARACIÓN DEL ENSAYO .....	77
7.1.1.	PLANTEAMIENTO INICIAL DEL ENSAYO EN PRENSA HIDRÁULICA	77
7.1.2.	PLANTEAMIENTO DEL ENSAYO CON PESAS CALIBRADAS .....	78
7.2.	MONTAJE DE LAS GALGAS EXTENSIOMÉTRICAS .....	79
7.3.	MONTAJE DEL CIRCUITO ELECTRÓNICO .....	81
7.3.1.	MONTAJE EN PLACA DE PRUEBAS .....	81
7.3.2.	FABRICACIÓN Y MONTAJE EN PLACA PCB .....	84
7.4.	OBTENCIÓN DE LA RECTA DE CALIBRACIÓN.....	86
7.5.	OBTENCIÓN DE ERRORES .....	88
7.5.1.	NO LINEALIDAD .....	88
7.5.2.	HISTÉRESIS.....	89
7.5.3.	REPETITIVIDAD .....	91
7.6.	VALIDACIÓN DEL MODELO .....	93
7.7.	CONCLUSIONES DEL ENSAYO .....	95
8.	PLANIFICACIÓN .....	96
9.	COSTES.....	101
10.	CONCLUSIONES .....	104
11.	FUTUROS DESARROLLOS .....	105
12.	BIBLIOGRAFÍA.....	106
13.	ANEXOS.....	107
13.1.	PLANOS REV. 1 .....	107
13.2.	PLANOS REV. 2 .....	111
13.3.	SISTEMA ELECTRÓNICO DISEÑADO EN ORCAD.....	115

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Puntuación FSAE .....	11
Tabla 2. Arreglo L4 4 <sup>2</sup> .....	27
Tabla 3. Arreglos para experimentos a 2 niveles .....	28
Tabla 4. Comparación de algunas células de carga disponibles en Omega .....	34
Tabla 5. Comparativa de tipos de galgas.....	37
Tabla 6. Catálogo strain gauges Omega.....	41
Tabla 7. Cargas máximas en la suspensión delantera .....	44
Tabla 8. Cargas máximas en la suspensión trasera .....	45
Tabla 9. Propiedades mecánicas acero ST 52 .....	46
Tabla 10. Deformación teórica en modelo a axil puro .....	49
Tabla 11. Comparación elongación modelo axil puro .....	50
Tabla 12. Voltaje a la salida en el modelo axil puro .....	51
Tabla 13. Propiedades de los materiales en cada modelo de diseño .....	59
Tabla 14. Tensiones resultantes de cada diseño .....	59
Tabla 15. Deformaciones, peso y tipo de puente .....	60
Tabla 16. Niveles de los parámetros .....	65
Tabla 17. Arreglo L9 a emplear .....	65
Tabla 18. Resultados de las simulaciones en CATIA .....	66
Tabla 19. Resultados de las deformaciones teóricas medias a cada nivel.....	67
Tabla 20. Resultados del promedio de tensiones máximas a cada nivel.....	67
Tabla 21. Tabla de diseño final .....	68
Tabla 22. Modelo teórico y simulación en el diseño final v2 .....	70
Tabla 23. Resultados del cálculo de interferencia .....	74
Tabla 24. Propiedades mecánicas del PLA .....	76
Tabla 25. Pesas para el ensayo .....	79
Tabla 26. Resultados del ensayo a compresión en protoboard .....	83
Tabla 27. Medidas calibración a compresión.....	86
Tabla 28. Medidas calibración a tracción.....	87
Tabla 29. No linealidad en el ensayo a compresión.....	88
Tabla 30. No linealidad a tracción .....	89
Tabla 31. Histéresis a compresión.....	90
Tabla 32. Histéresis a tracción .....	91
Tabla 33. Resultados de repetitividad a compresión.....	91
Tabla 34. Repetitividad a tracción.....	92
Tabla 35. Validación del modelo .....	94
Tabla 36. Costes de Hardware y software.....	101
Tabla 37. Coste de preparación del ensayo .....	101
Tabla 38. Coste del ensayo.....	101
Tabla 39. Costes de mano de obra.....	102
Tabla 40. Costes indirectos .....	102
Tabla 41. Coste total del proyecto.....	103

## ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1. Trazado del Skid-Pad .....	11
Ilustración 2. Logo UPM Racing .....	12
Ilustración 3. Suspensión de doble trapecio tipo push de un FSAE.....	14
Ilustración 4. Downforce en el alerón trasero .....	15
Ilustración 5. Galgas extensiometrías .....	19
Ilustración 6. Puente de Wheatstone .....	22
Ilustración 7. Galga dummy para compensar la temperatura .....	23
Ilustración 8. Ejemplo del uso de un puente de Wheatstone completo .....	25
Ilustración 9. Anillo de calibración .....	31
Ilustración 10. Células de carga comerciales .....	32
Ilustración 11. Células de carga a flexión .....	32
Ilustración 12. Células de carga a cortante.....	33
Ilustración 13. Célula de carga a axil puro.....	33
Ilustración 14. Patrones comerciales de rejilla.....	39
Ilustración 15. Célula de carga comercial que trabaja con esfuerzo axil puro.....	48
Ilustración 16. Vistas del modelo axil puro.....	48
Ilustración 17. Tensiones máximas de Von Mises en el modelo axil puro.....	50
Ilustración 18. Medidas del modelo S .....	52
Ilustración 19. Tensión principal de tracción en el modelo tipo S .....	53
Ilustración 20. Tensión principal de tracción en el modelo binocular .....	54
Ilustración 21. Tensión principal de compresión en el modelo binocular .....	54
Ilustración 22. Tensión principal de tracción (sección) .....	55
Ilustración 23. Tensión principal de compresión (sección).....	55
Ilustración 24. Principio básico de funcionamiento del modelo de cruz .....	56
Ilustración 25. Vistas del modelo cruz al comienzo de su diseño (idea inicial) .....	56
Ilustración 26. Zonas de alta y baja tensión mecánica (sección) .....	57
Ilustración 27. Tensión principal de compresión en el modelo cruz (sección) .....	57
Ilustración 28. Tensión principal de tracción en el modelo cruz (sección).....	58
Ilustración 29. Viga biempotrada .....	61
Ilustración 30. Condiciones de contorno de la viga .....	61
Ilustración 31. Tensiones normales debidas a momento flector simple.....	62
Ilustración 32. Parametrización del diseño .....	64
Ilustración 33. Desplazamiento vertical $\delta=0.0227$ mm en uno de los experimentos .....	66
Ilustración 34. Diseño final del cuerpo de la célula de carga.....	69
Ilustración 35. Cuerpo del sensor con radios de acuerdo de 3 mm .....	70
Ilustración 36. Célula de carga montada en la push rod.....	71
Ilustración 37. Tensiones de Von Mises en el soporte.....	71
Ilustración 38. Presión entre eje y agujero .....	73
Ilustración 39. Tensión circunferencial a lo largo del espesor del cilindro.....	74
Ilustración 40. Acoplamiento cuerpo-soporte .....	75
Ilustración 41. Prototipos impresos.....	76
Ilustración 42. Idea inicial del ensayo de calibración .....	77
Ilustración 43. Sensor comercial para el ensayo .....	77
Ilustración 44. Adaptador entre ambas células de carga .....	78
Ilustración 45. Galgas adheridas al sensor prototipo.....	80
Ilustración 46. Ensayos a compresión y a tracción .....	81
Ilustración 47. Ensayo en protoboard.....	81
Ilustración 48. Circuito electrónico realizado .....	82

## Índice de ilustraciones

---

Ilustración 49. Amplificador de instrumentación.....	83
Ilustración 50. Aspecto de la placa tras la fase de atacado .....	85
Ilustración 51. Taladrado de la PCB .....	85
Ilustración 52. Tensión principal de compresión para modelo en PLA .....	94

## ÍNDICE DE GRÁFICAS

Gráfica 1. Tensión-deformación en ensayo de tracción .....	20
Gráfica 2. Influencia de los parámetros en la temperatura.....	28
Gráfica 3. Curva de Wöhler .....	29
Gráfica 4. Curva de medida típica de un sensor de fuerza .....	34
Gráfica 5. No linealidad en la medición.....	35
Gráfica 6. Histéresis en la medida del sensor.....	36
Gráfica 7. Repetitividad de la medida.....	36
Gráfica 8. Deformación inducida por la temperatura.....	38
Gráfica 9. Promedio de la elongación en la galga.....	39
Gráfica 10. No linealidad e histéresis.....	40
Gráfica 11. Aceleración lateral registrada en el Skid-Pad .....	43
Gráfica 12. Desaceleración longitudinal registrada en el Autocross .....	44
Gráfica 13. Elongación a lo largo de la viga .....	63
Gráfica 14. Influencia de los parámetros en la elongación media teórica.....	67
Gráfica 15. Influencia de los parámetros en la tensión máxima de Von Mises .....	67
Gráfica 16. Elongación teórica a lo largo de la viga .....	68
Gráfica 17. Elongación a lo largo de la viga en el modelo final v2 .....	69
Gráfica 18. Medidas puente ensayo protoboard a compresión .....	84
Gráfica 19. Medidas amplificador ensayo protoboard a compresión.....	84
Gráfica 20. Recta de calibración a compresión.....	86
Gráfica 21. Recta de calibración a tracción.....	87
Gráfica 22. No linealidad a compresión.....	88
Gráfica 23. No linealidad a tracción.....	89
Gráfica 24. Histéresis a compresión.....	90
Gráfica 25. Histéresis a tracción .....	91
Gráfica 26. Repetitividad a compresión .....	92
Gráfica 27. Repetitividad a tracción.....	93
Gráfica 28. Distribución del presupuesto en costes directos.....	102
Gráfica 29. Comparación de costes.....	103



## 1. INTRODUCCIÓN

### 1.1. FÓRMULA SAE

#### 1.1.1. ¿QUÉ ES LA FÓRMULA SAE?

La Formula Student, también conocida como Formula SAE, es una competición entre estudiantes de ingeniería universidades de todo el mundo en la que los miembros del equipo diseñan, construyen, desarrollan y compiten un vehículo tipo fórmula.

El objetivo de la competición es poner en práctica tanto conocimientos ingenieriles como habilidades transversales imprescindibles hoy en día como el trabajo en equipo, la coordinación y asumir responsabilidades, potenciando la capacidad de resolver problemas de forma rápida y eficaz.

La primera edición de la Formula SAE fue organizada en la Universidad de Texas en Austin en 1981. Participaron 6 equipos y un total de 40 alumnos. Estas competición ha ido creciendo año a año. En la actualidad se celebran competiciones oficiales en Alemania, Japón, Brasil, Australia, Italia, Reino Unido y Austria y llegan a albergar más de 120 equipos y más de 2000 estudiantes.

### 1.1.2. ESTRUCTURA DE LA COMPETICIÓN

La competición se divide entre pruebas estáticas y pruebas dinámicas de tal manera que si no superas las primeras no hay opción de competir en las segundas.

Las estáticas están formadas por:

- Inspección técnica y de seguridad. En esta fase los jueces de la competición examinan los monoplazas participantes de forma exhaustiva para dar constancia de que constructivamente los coches cumplen la normativa de diseño y que han llevado a cabo todas las medidas de seguridad especificadas en la misma.
- Cost event: se trata de presentar el presupuesto del coche totalmente desglosado. Dependiendo de los materiales utilizados, el proceso de fabricación seguido y de si la pieza en cuestión ha sido fabricada en las instalaciones propias del equipo o ha sido comprada a una empresa exterior, el precio del coche variará.
- Business plan: la idea de esta prueba es crear un modelo de marketing para convencer a los posibles compradores (los jueces), por medio de una exposición oral, de que el prototipo desarrollado por el equipo es el más estético y atractivo. Dentro del plan de negocio se puede incluir cualquier tipo de estrategia de marketing, desde encuestas a profesionales del sector automovilístico, hasta un video comercial.
- Design event: esta prueba valora todos los conocimientos ingenieriles empleados en el diseño y fabricación del coche: diseños propios, simulaciones con software, ensayos realizados, pruebas hechas en pista, técnicas empleadas en la fabricación del coche...

Una vez superadas estas pruebas, dan comienzo las pruebas dinámicas. Éstas evalúan el comportamiento del coche en pista. Están compuestas de:

- Aceleration: en esta prueba el coche debe recorrer 75 metros en línea recta en muy pocos segundos partiendo de velocidad nula.
- Autocross: se trata de completar una vuelta rápida a un circuito muy revirado cuyo trazado va variando año a año y que es uno de los grandes secretos de la competición, lo que pone aún más de manifiesto la pericia de los pilotos, ya que no pueden prepararse específicamente para el circuito. El orden de finalización de esta prueba determina el orden de salida la última prueba, el Endurance.
- Skid-pad: trata de medir la agilidad y respuesta del coche ante grandes transferencias de carga laterales. Se trata de realizar dos giros a derechas y otros dos giros a izquierdas, en el menor tiempo posible y sin salirse de las líneas trazadas por los conos.

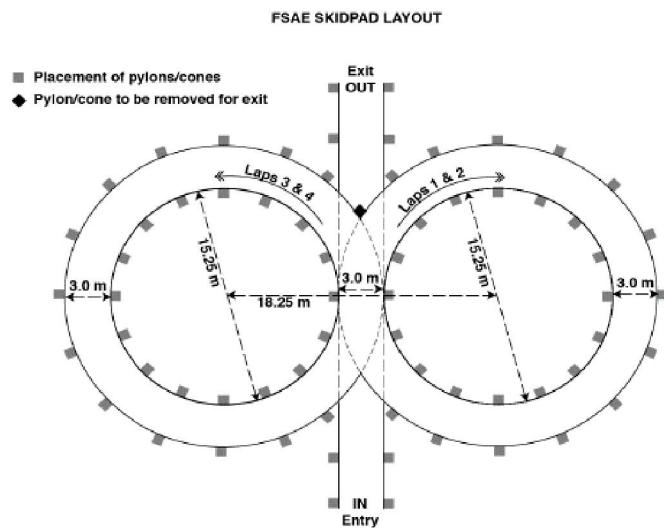


Ilustración 1. Trazado del Skid-Pad

- Endurance & Efficiency: se trata de recorrer varias vueltas de un circuito de gran complejidad hasta completar 22 kilómetros. A la mitad del circuito hay una inspección técnica del vehículo y debe producirse un cambio de piloto. En caso de terminar exitosamente el Endurance, comienza el Efficiency (fuel economy), en el que se mide la cantidad de combustible consumido durante la prueba.

El total de puntos que puede conseguir cada equipo son 1000 puntos, que se distribuyen de la siguiente forma entre cada prueba:

Pruebas estáticas		Pruebas dinámicas	
Technical Inspection	0 puntos	Acceleration	75 puntos
Engineering Design Event	150 puntos	Skid Pad	50 puntos
Cost Event	100 puntos	Autocross	150 puntos
Business Plan Event	75 puntos	Fuel Economy	100 puntos
		Endurance	300 puntos

Tabla 1. Puntuación FSAE

### 1.1.3. UPM RACING

Este proyecto surge en el año 2003, cuando un equipo de profesores de la ETS de Ingenieros Industriales de la Universidad Politécnica de Madrid formaron un equipo de automoción Formula Student con objeto de complementar la educación de los alumnos de la escuela que estuvieran interesados en participar.

El atractivo principal para el alumno es el reto que supone asumir y participar en todo el proceso de fabricación de un vehículo, junto con la investigación y diseño del mismo. El producto final no es sólo la obtención de un vehículo con las mejoras prestaciones posibles para lograr el objetivo de la competición, sino el crear un equipo de trabajo entre todos los participantes, fomentando la participación activa e implicación en la consecución de un objetivo común entre todos, y cuyo incentivo es la satisfacción de poder llevar el vehículo fabricado (con su propio esfuerzo, tiempo y trabajo) a la realidad de una competición.

El equipo se compone de 50 estudiantes, que año tras año se van renovando, pertenecientes a los últimos cursos de la ETS de Ingenieros Industriales, la ETS de Ingenieros Aeronáuticos y del Máster de Ingeniería de Automoción del INSIA.



Ilustración 2. Logo UPM Racing

El proyecto UPM Racing ayuda a los alumnos a poner en práctica todos aquellos conocimientos adquiridos en la escuela, además de incentivar su desarrollo personal y profesional. El proyecto trata de completar su formación como ingenieros y contrastar sus progresos compitiendo con las mejores universidades del mundo, poniendo todo su empeño en sacar adelante un vehículo de competición.

Este proyecto ha sido realizado dentro de la división de suspensión, dirección, frenos y dinámica vehicular del equipo UPM Racing.

## 1.2. INTRODUCCIÓN A LA SUSPENSIÓN DE UN MONOPLAZA TIPO FÓRMULA

La finalidad de la suspensión de un vehículo tipo Fórmula, es asegurar el máximo contacto de los neumáticos con el suelo para así asegurar que se aprovecha toda la fuerza tractora suministrada por el motor. Este contacto rueda-suelo debe ser el máximo posible en todo momento de la carrera, independientemente de las irregularidades que pueda tener la pista, de las fuerzas a las que esté sometido el vehículo (en frenada, en curva...) e independientemente de la velocidad de circulación.

En un vehículo de competición fórmula SAE se suele utilizar una suspensión de doble trapecio. Los elementos que forman parte de este tipo de suspensión deben ser diseñados para minimizar la masa no suspendida del vehículo:

- Neumático: su correcta elección determinará el buen funcionamiento global del coche así como sus cualidades dinámicas. Se deberán maximizar las prestaciones relacionadas con la adherencia, la rigidez vertical, la rigidez de deriva, el momento autoalineante...
- Trapecio superior e inferior: soportan los esfuerzos laterales debidos a la deformación de la huella del neumático cuando existe un determinado ángulo de deriva.
- Barra actuadora: transmite todos los esfuerzos verticales desde el neumático hasta la pareja muelle-amortiguador. Todo el peso que recae sobre el eje delantero o trasero, incluyendo la carga aerodinámica, viaja hasta la rueda a través de esta barra. Tiene dos posibles configuraciones, como posteriormente se verá.
- Buje: gira solidariamente con la rueda y es donde se fija la llanta.
- Mangueta: está alojada en el buje, pero no gira debido a una pareja de rodamientos que lo impiden. Sirve como puntos de anclaje de todo aquello que no gira con la rueda: trapecios, pinzas de freno, sensor efecto hall..., y es la pieza encargada de transmitir los esfuerzos de la rueda a los elementos de la suspensión.
- Muelle y Amortiguador: controla los movimientos de la suspensión evitando fuertes oscilaciones.
- Balancín: para no tener que introducir la restricción constructiva de que el amortiguador y la barra actuadora tengan que estar alineados, todo sistema de suspensión debe incorporar un balancín que transforme el movimiento y las fuerzas en la dirección de la barra actuadora en la dirección del amortiguador. Suele introducir un anclaje para la barra estabilizadora.
- Barra estabilizadora (anti-roll bar): su misión es la de evitar que, debido a un peralte, una de las ruedas del mismo eje se eleve mucho más que la otra rueda. Trabaja a torsión.
- Anclajes: fijan los puntos de unión de las rótulas a ambos extremos de los brazos de la suspensión con el chasis. Para su fabricación se emplean métodos de corte láser y mecanizado.

Existen dos posibles variantes de la misma atendiendo a la forma en la que trabaje la barra actuadora: configuración tipo *push* o configuración tipo *pull*:

En la configuración tipo *push* la barra actuadora trabaja fundamentalmente a compresión y une el balancín del amortiguador con el trapecio inferior, de tal forma que introduce a este último una componente de flexión que no se puede despreciar. Esto obliga a que el

amortiguador se sitúe en una posición elevada en el vehículo facilitando así su instalación y su posible reglaje o recambio, pero aumentando la altura del centro de gravedad respecto del suelo. La barra actuadora debe estar dimensionada para que no plastifique ni pandee.

En la configuración tipo *pull* la barra actuadora trabaja únicamente a tracción, transmitiendo los esfuerzos desde el trapecio superior hasta el balancín del amortiguador. Ello permite que la posición tanto del balancín como de el amortiguador se encuentre en una posición más inferior que en la configuración anterior, disminuyendo la distancia del centro de gravedad respecto del suelo y mejorando así la dinámica vehicular. Su instalación es más compleja.

Durante la temporada 2015-2016 el equipo UPM Racing ha optado por la suspensión de doble trapecio tipo *push* tanto para la suspensión trasera como para la delantera.



Ilustración 3. Suspensión de doble trapecio tipo push de un FSAE

## 2. MOTIVACIÓN Y OBJETIVOS

Lo primero que se debe plantear un ingeniero antes de comenzar un proyecto es conocer los motivos por los que lo realiza y cuáles son los objetivos perseguidos en su realización. Uno de sus principales motivos surge de la necesidad de cuantificar de manera fiel la sustentación ganada en el empleo de elementos aerodinámicos.

Uno de los principales elementos aerodinámicos de los que dispone el UPM 13C son los alerones delantero y trasero. El objetivo de estos alerones con perfil de ala invertida es el de ganar fuerza de sustentación negativa (también conocida como *downforce* o empuje), para así conseguir que el vehículo vaya más pegado al suelo, asegurando el correcto contacto rueda-suelo. Al aumentar el peso que recae sobre cada eje se consigue aumentar la fuerza de tracción, teniendo así una mayor capacidad de aceleración y de frenado. Esta fuerza de sustentación vertical depende de un coeficiente aerodinámico  $C_z$ , función de la geometría de diseño del alerón, de la densidad del aire  $\rho$  y del cuadrado de la velocidad.

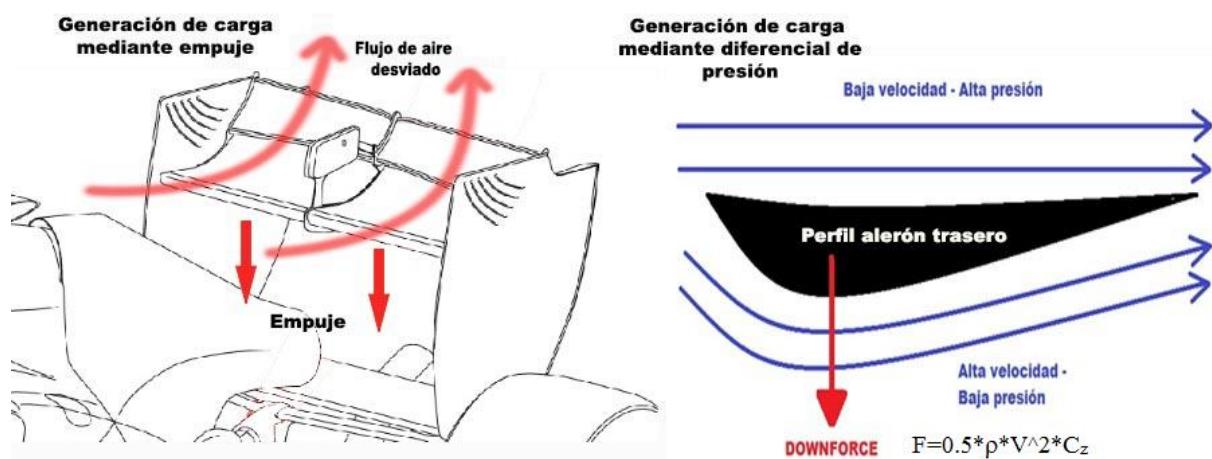


Ilustración 4. Downforce en el alerón trasero

Sin embargo, los circuitos en las competiciones son tremadamente revirados y no hay grandes rectas en las que alcanzar gran velocidad punta, con lo que no se alcanzan grandes velocidades medias superiores a 45 km/h. De hecho, hay equipos de otras universidades que deciden no fabricar alerones para sus monoplazas. En UPM Racing los miembros de la división de chasis y aerodinámica diseñan los alerones y realizan simulaciones por ordenador para así obtener la fuerza de sustentación que el coche gana en cada tramo de la carrera usando los alerones. Sin embargo, no se realiza ningún tipo de ensayo de validación para conocer la fuerza efectiva real que se obtiene en pista en cada instante de tiempo.

Este proyecto surge pues, de la necesidad de conocer en cada momento de la carrera, las fuerzas verticales reales que se transmiten al neumático. Estas fuerzas son las debidas al peso propio del coche, las debidas a las transferencias de carga longitudinales y transversales y las debidas a la carga efectiva producida por los elementos aerodinámicos.

Los objetivos de este proyecto se resumen en:

- El diseño y la fabricación de una célula de carga que, instalada en una de las barras de la suspensión del monoplaza, ayude a conocer las fuerzas reales que llegan al neumático a través de la barra actuadora de la suspensión.

- La descripción del proceso de diseño mecánico y la búsqueda de la geometría más adecuada para la aplicación antes mencionada.
- La fabricación de una célula de carga especialmente diseñada para medir estas fuerzas servirá para poder defender el diseño de la suspensión y de los alerones delante del jurado que califica el diseño del coche, en las diferentes competiciones en las que participa el equipo. Además, al tratarse de un elemento diseñado, fabricado y calibrado (no comprado) supondrá una mayor puntuación para el equipo en la prueba del *design*.
- Esta célula de carga deberá tener un diseño robusto, capaz de soportar miles de Newton y de ofrecer una lectura precisa de las fuerzas que se ejercen, por medio de su calibración.
- La calibración servirá también como ensayo de validación de los cálculos teóricos y simulaciones realizadas.
- Para conseguir esta correcta lectura de fuerzas a través de la deformación registrada por las galgas extensiometrías, se realizará un puente de Wheatstone y se aplicará un correcto acondicionamiento de la señal. Este circuito electrónico se integrará de manera compacta en una PCB (*Printed Circuit Board*).
- Finalmente, otro de los objetivos es la cuantificación de los errores de lectura que posee el sensor.

### 3. METODOLOGÍA

El proyecto está metodológicamente orientado al desarrollo de un sistema electromecánico desde su planteamiento inicial, hasta su ensayo y validación.

En ingeniería, antes de tratar de buscar una solución a un problema se deben conocer los motivos por los cuales dicha solución es necesaria. En el caso de este proyecto se necesitaban conocer las fuerzas reales que atraviesan la barra actuadora de la suspensión en cada momento de la carrera.

Se comenzó **investigando** acerca de los fundamentos teóricos que envuelven a la tecnología empleada en el diseño y fabricación de los diferentes tipos de células de carga que existen en el mercado. En esta fase se incluye la investigación de las principales geometrías de los elementos deformables, así como el comportamiento mecánico que exhiben. Además se realizó un estudio de las clases de galgas extensiométricas que se encuentran en el mercado, incluyendo los parámetros constructivos que influyen en su aplicación.

Posteriormente se comenzó la fase de **diseño**, la cual sirvió para comprender las tensiones mecánicas que se generan en los elementos deformables en función de su geometría. Gracias a una mezcla de ideas tomadas de diseños comerciales y de conocimientos adquiridos en asignaturas del grado, se realizaron una serie de diseños propios y se trató de obtener, para cada uno de ellos, la expresión analítica de la ecuación de campo tanto de tensiones y de deformaciones. Con objeto de obtener los valores de las concentraciones de tensiones en los diferentes diseños, se empleó el módulo de elementos finitos de CATIA.

Tras obtener razonadamente el tipo de geometría a optimizar, se empleó el método de Taguchi para obtener las medidas más correctas de la pieza, llegando a una solución de compromiso entre deformaciones obtenidas y peso, entre otros.

Después de decidir el diseño definitivo, se decidió **fabricar** la pieza mediante prototipado rápido en impresora 3D con objeto de realizar un ensayo de calibración y validar los resultados obtenidos del modelo diseñado. Además se diseñó y se fabricó la instalación electrónica y el cableado necesarios para el tratamiento de la señal. Dentro de este **ensayo** se obtuvo la recta de regresión a la que mejor se ajustaban las diferentes mediciones, así como diferentes tipos de errores. De este modo se consiguieron **validar** los cálculos y las simulaciones con otro material, por si la pieza mandada a fabricada en acero, no llegase a tiempo.

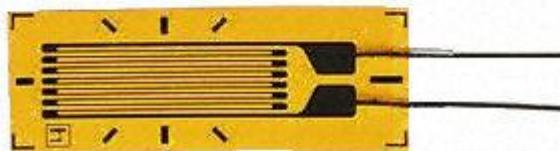
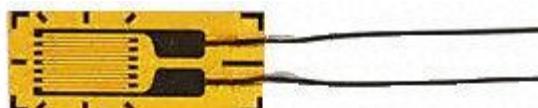


## 4. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

### 4.1. TEORÍA DE LAS GALGAS EXTENSIOMÉTRICAS

#### 4.1.1. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

Tal y como fue descubierto por Lord Kelvin en 1856, al aplicar una fuerza sobre un hilo conductor o un semiconductor se presenta una variación en su resistencia eléctrica, incrementando su resistencia al ser alargado y la disminuyéndose al ser acortado. Este principio permite realizar mediciones de fuerzas que provoquen deformaciones en el hilo conductor.



*Ilustración 5. Galgas extensiometricas*

A partir de este concepto básico surgió la idea de la galga extensiometrica, la cual está constituida por una rejilla conductora o semiconductor (material sensible) fijada a un material base flexible y aislante. Inventado por los ingenieros Edward E. Simmons y Arthur C. Ruge en 1938. La galga se adhiere a la pieza cuya deformación se quiere cuantificar mediante un adhesivo especial para galgas.

Su principio de funcionamiento se basa en el efecto piezoresistivo. La piezoresistividad es la propiedad de algunos metales, según la cual, su resistividad varía en función de la deformación a la que están sometidos, el material del que están constituidos y su forma geométrica. Dicha distorsión en el valor de la resistividad del material es debida a la variación de la distancia interatómica. Considerando la rejilla de una galga como un cable conductor con una resistividad  $\rho$ , una longitud  $l$  y un área transversal  $A$  su resistencia se expresa como:

$$R = \rho \frac{l}{A} \quad (I)$$

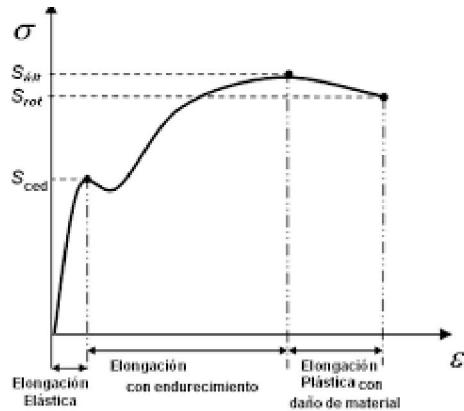
#### 4.1.2. FACTOR DE GALGA

Al aplicar una fuerza mecánica sobre el hilo los 3 parámetros de la fórmula anterior varían, contribuyendo a la variación global de la resistencia.

$$\frac{dR}{R} = \frac{A(\rho dl + l d\rho) - \rho l dA}{A^2} \quad (2)$$

Según la ley de Hooke la tensión mecánica se relaciona con la elongación unitaria longitudinal a través del módulo de Young según una proporcionalidad directa.

$$\sigma = \frac{F}{A} = E \varepsilon = E \frac{dl}{l} \quad (3)$$



Gráfica 1. Tensión-deformación en ensayo de tracción

Se deduce de la fórmula y gráfica anteriores que las galgas extensiometrías deben trabajar siempre en la zona elástica de la curva de tracción que tenga el material que compone el material sensible de la rejilla. En caso plastificar debido a deformaciones elevadas, la rejilla adquiriría una deformación permanente, aún en ausencia de esfuerzos mecánicos, lo que supondría la inutilidad total de la galga. Como se verá posteriormente, la deformación máxima que una galga es capaz de soportar supone una de las mayores limitaciones de su empleo.

Por otro lado, al deformar un componente mecánico a tracción o a compresión, se produce un encogimiento o un alargamiento, respectivamente, de la dirección transversal. Ambas deformaciones longitudinal y transversal se relacionan mediante el coeficiente de Poisson según:

$$\mu = -\frac{dD/D}{dl/l} \quad (4)$$

Donde D es el diámetro del hilo y  $\mu$  es denominado coeficiente de Poisson. Sustituyendo en la expresión en derivadas:

$$\frac{dR}{R} = \frac{dl}{l} [1 + 2\mu] + \frac{d\rho}{\rho} \quad (5)$$

Por otro lado, el coeficiente de piezoresistividad  $\pi_1$  relaciona el cambio en el valor de la resistividad del material a razón de la deformación producida:

$$\pi_1 = \frac{1}{E} \frac{d\rho/\rho}{dl/l} \quad (6)$$

Sustituyendo de en la expresión en derivadas obtenemos:

$$\frac{dR/R}{dl/l} = 1 + 2\mu + \pi_1 E \quad (7)$$

Identificando los términos de la suma a la derecha de la igualdad:

- La unidad representa la variación de la resistencia debido a un cambio en la longitud
- $2\mu$  es el cambio en la resistencia debido al cambio en la sección
- $\pi_1 E$  es el cambio en la resistencia debido al efecto piezoresistivo

Los fabricantes de galgas agrupan la anterior suma de términos en el denominado factor de galga ( $GF$ ), el cual relaciona el cambio de resistencia de la galga inducida por la deformación  $\varepsilon$  detectada.

$$GF = \frac{\delta R/R}{\varepsilon} \quad (8)$$

## 4.2. TEORÍA DE CIRCUITOS: PUENTE DE WHEATSTONE

### 4.2.1. FUNCIONAMIENTO

El puente de Wheatstone es una configuración eléctrica constituida por cuatro resistencias pasivas o variables, que forman un circuito cerrado en forma de cuadrado. En una de sus diagonales se aplica la fuente de tensión, mientras que en la otra diagonal se obtiene un valor de tensión que depende del valor de las resistencias que conforman el puente. Esto es, que está formado por dos divisores de tensión en paralelo cuya diferencia de caída de potencial de cada divisor determina el voltaje a la salida del puente:

$$V_o = V_{EX} \left[ \frac{R_1}{R_1 + R_2} - \frac{R_3}{R_4 + R_3} \right] \quad (9)$$

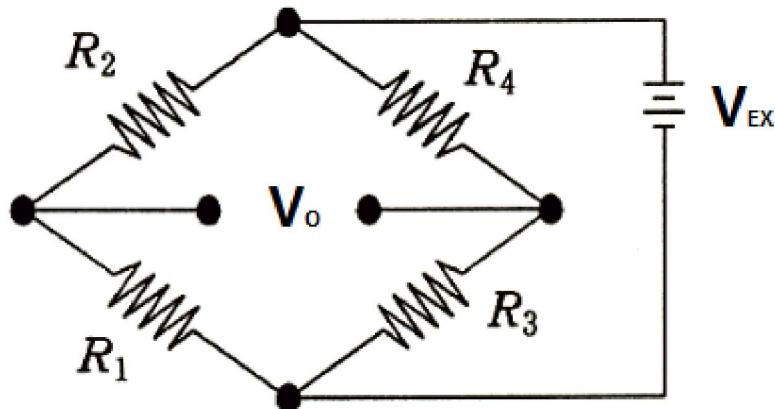


Ilustración 6. Puente de Wheatstone

Es usado ampliamente en el mundo de la electrónica para multitud de aplicaciones. Una de ellas es la de la determinación exacta del valor de la impedancia de una resistencia de valor desconocido mediante el equilibrio de los brazos del puente, conocido el voltaje de excitación y el voltaje de salida.

Sin embargo, en este proyecto, el puente de Wheatstone ha sido utilizado como parte del sistema de medición de la señal producida por la variación de la resistencia de las galgas.

A la vista de la ecuación, es evidente que cuando  $R_1 / R_2 = R_3 / R_4$ , el voltaje de salida  $V_o$  será nulo. Bajo estas condiciones, se dice que el puente está equilibrado. Por tanto, cualquier cambio en el valor de la resistencia en cualquier brazo del puente dará lugar a un voltaje de salida distinto a cero. Conocida la capacidad de las galgas extensiométricas de variar su resistencia a causa de la deformación, es posible variar el voltaje de salida del puente sustituyendo una o varias resistencias pasivas del mismo, por galgas y, al someterlas a deformación producir la variación de voltaje mencionada.

Dependiendo del número de ramas pasivas sustituidas por galgas se obtendrán diferentes configuraciones del puente:

## 4.2.2. TIPOS DE PUENTES DE WHEATSTONE

### 4.2.2.1. CUARTO DE PUENTE

Al sustituir una de las ramas del puente por una galga extensiometrífica cualquier cambio en la resistencia de la galga desequilibrará el puente y producirá un voltaje distinto a cero a la salida. Si la resistencia nominal de la galga es entonces el cambio de tensión en bornes de la galga inducido por la deformación es:

$$dR = R\varepsilon GF \quad (10)$$

Y como el puente debe estar inicialmente en equilibrio todas las resistencias pasivas tienen un valor  $R$ . Sustituyendo en la ecuación del puente se puede escribir como:

$$\frac{V_o}{V_{EX}} = \frac{GF\varepsilon}{4 + 2GF\varepsilon} \quad (11)$$

A la vista de la fórmula la salida de voltaje no es lineal, lo que puede aumentar el error en la medición. Además, la configuración de cuarto de puente puede inducir falsos registros de deformación debidos a la temperatura. Según se expuso en apartados anteriores de la memoria, existen aleaciones que componen el hilo metálico de las galgas que son capaces de no deformarse en un amplio rango de temperaturas minimizando así su efecto falseador de lecturas. Sin embargo esta compensación no es del todo eficaz ya que no es una recta horizontal perfecta. Para eliminar completamente este efecto se requiere el empleo de la configuración de medio puente.

### 4.2.2.2. MEDIO PUENTE

#### 4.2.2.2.1. EMPLEO DE UNA GALGA FANTASMA

Para que el puente esté autocompensado térmicamente se añade otra galga al puente pero en orientada  $90^\circ$  respecto de la primera galga y, por tanto, a  $90^\circ$  de la dirección principal de la fuerza.

#### Compensación de temperatura

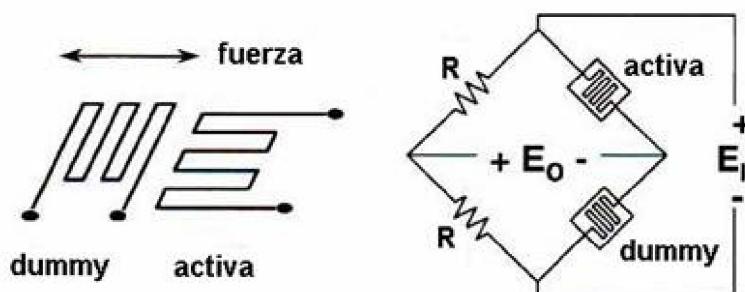


Ilustración 7. Galga dummy para compensar la temperatura

Esta galga así orientada no modificará su resistencia como una galga activa ya que la deformación en el material que detecta no sería la deformación según la dirección de la fuerza ( $\varepsilon_a$ ), sino la transversal a ella ( $\varepsilon_t$ ). Recibe el nombre de galga dummy o galga fantasma.

$$\varepsilon_t = -\mu \varepsilon_a \quad (12)$$

Siendo  $\mu$  el coeficiente de Poisson del material.

Si toda la pieza se sometiese al mismo incremento de la temperatura, tanto la galga activa como la galga dummy se deformarían de igual forma por efecto de temperatura y, al estar montadas en ramas adyacentes este incremento de resistencia indeseable se cancelaría. Por otro lado, como la deformación transversal captada por la galga dummy es mucho menor respecto de la deformación longitudinal registrada por la galga activa, se puede despreciar el registro de la primera.

En conclusión, se obtiene algo semejante a una configuración de cuarto de puente pero con la ventaja de compensar la temperatura. Sin embargo, el voltaje de salida seguiría siendo no lineal con la deformación.

#### 4.2.2.2.2. EMPLEO DE 2 GALGAS ACTIVAS

Con objeto de obtener una salida de voltaje lineal se utilizan dos galgas activas situadas en brazos adyacentes del puente en caso de querer restar las variaciones en la resistencia de las galgas, o montadas en brazos opuestos para sumar dichas variaciones. Para el primer caso el puente está autocompensado térmicamente, pero para el segundo caso harían falta 2 galgas dummy (cada una en uno de los brazos restantes del puente) para anular el efecto de la temperatura en el registro, por lo que se convertiría en una configuración de puente completo.

Para ambos casos, la salida del puente será lineal con la deformación según la expresión:

$$\frac{\delta V_o}{V_{EX}} = \frac{GF * \varepsilon}{2} \quad (13)$$

#### 4.2.2.3. PUENTE COMPLETO

Para obtener una mayor precisión en la medición, las 4 ramas del puente se sustituyen por galgas activas de mismo valor de resistencia nominal para que el puente esté inicialmente en equilibrio. Suponemos que inicialmente las galgas están en estado de cero deformación, si se someten a deformaciones tal que las resistencias cambian a  $dR_i$ , tal que  $i=1, 2, 3$  y  $4$ , el cambio de voltaje de salida será:

$$dV_o = \sum_{i=1}^{i=4} \frac{\partial V_o}{\partial R_i} dR_i \quad (14)$$

Evaluando las derivadas parciales:

$$dV_o = V \left[ \frac{R_2 dR_1 - R_1 dR_2}{(R_1 + R_2)^2} + \frac{R_3 dR_4 - R_4 dR_3}{(R_3 + R_4)^2} \right] \quad (15)$$

Sabiendo que para cada galga activa se cumple que:

$$dR_i = R_i \varepsilon_i GF_i \quad (16)$$

Y sustituyendo:

$$\delta V_0 = V_{EX} \left[ \frac{R_1 R_2}{(R_1 + R_2)^2} (\varepsilon_1 GF_1 - \varepsilon_2 GF_2) + \frac{R_3 R_4}{(R_3 + R_4)^2} (\varepsilon_4 GF_4 - \varepsilon_3 GF_3) \right] \quad (17)$$

Particularizando la ecuación anterior para 4 galgas con el mismo factor de galga ( $GF$ ):

$$\frac{\delta V_0}{V_{EX}} = \frac{GF}{4} (\varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_4 - \varepsilon_3) \quad (18)$$

En caso de que las 4 galgas detectasen la misma deformación en valor absoluto:

$$\frac{\delta V_0}{V_{EX}} = GF * \varepsilon \quad (19)$$

Esta configuración de puente tiene varias ventajas sobre el resto de puentes antes explicados debido a que la señal de salida es directamente proporcional a la elongación detectada, y el rango de voltaje es mayor, lo que permite una mayor precisión en la medida.

Un ejemplo del uso del puente completo es la validación de modelos de resistencia de materiales en vigas en voladizo, colocando dos galgas en la parte superior de la viga con objeto de captar deformaciones a tracción, y otras dos galgas en la parte inferior para captarlas a compresión.

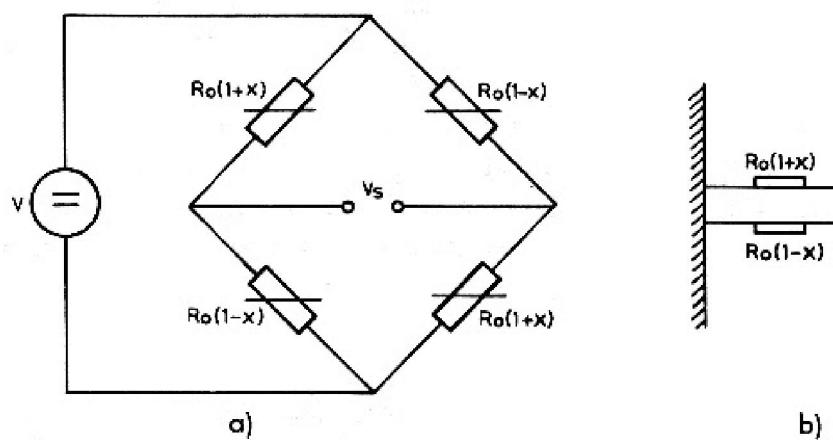


Ilustración 8. Ejemplo del uso de un puente de Wheatstone completo

### 4.3. MÉTODO DE TAGUCHI

Gen'ichi Taguchi fue un ingeniero y estadista japonés que desde 1950 en adelante, desarrolló una metodología estadística para mejorar la calidad de los productos manufacturados. Este método de ingeniería de calidad, se centra en la fase de diseño de un producto, de manera que sea insensible a las fuentes de variabilidad, es decir, robusto. De esta forma se minimizan las variaciones sufridas por el producto en etapas de desarrollo posteriores (fabricación y producción) con el objetivo de minimizar los costes derivados de estas modificaciones.

La metodología Taguchi consta de tres etapas:

- Diseño del sistema
- Diseño de parámetros
- Diseño de tolerancias

De estas tres etapas, la más importante es el diseño de parámetros cuyo objetivo es principalmente la identificación de los factores que afectan la característica de calidad en cuanto a su magnitud y en cuanto a su variabilidad. Además dentro de este apartado se intenta definir los niveles “óptimos” en que debe fijarse cada parámetro o factor, a fin de optimizar la operación del producto y hacerlo lo más robusto posible. Otro objetivo fruto de los cálculos realizados en esta etapa es la identificación de aquellos factores que no afectan demasiado a la característica de calidad que se trata de optimizar, a fin de reducir el número de variables y ahorrar costes y complejidad de las pruebas a realizar.

Para lograr lo anterior, habitualmente se utilizan modelos factoriales para realizar un diseño de experimentos en los que se tienen en cuenta todas las posibles combinaciones de variables para ver como varían entre sí y obtener así su correlación.

Sin embargo, Taguchi propone una alternativa menos laboriosa que se conoce como arreglos ortogonales. Los arreglos ortogonales son matrices en cuyas filas se colocan los experimentos  $i$  a realizar y en sus columnas los parámetros  $j$  a ensayar. El contenido de cada elemento de la matriz expresa el nivel al que se evalúa el parámetro  $j$  en el experimento número  $i$ . Al ser una matriz ortogonal implica que el diseño es balanceado, así que los niveles de los factores se ponderan equitativamente. Por eso, cada factor puede evaluarse independientemente de todos los demás factores, de modo que el efecto de un factor no afecta la estimación de otro factor. Por definición, un diseño es ortogonal cuando sus columnas son linealmente independientes. La nomenclatura empleada para designar cada arreglo es la siguiente:

$L_i, (j)^k$

Donde:

$i$  = Representa el número de pruebas o condiciones experimentales que se tomarán. Esto es el número de filas de la matriz.

$k$  = Representa los diferentes niveles a los que se tomará cada factor.

$j$  = Es el número de parámetros independientes que se van a analizar, esto es el número de columnas.

Para una mayor claridad del empleo de este método se ejemplificará un modelo para experimentos a 2 niveles. El proceso de análisis de los parámetros de diseño propuesto en este caso es el siguiente:

Supóngase que se quiere conocer la influencia de la concentración de 3 contaminantes A, B y C en la temperatura de los gases de salida de un motor de combustión interna alternativo 'Y'. Para observar cualitativamente la variación de la temperatura se determina dos concentraciones diferentes para cada parámetro de cara a realizar el diseño de experimentos. Para cada uno de ellos el valor más alto de concentración estaría asociado al nivel 2 y el valor de menor concentración correspondería con el nivel 1. De acuerdo a estas condiciones se propone un arreglo L4 4<sup>2</sup>. En el experimento 1 (fila número 1 de la matriz), los 3 parámetros a analizar (A, B y C) toman un nivel mínimo (nivel 1) y el resultado del experimento arroja un valor de la respuesta Y1. Se ensayarían todos los experimentos hasta obtener todas las respuestas de la variable calidad 'Y'.

Nº (j)	A	B	C	Resultado
1	1	1	1	Y1
2	1	2	2	Y2
3	2	1	1	Y3
4	2	2	1	Y4

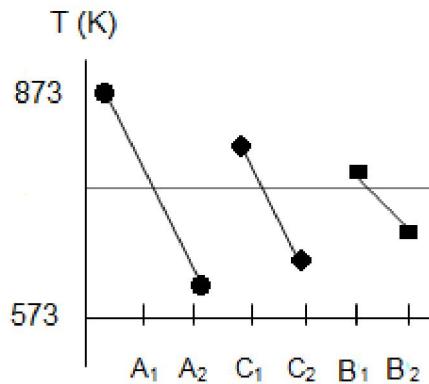
Tabla 2. Arreglo L4 4<sup>2</sup>

Existen dos modos de análisis: el primero de ellos consiste en el análisis de la varianza y el segundo es un análisis por gráficas. Se explicará brevemente el segundo de ellos al ser un proceso más visual y que requiere menos cálculos.

Primero se obtienen los promedios en cada nivel, para cada uno de los factores:

$$\begin{aligned}
 A_1^- &= \frac{(Y1 + Y2)}{2} & A_2^- &= \frac{(Y3 + Y4)}{2} \\
 B_1^- &= \frac{(Y1 + Y3)}{2} & B_2^- &= \frac{(Y2 + Y4)}{2} \\
 C_1^- &= \frac{(Y1 + Y3 + Y4)}{3} & C_2^- &= Y2
 \end{aligned}
 \tag{20}$$

Los resultados obtenidos se grafican. Mediante esta gráfica, se puede evaluar el efecto de cada factor de manera independiente. Cuanto mayor sea la línea de cada factor, y cuanta mayor pendiente tenga, mayor será el efecto de este factor sobre la variable respuesta. De igual forma, las variables que influyan poco o nada en la respuesta, quedarán prácticamente horizontales. En el ejemplo propuesto del MCIA la variable que más influye en la temperatura es el contaminante A, por lo que si el objetivo es el de minimizar la temperatura, la forma más efectiva de conseguirlo es minimizando A.



Gráfica 2. Influencia de los parámetros en la temperatura

La ventaja del método de Taguchi es que en caso de tener más parámetros que influyan en la respuesta, o de querer incluir más niveles para poder tener una mayor precisión a la hora de ver como varía la línea de tendencia, la metodología de análisis seguiría siendo la misma. Algunos de los arreglos ortogonales de 2 niveles propuestos por Taguchi son:

Nº de factores a analizar	Arreglo a utilizar	Nº de condiciones a probar
Entre 1 y 3	L4	4
Entre 4 y 7	L8	8
Entre 8 y 11	L12	12
Entre 12 y 15	L16	16
Entre 16 y 31	L32	32
Entre 32 y 63	L64	64

Tabla 3. Arreglos para experimentos a 2 niveles

## 4.4.CURVA DE WÖHLER

Según Asociación Internacional para el Ensayo y Materiales (ASTM) la fatiga es el proceso de cambio estructural permanente, progresivo y localizado que ocurre en un material sujeto a tensiones y deformaciones variables en algún punto o puntos y que produce grietas o la fractura completa tras un número suficiente de fluctuaciones. El fallo por fatiga es, en su inicio, un fenómeno superficial y su avance depende del nivel de tensión mecánica.

El fenómeno de fatiga mecánica fue descubierto por Wöhler en el año 1920 y supuso la explicación de que más del 90% de piezas que por entonces fallaban en servicio a causa desconocida. Este ingeniero de ferrocarriles alemán propuso unos límites a las tensiones de diseño en función del número de ciclos que fuese a estar sometida una pieza. Además determinó que en numerosos materiales existe un umbral de tensión mecánica fluctuante por debajo del cual no se produce rotura por fatiga. A este límite lo denominó límite de fatiga. Estas correspondencias entre tensión frente a número de ciclos en escala logarítmica para diferentes materiales se conocen como curvas de Wöhler o curvas S-N.

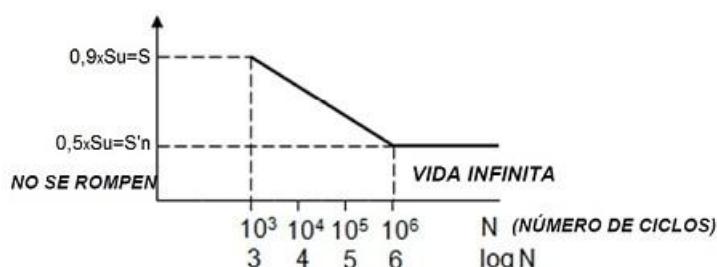


Diagrama S-N para el acero

Gráfica 3. Curva de Wöhler

Los elementos mecánicos que van a estar sometidos a cargas dinámicas se suelen dimensionar para una vida a fatiga infinita, es decir, por debajo del límite de fatiga del material, o para una vida casi infinita, es decir, para un número de ciclos muy elevado que previamente se sabe que la pieza no va a llegar a alcanzar. Sin embargo el diseño tiene una influencia grande en la rotura por fatiga. Cualquier discontinuidad geométrica de sección puede actuar como concentradora de tensiones, convirtiéndose así en un punto preferencial para la nucleación de la grieta de fatiga. Cuanto más aguda es la discontinuidad, más alta es la concentración de tensiones.

La probabilidad de rotura por fatiga puede ser reducida evitando las irregularidades estructurales bruscas, o sea, realizando modificaciones en el diseño, eliminando cambios fuertes en el contorno que conduzcan a cantos vivos, por ejemplo, realizando superficies redondeadas con radios de curvatura grandes.

Además de este factor de forma existen otros factores que acentúan la probabilidad de fallo por fatiga como el factor tamaño, el factor de acabado superficial, entre otros.



## 5. FASE I: INVESTIGACIÓN

### 5.1. INVESTIGACIÓN DE LOS TIPOS DE CÉLULAS DE CARGA QUE EXISTEN EN EL MERCADO

Hace décadas para conocer con certeza las fuerzas a las que iba a estar sometida una pieza se utilizaba un anillos de calibración. Está compuesto de un anillo elástico metálico de diámetro conocido y un micrómetro en su parte central, el cual detecta la deflexión sufrida por el anillo en forma de desplazamiento vertical. La desventaja principal de este artilugio es la precisión del micrómetro. Pequeños errores en la medición del desplazamiento, suponen grandes errores en la correcta medición de la fuerza.



Ilustración 9. Anillo de calibración

Con la invención de las galgas extensiométricas surgió el concepto de célula de carga mediante el empleo de extensómetros. Una célula o celda de carga es un transductor utilizado para convertir una determinada fuerza en una señal eléctrica medible. Esta conversión entre la magnitud mecánica de fuerza o peso y la magnitud eléctrica se lleva a cabo mediante el empleo de galgas extensiométricas como sensores de deformación. Se trata de un elemento mecánico especialmente diseñado para deformarse de una determinada forma ante la presencia de una fuerza excitante.

Para comprender mejor la función de una célula de carga, ésta puede modelizarse como un elemento muelle al que se le somete a una determinada deformación mediante una fuerza mecánica y éste ofrece una fuerza resistente de igual valor que se opone a esta deformación. Dicha deformación es detectada por las galgas extensiométricas que se encuentran adheridas en puntos de la celda de carga estratégicamente diseñados para ello.

En el mercado existen infinidad de células de carga que permiten clasificarlas en función de las diferentes formas, rangos de medida de peso, para diferentes aplicaciones, para diferentes ambientes, para mediciones estáticas, dinámicas, entre otros.

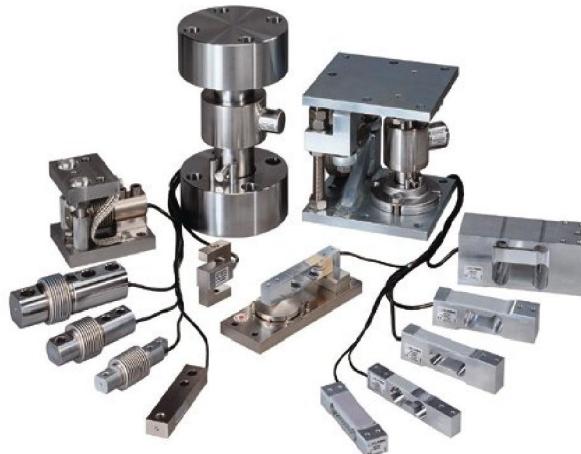


Ilustración 10. Células de carga comerciales

En este punto de la memoria se expondrán las diferentes formas de comportamiento de las células de carga más comunes en el mercado. Atendiendo a su forma mecánica de comportamiento, las células de carga más comunes son:

- Comportamiento a flexión

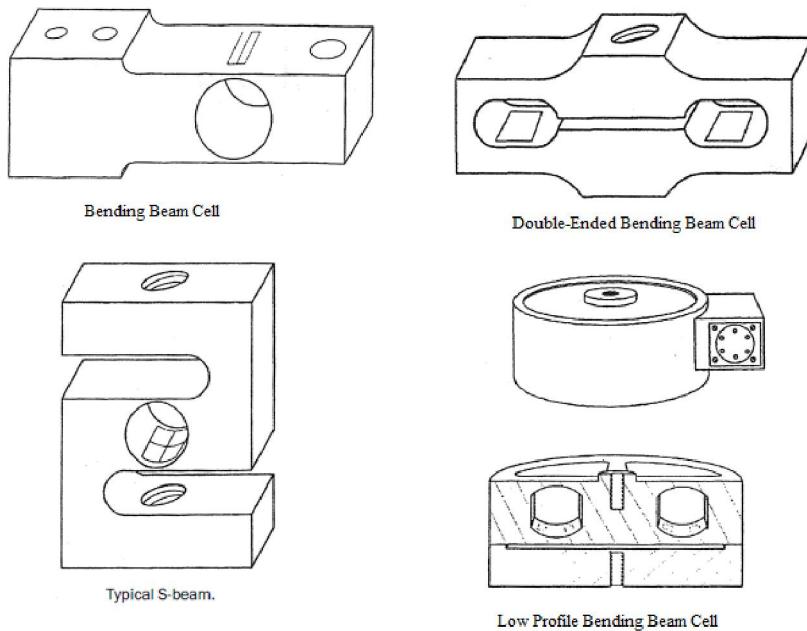
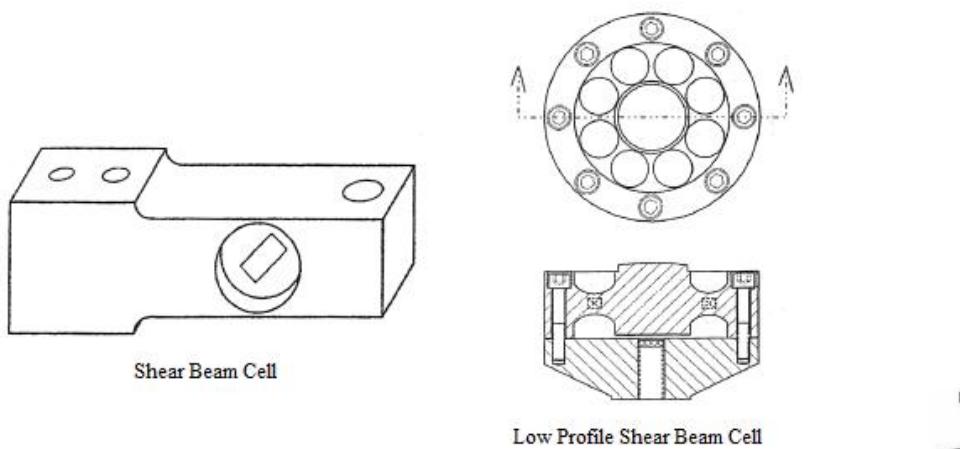


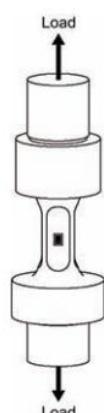
Ilustración 11. Células de carga a flexión

- Bending Beam Cell: la celda de carga se sujet a través de dos pernos en uno de los extremos y la fuerza se aplica en el extremo opuesto. El agujero pasante en el centro de la pieza genera una acumulación de tensiones a su alrededor, especialmente en la parte superior e inferior del agujero debido a la fuerte reducción del área transversal. Las galgas se sitúan en estas zonas bien por la parte exterior o bien por la parte interior.
- Double-Ended Bending Beam Cell: en bibliografía en castellano puede encontrarse con el nombre de doble viga o modelo binocular. Posee

- el mismo principio de funcionamiento que el modelo anterior, pero con un diseño más compacto, robusto y de menor altura.
- S-Type Beam Cell. Funcionamiento parecido a los dos tipos anteriores ya explicados
  - Low Profile Bending Beam Cell: También llamada Low Profile Pancake Cell por su forma exterior cilíndrica y compacta que recuerda a la forma de una tarta. Posee cuatro vigas a 90° entre sí que parten de la pared cilíndrica exterior y que confluyen en el centro formando una cruz. Mediante una especie de vaciado toroidal, se disminuye la sección transversal a la mitad de las vigas. Las superficies internas así generadas sirven como lugares de pegado de las galgas. Tal y como se expondrá posteriormente, la flexión se produce en las vigas actuando éstas como vigas biempotradas.
  - Comportamiento a cortante
    - Shear Beam Cell: a la vista de la ilustración puede parecer que funciona igual que el modelo a flexión Bending Beam, sin embargo su comportamiento es totalmente diferente. En primer lugar, el agujero ya no es pasante, sino que se trata de dos agujeros ciegos coaxiales que no llegan a tocarse, dejando así una fina pared entre ambos. En esta pared se sitúa la galga a 45° respecto de la vertical para detectar la deformación producida por la tensión principal a cortante. Otra opción, como se verá más adelante, es el empleo de una galga con un patrón de rejilla a 45° para conseguir un posicionamiento más preciso.
    - Low Profile Shear Beam Cell: mediante el mecanizado de agujeros toroidales y agujeros pasantes se consigue la formación de paredes delgadas de reducida sección en las que se adhieren los extensómetros para detectar las tensiones cortantes.



- Comportamiento a compresión/tracción
  - Simple Column Cell: También llamadas de tipo probeta. Funcionan a compresión y a tracción puras. Se suele realizar un rebaje de la sección transversal en la que se vayan a pegar las galgas para aumentar así las tensiones y con ello la precisión de la medición.



Como referencia se extrajeron datos de parámetros de células de carga comerciales de la empresa de instrumentación electrónica y sensores Omega Engineering.

Modelo	Comport.	Linearity	Hysteresis	Weight (Kg)	Capacity (N)	Precio (\$)	Precio (€)
S - Beam	Flexión	$\pm 0.03\%$ FSO	$\pm 0.02\%$ FSO	1.1	2500 - 10000	325	288.2
Low profile shear load cell	Cortante	$\pm 0.3\%$ FSO	$\pm 0.1\%$ FSO	1.4		589	522.3
Miniature load cell	Axil puro	$\pm 0.15\%$ FSO	$\pm 0.1\%$ FSO	0.8	5000	605	536.4
High accuracy miniature	Axil puro	$\pm 0.15\%$ FSO	$\pm 0.1\%$ FSO	0.7	5000	534	473.5
HA Low profile shear cell	Cortante	$\pm 0.10\%$ FSO	0.10% FSO	1.4	2500 - 15000	750	665.0
HA S - Beam	Flexión	$\pm 0.03\%$ FSO	0.02% FS	1.1	4000	375	332.5
Low profile pancake	Viga biempotrada	$\pm 0.10\%$ FSO	$\pm 0.08\%$ FSO	1.5	250 - 5000	785	696.0
Dynamic load cell	Cristal piezoelectrónico	$\pm 1\%$ FSO	0%	0.043	0 - 4500	420	372.4

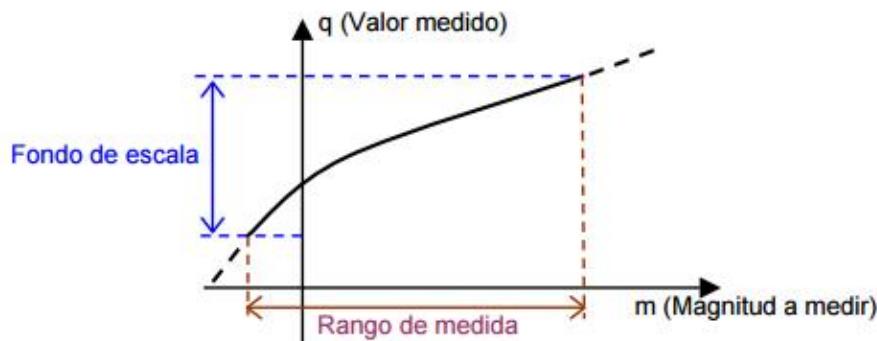
Tabla 4. Comparación de algunas células de carga disponibles en Omega

Las células de carga aquí representadas poseen gran precisión y elevado precio. Los conceptos de no linealidad y de histéresis serán explicados en el apartado siguiente.

## 5.2. INSTRUMENTACIÓN DE SENSORES

En este punto se expondrán los conceptos relacionados con la instrumentación electrónica de sensores con el objeto de identificar el tipo de parámetros que se manejan para la correcta calibración de los sensores.

En la siguiente gráfica se muestra una curva de medida típica que relaciona el voltaje a la salida del puente de Wheatstone (eje de abscisas, m) con la fuerza de excitación a la que está sometida el sensor (eje de ordenadas, q). El concepto de puente de Wheatstone será explicado posteriormente de forma más detallada.



Gráfica 4. Curva de medida típica de un sensor de fuerza

En esta recta de medida o de transferencia se observa por un lado la ordenada en el origen y por otro lado la ganancia multiplicada por el valor de tensión 'm'. Cuando la curva de transferencia es una recta, se expresa mediante:

$$q = b + a * m \quad (21)$$

- Rango de medida: Conjunto de valores de voltaje a medir de manera correcta,
- Fondo de escala (full scale output, FSO): Conjunto de respuestas que proporciona el sistema cuando su entrada varía en el rango de medida.
- La ordenada en el origen 'b' (offset) determina que las galgas están detectando una determinada deformación en ausencia de alguna de fuerza excitante. Este offset es debido a que el puente de Wheatstone no se encuentra perfectamente balanceado, es decir, que no muestra un voltaje nulo aún cuando las galgas no detectan deformación.
- La sensibilidad o ganancia 'a' (sensitivity) es la pendiente de la curva de transferencia.
- Error de no linealidad (nonlinearity error): Es la máxima desviación de la curva de transferencia real de un sensor respecto del comportamiento lineal. Este error se cuantifica mediante las siguientes expresiones:

$$\Delta_{\text{no linealidad}} = \max \left[ (m_i - m_j) \right]_{q_{\text{real}}(m_i) = q_{\text{lineal}}(m_j)}$$

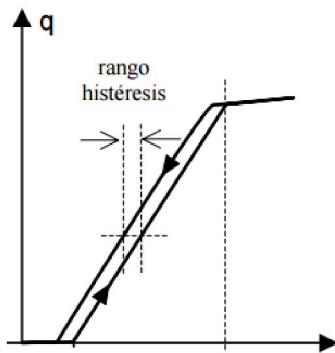
$$\epsilon_{\text{no linealidad}} = \frac{\Delta_{\text{no linealidad}}}{FSO}$$

$$\%_{\text{no linealidad}} = \frac{\Delta_{\text{no linealidad}}}{q_{\text{real}}} \quad (22)$$



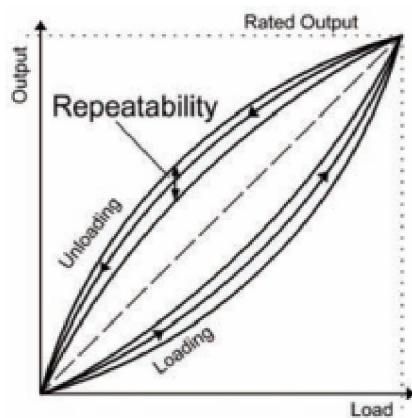
Gráfica 5. No linealidad en la medición

- Histéresis: es la diferencia que se obtiene en la respuesta del sensor de medida en función del sentido en que se ha alcanzado la magnitud que se mide. En este caso, sería la diferencia en el voltaje de salida en el ciclo de carga del sensor (incrementando el peso que recae sobre ella) y en el de descarga (retirándole el peso), para un mismo valor de peso aplicado.



Gráfica 6. Histéresis en la medida del sensor

- Repetitividad: Determina la capacidad que tiene el sensor de repetir la misma medida en dos ciclos diferentes de carga o de descarga.



Gráfica 7. Repetitividad de la medida

El objetivo final del proyecto será el de calibrar la célula de carga diseñada, estimando los errores máximos de no linealidad, repetitividad y de histéresis.

### 5.3. INVESTIGACIÓN DE LOS TIPOS DE GALGAS QUE EXISTEN EN EL MERCADO

Existen diversos parámetros diferenciadores que permiten clasificar los diversos tipos de galgas que se ofertan en el mercado. Gracias a estos parámetros es posible realizar una selección correcta de galgas para la aplicación que se necesite. Estos parámetros son:

- Material sensible
- Tipos de aleaciones en galgas de hilo metálico
- Material del soporte
- Longitud y anchura de la rejilla
- Patrón de la rejilla

Atendiendo al **material sensible** que compone la galga se diferencian entre galgas de hilo metálico y galgas de material semiconductor. El principio básico de funcionamiento para

ambos tipos fue explicado en los fundamentos teóricos de esta memoria. Este funcionamiento se basa en el efecto piezoresistivo.

	Hilo y lámina	Semiconductor	Capa gruesa
<b>Factor de galga</b>	2	50-60	10-20
<b>Resistencia</b>	120, 350, 600, 1000 $\Omega$	Más de 500 $\Omega$	Más de 10 k $\Omega$
<b>Linealidad</b>	$\pm 0.1\%$ hasta 1000 $\mu\varepsilon$ y 1% hasta 10000 $\mu\varepsilon$	$\pm 1\%$ hasta 1000 $\mu\varepsilon$	$\pm 1\%$ hasta 1000 $\mu\varepsilon$
<b>T. de ruptura</b>	25000 $\mu\varepsilon$	5000 $\mu\varepsilon$	5000 $\mu\varepsilon$
<b>Fatiga</b>	$10^7$ ciclos	$10^6$ ciclos	$10^6$ ciclos
<b>Efecto Temp.</b>	Medio	Alto	Medio

*Tabla 5. Comparativa de tipos de galgas*

A la vista de la tabla, las galgas de hilo y lámina poseen un factor de galga pequeño de valor aproximado de 2. A su vez, los valores de resistencia nominal de galga son también pequeños, por lo que su medición se verá más influida por la propia resistencia de los cables que componen el circuito de Wheatstone. Sin embargo, son las que menor valor tienen de linealidad por lo que su medición es más precisa. Además permiten unas mayores micro deformaciones y su vida a fatiga es mayor. Como se explicará a continuación, su efecto respecto de la temperatura variará dependiendo del tipo de aleación que componga la rejilla.

Respecto de los materiales semiconductores, suelen ser silicio o germanio intrínsecos o con algún tipo de dopaje n o p. Debido a su elevado factor de galga así como de su resistencia nominal, el efecto de ruido introducido por los hilos del circuito disminuye. La salida de voltaje de los extensómetros semiconductores no es lineal con respecto a la elongación sufrida pero tienen como principal ventaja que no exhiben histéresis. Es por ello que son empleados en mediciones dinámicas de alta frecuencia que requieran registros de picos tales como acelerómetros o medidores de presión. Como principal desventaja destaca su elevada sensibilidad a la variación de la temperatura.

Por último, las galgas de capa gruesa poseen las resistencias nominales más elevadas. Para el resto de parámetros se asemejan bastante a las basadas en materiales semiconductores, pero con una menor sensibilidad a la temperatura.

Para la fabricación de células de carga para aplicaciones estáticas o dinámicas de baja frecuencia, se suelen emplear galgas de hilo metálico y lámina dado que poseen una mayor estabilidad de medición en estas condiciones. Por ello se explicará con un mayor detalle todas las consideraciones referentes a este tipo de galgas.

Por un lado, se ha investigado acerca de diversas **aleaciones** empleadas para la fabricación del hilo metálico de la galga, cada una de ellas empleada específicamente para una determinada aplicación.

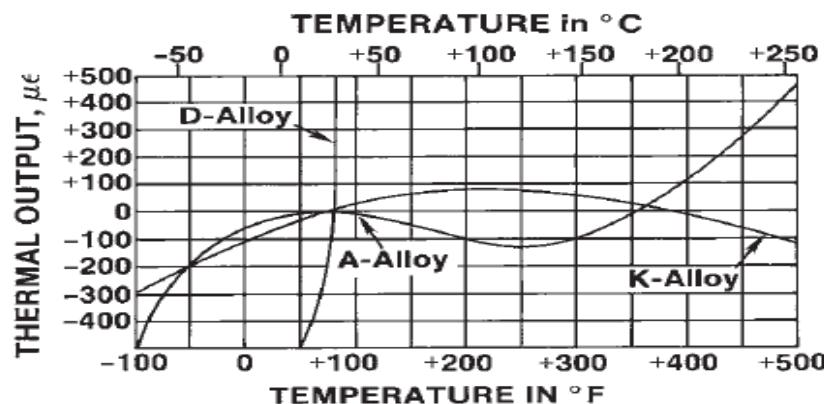
La aleación más empleada y más antigua se denomina Constatán (A alloy). Está formada por un 55% de cobre y un 45% de níquel. Su principal ventaja es que su factor de galga se mantiene inalterado ante grandes elongaciones y cambios de temperatura hasta 65°C. Su buen comportamiento a fatiga y su alta capacidad de elongación dotan a esta aleación de una buena estabilidad de medida tanto para ensayos estáticos como dinámicos.

Para medir grandes elongaciones de hasta 50000  $\mu\epsilon$  el Constatán templado (P alloy) es la mejor opción. Sin embargo, su comportamiento frente a cargas cíclicas se ve empeorado por su baja vida a fatiga. Por tanto, su uso se restringe a mediciones estáticas con grandes deformaciones en el material.

La aleación Karma (K alloy) destaca por estar térmicamente compensada en un rango de temperaturas muy amplio. Es utilizada en atmósferas muy adversas durante largos períodos de tiempo. El resto de cualidades que posee tiene gran parecido con la aleación Constatán.

Por último, existe en el mercado la aleación Isoelastic (D alloy). Este tipo de aleación es empleada únicamente para mediciones dinámicas debido a su elevada resistencia a fatiga y a su elevado factor de galga, que permite minimizar el ruido inducido por el cableado. Su principal desventaja es que no está compensada térmicamente, por lo que su uso es tremadamente restringido.

En la siguiente gráfica puede observarse la elongación sufrida por cada tipo de aleación en función de la temperatura de ensayo.



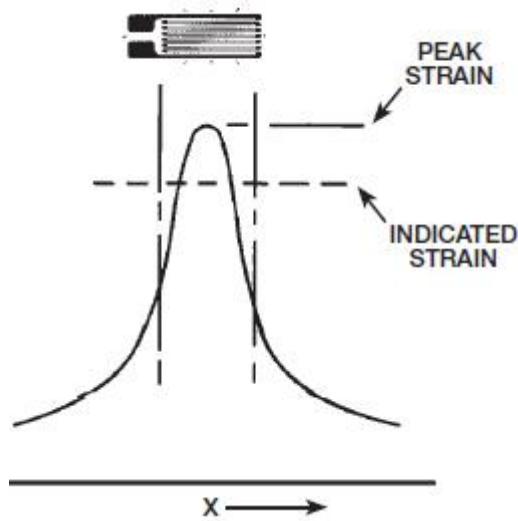
Gráfica 8. Deformación inducida por la temperatura

El **Material de soporte** de la galga es una lámina de material plástico que alberga a la rejilla de metal. Sus funciones son las de facilitar la manipulación manual de la galga durante su instalación y para conseguir el aislamiento eléctrico entre la rejilla y el objeto al que se adhiere. Existen dos posibles materiales para su fabricación:

- Poliamida: material muy flexible que facilita la instalación. Permite mediciones en materiales plásticos.
- Fibra de vidrio reforzada con epoxi: elongación más limitada pero que ofrece una mejor adaptación a la pieza, obteniéndose así mejores resultados.

La **Longitud de la rejilla** es la zona sensible al esfuerzo de la galga. No se debe tener en cuenta en esta longitud la parte de las almohadillas de soldadura debido a su elevada sección transversal y a su baja resistencia eléctrica. Normalmente la galga está sometida a una deformación no homogénea a lo largo de su longitud, lo que supondrá que la medición

obtenida será en realidad un promedio del campo de deformación captado. Es por ello que la longitud de la rejilla no debe ser mayor que la distancia ocupada por la deformación que se trata de medir. En caso contrario se obtendría un valor demasiado bajo de deformación. De forma cualitativa se estima que una longitud de rejilla mayor de 3 mm tiende a ser más resistente a fatiga y con una mayor estabilidad de medición ante cargas estáticas y dinámicas. Además ofrecen una mejor disipación de calor por unidad de área. Son usadas principalmente en materiales anisótropos. Sin embargo, pese a ofrecer una menor vida a fatiga, una longitud de menos de 3 mm, puede ofrecer unos resultados con una mayor precisión debido a que integra la deformación captada en una menor longitud. Por otro lado la **anchura de la rejilla** es un parámetro a tener en cuenta dado que una galga más fina limitará la sensibilidad a esfuerzos transversales.



Gráfica 9. Promedio de la elongación en la galga

Por otra parte, en función de las direcciones principales que exhiba el material a ensayar el **patrón de la rejilla** elegido será uno u otro. Para tensiones biaxiales en láminas o en materiales compuestos se suelen utilizar patrones a  $90^\circ$ . Para detectar esfuerzos de torsión existen otras configuraciones de rosetas a diferentes ángulos.

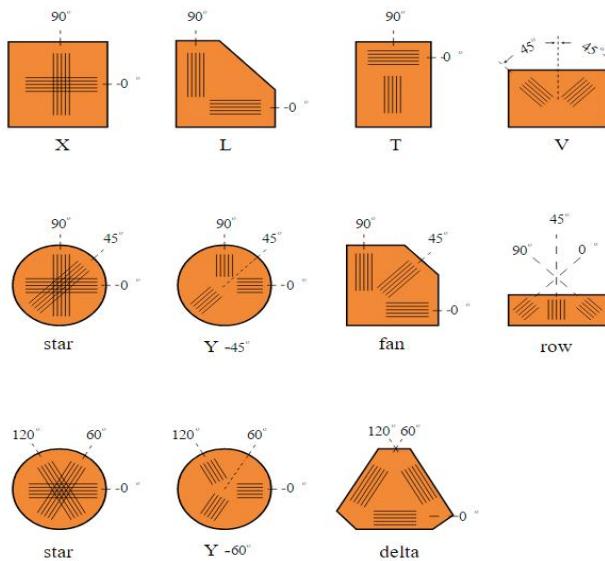
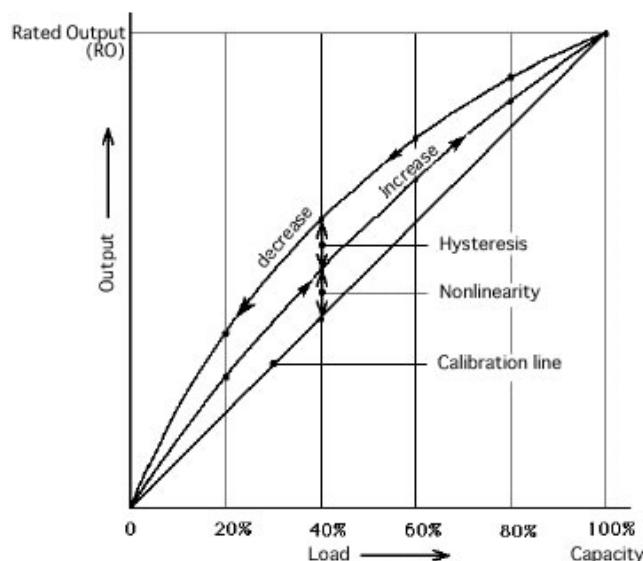


Ilustración 14. Patrones comerciales de rejilla

Además de las características constructivas, es necesario conocer las características funcionales de las galgas extensiométricas para su correcta selección. De igual forma que se definió para las células de carga éstas son:

- Linealidad
- Histéresis

Cuando se somete a una galga a un estado de deformación se obtendrá una salida de voltaje proporcional a ella y, a medida que se aumenta la deformación de forma progresiva, el voltaje continua con la misma tendencia creciente. En caso de que esa salida no sea proporcional, existe una **no linealidad** en la lectura. Llegados a un cierto punto, la fuerza que producía esa deformación se va retirando paulatinamente trazándose una curva de descarga. La diferencia de salidas de voltaje para un mismo valor de fuerza entre la curva de carga y de descarga es la **histéresis**.



Gráfica 10. No linealidad e histéresis

Con todas estas consideraciones se realizó el pedido de las galgas. Gracias a la renovación por segundo año consecutivo de la empresa Omega Engineering como patrocinador de UPM Racing se seleccionaron dos tipos de galgas de su catálogo. Ambas con un patrón de rejilla uniaxial y pre cableadas para facilitar su instalación y evitar así soldar los terminales. Unas de 3 mm de rejilla y la otras de 1.5 mm de rejilla. En el catálogo se observa el máximo valor de tensión eficaz a la que se puede excitar del puente de Wheatstone para que las galgas no se estropeen.

El parámetro de mayor importancia para su elección fue su pequeño tamaño, dado que aporta la posibilidad de diseñar células de carga de reducidas dimensiones y, por tanto, bajo peso.

Dado que el esfuerzo debe transmitirse íntegramente a la galga es de gran importancia el empleo de adhesivos especiales. Dentro del catálogo también se eligió un pegamento de curado rápido en frío de base metil cianoacrilato, para una mayor rapidez de instalación. Su designación es SG496. El rango de temperaturas de operación de este pegamento de -54 hasta 82°C, lo que lo hace una elección adecuada para las altas temperaturas que pueden llegar a registrarse a pie de pista.

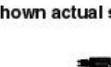
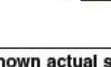
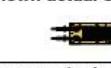
GAGE PATTERN Leads not shown	MODEL NO. Pkg of 10	NOM. RESIS- TANCE (Ω)	DIMENSIONS mm (Inch)				MAX V* (Vrms)	TEMP COMP	TERMINATION AND LEAD LENGTH			
			GRID		CARRIER							
			A	B	C	D						
<b>0.3 mm GRID</b>												
	KFH-03-120-C1-11L1M2R	120	0.3 (0.012)	1.96 (0.077)	4.5 (0.18)	3.9 (0.15)	1.5	ST	Two 1 m leads			
	KFH-06-120-C1-11L1M2R	120	0.6 (0.024)	1.1 (0.043)	4.8 (0.19)	3.9 (0.15)	1.5	ST	Three 3 m leads			
	KFH-1.5-120-C1-11L1M2R	120	1.5 (0.059)	1.5 (0.059)	5.8 (0.23)	3.9 (0.15)	2.5	ST	Two 1 m leads			
	KFH-1.5-120-C1-11L3M3R	120					2.5	ST	Three 3 m leads			
	<b>3 mm GRID</b>						4	ST	Two 1 m leads			
	KFH-3-120-C1-11L1M2R	120		3.0 (0.118)	2.0 (0.079)	7.4 (0.29)	3.9 (0.15)	4	ST	Three 3 m leads		
	KFH-3-350-C1-11L1M2R	350					9	ST	Two 1 m leads			
	KFH-3-350-C1-11L3M3R	350					9	ST	Three 3 m leads			
	<b>6 mm GRID</b>						8	ST	Two 1 m leads			
	KFH-6-120-C1-11L1M2R	120		6.0 (0.24)	2.0 (0.079)	10.5 (0.41)	3.9 (0.15)	8	ST	Three 3 m leads		
	KFH-6-120-C1-11L3M3S	120					15	ST	Two 1 m leads			
	KFH-6-350-C1-11L1M2R	350					15	ST	Three 3 m leads			
	<b>10 mm GRID</b>											
	KFH-10-120-C1-11L1M2R	120	10 (0.39)	3.0 (0.12)	14.8 (0.58)	4.8 (0.19)	14	ST	Two 1 m leads			
	<b>20 mm GRID</b>											
	KFH-20-120-C1-11L1M2R	120	20 (0.79)	3.0 (0.12)	25.2 (0.99)	4.8 (0.19)	7	ST	Two 1 m leads			
	KFH-20-120-C1-11L3M3R	120					7	ST	Three 3 m leads			

Tabla 6. Catálogo strain gauges Omega



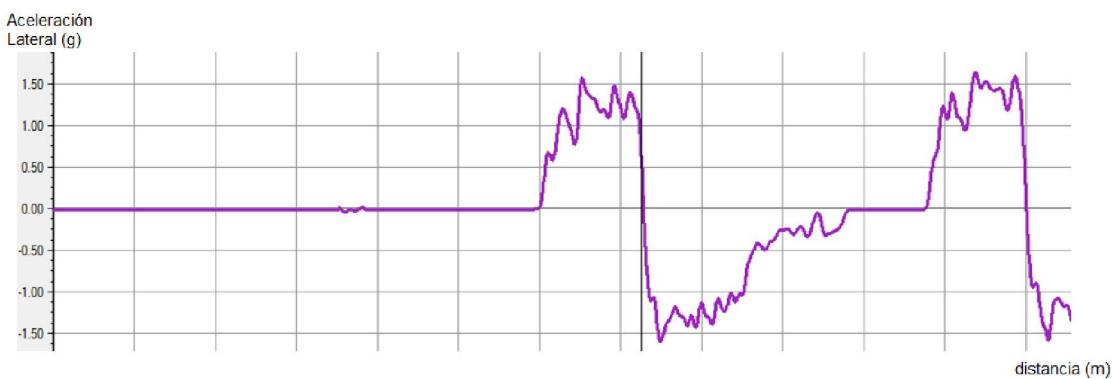
## 6. FASE II: DISEÑO PROPIO DE UNA CÉLULA DE CARGA

### 6.1. ESTIMACIÓN DE LAS CARGAS EN SERVICIO

Una vez conocido el funcionamiento de cada una de las barras de la suspensión explicado en el apartado de introducción, se procede a estimar el rango de fuerzas a las que estaría sometida la célula de carga durante las pruebas dinámicas del circuito de Hockenheim en Alemania.

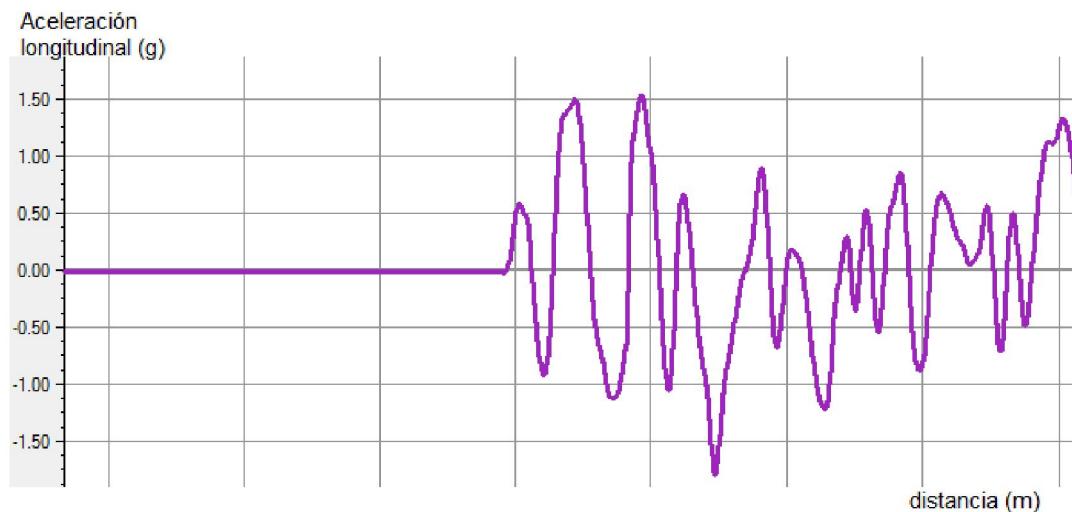
Analizados los registros del acelerómetro triaxial y del dispositivo GPS instalados en el UPM 12C, se observó que los mayores registros de aceleración longitudinal se produjeron en la prueba de Acceleration y los mayores registros de aceleración lateral tuvieron lugar durante la prueba del Skid-Pad. Ambas conclusiones son lógicas ya que dichas pruebas están especialmente diseñadas para someter a los vehículos a ambos tipos de aceleraciones por separado. Los registros del acelerómetro durante la prueba del Autocross reflejan los picos aceleraciones y desaceleraciones durante la prueba (como es lógico ya que trata de medir la agilidad del coche).

Debido a que se quiere instalar la célula de carga en una de las barras actuadoras delanteras, los datos obtenidos de la máxima aceleración longitudinal no son útiles para la estimación de las máximas cargas en las actuadoras delanteras debido a que dicha aceleración produce una transferencia de carga longitudinal hacia el eje trasero, descargando así el peso que recae sobre el delantero. Pero sí son útiles los registros de máxima desaceleración longitudinal y máxima aceleración lateral. En caso de se quisiera instalar la célula en una barra actuadora trasera, el sensor debería dimensionarse teniendo en cuenta tanto la máxima aceleración lateral como la máxima aceleración longitudinal. Y pese a que la instalación del sensor se realizará en la actuadora delantera, se dimensionará para que pueda ser instalada también en la actuadora trasera. Por tanto, a la vista de la gráfica siguiente, se observa que la máxima aceleración lateral supone aproximadamente 1.5 g.



Gráfica 11. Aceleración lateral registrada en el Skid-Pad

La máxima desaceleración longitudinal será de 1.7 g aproximadamente a la vista de la siguiente gráfica:



Gráfica 12. Desaceleración longitudinal registrada en el Autocross

Gracias a un programa de Matlab desarrollado por un miembro del equipo UPM Racing el año pasado, se pudo estimar las cargas teóricas en las barras de la suspensión en una situación de carrera determinada. Mediante un procedimiento matricial de ecuaciones de restricción espaciales y empleando el método de Newton-Rapshon, el programa genera la geometría de la suspensión. Por otro lado el programa incorpora una interfaz de usuario a la que se le debe introducir una serie de parámetros característicos del vehículo, tales como: el peso, la batalla, la vía, la altura del centro de gravedad, la altura del centro de balanceo, la aceleración lateral, la longitudinal etc. A partir de esos parámetros requeridos, el programa es capaz de generar un vector de fuerzas y momentos. Resolviendo el sistema de ecuaciones obtiene los esfuerzos en las rótulas de cada barra de la suspensión. Las barras de la suspensión se modelan como elementos tipo *bar* asumiendo que sólo soportan esfuerzos axiles y no de flexión debido a la presencia de rótulas en los extremos.

Introduciendo los parámetros pedidos y para una aceleración lateral de 1.5 g, los resultados de la simulación se detallan en las siguientes tablas:

Para la suspensión delantera con una desaceleración de 1.7 g:

Cargas calculadas aplicadas en <i>Ball Joints</i>		Carga a tracción (N)	Carga a compresión (N)
LCA fore		6183,77753	-4412,96593
LCA aft		5283,54734	-4797,52196
UCA fore		1603,45536	-1726,22974
UCA aft		1665,50315	-1703,16215
Tie Rod		474,591022	-494,100542
Push Rod		-1193,59695	<b>-2078,56554</b>

Tabla 7. Cargas máximas en la suspensión delantera

Siendo:

LCA fore - La barra más adelantada del trapecio inferior.

LCA aft - La barra más atrasada del trapecio inferior.

UCA fore - La barra más adelantada del trapecio superior.

UCA aft - La barra más atrasada del trapecio superior.

Tie Rod - La barra de la dirección.

Push Rod - Barra actuadora.

Para la suspensión trasera y con una aceleración de 1.5 g:

Cargas calculadas aplicadas en <i>Ball Joints</i>		
	Carga a tracción (N)	Carga a compresión (N)
LCA fore	3580,49089	-3501,480939
LCA aft	4984,78459	-1203,067982
UCA fore	1317,41573	-1424,195121
UCA aft	1065,51483	-1598,221804
Tie Rod	1215,91161	-1110,218297
Push Rod	-1286,90636	<b>-3127,355497</b>

*Tabla 8. Cargas máximas en la suspensión trasera*

Como se observa de las tablas anteriores la carga máxima de compresión en la barra *push* delantera sería de más de 2000 N y para la trasera, ascendería a más de 3000 N. Como se dijo anteriormente, la célula de carga se dimensionará para poder ser instalada tanto en la suspensión trasera como en la delantera, por lo que la máxima carga de operación es de 3128 N, pero para tener un mayor margen de seguridad se dimensionará para una carga máxima de 3500 N tanto para compresión como para tracción, por si en algún futuro, la suspensión diseñada fuese de tipo *pull*.

Como carga mínima de operación se establecerá la correspondiente a 1/8 de vehículo en estático con el piloto subido. El peso del coche sin piloto es de 235 Kg, sumándole un peso del piloto de unos 70 Kg y dividiendo el resultado por 8, la carga mínima detectable por el sensor sería de unos 38 Kg, es decir, unos 380 N a compresión.

## 6.2. CONDICIONES DE DISEÑO

Terminada la fase I de estudio de los diferentes elementos deformables que integran el cuerpo del sensor que podemos encontrar en el mercado, se comenzó una de las fases más importantes dentro del desarrollo de un producto: el diseño.

Debido a que el objetivo del proyecto es el de sentar las bases para la fabricación de una célula de carga para la barra actuadora de la suspensión, sabemos que las fuerzas excitadoras (siempre a tracción o a compresión) estarán alineadas axialmente en el espacio, es decir, el sensor estaría excitado mediante fuerzas dinámicas uniaxiales. Tal y como se estimó en el apartado anterior, las fuerzas a registrar varían entre 380 y 3500 N, correspondiendo respectivamente a la carga que recaería sobre la push en estático y la que soportaría en un estado quasi-estático de transferencia de carga lateral máxima de 1.7 g y longitudinal de 1.5 g.

Tal y como se definió en apartados anteriores, una célula de carga debe ser un elemento lo suficientemente deformable como para que las galgas extensiométricas traduzcan la deformación sufrida en una señal eléctrica medible que nos permita así estimar la fuerza. Sin embargo, dicha deformación viene limitada por varios factores:

- En primer lugar, las galgas tienen una elongación máxima, que en caso de ser superada supondría la inutilización total de la galga.
- Además, es importante que la presencia de la célula de carga insertada en la barra actuadora de la suspensión no altere el correcto funcionamiento de la misma. Es decir, no puede haber una pérdida de rigidez excesiva que impida una buena transmisión de esfuerzos. Por esta razón, la célula de carga se fabricará de un acero ST 52, el mismo material del que está hecho la suspensión.
- Por otro lado, será de vital importancia que la célula trabaje siempre en el régimen elástico de deformación de las galgas. En caso de no ocurrir así, las galgas estarían registrando constantemente una deformación que no existe en condiciones de excitación nula.
- Por último, debido al carácter fluctuante de las cargas a lo largo de la carrera, el factor que limitará la vida de la célula de carga no será el límite elástico sino el límite de fatiga. Por ello, se dimensionó para una vida prácticamente infinita.

Las características mecánicas del acero ST 52 se resumen en la siguiente tabla:

**Mechanical Properties**

Quantity	Value	Unit
Young's modulus	200000 - 200000	MPa
Tensile strength	650 - 880	MPa
Elongation	8 - 25	%
Fatigue	275 - 275	MPa
Yield strength	350 - 550	MPa

*Tabla 9. Propiedades mecánicas acero ST 52*

En resumen, las condiciones de diseño fueron:

- Excitación mediante fuerzas dinámicas uniaxiales entre 380 N y 3500 N.
- Elemento flexible que permita registrar las micro deformaciones.

- Dichas micro deformaciones están limitadas por la elongación máxima de las galgas.
- La flexibilidad no puede suponer una pérdida de rigidez en la barra actuadora.
- No pueden entrar en régimen plástico ni la galga ni la célula.
- Debe estar dimensionada a fatiga.

## 6.3. MODELOS DISEÑADOS Y JUSTIFICACIÓN

En este punto se explicará detalladamente el proceso de diseño y análisis llevado a cabo para cada uno de los tipos de célula de carga estudiados. Finalmente se justificará la elección del modelo, cuyo diseño se optimizará hasta llegar a la solución de diseño final. Los modelos elegidos para ser objeto de estudio se seleccionaron o se inspiraron en aquellos investigados en diferentes portales web de empresas fabricantes de células de carga, cuya fuerza de excitación se realiza de forma uniaxial.

### 6.3.1. MODELO A COMPRESIÓN-TRACCIÓN PURA

A partir de modelos comerciales en forma de probeta con funcionamiento de compresión y de tracción axial pura se realizó un primer diseño propio no comercial, sencillo y se estimaron las deformaciones máximas y mínimas que se obtendrían en servicio.

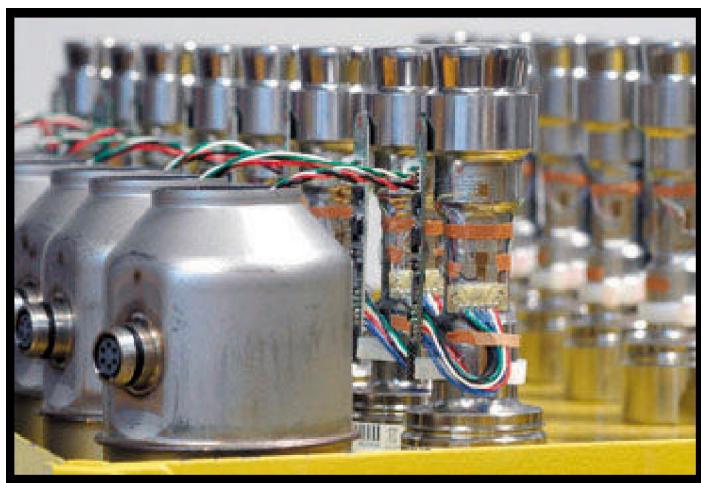


Ilustración 15. Célula de carga comercial que trabaja con esfuerzo axil puro

Con objeto de incrementar las tensiones de axiles se redujo el área transversal de la probeta incluyendo un fresado pasante de anchura 12 mm para poder disponer a su vez, de superficies planas de 8 mm de longitud donde irían pegadas las galgas.

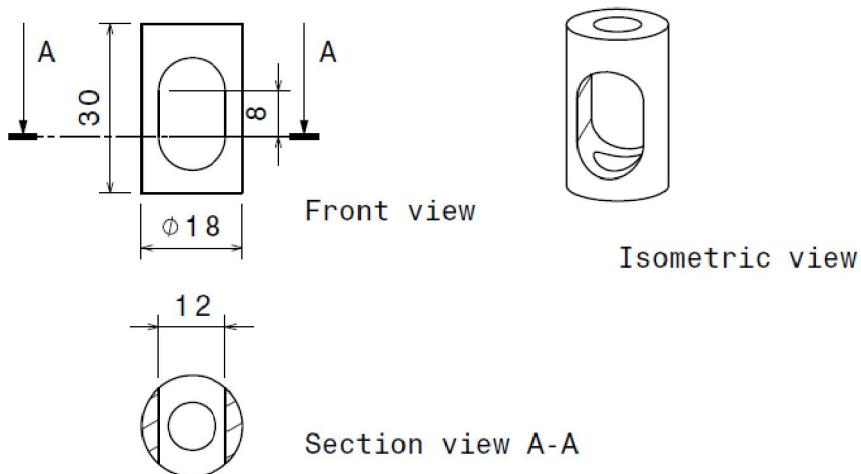


Ilustración 16. Vistas del modelo axil puro

A priori tendremos únicamente tensiones de compresión o de tracción dependiendo del sentido de la fuerza excitadora y deberemos vigilar que no haya aplastamiento en las zonas de tangencia entre las paredes planas interiores del fresado con las partes circulares del fresado.

Por la simplicidad del modelo es posible estimar dicha tensión de compresión y así obtener la elongación. El alargamiento unitario es:

$$\varepsilon = \frac{N}{E * A} \quad (23)$$

Siendo:

Esfuerzo en dirección axial,  $N$

Módulo de Young,  $E = 2.1 * 10^5 \text{ MPa}$

Área transversal a la dirección axial en la zona de apoyo de la galga,  $A$

El área transversal puede ser calculada analíticamente restándole al área del triángulo, el área del sector circular y multiplicando por 2 el resultado.

Fuerza (N)	-3500	-380
Radio (mm)	9	9
Anchura fresado pasante (mm)	12	12
Base triángulo (mm)	13.42	13.42
Altura triángulo (mm)	6	6
Ángulo (°)	96.38	96.38
Área triángulo (mm <sup>2</sup> )	40.25	40.25
Área sector circular (mm <sup>2</sup> )	68.13	68.13
Área transversal (mm <sup>2</sup> )	55.75	55.75
Tensión compresión (MPa)	-62.78	-62.78
Épsilon teórico	<b>-2.989E-04</b>	<b>-3.246E-05</b>

Tabla 10. Deformación teórica en modelo a axil puro

Para la verificación de que la pieza no plastifica debido a los posibles efectos de entalla en los puntos de tangencia antes mencionados, se diseño la pieza en CATIA y se le hizo un análisis estático por elementos finitos ante una fuerza constante de excitación de valor 3500 N.

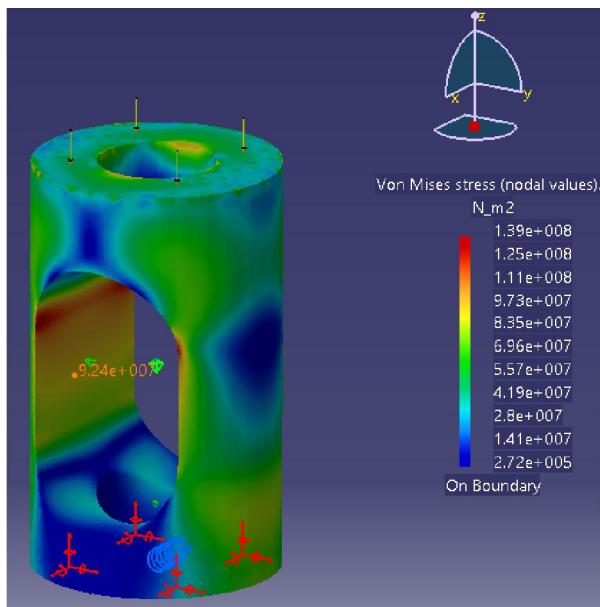


Ilustración 17. Tensiones máximas de Von Mises en el modelo axil puro

Tal y como es posible observar, existe acumulación de tensiones en los puntos esperados pero quedan muy alejados del límite elástico. Por otro lado, la tensión de compresión en la zona de pegado de la galga tiene un valor aproximado de  $9 \times 10^7 \text{ N/m}^2$ . Al dividir dicho valor por el módulo de Young del acero, obtendríamos una elongación máxima detectada por la galga de 0.00044. De igual forma, simulando para la carga mínima, obtenemos la deformación unitaria.

Dichos valores varían de los resultados teóricos debido fundamentalmente al efecto de acumulación de tensiones que produce el cambio de sección.

Fuerza (N)	Épsilon FEA CATIA	Épsilon teórico
-3500	-4.40E-04	-2.99E-04
-380	-6.38E-05	-3.25E-05

Tabla 11. Comparación elongación modelo axil puro

Respecto a la configuración de puente de Wheatstone que necesitaría esta célula de carga, sería de medio puente, esto es, con 2 galgas fantasma para compensar el efecto de la temperatura y 2 galgas activas que registrarían siempre la misma deformación (ambas a tracción o ambas a compresión). Mediante un cálculo con la fórmula del puente de Wheatstone explicada en el apartado de fundamentos teóricos de esta memoria, se obtiene el rango de salida de voltaje. Considerando la resistencia nominal de las galgas de  $350.4\Omega$ , con un factor de galga de 2, una excitación del puente de 5 V y una ganancia de 1000 en el amplificador, obtendríamos:

Valores circuito	Modelo axil
R1	350.4
R2	350.4
R3	350.4
R4	350.4
inc. R1	-0.31
Inc. R2	0.00
inc. R3	-0.31
inc. R4	0.00
R1+ inc. R1	350.09
R2 + inc. R2	350.40
R3+ inc. R3	350.09
R4 + inc. R4	350.40
<b>épsilon promedio máximo</b>	4.40E-04
tensión excitación	5
tensión salida máx	-0.0022
Gananacia	1000
GF	2
<b>Tensión máxima amplificada</b>	-2.20
<b>épsilon promedio mínimo</b>	-6.38E-05
tensión salida mínima	-3.19E-04
<b>Tensión mínima amplificada</b>	-0.32

Tabla 12. Voltaje a la salida en el modelo axil puro

A la vista de la tabla anterior el rango de diferencia de potencial a la salida del amplificador es bastante reducida, lo que supondría un empeoramiento de la calidad de la medición.

### 6.3.2. MODELO TIPO S

Otro de los modelos comerciales estudiados en esta fase de diseño ha sido la del modelo tipo S o tipo Z. A simple vista puede parecer un modelo de funcionamiento sencillo, sin embargo durante su estudio salió a reducir su complejidad. En la siguiente ilustración se observan algunas medidas que permiten tener un orden de magnitud del tamaño de la pieza.

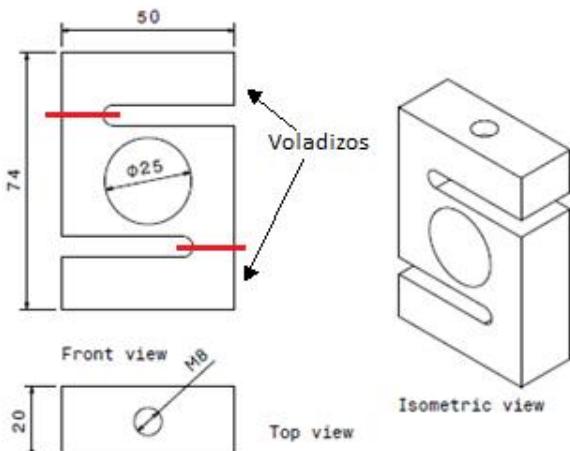


Ilustración 18. Medidas del modelo S

Ante un primer análisis estructural de la célula, es fácil observar que cuando existe fuerza de excitación vertical a través de un par de espárragos roscados a los agujeros roscados M8, existe flexión y cortante en los voladizos superior e inferior.

Se realiza un corte por ambas secciones marcadas en color rojo en la ilustración anterior, y para que siga estando en equilibrio se pone el efecto de aquello que se quita, es decir, colocamos la fuerza aplicada y el momento flector provocado por esta. Los momentos deflectores poseen mismo módulo y sentido contrario, por lo que se compensan entre sí. Sin embargo, los cortantes se distribuyen a lo largo del bloque central de la pieza de una manera para nada trivial. Ello es debido al efecto de entalla provocado por el agujero pasante de 25 mm de diámetro situado en el centro de la pieza, que produce un efecto distorsionador en las tensiones. Debido a esta alteración intencionada de las tensiones hace realmente compleja la obtención de un modelo físico teórico que relacione tensiones y deformaciones, por lo que la obtención de la ecuación de campo para esta geometría queda fuera del alcance de este proyecto.

Ante la imposibilidad de obtener dichas ecuaciones, se pasó a un análisis por elementos finitos en CATIA para poder obtener un resultado aproximado de la forma de comportamiento de esta clase de célula de carga. Para unas condiciones de fuerza de 3500 N se obtiene el campo de tensiones correspondientes a la dirección principal de tracción:

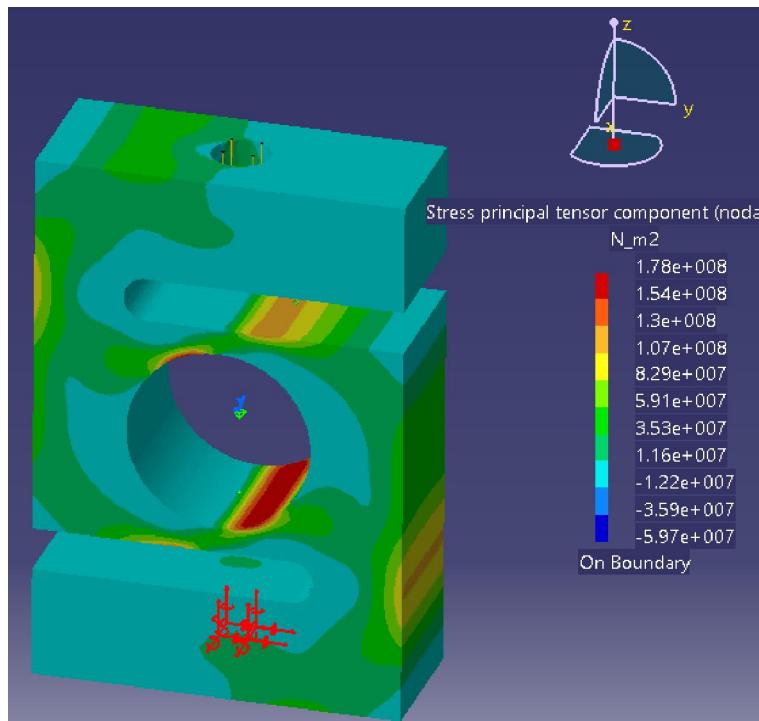


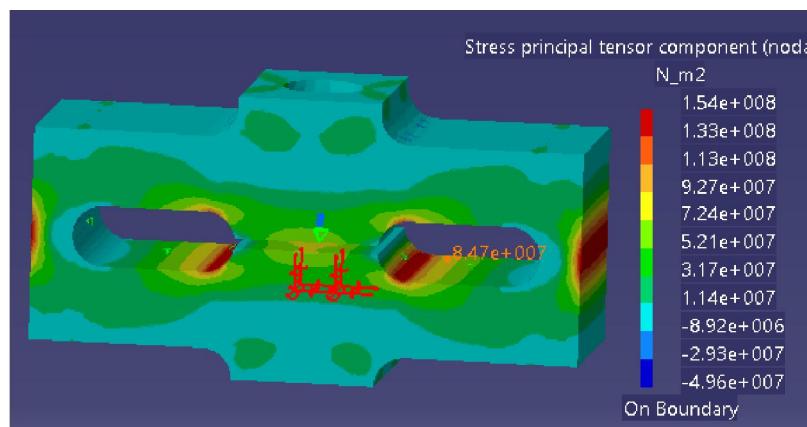
Ilustración 19. Tensión principal de tracción en el modelo tipo S

A la vista de los resultados obtenidos en la simulación, las tensiones de tracción "atraviesan" la parte central de la pieza en dirección diagonal. Las mayores tensiones de tracción se localizan en el agujero pasante en puntos diametralmente opuestos del mismo. Considerando la máxima tensión de tracción en la zona de pegado de la galga y dividiendo por el módulo de Young se obtiene una elongación máxima de 0.00085. Hay que tener en cuenta para la selección de galgas, en caso de que se eligiese esta geometría constructiva, la elevada curvatura del agujero pasante. Esto es, que harían falta galgas de alta capacidad de curvarse.

El puente de Wheatstone idóneo para esta forma constructiva es el de medio puente con dos galgas dummy. Bajo las mismas condiciones de excitación, resistencia nominal y amplificación que en el modelo a axil puro, obtendríamos un voltaje máximo amplificado de 4.25 V. Por tanto se obtendría a priori una curva de calibración más exacta.

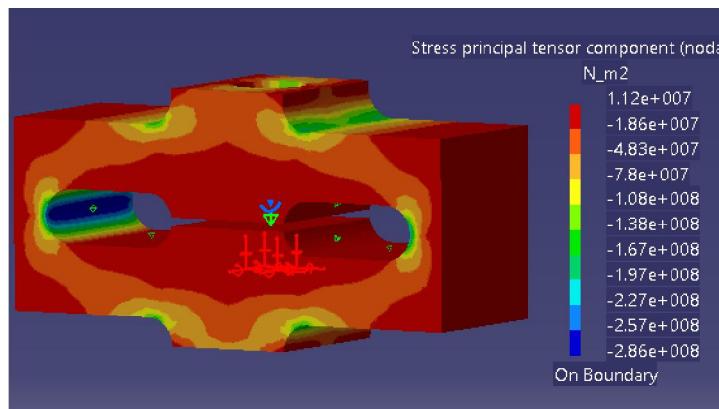
### 6.3.3. MODELO BINOCULAR

El modelo de doble viga o binocular diseñado, también existente en el mercado, funciona como dos vigas a flexión en presencia de una fuerza actuante a la mitad del voladizo de cada viga. De nuevo, como se ha analizado previamente en el modelo tipo S, la forma de los binóculos o fresados pasantes así como la fina hendidura que los une, produce un efecto distorsionador de las tensiones, que tiene como consecuencia que su análisis mediante ecuaciones de resistencia de materiales no sea trivial. Por ello, para comprender de una manera más cuantitativa las tensiones que se generan y donde se concentran se generó un análisis por elementos finitos en CATIA.



*Ilustración 20. Tensión principal de tracción en el modelo binocular*

A la vista de la simulación se observa como las mayores tensiones de tracción se producen en los empotramientos de las vigas por la parte exterior y en los cambios de sección alrededor de la hendidura central. Esta última zona sería la zona preferencial para la colocación de las galgas pero, al tener una gran curvatura, al igual que ocurría con el modelo S, harían falta galgas que soportasen muy elevadas deflexiones. En la siguiente ilustración se muestran las tensiones principales de compresión. Se observa como las tensiones de compresión se acumulan también en los empotramientos por la parte interior de la pieza. En principio se podría recurrir al empleo de un puente de Wheatstone completo para obtener una tensión de salida mayor para tener así una medición más precisa. Pero si se quisiesen conocer por separado las deformaciones debidas a la compresión o las debidas a la tracción, únicamente, haría falta una configuración de medio puente, con dos galgas fantasma para conseguir que el puente esté autocompensado térmicamente.



*Ilustración 21. Tensión principal de compresión en el modelo binocular*

### 6.3.4. MODELO DE DOBLE CRUZ

Se trata de un modelo inspirado en el modelo comercial de Low Profile Bending Load Cell que puede recibir esfuerzos tanto de tracción como de compresión. Su funcionamiento principal se basa en dos diafragmas en forma de cruz que se empotran en los vástagos interiores y en la pared cilíndrica. Los vástagos están roscados para conseguir un buen acoplamiento con el elemento que le transmita los esfuerzos. Su comportamiento de deformación se basa en vigas biempotradas, que será explicado detalladamente en apartados posteriores. En las ilustraciones se puede ver la media sección de esta clase de sensor. Las tensiones de tracción y compresión que aparecen en las vigas de unión entre vástago y camisa cilíndrica son el secreto de su funcionamiento. Es un diseño robusto pero de elevado peso. En este primer diseño realizado en acero, asciende a 0.24 Kg. Otra desventaja es la complejidad de su fabricación.

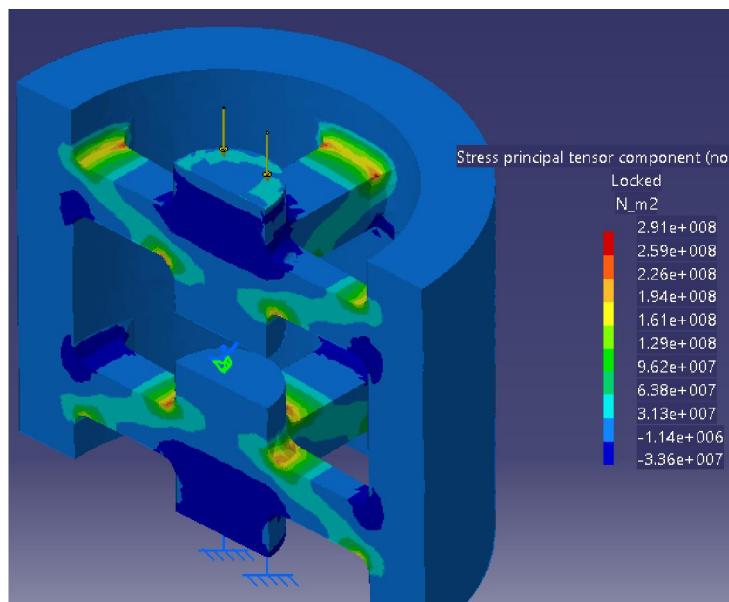


Ilustración 22. Tensión principal de tracción (sección)

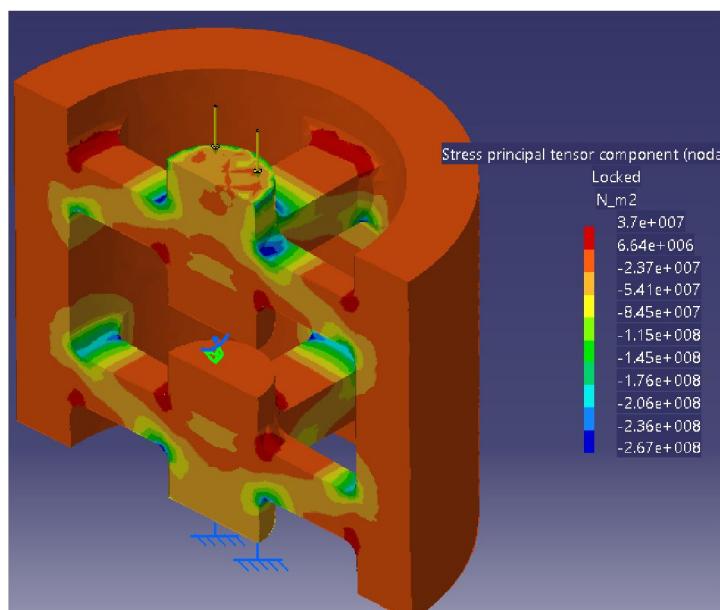


Ilustración 23. Tensión principal de compresión (sección)

### 6.3.5. MODELO TIPO CRUZ

Se trata de un diseño propio no comercial, cuyo principio de funcionamiento es similar al modelo de doble cruz, ya que se trata del mismo comportamiento de vigas biempotradas sometidas a un mismo desplazamiento  $\delta$  en uno de sus empotramientos. La idea parte de un rediseño del modelo original para simplificar su fabricación y reducir su peso. La modificación inicial fue la eliminación de una de las cruces con objeto de realizar un diseño ligero, compacto y robusto.

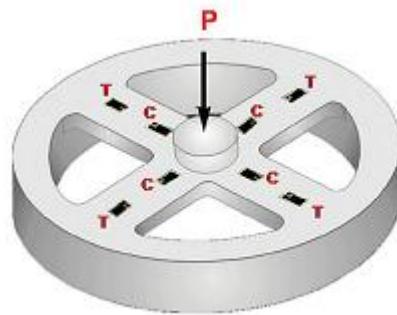


Ilustración 24. Principio básico de funcionamiento del modelo de cruz

La fuerza de excitación es aplicada en el vástago central provocando la flexión de las 4 vigas del diafragma. En la siguiente ilustración se observa una posible zona de pegado de galgas. Dicha disposición de los extensómetros se justificará posteriormente en la memoria.

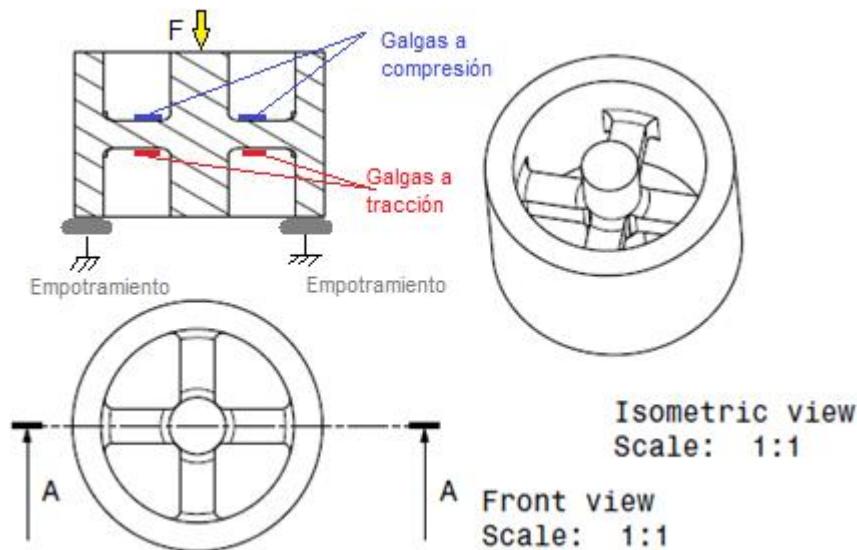


Ilustración 25. Vistas del modelo cruz al comienzo de su diseño (idea inicial)

A partir de este primer diseño en CATIA, lo primero que se realizó fue una disminución de la altura tanto del diámetro más exterior como de la parte inferior del vástago, dado que los primeros resultados de las simulaciones dejaban claro que las tensiones se concentraban a la altura de la zona de empotramiento con las 4 vigas y en la parte superior del vástago. Tal y como se puede observar en la sección siguiente, dichas tensiones despreciables son del orden de  $10e+004$ .

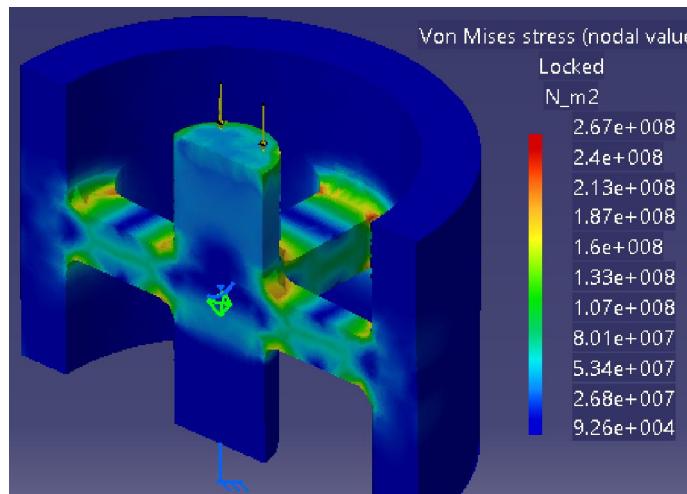


Ilustración 26. Zonas de alta y baja tensión mecánica (sección)

Debido a la doble simetría de la pieza, se observa que las tensiones generadas en cada viga son iguales entre sí. Si se obtienen secciones de corte de la pieza mostrando las tensiones principales tanto de compresión como de tracción, se observa que las tensiones "atraviesan" la viga de forma aproximadamente antimétrica respecto de su fibra neutra, concentrándose en los empotramientos. De esta forma, observando la ilustración 20 salta a la vista como en la en la cara superior de las vigas en las inmediaciones de unión con el vástago, existen tensiones de compresión de hasta  $3.26e+008 \text{ N/m}^2$ . Este mismo valor es alcanzado en la cara inferior de las vigas cerca del empotramiento con la pared cilíndrica.

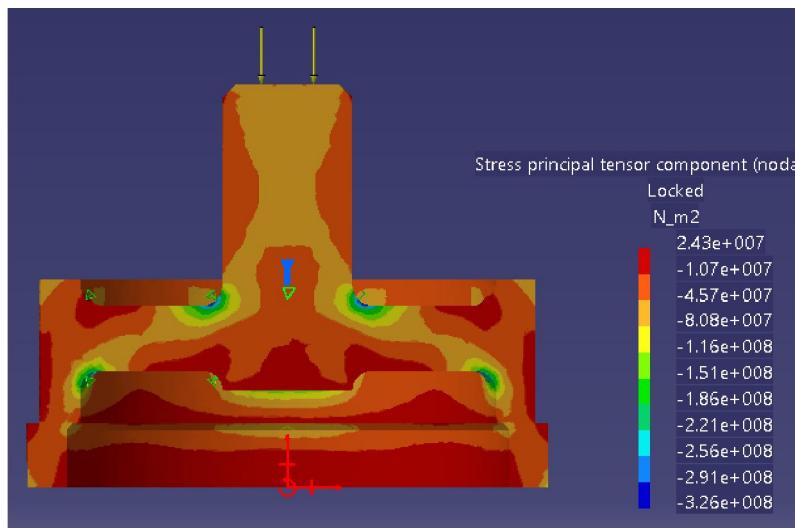


Ilustración 27. Tensión principal de compresión en el modelo cruz (sección)

De igual forma sucede analizando las tensiones principales de tracción de la ilustración 21. En este caso en la cara superior de las vigas habrá tensiones de tracción máximas de valor de  $2.69e+008$  en la zona próxima a la pared cilíndrica. Valor que es también alcanzado en la cara inferior de las vigas en el empotramiento con el vástago.

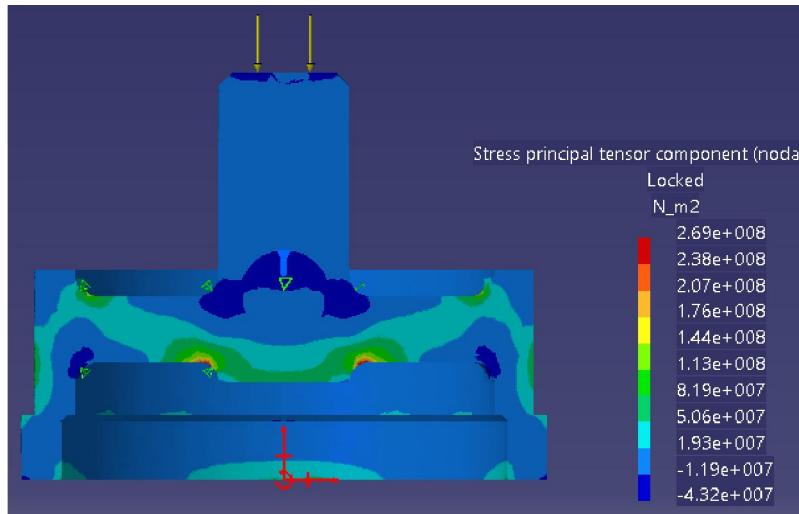


Ilustración 28. Tensión principal de tracción en el modelo cruz (sección)

A la vista de las dos ilustraciones anteriores y del análisis obtenido de las mismas, se verifica que el comportamiento de la pieza se asemeja mucho a un comportamiento de vigas biempotradas (al menos de manera teórica). Ello supondría que media viga se comporta a tracción y media viga, a compresión, de tal forma que considera que ambos empotramientos se comportan de la misma forma. Sin embargo, debido a la mayor concentración de tensiones que existe en la zona de empotramiento con el vástago, la anterior afirmación no es del todo cierta. Esto se ve reflejado en que en ambas figuras, la zona de tensiones máximas tanto de tracción como de compresión abarcan una mayor región de la viga. Ello es fruto de que los empotramientos al vástago son diferentes de los empotramientos a la pared cilíndrica.

Como consecuencia de esta diferencia las 4 galgas se pegarán o bien cerca del empotramiento del vástago o bien cerca del empotramiento de la pared cilíndrica haciendo uso de ambas caras superior e inferior de las vigas, con objeto de que los cuatro extensómetros detecten aproximadamente la misma deformación unitaria en valor absoluto, mediante el montaje de un puente de Wheatstone completo.

### 6.3.6. JUSTIFICACIÓN DE LA ELECCIÓN DEL MODELO

Resumiendo las condiciones anteriores, el diseño del modelo a optimizar será el modelo de cruz. Las razones se resumen en que se trata de un diseño robusto, de bajo peso y fácil de aislar de las condiciones ambientales. La razón más importante es que es fácil obtener el campo de deformación para cada valor de desplazamiento del vástagos, que está directamente relacionado con la fuerza aplicada, mediante un cálculo de resistencia de materiales basado en vigas biempotradas. Este cálculo se detalla posteriormente en la memoria. Además, debido a que la deformada de cada una de las 4 vigas es antimétrica, para una misma sección de la misma, obtenemos la misma elongación en la fibra superior e inferior a medida que nos alejamos de la fibra neutra. Esto es, que todas las galgas van a poder detectar la misma deformación en valor absoluto (2 de ellas detectarán la deformación con valor positivo y las otras 2 detectarán la deformación con un valor negativo). La posibilidad de utilización de un puente de Wheatstone completo supondrá una mayor precisión en la medida al tener un rango de voltaje más amplio.

Las siguientes tablas comparativas recogen tanto los resultados de los cálculos teóricos realizados como los resultados de las simulaciones por elementos finitos. Todos los diseños han sido realizados en acero ST 52 con una condición de fuerza máxima de 3500 N.

Modelo	Material	Límite elástico (N/m <sup>2</sup> )	M. Young (N/m <sup>2</sup> )
1 (axil)	Acero ST 52	4.25E+08	2.10E+11
3 (tipo S)	Acero ST 52	4.25E+08	2.10E+11
4 (tipo DB)	Acero ST 52	4.25E+08	2.10E+11
5 (tipo cruz)	Acero ST 52	4.25E+08	2.10E+11
6 (doble cruz)	Acero ST 53	4.25E+08	2.10E+11

Tabla 13. Propiedades de los materiales en cada modelo de diseño

Todos los diseños realizados poseen un amplio factor de seguridad por lo que todos ellos trabajarían siempre en su región elástica. Las mayores tensiones de Von Mises se obtienen en los modelos 5 y 6, que trabajan a flexión pura. Ambos poseen valores muy parecidos debido a su semejanza de funcionamiento.

Tensión máxima Von Mises CATIA (N/m <sup>2</sup> )	Factor seguridad	Tensión VM en zona galga CATIA (N/m <sup>2</sup> )
1.39E+08	3.06	9.24E+07
2.64E+08	1.61	6.80E+07
2.61E+08	1.63	8.47E+07
2.91E+08	1.46	1.40E+08
2.82E+08	1.51	1.45E+08

Tabla 14. Tensiones resultantes de cada diseño

A la vista de la siguiente tabla se observa como las mayores deformaciones se alcanzan en los modelos basados en la flexión de su diafragma en forma de cruz. Por lo que a priori serían los modelos que mayor rango de medición admiten.

Épsilon (CATIA)	Épsilon (Teórico)	Peso (Kg)	Tipo de puente
0.00044	0.00029	0.025	Medio
0.00032	?	0.430	Medio
0.00040	?	0.142	Completo
0.00067	0.0017	0.060	Completo
0.00069	0.001	0.240	Completo

Tabla 15. Deformaciones, peso y tipo de puente

## 6.4. TENSIONES Y DEFORMACIONES EN VIGAS BIEMPOTRADAS

Según se ha justificado en el punto anterior, la forma de comportamiento de la célula de carga de modelo de cruz es análoga a 4 vigas biempotradas que sufren un determinado desplazamiento en uno de los extremos a causa de la fuerza actuante. Debido a la doble simetría de la pieza, es posible centrarse en el comportamiento de una de las 4 vigas de la cruz para describir cuantitativamente el comportamiento de todo el cuerpo del sensor.

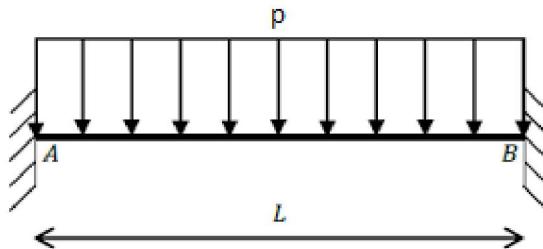


Ilustración 29. Viga biempotraza

En este punto se va a obtener la ecuación de campo analítica para una viga biempotraza a la que se le aplica un desplazamiento  $\delta$  en uno de sus extremos.

De la teoría elemental de las vigas, se sabe que:

$$EI \frac{d^4 w}{dx^4} = p \quad (24)$$

Siendo  $p$  la fuerza cortante por unidad de longitud y  $EI$  la rigidez a flexión de la viga. Considerando que la carga por unidad de longitud de viga es nula e integrando la ecuación diferencial homogénea resultante, se obtienen cuatro constantes de integración A, B, C, D:

$$\frac{d^3 w}{dx^3} = A \quad \frac{d^2 w}{dx^2} = Ax + B \quad (25)$$

$$\frac{dw}{dx} = A \frac{x^2}{2} + Bx + C \quad w(x) = A \frac{x^3}{6} + B \frac{x^2}{2} + Cx + D \quad (26)$$

Dichas constantes se obtienen de las condiciones de contorno en los empotramientos:

En  $x=0$ :

$$\frac{dw}{dx} = 0 \quad w(0) = \delta$$

En  $x=L$ :

$$\frac{dw}{dx} = 0 \quad w(L) = 0 \quad (27)$$

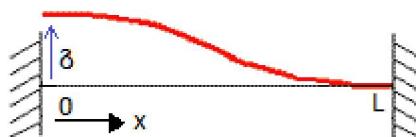


Ilustración 30. Condiciones de contorno de la viga

Operando, se obtiene el valor de las constantes:

$$A = \frac{12\delta}{L^3} \quad B = -\frac{6\delta}{L^2} \quad C = 0 \quad D = \delta \quad (28)$$

Por otro lado, la ecuación de la elástica de una viga de sección constante es:

$$\frac{M(x)}{EI} = \frac{d^2w}{dx^2} \quad (29)$$

Además, el momento flector en una sección determinada viene relacionada con la tensión normal  $\sigma_x$  soportada por las fibras del material mediante la expresión:

$$\sigma_x(y) = \frac{M(x)}{I}y \quad (30)$$

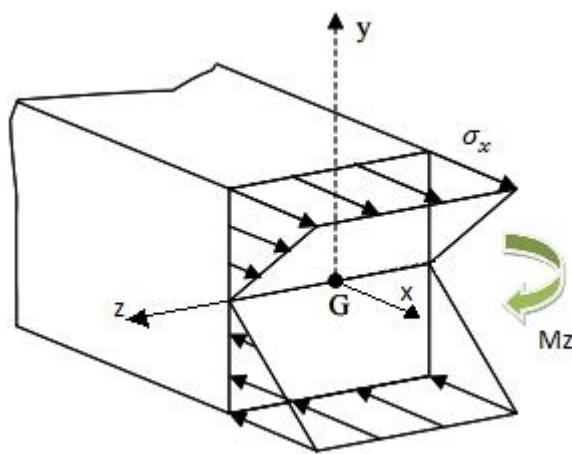


Ilustración 31. Tensiones normales debidas a momento flector simple

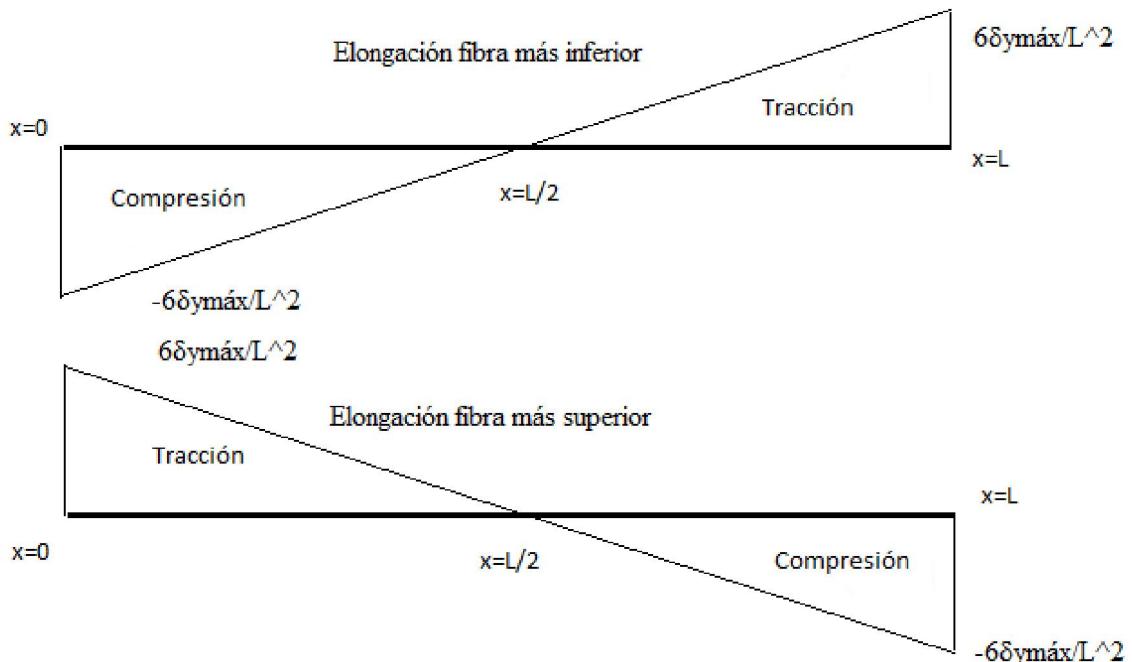
Aplicando la ley de Hooke  $\sigma_x = E * \epsilon$ , se obtiene el alargamiento unitario a lo largo de la longitud de la viga para las fibras del material:

$$\epsilon(x, y) = \frac{\delta y}{L^2} \left( \frac{12}{L}x - 6 \right) \quad (31)$$

Volviendo al caso concreto del modelo de cruz, dado que el pegado de las galgas se realiza en las fibras más alejadas de la fibra neutra, la deformación teórica que detectaría la galga se obtendría particularizando para un valor de 'y' igual a la mitad del espesor de la viga, esto es:

$$\epsilon_{máx}(x) = \frac{\delta y_{máx}}{L^2} \left( \frac{12}{L}x - 6 \right) \quad (32)$$

Por tanto, la deformación de la viga tiene una distribución triangular, con valor máximo en los empotramientos y nulo en la mitad de la longitud total de la viga. La fórmula anterior determina el campo de deformaciones a lo largo de la longitud de la viga en sus fibras más alejadas de la fibra neutra. Esta expresión analítica va a ser utilizada en diversos apartados de esta memoria.



Gráfica 13. Elongación a lo largo de la viga

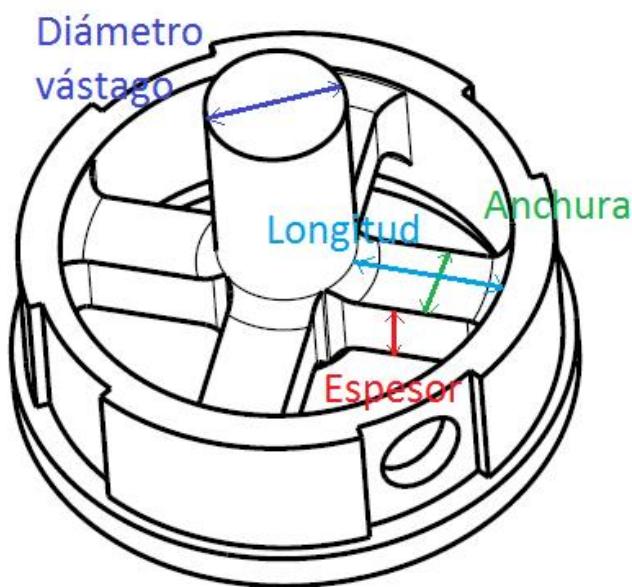
## 6.5. OPTIMIZACIÓN DEL DISEÑO - MÉTODO DE TAGUCHI

Para la optimización del diseño de doble cruz, se empleó el método de Taguchi con objeto de conocer los parámetros que más influían tanto en las tensiones máximas obtenidas en los empotramientos como en la deformación que se obtendría en la zona de pegado de galgas. Para ello se siguió el proceso teórico del modelo explicado en el apartado de fundamentos teóricos.

### 6.5.1. DEFINICIÓN DE LOS PARÁMETROS

La parte inicial es la definición de los parámetros. Debido a la doble simetría de la pieza, es posible centrarse en una sola viga para poder pensar de manera más simple, acerca de qué posibles parámetros de diseño son los que afectan tanto a las deformaciones como a las tensiones producidas.

Como parámetros iniciales de diseño que a priori se sabía que iban a influir en el resultado, fueron las medidas de la viga: longitud, anchura y espesor. Además se pensó en un principio que a mayor diámetro del vástago, mayor transmisión de esfuerzos y mayor robustez del sensor, por lo que también se tuvo en cuenta como variable para el diseño de experimentos. Por otro lado, es conocido que para aliviar la concentración de tensiones en piezas sometidas a esfuerzos y para aumentar su resistencia a fatiga, se deben suavizar los cambios bruscos de sección. Por ello, los radios de acuerdo de unión en los empotramientos sería otra variable a tener en cuenta. Sin embargo, para reducir el tamaño del arreglo ortogonal no se tuvieron en cuenta como variable y se estudió su influencia posteriormente. Se fijó un valor de radio de acuerdo de 1.5 mm para todos los experimentos. Resumiendo lo anterior, se tuvieron en cuenta 4 variables para el método de Taguchi, que se muestran en la siguiente:



Posteriormente se hizo un análisis del espacio físico mínimo disponible para determinar el nivel mínimo de cada parámetro, y a partir de esa medida mínima se incrementó cada parámetro entre dos y tres milímetros para obtener una medida intermedia y una medida máxima.

¿Cómo se determinaron esas medidas mínimas? Se partió de la premisa de que cada galga debe detectar o bien tracciones o bien compresiones, pero nunca ambas al mismo tiempo. Como se dijo en apartados anteriores de la memoria, la medida que se obtiene del la galga es un promedio de deformaciones a lo largo de la longitud de su rejilla. Por ejemplo, si la longitud de la viga fuese de 3 mm y la longitud de la rejilla de la galga también fuese de 3 mm, como ante cualquier fuerza de excitación la mitad de la viga queda a compresión y la otra mitad a tracción, el promedio en la galga daría un valor aproximadamente nulo. Por ello, la longitud de la viga debe ser como mínimo el doble de la longitud de la galga. Y como las galgas que se han elegido tienen una longitud de rejilla de 3 mm y 1.5 mm respectivamente, además como los radios de acuerdo no cuentan como longitud útil de pegado y para que fuese más fácil el pegado de las galgas, se estableció una longitud mínima de viga biempotrada de 16 mm. Esta medida tiene margen para ser disminuida. Por otro lado, para el diámetro mínimo del vástago se estimó que 10 mm serían suficientes para que no hubiera aplastamiento en ninguno de sus puntos. La anchura mínima de viga y el espesor mínimo fueron establecidos al azar.

Letra	Parámetro	Mínimo	Intermedio	Máximo
A	Longitud viga	16	18	20
B	Espesor viga	5	8	10
C	Anchura viga	6	8	9
D	Diámetro vástago	10	12	14

Tabla 16. Niveles de los parámetros

### 6.5.2. DISEÑO DE EXPERIMENTOS

Debido a que se trata de 4 parámetros y, para obtener una mayor percepción de cómo influyen los mismos se diseñará para 3 niveles. Por tanto, Taguchi propone un arreglo ortogonal L9 4<sup>3</sup>. Siguiendo los pasos del método explicado previamente, se realizarán 9 simulaciones en lugar de 3<sup>4</sup>=81 simulaciones que convencionalmente se tendrían que realizar en caso de no seguirse este método. El arreglo propuesto es:

Experimento N°	A	B	C	D
1	1	1	1	1
2	1	2	2	2
3	1	3	3	3
4	2	1	2	3
5	2	2	3	1
6	2	3	1	2
7	3	1	3	2
8	3	2	1	3
9	3	3	2	1

Tabla 17. Arreglo L9 a emplear

El procedimiento a seguir ha sido el siguiente:

- Para cada experimento se introducen las medidas en el modelo en CATIA y se hace una simulación por elementos finitos.
- Se anota la tensión máxima de Von Mises en la pieza
- Se toma el dato de la flecha obtenida en el vástago. Dicho valor de la flecha es el desplazamiento  $\delta$  que sufren cada una de las 4 vigas en su empotramiento con el vástago.

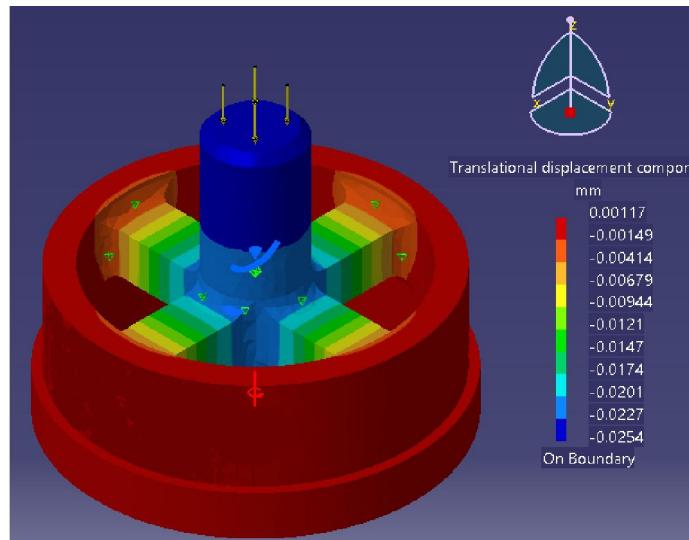


Ilustración 33. Desplazamiento vertical  $\delta=0.0227 \text{ mm}$  en uno de los experimentos

- Empleando la teoría de vigas biempotradas, y tomando el valor del desplazamiento  $\delta$  sufrido, se obtiene el campo de deformación a lo largo de la longitud de la viga, en las fibras más alejadas de la fibra neutra. Esto es, que  $y_{máx}$  toma el valor de la mitad del espesor de la viga.

$$\varepsilon_{máx}(x) = \frac{\delta y_{máx}}{L^2} \left( \frac{12}{L} x - 6 \right)$$

- Se realizan los 9 experimentos y se representan en una tabla tanto las tensiones máximas como la deformación media en la viga.

Número	A	B	C	D	Épsilon promedio teórico	Tensión máx VM CATIA (MPa)
1	1	1	1	1	0.0014	551
2	1	2	2	2	0.00073	340
3	1	3	3	3	0.00057	139
4	2	1	2	3	0.0008	383
5	2	2	3	1	0.00061	232
6	2	3	1	2	0.00066	239
7	3	1	3	2	0.00091	297
8	3	2	1	3	0.000775	268
9	3	3	2	1	0.000536	175

Tabla 18. Resultados de las simulaciones en CATIA

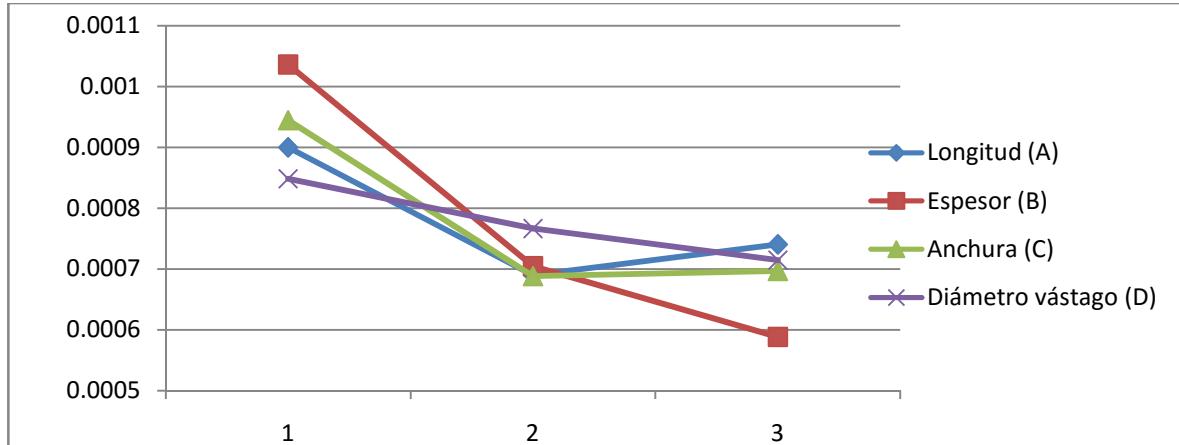
- Se realiza un promedio de las elongaciones para cada uno de los 3 niveles y para cada uno de los 4 parámetros. Es decir, A1 se corresponde con el promedio de elongaciones

medias resultantes en los experimentos en los que el parámetro A toma su valor mínimo. De igual forma se realiza para el resto y se muestra en la siguiente tabla:

A	Media A	B	Media B	C	Media C	D	Media D
A1	0.0009	B1	0.00103667	C1	0.000945	D1	0.000848667
A2	0.00069	B2	0.000705	C2	0.000688667	D2	0.000766667
A3	0.00074033	B3	0.00058867	C3	0.000696667	D3	0.000715

Tabla 19. Resultados de las deformaciones teóricas medias a cada nivel

- Estos resultados se grafican para observar intuitivamente su influencia:

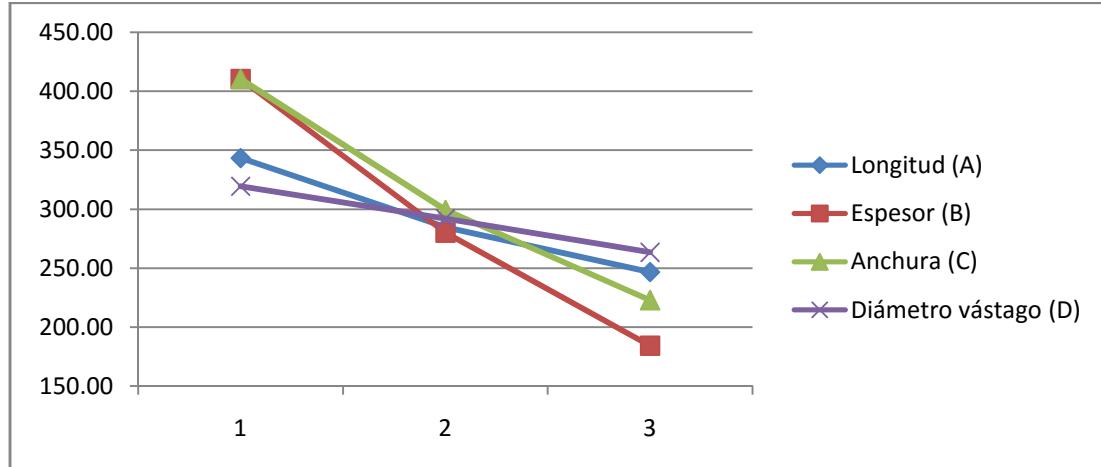


Gráfica 14. Influencia de los parámetros en la elongación media teórica

- Posteriormente se realiza el mismo procedimiento para promediar a cada nivel y graficar la influencia de los parámetros en las tensiones de Von Mises máximas:

A	Media A	B	Media B	C	Media C	D	Media D
A1	343.33	B1	410.33	C1	410.33	D1	319.33
A2	284.67	B2	280.00	C2	299.33	D2	292.00
A3	246.67	B3	184.33	C3	222.67	D3	263.33

Tabla 20. Resultados del promedio de tensiones máximas a cada nivel



Gráfica 15. Influencia de los parámetros en la tensión máxima de Von Mises

A la vista de ambas gráficas, queda claro que el espesor de las vigas es el parámetro que más influye tanto en las deformaciones que puedan llegar a obtener las galgas como en las tensiones máximas de Von Mises que vaya a sufrir la pieza. Por ello, será el parámetro más determinante para la definición de las medidas definitivas de la pieza.

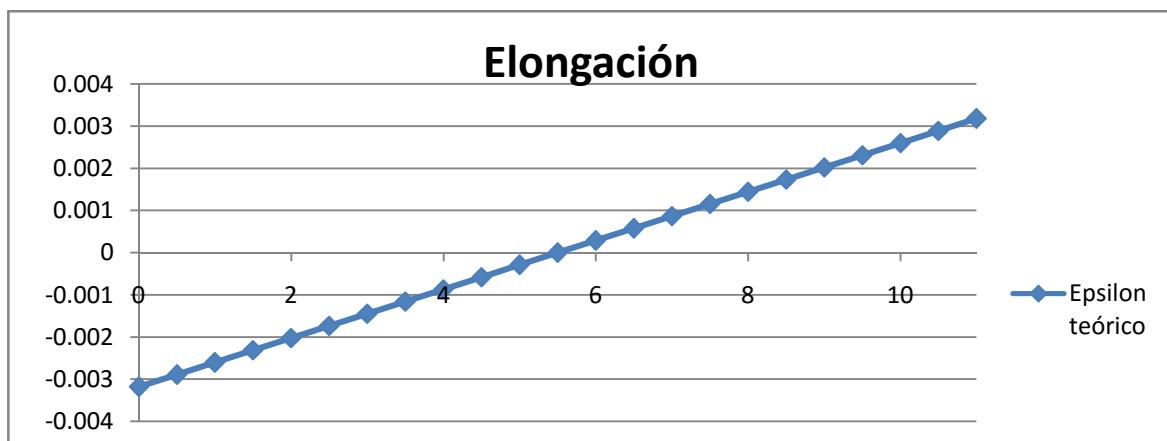
### 6.5.3. DISEÑO FINAL v1

Después de numerosas iteraciones de simulación por elementos finitos se obtuvo una combinación de parámetros de tal forma que ante las condiciones de mayor exigencia, la pieza no plastificara, estuviera dimensionada a fatiga y que su peso fuera el mínimo posible.

Parámetros	Valor (mm)	Flecha $\delta$ (simulación)	Deformación teórica detectada por la galga	Tensión máx. Von Mises (teórica)	Tensión máx. Von Mises (simulación)	Deformación detectada por la galga (simulación)
Longitud	11					
Espesor	5					
Anchura	6					
Diámetro vástago	10	-0.0251 mm	0.0017	667 MPa	291 MPa	0.00067

Tabla 21. Tabla de diseño final

De la tabla anterior destaca la gran diferencia entre las tensiones (teóricas y simuladas) máximas alcanzadas en los empotramientos. Ello es debido a que el modelo teórico considera que los empotramientos son perfectos (rigidez a flexión infinita) y no tiene en cuenta los radios de acuerdo que se incorporaron al diseño para disminuir el efecto concentrador de tensiones en los cambios bruscos de sección.



Gráfica 16. Elongación teórica a lo largo de la viga

Por otro lado, con objeto de disminuir el peso del sensor se le hicieron rebajes en la pared cilíndrica exterior en las zonas intermedias entre dos empotramientos consecutivos. Finalmente se realizó un agujero para introducir el cableado de entrada y de salida del puente de Wheatstone.

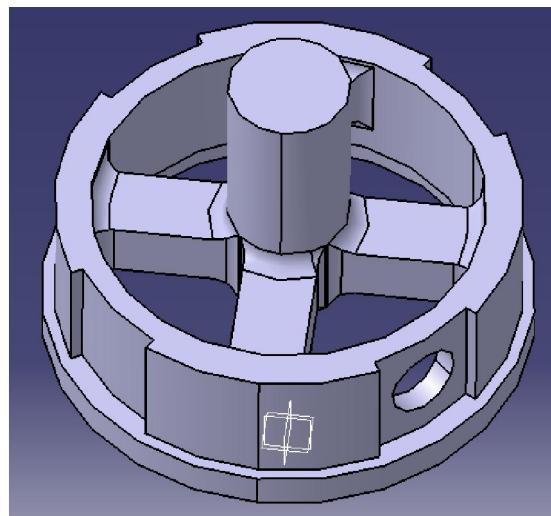


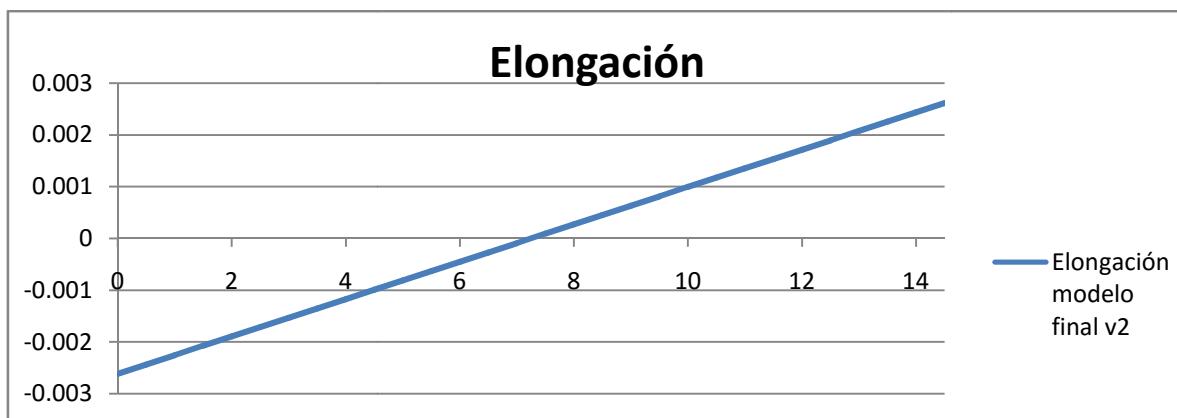
Ilustración 34. Diseño final del cuerpo de la célula de carga

Finalmente, el vástago irá roscado para unir el cuerpo de la célula de carga con una de las mitades de la push rod. Por simplicidad de la unión del cuerpo del sensor con la otra mitad de la barra actuadora, se diseñó un soporte que permitiera dicho acoplamiento.

#### 6.5.4. DISEÑO FINAL v2

Lamentablemente surgió un contratiempo a la hora de mandar fabricar la pieza en acero. El tornero dijo que los radios de acuerdo de 1.5 mm eran demasiado reducidos y su realización supondría la posible rotura de la fresa de 1.5 mm de radio que sería necesario utilizar. Además los rebajes realizados en la pared cilíndrica encarecerían mucho el precio de manufactura. Por estas razones, hubo que volver a rediseñar la pieza con radios de 3 mm. El rediseño no fue tarea sencilla dado que no bastaba sólo con cambiar los radios de acuerdo a 3 mm, debido a que este agrandamiento quitaba espacio a la zona de pegado de las galgas. En definitiva, hubo que realizar un gran reajuste de medidas.

Teniendo en cuenta la fuerte influencia del espesor en las tensiones y deformaciones de la pieza, se determinaron los valores finales de los parámetros, así como las tensiones y deformaciones tanto en el modelo teórico como en el modelo simulado por elementos finitos.



Gráfica 17. Elongación a lo largo de la viga en el modelo final v2

Parámetros	Valor (mm)	Flecha $\delta$ (simulación)	Deformación teórica detectada por la galga	Tensión máx. (teórica)
Longitud	14.5	-0.03 mm	0.0017	667 MPa
Espesor	6			
Anchura	5	Tensión máx. Von Mises (simulación)	Tensión detectada por la galga (simulación)	Deformación detectada por la galga (simulación)
Diámetro vástago	8	235 MPa	147 MPa	0.0007

Tabla 22. Modelo teórico y simulación en el diseño final v2

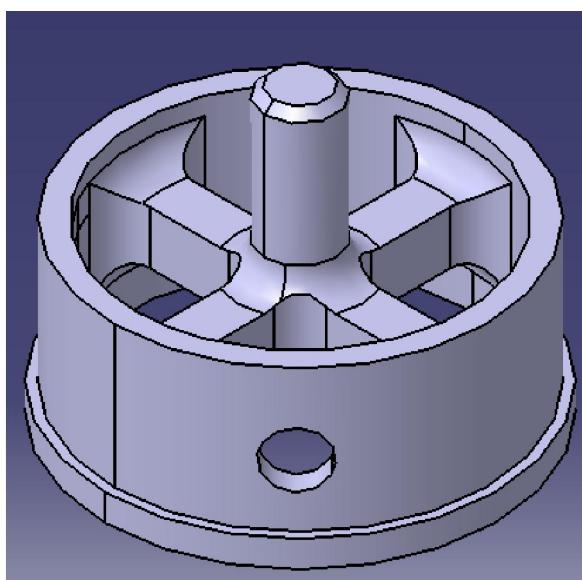
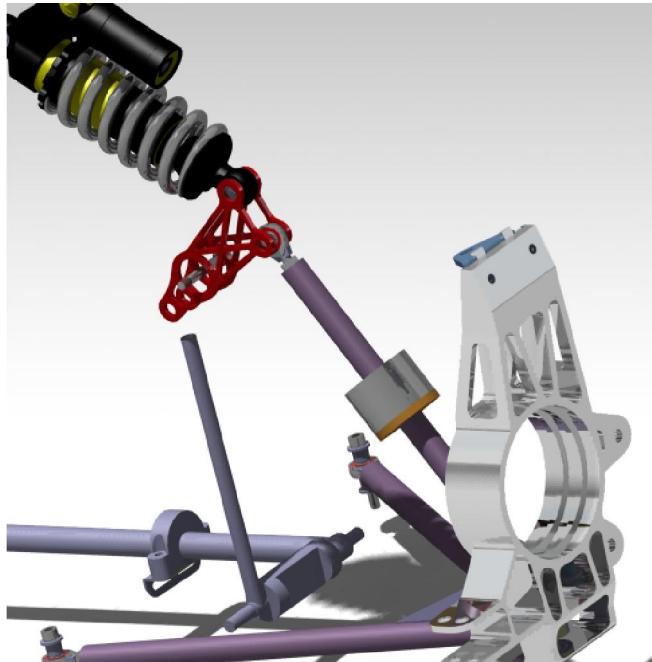


Ilustración 35. Cuerpo del sensor con radios de acuerdo de 3 mm

## 6.6.ACOPLAMIENTO A LA BARRA ACTUADORA

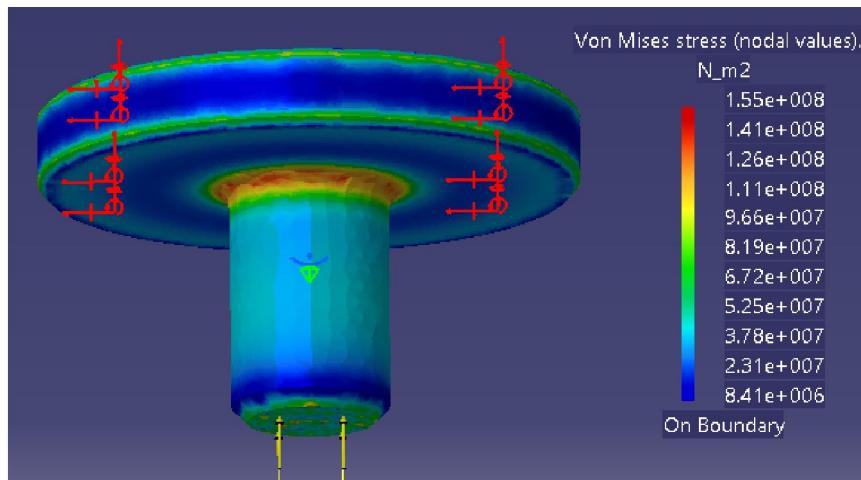
Para conseguir el correcto acople entre la célula de carga y la barra actuadora se decidió, por simplicidad y para conseguir un montaje seguro, una unión roscada macho-hembra, tanto por el lado del cuerpo del sensor como por el lado del soporte, ambos de métrica 10.



*Ilustración 36. Célula de carga montada en la push rod*

### 6.6.1. DISEÑO DEL SOPORTE

Para unir el sensor con la otra mitad de la barra actuadora se decidió la realización de un soporte, del mismo material que el cuerpo del sensor, en cuyo vástago se realizaría un roscado con objeto de conseguir una unión macho-hembra.



*Ilustración 37. Tensiones de Von Mises en el soporte*

El parámetro que fue necesario ajustar fue el espesor del cilindro con mayor diámetro, de tal forma que la superficie de contacto entre ambas partes fuese la suficiente independientemente del tipo de unión que fuese a llevarse a cabo.

Las condiciones de contorno de simulación en CATIA fue un empotramiento en la pared cilíndrica de mayor diámetro y una fuerza de 3500 N en el vástago roscado de menor diámetro. A la vista de la simulación las tensiones de Von Mises quedan muy lejos del límite elástico del material.

Finalmente se determinó un espesor de 5 mm para que la unión entre ambas partes fuese la correcta.

### 6.6.2. UNIÓN CUERPO DEL SENSOR - SOPORTE

Por otro lado, para conseguir una correcta unión entre el cuerpo de la célula de carga y su soporte se barajaron diferentes métodos.

Primeramente se quiso recurrir a una unión mediante tornillos y tuercas con una disposición espacial simétrica y con un tamaño de rosca suficiente como para asegurar la no separación entre ambas partes. Sin embargo, las tuercas podrían llegar a aflojarse ante las cargas fluctuantes en la suspensión.

Posteriormente se pensó en una unión mediante un adhesivo de alta resistencia para uniones acero-acero. El principal problema de este tipo de unión es que en caso de altas temperaturas el pegamento puede llegar a perder fuerza de cohesión o incluso a derretirse, impregnando los componentes electrónicos interiores y dañando así la instalación.

Otra de las opciones que se barajó fue la realización de una soldadura TIG, dado que supondría una unión segura y permanente. Sin embargo el empleo de material de aporte incrementaría el peso del sensor y la fusión del metal base podría generar tensiones internas dentro del material que produjesen la deformación de la geometría del sensor.

Por último se recurrió a la posibilidad de realizar una unión mecánica mediante el cálculo de interferencia correcto que asegure una gran fuerza de sujeción pero sin que el material llegue a plastificar. Un ajuste de interferencia eje-agujero, o ajuste a presión, es una unión que se logra mediante la fricción que se produce por el contacto entre la diferencia de diámetros entre eje y agujero. El eje es la pieza interior y tiene un diámetro mayor que el agujero, que es la pieza exterior. Dependiendo de si la diferencia de radios es mayor o menor, el apriete tendrá más o menos fuerza.

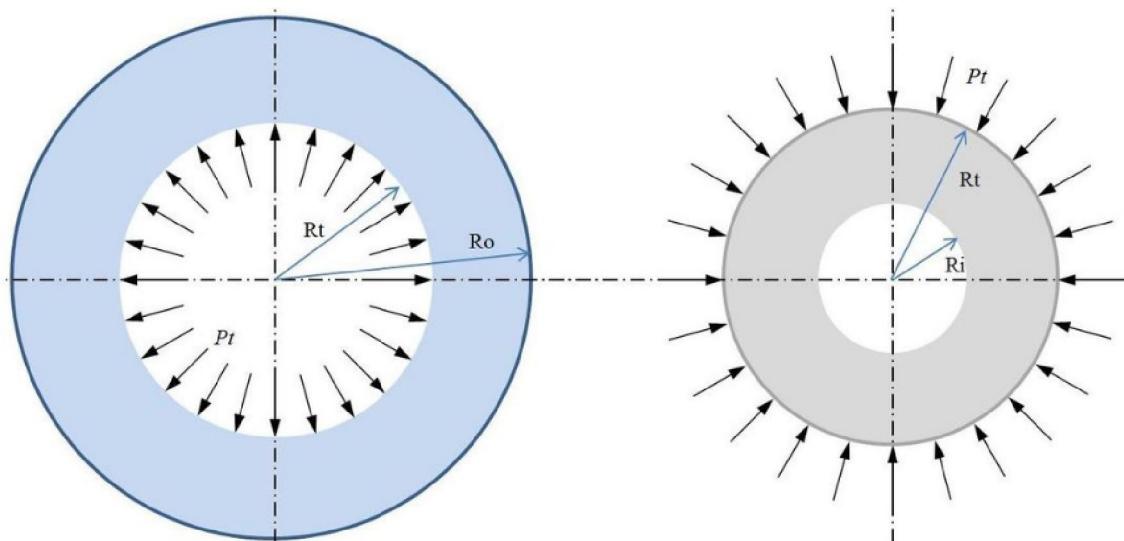


Ilustración 38. Presión entre eje y agujero

La presión generada debida a diferencia de diámetros antes mencionada genera una tensión tangencial axial que, integrada a lo largo de la superficie de contacto entre eje y agujero, da lugar a una resultante axial que deberá ser lo suficientemente grande como para evitar la separación de ambas piezas ante las condiciones de operación más exigentes que nos vayamos a encontrar. La fuerza axial de unión ( $F_a$ ) será:

$$F_a = \mu * P_t * 2 * \pi * R_t * h \quad (33)$$

Siendo:

*Coeficiente de rozamiento acero – acero:  $\mu = 0,15$*

*Radio medio en el punto de interferencia:  $R_t = 17 \text{ mm}$*

*Altura del cilindro de contacto eje – agujero:  $h = 5 \text{ mm}$*

*Presión de contacto:  $P_t$*

La presión interior se genera como resultado de la interferencia radial entre eje y agujero ( $\delta_r$ ). En este caso eje y agujero son del mismo material, y teniendo en cuenta que según el diseño realizado en el soporte  $R_i = 0$ , el valor de la interferencia radial es:

$$\delta_r = \frac{2 * P_t * R_t * R_0^2}{E * (R_0^2 - R_t^2)} \quad (34)$$

Como el eje es macizo sólo soportará tensión radial de compresión, es decir, la presión de contacto,  $P_t$ . Esto simplifica mucho la comprobación de no plastificación del soporte.

De acuerdo a la teoría de membrana en estructuras superficiales espaciales de pared gruesa sometidas a cargas axisimétricas (presión interna), podemos obtener las tensiones en el agujero para comprobar que éste no plastifica en la unión por interferencia que se desea realizar. Las ecuaciones de Lamé para un cilindro presurizado interiormente son:

$$\sigma_r(r) = \frac{P_t * R_t^2}{(R_0^2 - R_t^2)} * (1 - \frac{R_0^2}{r^2}) \quad (35)$$

$$\sigma_c(r) = \frac{P_t * R_t^2}{(R_0^2 - R_t^2)} * (1 + \frac{R_0^2}{r^2})$$

Podemos observar que las tensiones circunferenciales siempre serán mayores que las radiales, y alcanzarán su valor máximo en el radio en el que se produce la unión.

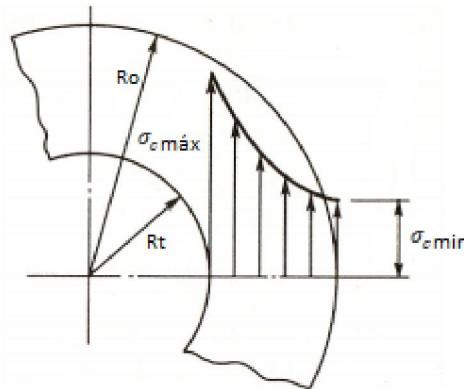


Ilustración 39. Tensión circunferencial a lo largo del espesor del cilindro

Las máximas tensiones se alcanzarán en  $R_t$ :

$$\sigma_c(r = R_t) = \frac{P_t}{(R_0^2 - R_t^2)} * (R_t^2 + R_0^2) \quad (36)$$

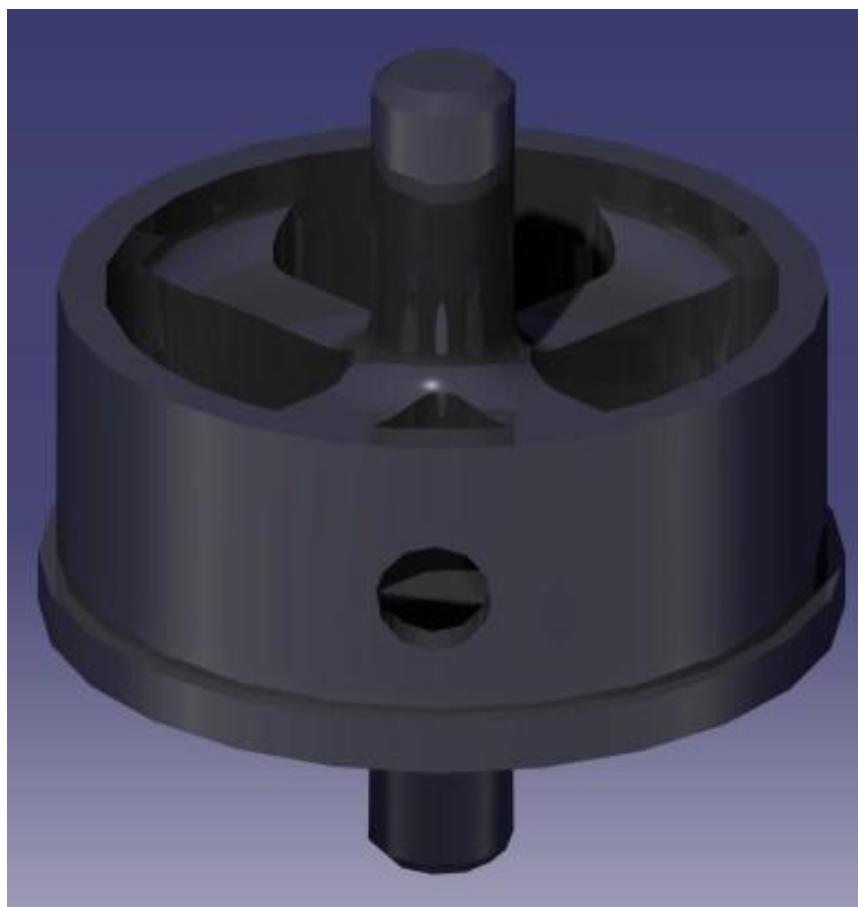
Los resultados obtenidos de los cálculos anteriores se resumen en la siguiente tabla:

Parámetro	Diseño final v1		Diseño final v2	
	interf. Máx	interf. Mín	interf. Máx	interf. Mín
R <sub>t</sub> (mm)	17	17	19.5	19.5
R <sub>o</sub> (mm)	20	20	22	22
δ (mm)	0.07	0.06	0.08	0.07
P <sub>t</sub> (Mpa)	60	51.4	46.17	40.4
Fuerza (KN)	4.81	4.12	4.24	3.71
σ <sub>r</sub> (Mpa)	60	51.4	46.17	40.4
σ <sub>c</sub> (Mpa)	372	320	384.6	336.52
σ_Von Mises (MPa)	405	348	409.64	358.44

Tabla 23. Resultados del cálculo de interferencia

Debido a que el límite elástico para el acero ST 52 es de 425 MPa, la unión resultante no plastifica y la fuerza de unión asegura el correcto ajuste entre cuerpo del sensor y soporte.

Finalmente, tras el acoplamiento antes detallado se observa en la siguiente ilustración la forma final de la unión:



*Ilustración 40. Acoplamiento cuerpo-soporte*

## 7. FASE III: CALIBRACIÓN DEL SENSOR EN PLA

Con objeto de validar los cálculos antes de mandar fabricar la pieza definitiva en acero, se quiso hacer un ensayo previo mediante un prototipo fabricado en impresora 3D. Es decir, se pretendió obtener hasta qué punto los cálculos teóricos y los resultados de las simulaciones en CATIA se ajustan a las deformaciones reales de la célula de carga.

El material elegido para la impresión fue el poliácido láctico (PLA o ácido poliláctico). El PLA es un termoplástico biodegradable que se obtiene a partir de almidón de maíz o de caña de azúcar. Posee una curva de tracción con una región elástica, por lo que su comportamiento es semejante al acero dentro de esa zona.

Propiedad PLA	Valor
Módulo de Young	3.5 GPa
Límite elástico	48 MPa

Tabla 24. Propiedades mecánicas del PLA

Además de la validación del modelo planteado se pretendió obtener la curva de calibración del sensor en PLA como si del sensor en acero ST 52 se tratase. Como el sensor real recibiría esfuerzos de compresión y de tracción, en función del sentido de la transferencia de carga lateral, la curva de calibración se debe obtener para ambos tipos de fuerzas. Para ello, la carga máxima de 3500 N debe ser reducida de manera proporcional a la relación de módulos de Young entre el acero y el PLA. Como el módulo de Young del acero es 210 GPa y el del PLA es de 3.5 GPa, teóricamente para obtener las mismas deformaciones que en la pieza de acero la carga aplicada al prototipo será:

$$\text{Carga máxima}_{PLA} = \text{Carga máxima}_{Acero} * \frac{E_{Acero}}{E_{PLA}} \quad (37)$$

Operando se obtiene una carga máxima aproximada de 50 N.



Ilustración 41. Prototipos impresos

Se imprimió el cuerpo sensor dos veces por si se fuese a producir algún problema durante el pegado de las galgas o durante el ensayo. No se imprimió el soporte que serviría de anclaje con la barra actuadora de la suspensión, en su lugar se alargó el vástago por la parte de abajo. Esto se hizo para que en lugar de tener que tirar del polipasto durante el ensayo de calibración, simplemente con darle la vuelta al sensor se simularan los dos posibles sentidos de aplicación de la fuerza. Esta idea se expondrá de forma más detallada posteriormente.

## 7.1. PREPARACIÓN DEL ENSAYO

### 7.1.1. PLANTEAMIENTO INICIAL DEL ENSAYO EN PRENSA HIDRÁULICA

En un primer momento se ideó el ensayo de calibración para ser realizado en una prensa hidráulica del taller mecánico del INSIA, montando dos sensores en serie, es decir, sometidos a la misma fuerza. Uno de los sensores sería el prototipo en PLA a calibrar y el otro sensor sería un sensor patrón comercial cuya curva de calibración se conoce previamente. El conocimiento de su recta de calibración serviría para comprobar que la fuerza que ejerce la prensa en cada momento es la que corresponde. De esta forma, se conoce la fuerza exacta, evitando así las posibles desviaciones en el valor que muestre el indicador de fuerza analógico de la prensa.

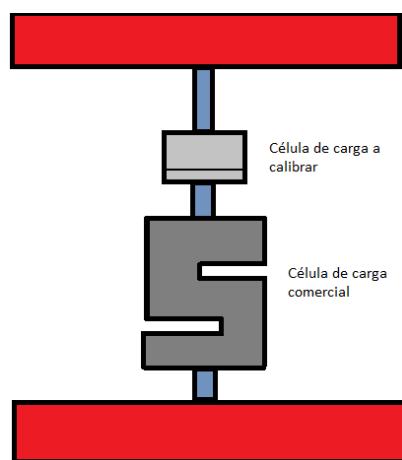


Ilustración 42. Idea inicial del ensayo de calibración

Dado que la carga máxima a la que se tenía que realizar el ensayo eran 50 N, el sensor comercial necesario tenía que tener un bajo rango de carga. Gracias al Laboratorio de Instrumentación y Electrónica, de la Unidad de Sistemas Inteligentes del INSIA, se puso a mi disposición un sensor de fuerza con certificado oficial de calibración para la mangueta de una motocicleta. Este sensor era el que tenían con una menor capacidad de carga (de 0 a 500 N) con lo que a priori, era el más idóneo para realizar el ensayo.

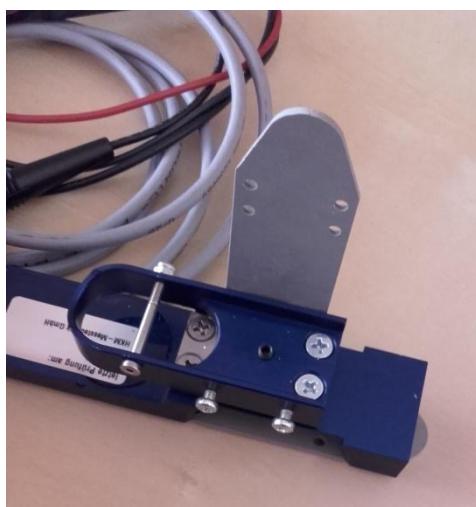


Ilustración 43. Sensor comercial para el ensayo

A simple vista se observó una complejidad a la hora de acoplar la célula comercial (como se observa en la figura posee una compleja geometría especialmente diseñada para el acople con el freno de la motocicleta) a la célula a calibrar (de geometría cilíndrica), debido a la diferencia entre ambas geometrías en la zona de unión. Por ello, se diseñó y se imprimió en PLA una pieza que sirviese como acoplamiento entre ambos.

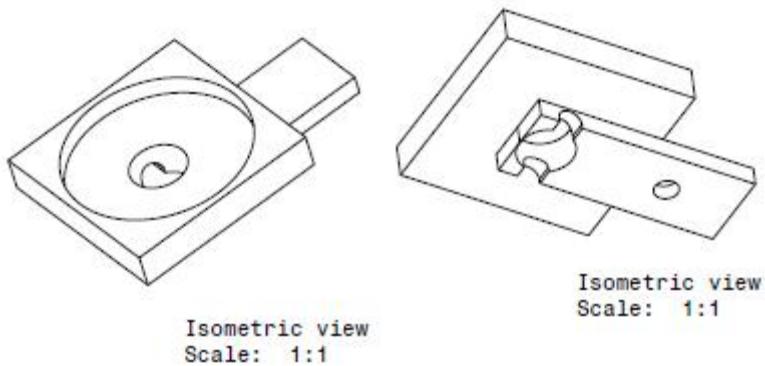


Ilustración 44. Adaptador entre ambas células de carga

En la ilustración se observa en la vista isométrica derecha cómo este adaptador encaja perfectamente en la célula de la mangueta de freno, mientras que en su parte superior (vista isométrica a la izquierda) el rebaje cilíndrico hace idóneo el encaje con la célula de carga a calibrar. El agujero pasante fue realizado para hacer pasar a través de él el vástago de la célula de carga en PLA.

Sin embargo, días antes de la realización del ensayo, la prensa hidráulica en la que se pensaba que se iba a realizar, se averió. Ello obligó al replanteamiento del ensayo.

### 7.1.2. PLANTEAMIENTO DEL ENSAYO CON PESAS CALIBRADAS

Debido a que la maquinaria disponible en el INSIA está destinada a validar ensayos con piezas de automóviles sometidas a varios cientos de kilos, no poseen equipamiento necesario para la calibración de un sensor en PLA cuya mayor carga de excitación no fuese superior a 5 Kg. El único equipamiento disponible fueron un juego de pesas de precisión (dos de 1 Kg y una de 3 Kg). A raíz de esta limitación surgió la idea de calibrar el sensor añadiéndole pesas poco a poco a modo de una báscula mecánica.

Debido a que las pesas tienen forma de disco de diámetro exterior de 10 cm y diámetro interior de 3 cm, fue necesaria la fabricación de un adaptador para conseguir un contacto estable entre el vástago del sensor en PLA y las pesas.

Este adaptador o soporte fue fabricado y soldado manualmente empleando las herramientas del taller de UPM Racing. Consta de: una plancha cuadrada de acero de 2 mm de espesor de  $10 \times 10 \text{ cm}^2$ , un tubo de acero de 1 mm de espesor y de 2,5 cm de diámetro y una tuerca también de acero de métrica 10. La plancha sirve para conseguir que las pesas apoyen en una superficie horizontal y el tubo de acero sirve para que el centro de masas de las pesas quede alineado con el vástago de la célula de carga prototipo. La tuerca sirve para roscar el soporte a la célula. Para ello, hubo que pasarle la terraja M10 al vástago del sensor en PLA.

Con objeto de obtener una mayor precisión en el ensayo, se pesaron tanto las pesas como el soporte mediante el uso de una báscula de precisión.

Nombre pesa	Masa (g)
Soporte	204.4
Pesa 1kg	1074.6
Pesa 1kg (2)	1073.6
Pesa 3kg	3040

Tabla 25. Pesas para el ensayo

## 7.2. MONTAJE DE LAS GALGAS EXTENSIOMÉTRICAS

Para el correcto pegado de las galgas de 3 mm de rejilla se necesitó material para su correcta adhesión:

- Galgas extensiometrías Omega Engineering de 3 mm de rejilla
- Pegamento Loctite de curado rápido en frío
- Alcohol de 96°
- Pinzas metálicas
- Lupa
- Polímetro
- Papel higiénico
- Teflón en cinta

El proceso de adhesión es el siguiente:

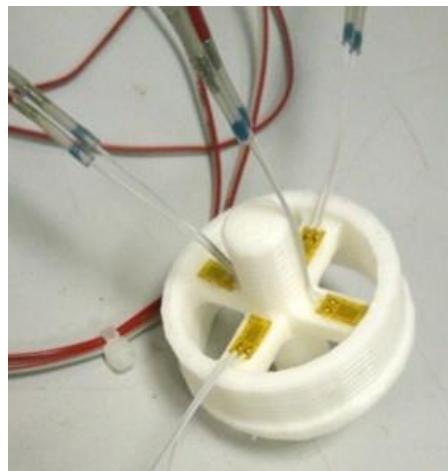
Primero se miden las resistencias eléctricas de las galgas antes de ser pegadas, para comprobar que el valor mostrado en la caja corresponde con la realidad. Todas ellas mostraron un valor de  $350 \Omega$ .

En segundo lugar se empapa en alcohol tanto la galga como la viga del sensor en la que se vaya a adherir, y se deja evaporar durante unos 5 minutos. Se debe repetir el proceso varias veces en la pieza para eliminar cualquier tipo de residuo graso.

Una vez secada la galga y la pieza, se echa una gota de pegamento en el lado de pegado de la galga. Sacudiendo energicamente la galga se elimina el exceso de pegamento. Con ayuda de las pinzas metálicas y con escrupuloso cuidado se adhiere el extensiometro alineándolo con la viga correspondiente de tal forma que la dirección de pegado siga la dirección principal de la tensión.

Con ayuda de una porción de tela de teflón se ejerce fuerza vertical con el dedo sobre la galga durante unos 3 minutos. Suaves movimientos del dedo ayudan a sacar el exceso de pegamento que haya quedado entre la pieza y la galga. Se levanta la tela de teflón y se verifica que el posicionamiento es el idóneo.

Este proceso se repite hasta colocar las 4 galgas. Como se dijo en apartados anteriores, para que dos de ellas captén tracciones y las otras dos captén compresiones, dos de ellas se colocarán muy cerca del vástago y las otras dos se colocarán cerca del empotramiento exterior.



*Ilustración 45. Galgas adheridas al sensor prototipo*

Teniendo en cuenta el circuito del puente de Wheatstone ya ideado, se realizó la soldadura del cableado mediante un soldador de estaño. Con objeto de proteger la soldadura y evitar contactos indeseables con la misma, las uniones se protegieron mediante fundas termo retráctiles haciendo uso de una pistola de calor.

Se establecerá de aquí en adelante un convenio para conocer el sentido de la fuerza de excitación durante los ensayos. En caso de aplicar peso sobre el vástago teniendo las galgas vistas desde arriba, se establece que la fuerza debida al peso de las pesas calibradas se está aplicando a compresión. Si por el contrario se aplicase la excitación sobre la otra parte del vástago teniendo las galgas hacia abajo, se establece que el sensor está sometido a tracción. Visto de otra forma, si el sensor estuviese montado en la push rod delantera derecha del UPM 13 C y éste tomara una curva a izquierdas habría una transferencia de carga lateral hacia la rueda más exterior (en este caso la rueda derecha donde el sensor está montado) incrementando la tensión de compresión en la push rod (equivalente al convenio establecido de compresión). Por el contrario si el monoplaza describiese una curva a derechas, la rueda derecha se descargaría reduciendo las tensiones de compresión (aunque sin llegar a trabajar a tracción, equivalente al convenio de tracción establecido).

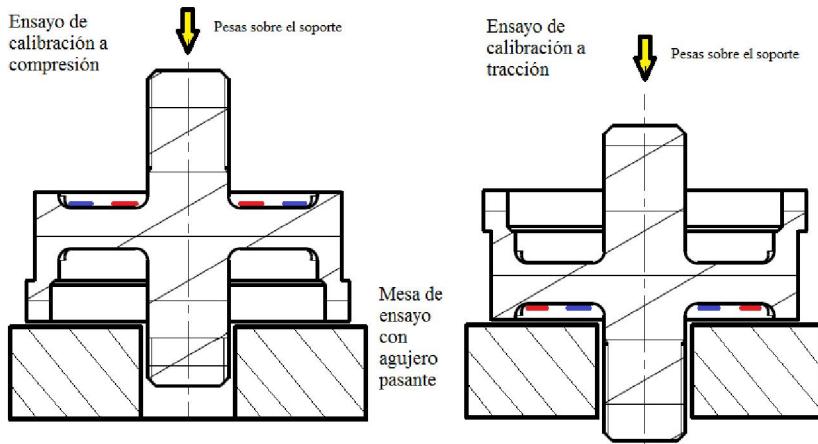


Ilustración 46. Ensayos a compresión y a tracción

En la imagen anterior se observa la idea de montaje mecánico. Primero se procede a realizar el ensayo de compresión, por ejemplo. El adaptador se rosca en el vástago que quede por la parte de arriba (se les pasó la terraja a ambos vástagos, como se ha dicho anteriormente) y se van añadiendo pesas al adaptador. Una vez se ha terminado el ensayo de compresión se procede al de tracción: se desenrosca el adaptador, se le da la vuelta a la pieza y se vuelve a roscar con el otro vástago, que ahora queda en posición superior. Las pesas calibradas se añaden en el mismo orden que en el ensayo de compresión.

## 7.3. MONTAJE DEL CIRCUITO ELECTRÓNICO

### 7.3.1. MONTAJE EN PLACA DE PRUEBAS

Una vez decidido que el ensayo se iba a realizar utilizando pesas calibradas, se pasó al montaje del sistema electrónico. Para comprobar que las medidas tomadas por el sensor siguen una línea de tendencia bastante lineal, se realizó un ensayo montando el circuito electrónico en una placa de pruebas o *protoboard* y así realizar un prototipo del sistema electrónico antes de la fabricación del circuito impreso en placa de fibra de vidrio (PCB).

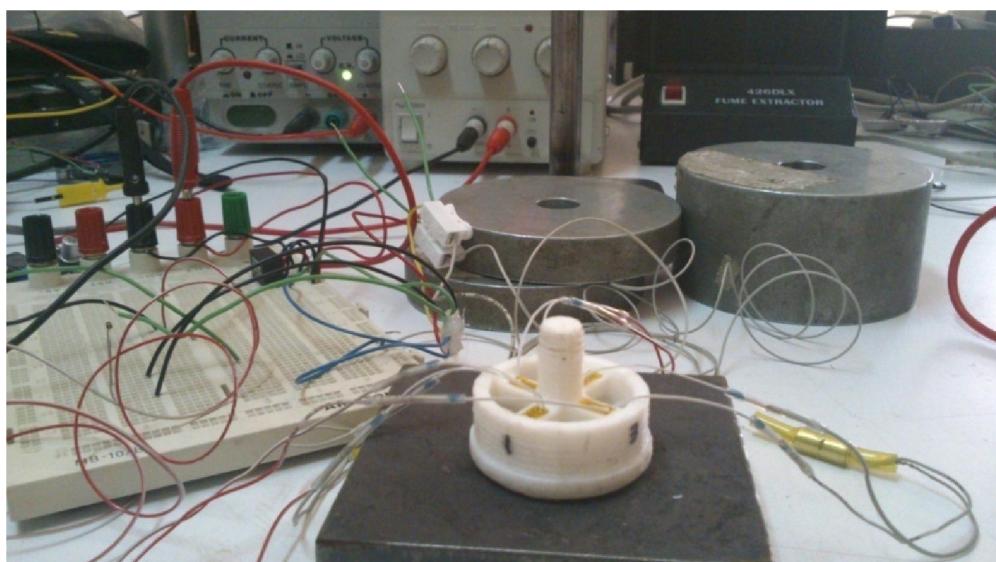


Ilustración 47. Ensayo en protoboard

Los circuitos electrónicos utilizados en sensores deben tener como mínimo:

- Fuente de alimentación
- Transductor (Puente de galgas)
- Acondicionamiento de la señal

Se denomina acondicionamiento de la señal al conjunto de procesos y conversiones que se realizan en un circuito con el objetivo que ésta pueda ser leída o registrada. Este acondicionamiento incluye etapas de amplificación, filtrado de la señal, conversión A/D, entre otras funciones.

Se ideó un circuito electrónico sencillo:

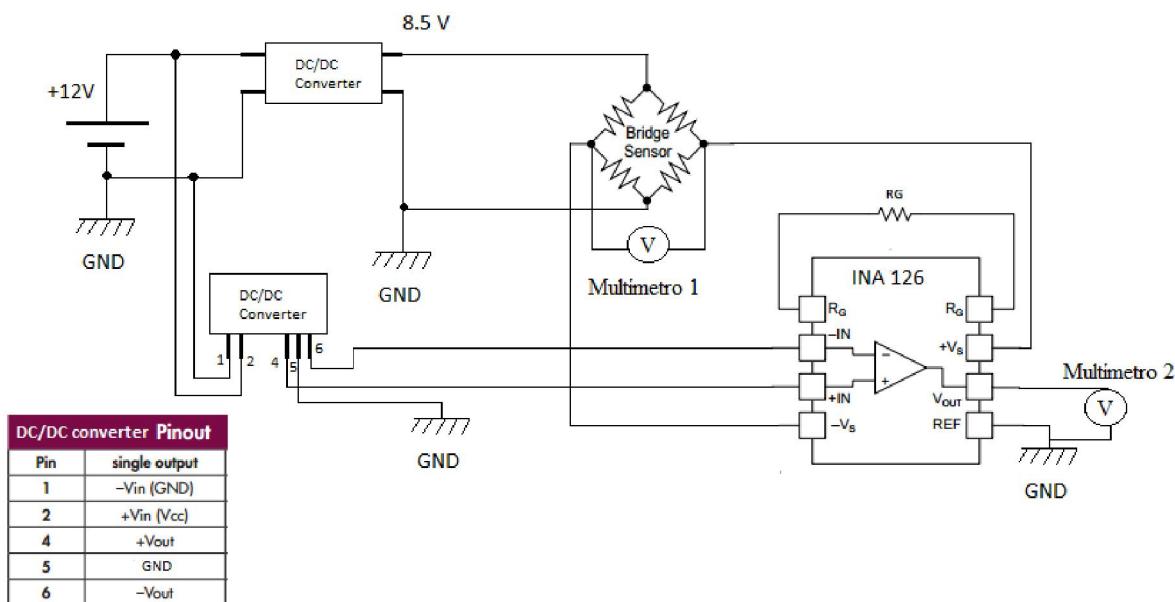
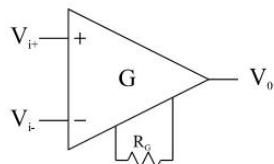


Ilustración 48. Circuito electrónico realizado

El voltaje de excitación es suministrado por una fuente de alimentación de 12 voltios en corriente continua. Sin embargo, es posible que las fuentes de alimentación no ofrezcan una salida de voltaje estabilizada y que sufran pequeños picos de tensión a lo largo del tiempo. Estos picos de tensión, por muy pequeños que sean, pueden suponer un gran error en la lectura de voltaje de salida, debido a que como la célula de carga va a sufrir deformaciones del orden de micras, la tensión a la salida del puente de Wheatstone va a ser del orden de milis voltios. Con objeto de minimizar estos posibles errores se consiguió estabilizar el voltaje de excitación del puente de Wheatstone mediante un conversor DC/DC, el cual, sometido al voltaje de la fuente, ofrece otro voltaje a la salida del conversor. Este voltaje es regulable mediante el empleo de un potenciómetro que lleva incorporado. Según se pudo ver en la hoja de especificaciones de las galgas extensiométricas elegidas, el máximo voltaje al que se puede excitar el puente es de 9 V, por lo que se estableció que el voltaje a la salida del conversor fuese de 8.5 V.

Tal y como se dijo en el párrafo anterior, el voltaje a la salida del puente es demasiado reducido, por lo que se decidió utilizar a continuación un amplificador para ampliar el rango de voltaje. El amplificador elegido es un amplificador de instrumentación modelo INA 126. Los amplificadores de instrumentación son dispositivos de precisión específicamente concebidos para la amplificación de señales de tensión diferencial débiles, siendo por tanto

idóneos para amplificar la señal de salida de montajes en puente de Wheatstone. Este amplificador necesita a su vez una excitación de  $\pm 15$  V, por lo que fue necesario el uso de otro conversor DC/DC para estabilizar estos niveles de voltaje. La ganancia del amplificador se ajusta mediante una resistencia  $R_g$  y ésta se ajustó para tener un valor de ganancia de aproximadamente 5.4 mV/mV.



$$V_o = G \times (V_{i+} - V_{i-})$$

Ilustración 49. Amplificador de instrumentación

Mediante el uso de las hojas de especificaciones para cada elemento electrónico, en las que figura la forma de conectar los pines, se montó el circuito sobre la protoboard.

A través de un par de multímetros, se obtuvieron medidas de voltaje a la salida del puente y voltaje a la salida del amplificador para comprobar que el valor de ganancia se mantenía aproximadamente constante. Por tanto, para cada valor del peso que se carga sobre la célula se toman dos valores de voltaje.

Se tomaron datos de voltaje para la siguiente secuencia de carga:

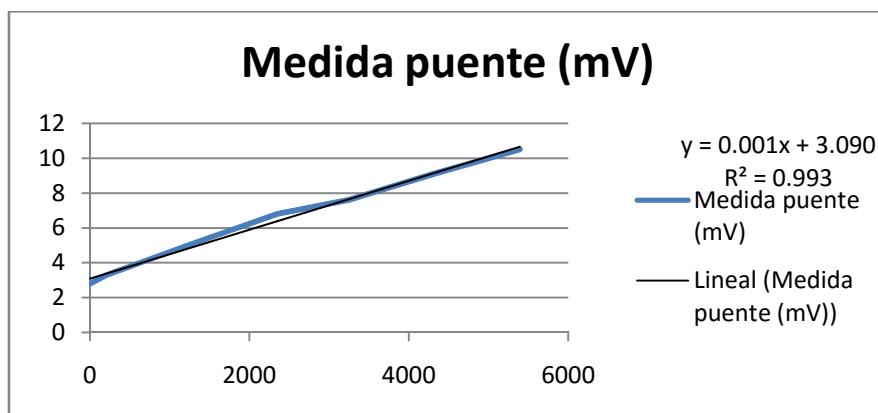
- Sin carga alguna con objeto de determinar el offset
- Cargando solamente el adaptador entre célula y pesas
- Se añade la pesa de 1 kilo
- Se añade otra pesa de 1 kilo
- Se retiran ambas pesas
- Se añade la pesa de 3 kilos
- Se añade la de 1 kilo
- Se añade la de 1 kilo

Una vez obtenidas las 14 medidas, se introdujeron los datos a una hoja de Excel para poder graficarlos y así obtener la línea de tendencia, y con ella, el offset y la ganancia.

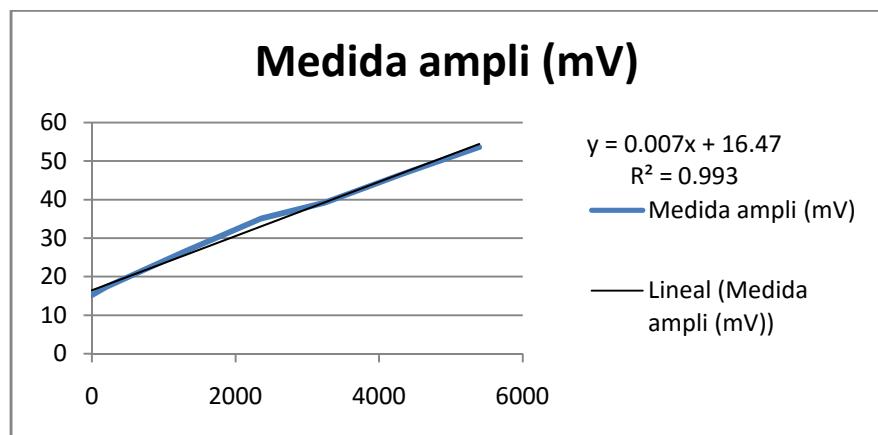
Masa (g)	Medida puente (mV)	Medida ampli (mV)	Ganancia ampli
0	2.8	15.2	5.428571
204.4	3.3	17.4	5.272727
1279	5.1	26.4	5.176471
2352.6	6.8	35.1	5.161765
3244.4	7.6	39.2	5.157895
4319	9.1	46.6	5.120879
5392.6	10.5	53.6	5.104762

Tabla 26. Resultados del ensayo a compresión en protoboard

Al dividir las medidas del amplificador entre las del puente, se obtiene la ganancia a la que se ajustó el amplificador. Como se puede observar, ésta no se mantiene demasiado constante durante las diferentes mediciones. Posiblemente este amplificador se averiara durante su manipulación e integración en el circuito.



Gráfica 18. Medidas puente ensayo protoboard a compresión



Gráfica 19. Medidas amplificador ensayo protoboard a compresión

A la vista de las gráficas, existe una muy buena correspondencia lineal de los valores tomados con respecto a la recta de regresión. Una vez comprobado que el sensor se comporta correctamente se decidió integrar el circuito en una placa PCB (*Printed Circuit Board*).

Todos los componentes electrónicos fueron cedidos por el Laboratorio de Instrumentación y Electrónica del INSIA, y la fabricación de la PCB que a continuación se detalla, también fue manufacturada haciendo uso de los equipos disponibles en el laboratorio.

### 7.3.2. FABRICACIÓN Y MONTAJE EN PLACA PCB

Los circuitos impresos se realizan utilizando un material a capas, en cuyo núcleo está compuesto de una plancha de fibra de vidrio de 2 mm de espesor de doble cara, recubierto de una lámina de cobre de 25 micras y otra de barniz.

Para la implementación del circuito en la placa se utilizó el software OrCad para el diseño del circuito previamente descrito. Una vez diseñado se imprimieron ambos lados del circuito en

láminas de film transparentes usando una impresora láser. Tanto el diseño esquemático del circuito como su layout se incluyen en el anexo.

La placa virgen se introduce entre las dos placas de film transparente con el circuito ya impreso y se introduce en una máquina de fotoexposición durante unos segundos, consiguiendo así el revelado de las pistas de cobre o *pads*. A esta fase se la llama revelado.

A continuación comienza el proceso de eliminación del cobre en las zonas que han sido previamente irradiadas, mediante el empleo de elementos químicos. Esta fase se conoce como atacado. Los productos químicos empleados fueron: sosa cáustica, agua fuerte ( $HCl$ ) y agua oxigenada ( $H_2O_2$ ). Por un lado se realizó una disolución de sosa cáustica con agua a partes iguales y por otro una disolución ácida de una cuarta parte de  $HCl$  con una cuarta parte de  $H_2O_2$  y con dos cuartas partes de agua. Ambas disoluciones se introdujeron en un microondas para elevar su temperatura y favorecer así la reacción. En esta fase de atacado primero se introduce la placa revelada en la disolución de sosa y se agita suavemente para que se produzca la reacción y se elimine el barniz. Posteriormente se introduce en la solución ácida para eliminar el cobre que no forma parte de los *pads*.

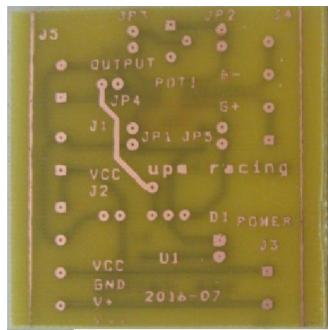


Ilustración 50. Aspecto de la placa tras la fase de atacado

Finalmente se taladran con brocas de 0.8 mm y 1.25 mm las terminaciones del circuito en las que se van a introducir los componentes electrónicos, los cuales se sueldan con gran precisión mediante el empleo de un soldador de estaño y una lupa.

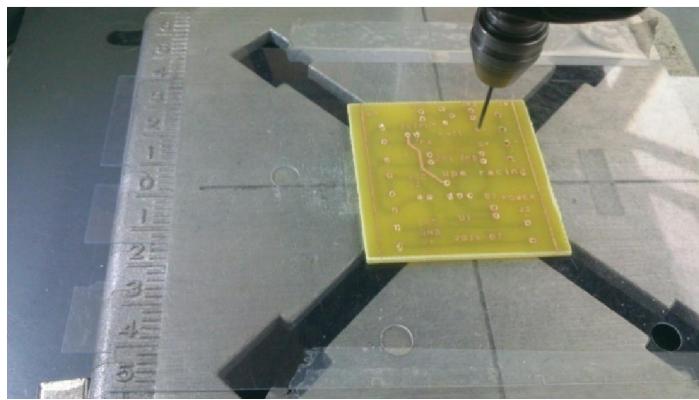


Ilustración 51. Taladrado de la PCB

## 7.4. OBTENCIÓN DE LA RECTA DE CALIBRACIÓN

Una vez se tuvo la PCB fabricada y con el circuito electrónico correctamente montado y soldado, se procedió a la realización del ensayo de calibración para el cuerpo del sensor en PLA. Antes de comenzar el ensayo se ajustó la resistencia  $R_g$  que determina la ganancia deseada en el amplificador. De acuerdo a la hoja de especificaciones del amplificador INA 126 se determina mediante la expresión:

$$G = 5 + \frac{80}{R_g} \quad (R_g \text{ en } K\Omega) \quad (38)$$

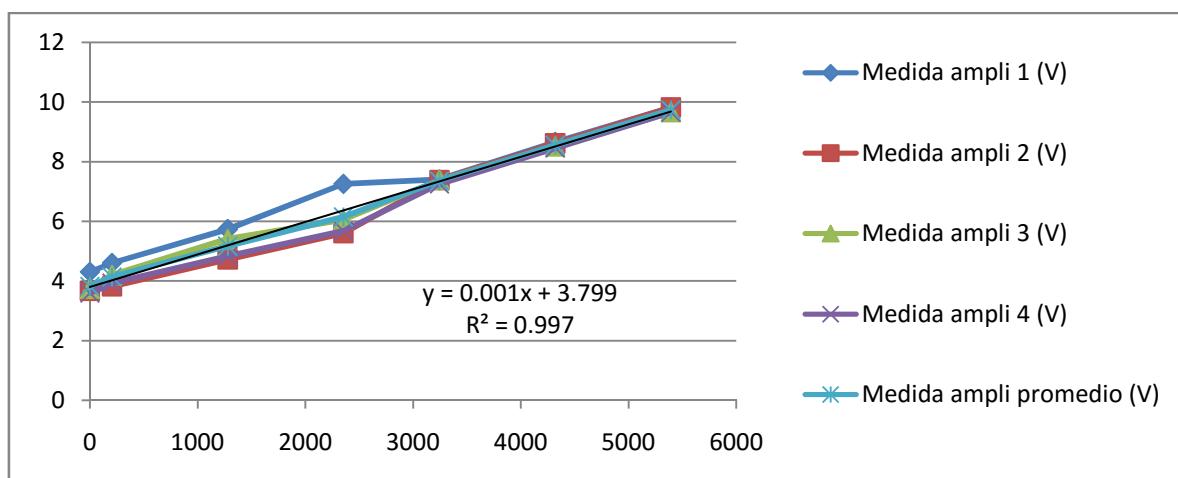
Ésta se ajustó a  $80.4 \Omega$  para obtener una ganancia de  $1000 \text{ mV/mV}$ . Finalmente, se conectó la fuente de corriente continua de 12 Voltios y un multímetro a la salida del amplificador para obtener los registros.

En este apartado se recogen los datos de los ensayos realizados tanto a compresión como a tracción. La siguiente tabla muestra el registro de datos del ensayo a compresión. Las medidas 1 y 3 se realizaron en ciclos de carga, es decir, añadiendo pesos. Mientras que las medidas 2 y 4 se realizaron descargando peso, es decir, retirando pesos. Finalmente se realizó un promedio de las 4 mediciones para minimizar las posibles fluctuaciones entre cada medida.

Masa (g)	Medida ampli 1 (V)	Medida ampli 2 (V)	Medida ampli 3 (V)	Medida ampli 4 (V)	Medida ampli promedio (V)
<b>0</b>	4.3	3.67	3.73	3.59	3.8225
<b>204.4</b>	4.6	3.82	4.19	3.92	4.1325
<b>1279</b>	5.73	4.72	5.4	4.82	5.1675
<b>2352.6</b>	7.25	5.6	6.05	5.67	6.1425
<b>3244.4</b>	7.4	7.38	7.38	7.25	7.3525
<b>4319</b>	8.65	8.61	8.5	8.45	8.5525
<b>5392.6</b>	9.81	9.81	9.65	9.65	9.73

Tabla 27. Medidas calibración a compresión

Para tener una visión más intuitiva de la linealización que habría que realizar, se grafican las medidas y se obtiene la recta de regresión de la medida promediada.



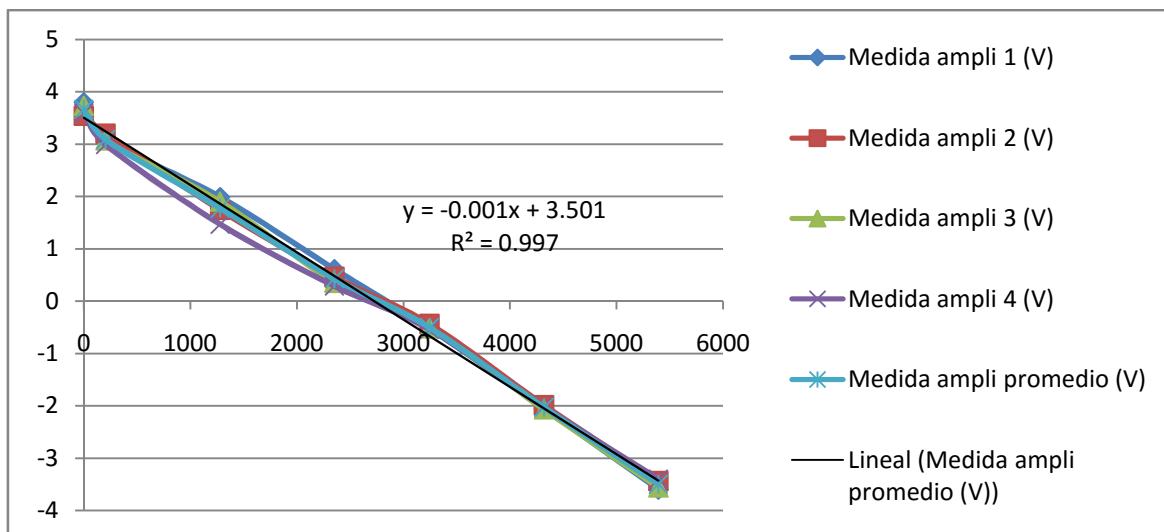
Gracias a la herramienta Microsoft Office Excel, se calcula la recta de regresión, así como el coeficiente de determinación  $R^2$ , el cual tiene un valor muy próximo a 1, lo que indica la buena linealidad de las mediciones y la total correlación entre las magnitudes Masa-Voltaje. Para este ensayo a compresión el offset serían 3.799 Voltios, la sensibilidad de la recta sería de 0.001 Voltios/gramo. Se observa como en la medición del amplificador N° 1, existe bastante variabilidad en el rango de pesos entre 0 y 2352.6 gramos. Ello afecta a tener un offset resultante mayor.

De igual forma se procedió en el ensayo de tracción.

Masa (g)	Medida ampli 1 (V)	Medida ampli 2 (V)	Medida ampli 3 (V)	Medida ampli 4 (V)	Medida ampli promedio (V)
<b>0</b>	3.8	3.54	3.73	3.59	3.665
<b>204.4</b>	3.1	3.2	3.07	2.99	3.09
<b>1279</b>	1.99	1.74	1.77	1.47	1.8
<b>2352.6</b>	0.5	0.46	0.35	0.34	0.4125
<b>3244.4</b>	-0.52	-0.44	-0.52	-0.54	-0.505
<b>4319</b>	-2.05	-1.99	-2.07	-2.02	-2.0325
<b>5392.6</b>	-3.6	-3.44	-3.56	-3.4	-3.5

Tabla 28. Medidas calibración a tracción

Se graficaron los resultados.



Gráfica 21. Recta de calibración a tracción

Se observa un cambio en el valor del offset respecto del ensayo a compresión debido a que en los 4 ciclos de medida los valores son más parecidos entre sí que en el ensayo de compresión. Para este ensayo a compresión el offset serían 3.509 Voltios, la sensibilidad de la recta sería de -0.001 Voltios/gramo.

Además se observa en ambos ensayos que existe una mayor perturbación en la medida en el rango de 0 a 3000 gramos, que en el rango de 3000 a 5392.6 gramos, la cual tiende a estabilizarse, ajustándose mejor a la recta de regresión calculada finalmente.

## 7.5. OBTENCIÓN DE ERRORES

El objetivo de este punto es la determinación de los errores de no-linealidad, histéresis y repetitividad que normalmente se encuentran en las hojas de especificaciones de las células de carga comerciales. Se compararán cuantitativamente haciendo referencia a los valores recogidos en el apartado de investigación de tipos de células de carga comerciales disponibles en Omega Engineering.

Observando simplemente las gráficas de los ensayos, se comprueba como el ensayo a tracción va a tener una menor cantidad de errores que a compresión, debido fundamentalmente a la distorsión obtenida en el primer ciclo de carga.

### 7.5.1. NO LINEALIDAD

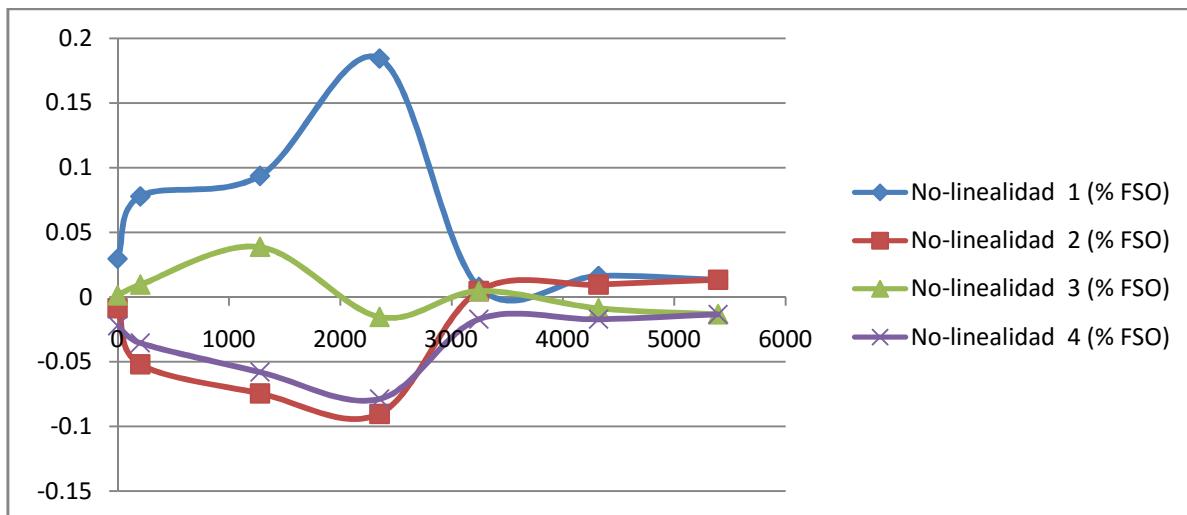
Se define la no-linealidad como la desviación entre la curva de calibración medida y la hipotética recta de regresión, referida al % del fondo de escala a la salida (FSO)

$$\text{No - linealidad} = \frac{\Delta Y}{FSO} * 100 \quad (39)$$

Para el ensayo de compresión se aplica la fórmula anterior para la desviación de cada dato obtenido respecto de la recta de regresión promedio. Se grafican los resultados.

Masa (g)	No-linealidad 1 (% FSO)	No-linealidad 2 (% FSO)	No-linealidad 3 (% FSO)	No-linealidad 4 (% FSO)
0	0.080829454	-0.025814642	-0.015658062	-0.03935675
204.4	0.079136691	-0.052898857	0.00973339	-0.035971223
1279	0.095217943	-0.075751164	0.03935675	-0.058823529
2352.6	0.187473551	-0.091832416	-0.015658062	-0.079983072
3244.4	0.008040626	0.004655099	0.004655099	-0.017350825
4319	0.016504444	0.00973339	-0.008887008	-0.017350825
5392.6	0.013542107	0.013542107	-0.013542107	-0.013542107

Tabla 29. No linealidad en el ensayo a compresión



Gráfica 22. No linealidad a compresión

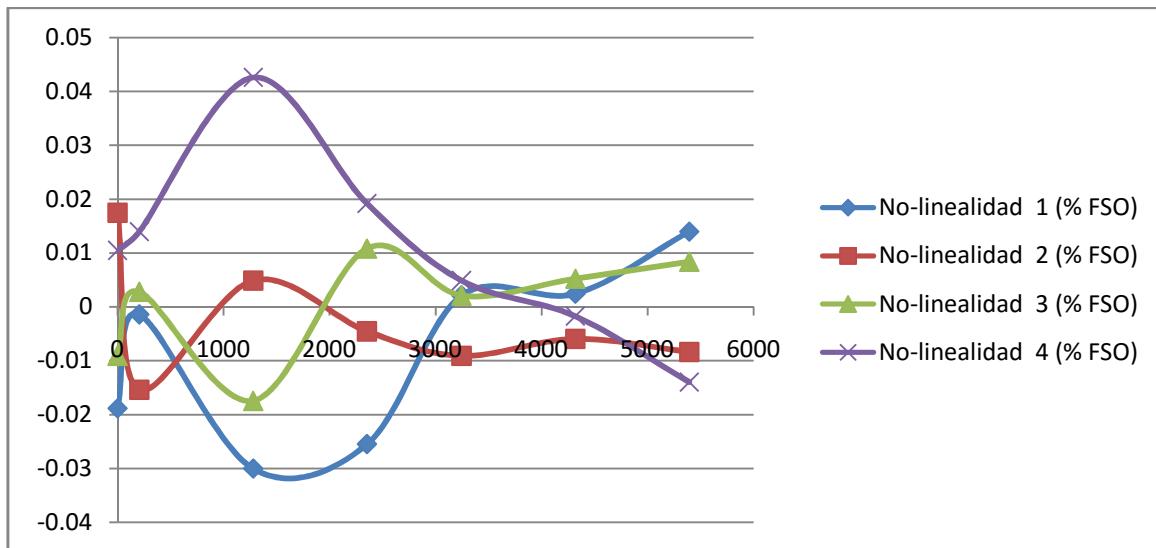
Efectivamente, la no-linealidad en el ciclo de medición Nº 1 es bastante elevada, pero en el resto de mediciones queda dentro de lo que se consideraría un sensor con bajo error de no-linealidad de aproximadamente  $\pm 0.1\% \text{FSO}$ .

En cuanto al análisis de la no linealidad en el ensayo a tracción, tal y como se venía adelantando del ensayo de calibración, todas las medidas obtenidas son muy parecidas entre sí, con lo que la correlación es prácticamente 1 en los cuatro ensayos realizados.

Masa (g)	No-linealidad 1 (% FSO)	No-linealidad 2 (% FSO)	No-linealidad 3 (% FSO)	No-linealidad 4 (% FSO)
<b>0</b>	-0.018841591	0.017445918	-0.009071877	0.010467551
<b>204.4</b>	-0.001395673	-0.015352408	0.002791347	0.013956734
<b>1279</b>	-0.030006978	0.004884857	-0.017445918	0.042568039
<b>2352.6</b>	-0.02547104	-0.004535939	0.010816469	0.019190509
<b>3244.4</b>	0.00209351	-0.009071877	0.00209351	0.004884857
<b>4319</b>	0.002442428	-0.005931612	0.005233775	-0.001744592
<b>5392.6</b>	0.013956734	-0.00837404	0.00837404	-0.013956734

Tabla 30. No linealidad a tracción

Se observa, efectivamente, como la máxima no-linealidad no supera  $\pm 0.045\% \text{FSO}$ . Dicho error a tracción se encuentra dentro del rango típico de no-linealidad en los sensores comerciales.



Gráfica 23. No linealidad a tracción

### 7.5.2. HISTÉRESIS

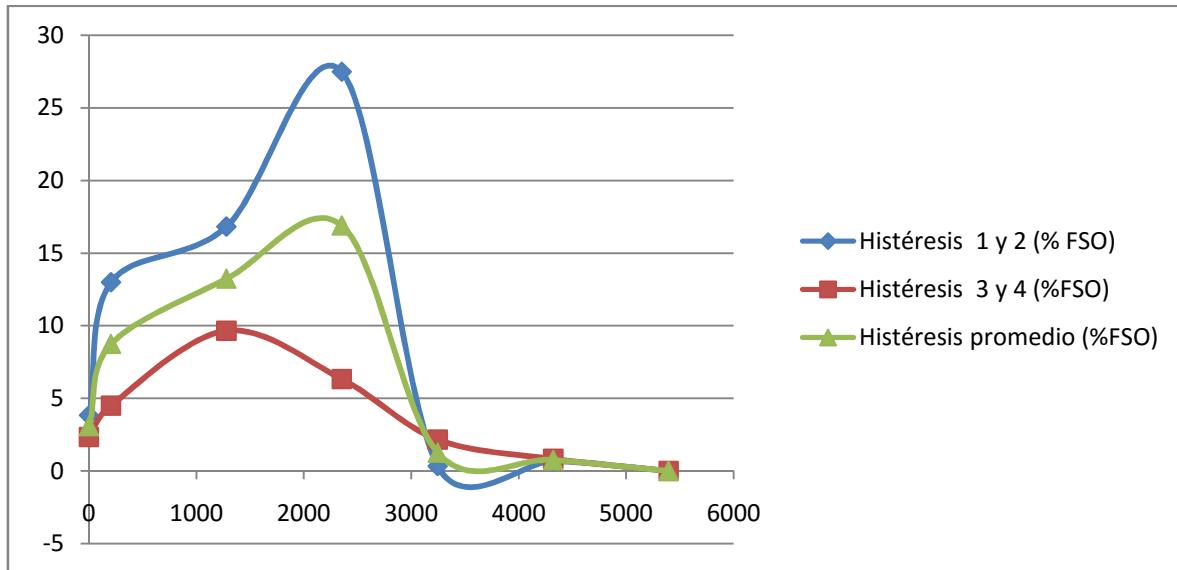
Tal y como se definió previamente en la memoria, la histéresis hace referencia a la diferencia a la salida para una misma entrada, según el sentido en que se alcance dicha entrada sea ascendente o descendente, es decir, añadiendo o sustrayendo carga sobre la célula. Se calcula respecto el fondo de escala según la siguiente expresión:

$$\text{Histéresis} = \frac{\Delta Y_{\text{carga-descarga}}}{FSO} * 100 \quad (40)$$

Se aplica la fórmula entre los ciclos 1 y 2, de carga y descarga, y los ciclos (3 y 4), también de carga y descarga. Se obtiene un promedio para minimizar fluctuaciones.

Masa (g)	Histéresis 1 y 2 (% FSO)	Histéresis 3 y 4 (%FSO)	Histéresis promedio (%FSO)
<b>0</b>	10.66440965	2.369868811	6.51713923
<b>204.4</b>	13.2035548	4.570461278	8.887008041
<b>1279</b>	17.09691071	9.818027931	13.45746932
<b>2352.6</b>	27.9305967	6.432501058	17.18154888
<b>3244.4</b>	0.338552687	2.200592467	1.269572577
<b>4319</b>	0.677105375	0.846381718	0.761743546
<b>5392.6</b>	0	0	0

Tabla 31. Histéresis a compresión



Gráfica 24. Histéresis a compresión

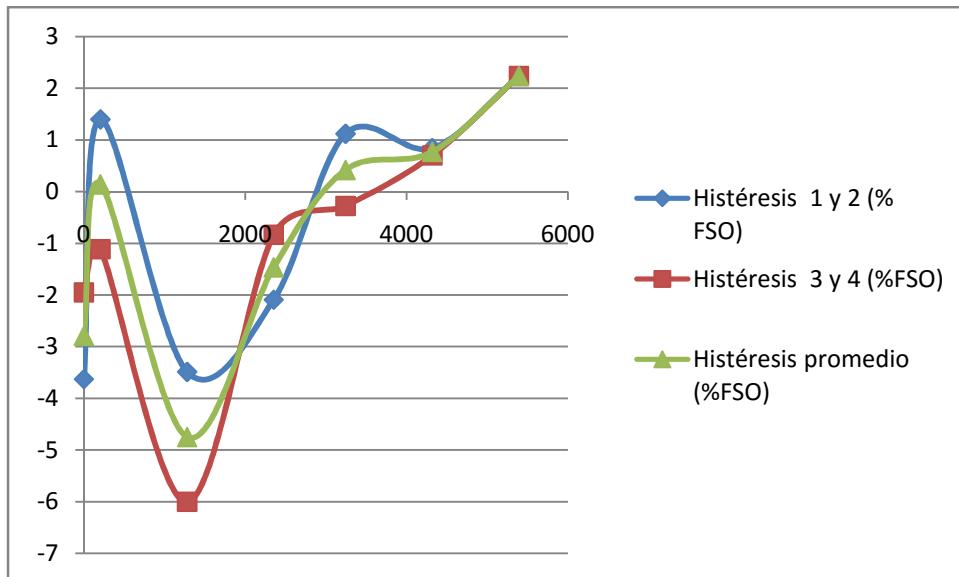
A bajos valores de carga, el error de histéresis se dispara, mientras se ve minimizado a medida que se aumenta el peso.

Lo mismo ocurre tras el ensayo de tracción, aunque no de una forma tan elevada. El máximo error se encuentra rondando  $\pm 6\%$  FSO. Aunque es un valor bajo queda lejos de los valores obtenidos en sensores comerciales de menos de  $\pm 1\%$  FSO.

Masa (g)	Histéresis 1 y 2 (% FSO)	Histéresis 3 y 4 (%FSO)	Histéresis promedio (%FSO)
<b>0</b>	-3.628750872	-1.953942777	-2.791346825
<b>204.4</b>	1.395673412	-1.11653873	0.139567341
<b>1279</b>	-3.489183531	-6.001395673	-4.745289602
<b>2352.6</b>	-2.093510119	-0.837404047	-1.465457083

<b>3244.4</b>	1.11653873	-0.279134682	0.418702024
<b>4319</b>	0.837404047	0.697836706	0.767620377
<b>5392.6</b>	2.23307746	2.23307746	2.23307746

Tabla 32. Histéresis a tracción



Gráfica 25. Histéresis a tracción

### 7.5.3. REPETITIVIDAD

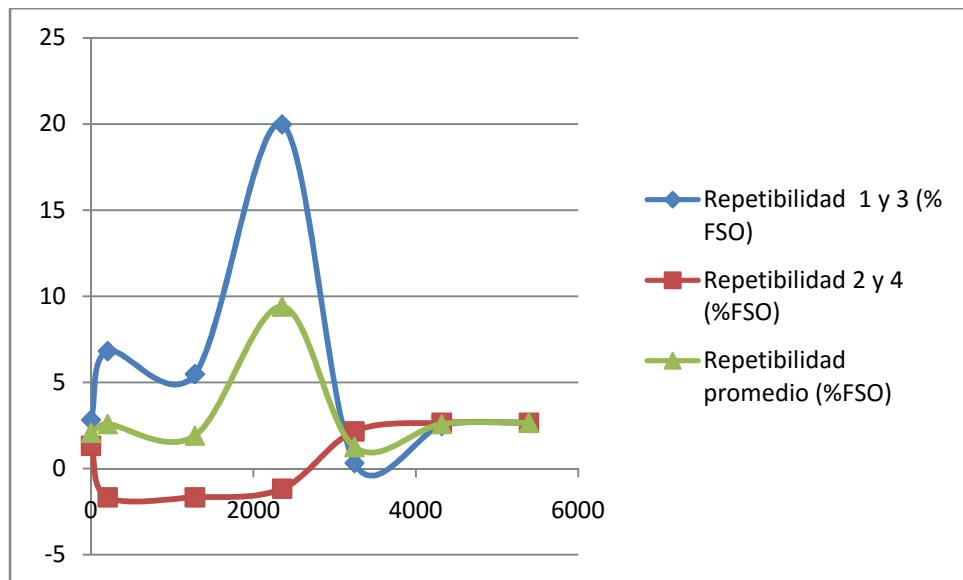
Se define como la capacidad del sensor de repetir la misma medición a la salida para la misma referencia de entrada. Se miden por un lado los ciclos de carga y por otro los de descarga, respecto del fondo de escala de salida (%FSO):

$$\text{Repetitividad} = \frac{\Delta Y_{\text{carga-carga}}}{FSO} * 100 \quad (41)$$

Se observa como los errores entre los ciclos de carga a compresión 1 y 3 son mucho mayores que los de descarga 2 y 4.

Masa (g)	Repetitividad 1 y 3 (% FSO)	Repetitividad 2 y 4 (%FSO)	Repetitividad promedio (%FSO)
<b>0</b>	9.648751587	1.354210749	5.501481168
<b>204.4</b>	6.940330089	-1.692763436	2.623783326
<b>1279</b>	5.58611934	-1.692763436	1.946677952
<b>2352.6</b>	20.31316124	-1.184934405	9.564113415
<b>3244.4</b>	0.338552687	2.200592467	1.269572577
<b>4319</b>	2.539145154	2.708421498	2.623783326
<b>5392.6</b>	2.708421498	2.708421498	2.708421498

Tabla 33. Resultados de repetitividad a compresión

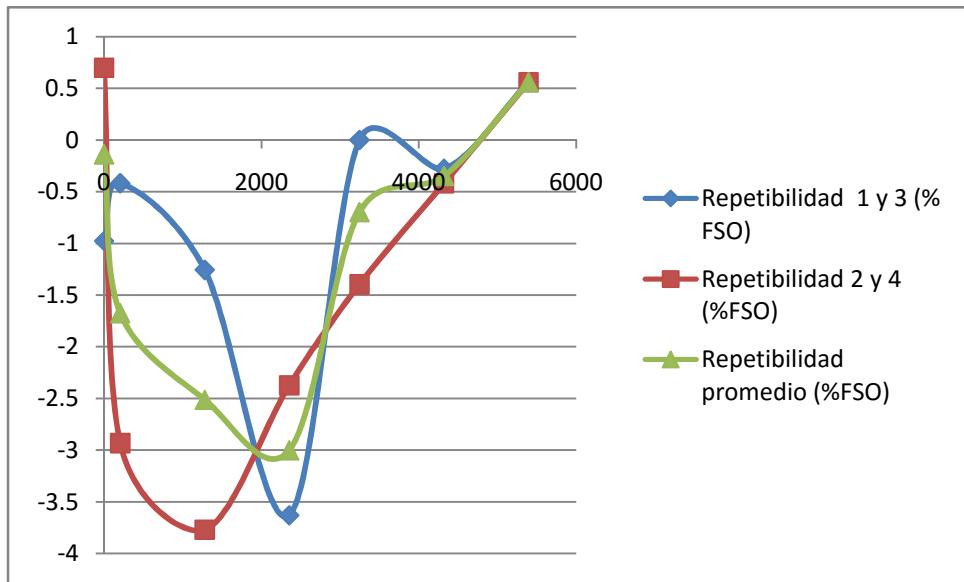


Gráfica 26. Repetitividad a compresión

A tracción la diferencia de errores de repetitividad entre carga y descarga disminuye. Se observa en el gráfico como las medidas que mejor se han repetido son las que se registran a partir 4319 gramos, como viene siendo habitual.

Masa (g)	Repetitividad 1 y 3 (% FSO)	Repetitividad 2 y 4 (%FSO)	Repetitividad promedio (%FSO)
0	-0.976971389	0.697836706	-0.139567341
204.4	-0.418702024	-2.930914166	-1.674808095
1279	-3.070481507	-0.558269365	-1.814375436
2352.6	-3.628750872	-1.674808095	-2.651779484
3244.4	0	-1.395673412	-0.697836706
4319	-0.279134682	-0.418702024	-0.348918353
5392.6	0.558269365	0.558269365	0.558269365

Tabla 34. Repetitividad a tracción



Gráfica 27. Repetitividad a tracción

## 7.6. VALIDACIÓN DEL MODELO

En este apartado, se quiere realizar una estimación de la deformación que realmente captan las galgas extensiométricas, para así poder compararla con la calculada de manera teórica y con la obtenida tras las simulaciones por elementos finitos.

A la vista de las expresiones de las rectas de regresión, dado que dos de las galgas están situadas cerca del vástago y las otras dos fueron pegadas cerca de la pared cilíndrica exterior, aunque teóricamente, según lo expuesto en la teoría de vigas biempotradadas, la deformación unitaria tiene una distribución triangular a lo largo de la viga, cabría la posibilidad de que la acumulación de tensiones en los cambios de sección alterasen dicha distribución. Para demostrarlo se toma como punto de partida la expresión del puente de Wheatstone completo que relaciona voltaje con deformación detectada, tomando como hipótesis que las galgas cerca del vástago leen una deformación  $\varepsilon_1$  y las situadas cerca de la pared exterior registran  $\varepsilon_2$ . Si se plantea un sistema de ecuaciones igualando dichas expresiones con las rectas de regresión sin tener en cuenta el offset se obtiene:

$$\begin{aligned} 0.001 * x &= V_{\text{Excitación}} G_{\text{ampli}} GF * (2\varepsilon_1 + 2\varepsilon_2) \\ -0.001 * x &= V_{\text{Excitación}} G_{\text{ampli}} GF * (-2\varepsilon_1 - 2\varepsilon_2) \end{aligned} \quad (42)$$

Resulta inmediato ver que  $\varepsilon_1 = \varepsilon_2$  con lo que las 4 galgas extensiométricas realmente detectan la misma deformación en todo momento, al igual que en el modelo teórico planteado.

Una vez comprobado que todas las galgas leen la misma elongación, es posible obtener esta deformación unitaria detectada para el rango de peso aplicado teniendo en cuenta la teoría del puente de Wheatstone. El voltaje de salida leído para un puente completo no balanceado (con un determinado offset) es:

$$V_s = V_{\text{Excitación}} G_{\text{ampli}} (V_{\text{offset}} + GF * \varepsilon) \quad (43)$$

Por otro lado, la recta de regresión es de la forma:

$$V_s = offset + sensibilidad * Masa \quad (44)$$

Igualando ambas expresiones se identifican términos: el producto  $V_{Excitación} G_{ampli} V_{offset}$  es directamente el *offset* obtenido de la recta de regresión mientras si se iguala el otro sumando se obtiene la relación entre la masa aplicada y la deformación producida. Despejando la elongación unitaria se obtiene:

$$\varepsilon = \frac{sensibilidad * Masa}{V_{Excitación} * G_{ampli} * GF} \quad (45)$$

De esta forma, para cada caso de carga se obtiene la deformación detectada por las galgas. Además, como ambas rectas de regresión (a compresión y a tracción) tienen la misma sensibilidad, para cada valor de masa se obtiene la misma deformación en valor absoluto, pero con signos opuestos. Si particularizamos la expresión anterior para el caso de carga de 5392.6 gramos a compresión, un valor de tensión de excitación del puente de 8.5 V, una ganancia del amplificador de 1000 y un factor de galga de 2, se obtiene una deformación unitaria de 3.172e-04.

Atendiendo al modelo simulado en CATIA, asignando a la pieza como material el PLA y ante la misma carga de excitación, se obtiene una tensión principal de compresión cerca de la zona de pegado de dos de las galgas de valor 9.1e+005 N/m<sup>2</sup>.

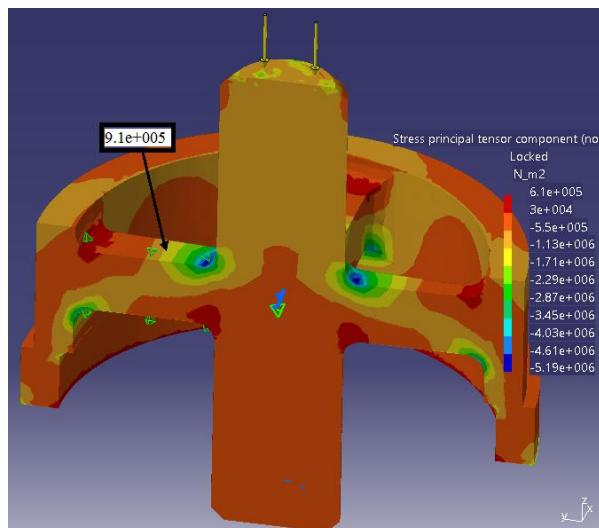


Ilustración 52. Tensión principal de compresión para modelo en PLA

Dividiendo por el módulo de Young del PLA de 3.5 GPa, se obtiene una deformación unitaria de 2.6e-004.

Por último, a partir del desplazamiento vertical del vástago obtenido de la simulación (0.0216 mm), aplicando la ecuación de campo de deformaciones a lo largo de la longitud de la viga, obtenida en el apartado de diseño del modelo cruz y realizando un promedio a lo largo de los 3 mm de longitud de rejilla de la galga, se obtiene la deformación teórica registrada por la galga. Este valor es de 9.9e-004.

Deformación		
Modelo teórico	Modelo simulado	Modelo real
9.9e-004	2.6e-004	3.172e-004

Tabla 35. Validación del modelo

Se observa que en el modelo teórico las deformaciones detectadas son mayores. Esto es debido a que es un modelo ideal en el que los empotramientos tienen una rigidez infinita y no se tienen en cuenta radios de acuerdo en los mismos, con lo que es lógico pensar que tanto las tensiones como las deformaciones van a ser mayores que en el modelo simulado y en el modelo real. Finalmente, la similitud entre los resultados del modelo simulado y el modelo real dejan clara la validación total de los cálculos realizados y de los modelos planteados.

## 7.7. CONCLUSIONES DEL ENSAYO

Una vez validado el modelo a través del ensayo, se pasa a justificar los posibles motivos de la aparición de errores en las lecturas a través del multímetro.

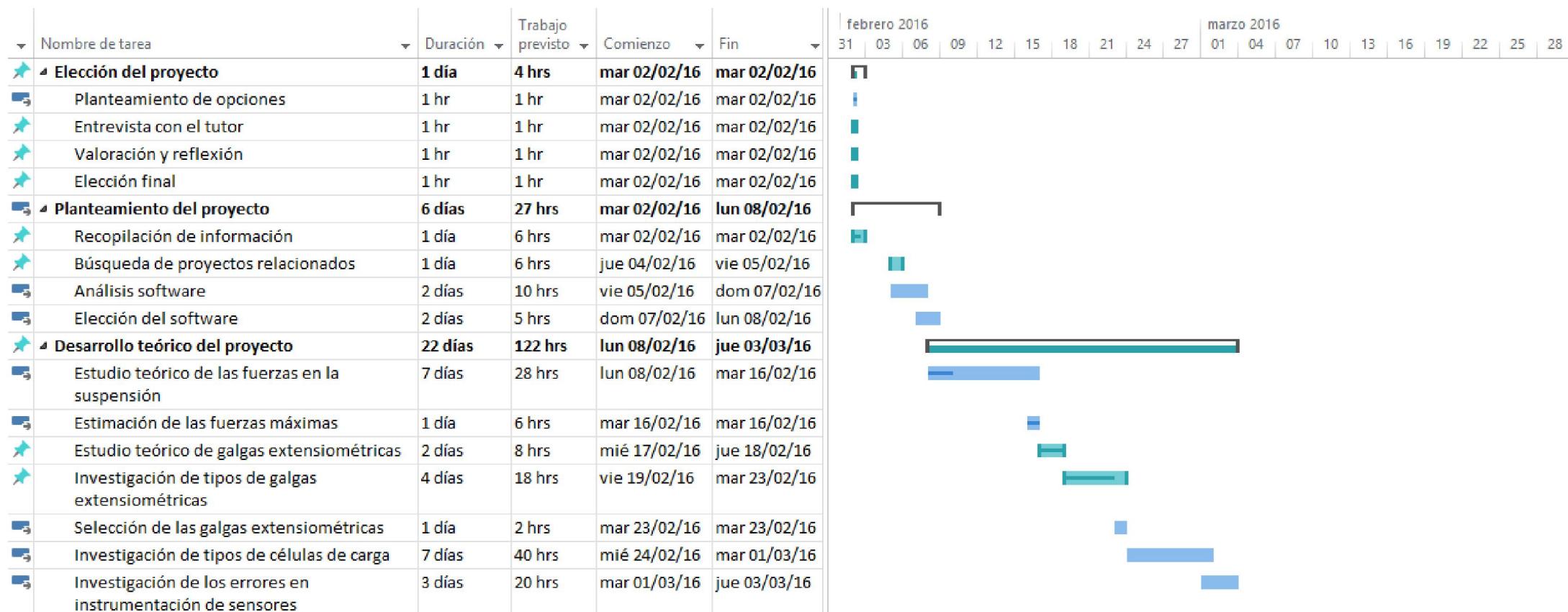
Se concluye del ensayo que, pese a que el sensor ofrece valores de muy baja no-linealidad, equiparable a los valores típicos que ofrecen los sensores comerciales, los errores de histéresis y de repetitividad difieren mucho de éstos. Las razones de estas diferencias son posiblemente las siguientes:

- La razón más probable de esta notable diferencia seguramente sea el empleo del PLA como material del elemento deformable. Dado que la impresión 3D se realiza depositando hilos de polímero fundido en coordenadas (X, Y) en diferentes orientaciones para cada cota Z, la pieza resultante adquiere un fuerte carácter anisótropo. Ello dota al sensor de mucha incertidumbre mecánica, es decir, no puede saberse a priori cómo actúa el material al aplicarle peso y retirárselo continuamente.
- Ello podría explicar la razón por la cual los errores se minimizan a medida que se va incrementando la carga. A la vista de las gráficas de los errores se diferencia una zona de medición más "turbulenta" hasta los 3 kilos de carga y otra muy "laminar" entre los 3 y los 5,3 kilos de excitación.
- Tanto las galgas extensiométricas empleadas como el pegamento de curado rápido, eran específicamente para ser utilizados en la obtención de medidas precisas en acero. Aunque pueden ser utilizadas también en materiales plásticos y aluminio, no se asegura con ello tanta precisión.

## **8. PLANIFICACIÓN**

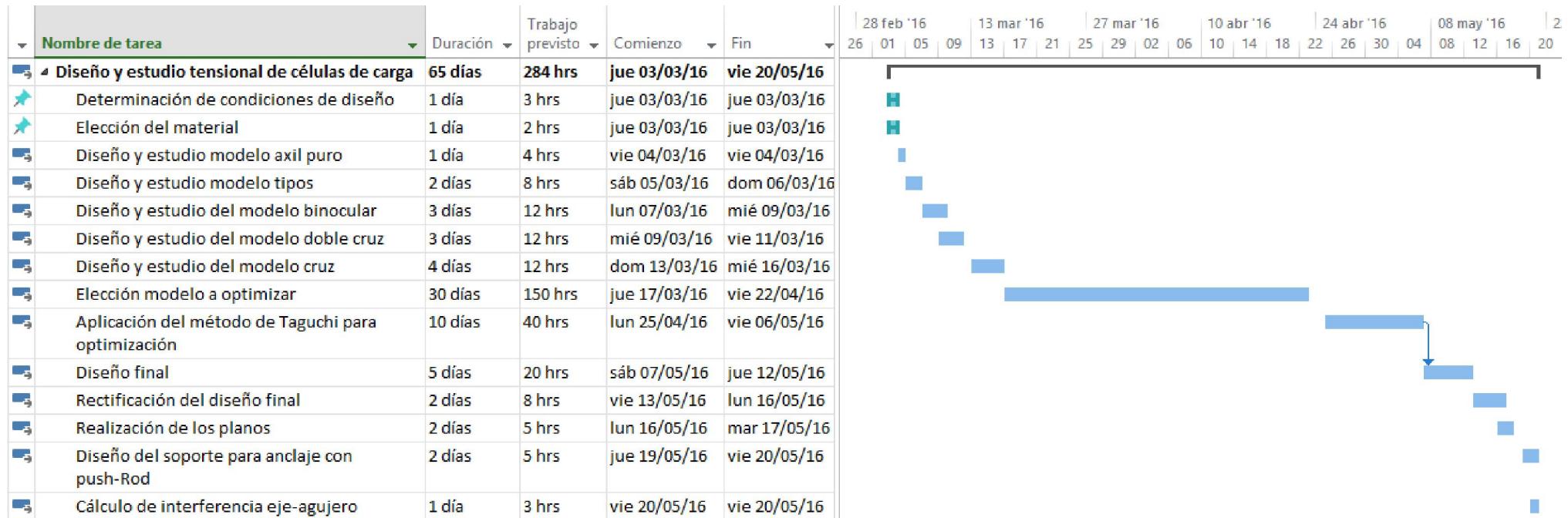
El proyecto comenzó en febrero de 2016 y finalizó en julio del mismo año. Pese a que están estipuladas 360 horas de dedicación al proyecto, la fase de diseño supuso una tarea tremadamente ardua y requirió muchísimas horas.

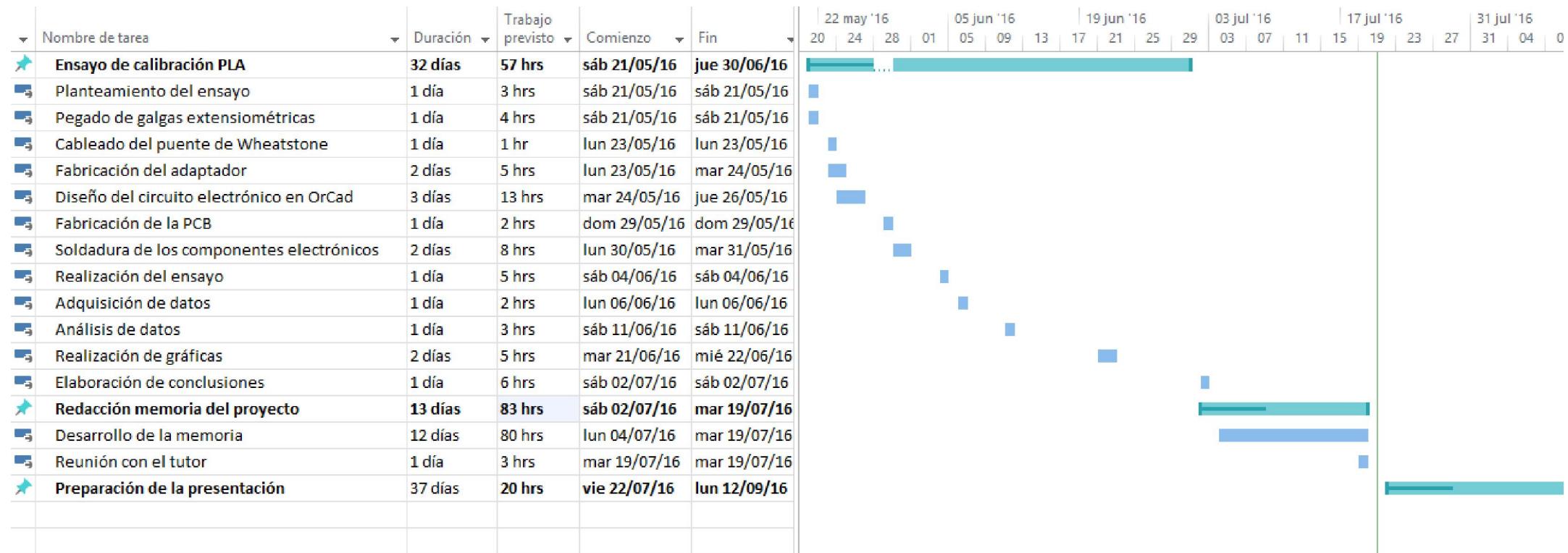
La planificación temporal se muestra a continuación.



## Planificación

---







## 9. COSTES

El presupuesto para el proyecto se dedica por un lado a la cuantificación del precio del software utilizado y por otro lado de los materiales y equipos usados en el ensayo. Aunque las galgas extensiometrías y el pegamento para galgas fueron cedidos de manera gratuita por el patrocinador Omega Engineering, se incluye su precio en el desglose total del presupuesto.

Costes de Software y Hardware				
	Precio unidad (€)	Unidades	Amortización (Años)	Total (€)
<b>Ordenador</b>	800	1	3	266.7
<b>Licencia CATIA V5</b>	1500	0.05	1	75
<b>Licencia OrCad</b>	75	1	1	75
<b>Licencia Microsoft Office</b>	119	1	3	39.67
<b>Total Software y Hardware</b>				456.33

Tabla 36. Costes de Hardware y software

Coste de preparación del ensayo				
	Precio unidad (€)	Unidades	Amortización (Años)	Total (€)
<b>Alcohol 96º</b>	0.8	0.2	1	0.16
<b>Soldador de estaño</b>	10.9	1	1	10.9
<b>Papel</b>	18	0.02	1	0.36
<b>Herramientas de taller</b>	2500	0.025	4	15.6
<b>Teflón</b>	120	0.01	1	1.2
<b>Pegamento para galgas</b>	25	0.3	1	7.5
<b>Fabricación PCB</b>	37.5	2	1	75
<b>Protoboard</b>	4.26	1	1	4.26
<b>Impresora 3D</b>	288	1	4	72
<b>Total Preparación</b>				187.01

Tabla 37. Coste de preparación del ensayo

Coste del ensayo				
	Precio unidad (€)	Unidades	Amortización (Años)	Total (€)
<b>Galgas extensiometrías</b>	12.5	4	1	50
<b>Multímetro</b>	20.17	2	1	40.34
<b>Pesas calibradas</b>	20	2	1	40
<b>Fuente de alimentación</b>	92	1	4	23
<b>Total Ensayo</b>				153.3400

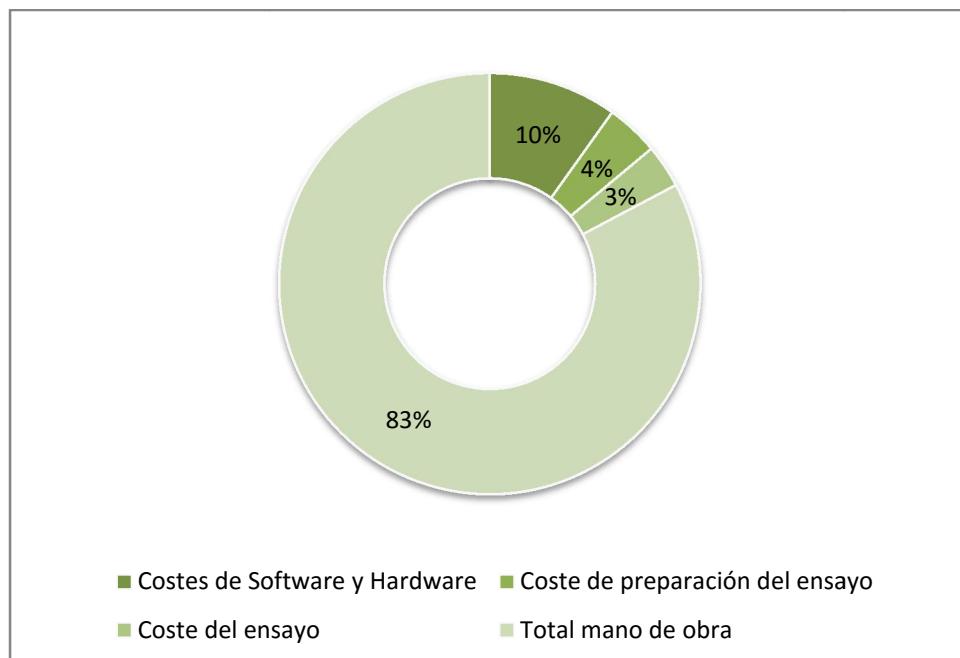
Tabla 38. Coste del ensayo

## Costes

Además cabe destacar la cuantificación de la mano obra en función del número de horas empleadas:

Costes de manos de obra			
	Coste horario (€/h)	Duracion (h)	Total(€)
Alumno	10	360	3600
Tutor	10	10	100
Colaboradores	25	5	125
Total mano de obra			3825

Tabla 39. Costes de mano de obra



Los costes anteriores son los costes directos del proyecto ya que están directamente relacionados a la obtención del sensor calibrado final.

Sin embargo, en todo proyecto existen costes indirectos derivados. Este incluye únicamente el gasto de energía eléctrica.

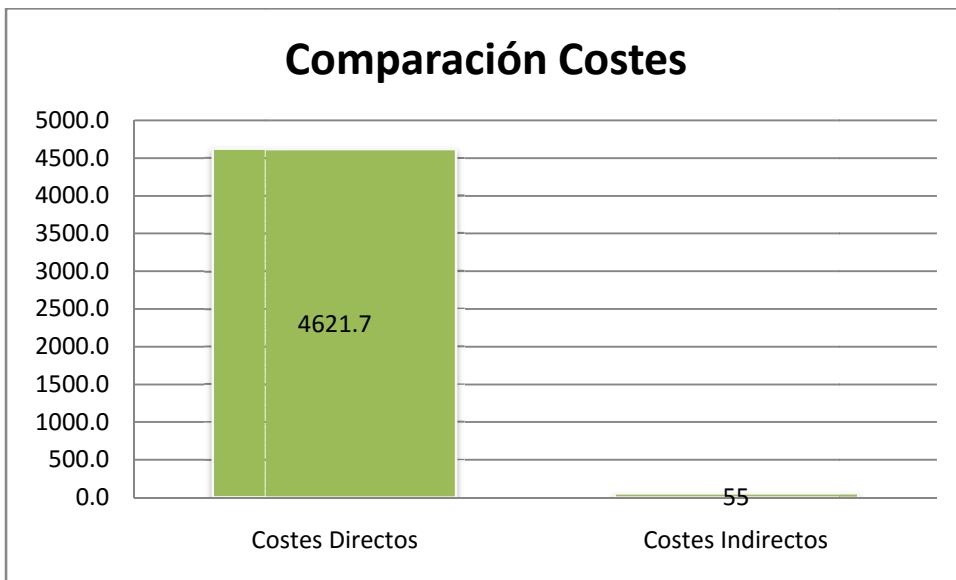
Costes Indirectos	
Descripción	Total (€)
Consumo electricidad	55
Total	55

Tabla 40. Costes indirectos

Se incorpora a continuación una tabla y una gráfica comparativas de ambos tipos de costes, así como el coste total del proyecto.

Coste Total del Proyecto (€)	
Costes Directos	4621.7
Costes Indirectos	55
<b>TOTAL</b>	<b>4676.678333</b>

Tabla 41. Coste total del proyecto



Gráfica 29. Comparación de costes

## 10. CONCLUSIONES

Las conclusiones tras la finalización del proyecto son las siguientes:

- Los mayores errores tanto de repetitividad, de aproximadamente el 10%FSO en el ensayo de compresión, como de histéresis, del 17%FSO también obtenido del ensayo de compresión, determinan la fuerte incertidumbre que ha supuesto su realización pegando los extensómetros sobre PLA. Sin embargo, los valores aceptables de no-linealidad ponen de manifiesto la existencia de un rango elástico en el polímero empleado, tal y como se justificó antes de la realización del ensayo. Con lo que se esperan unos errores mínimos en caso de llegar a fabricar la pieza en acero.
- Por otro lado, los cálculos quedan validados a raíz del ensayo. Las variaciones entre las deformaciones obtenidas del modelo teórico y el simulado y el real, quedan debidamente justificadas debida la naturaleza ideal del modelo analítico.
- Se han sentado las bases correctas para proceder a la integración total del sensor en acero ST 52, por diversas razones: el sistema electrónico ya está fabricado y firmemente asentado en la placa PCB, el modelo teórico ya está validado, con lo que lo único que sería necesario sería calibrar el sensor tanto a compresión como a tracción entre 0 y 3500 N, obteniendo las rectas de regresión, según el procedimiento empleado durante este proyecto.

En cuanto a las conclusiones personales destacan la gran cantidad de conocimientos adquiridos de diversas ramas de la ingeniería durante la realización de este proyecto. Además se ha comprendido la dificultad que supone el diseño mecánico y se ha aprendido a preparar un ensayo, pensando previamente en todo lo que se va a necesitar y la sucesión de pasos a seguir, entre otras muchas cosas. Todo ello combinado con formar parte de un auténtico equipo de ingeniería de automoción.

## 11. FUTUROS DESARROLLOS

Por falta de tiempo no se pudo realizar la calibración del sensor en acero ST 52, tal y como ha sido diseñado. Por tanto el principal futuro desarrollo es el de calibrar el sensor en acero obteniendo los errores y las rectas de calibración tanto para tracción como para compresión.

Por otro lado sería muy interesante la realización de un ensayo dinámico mediante el empleo de otra célula de carga comercial para observar cómo se comporta frente a solicitudes dinámicas, y así obtener la respuesta en frecuencia.

Además, en un futuro debería ser empleado para aquello que se ha diseñado: la correcta cuantificación de fuerzas en la barra actuadora de la suspensión mediante su unión roscada en la misma. Además de su montaje en el coche, podría ser empleado para cuantificar cualquier otro tipo de esfuerzos en diversos elementos mecánicos sometidos a tracción y/o a compresión.

Para poder instalar el sensor en el coche se requeriría la protección del sistema electrónico de vibraciones y de posibles condiciones climáticas adversas como la elevada temperatura o la lluvia. Sería necesario su encapsulamiento en una funda o protección especialmente creada para aislarla de dichos problemas adversos.

Otro aspecto en el que sería interesante hacer hincapié sería la caracterización de una célula de carga de geometría parecida a la del modelo cruz diseñado, basando su comportamiento en cristales piezoeléctricos, en lugar de emplear galgas extensiométricas. Su comparación ante diferentes cargas estáticas y dinámicas, en diferentes temperaturas y condiciones ambientales, sería de gran utilidad para comparar las ventajas y desventajas de ambos tipos de sensores.

Por otro lado, la célula de carga impresa en PLA podría ser utilizada para obtener la curva de Tensión-deformación del material hasta la rotura y así obtener el efecto de un cambio de sección brusco (como ocurre en la unión de la cruz tanto en el vástago como en la pared cilíndrica exterior) en el límite elástico y el límite de rotura en el material. De igual forma, se podría caracterizar el material a fatiga. Estos mismos ensayos pueden repetirse para otros patrones de impresión, otra densidad o incluso para otro material de prototipado rápido, como el ABS (Acrilonitrilo Butadieno Estireno, plástico muy resistente al impacto).

## 12. BIBLIOGRAFÍA

UPM Racing. (2015-2016). Fórmula Student. <http://www.upmracing.es/formula-student>

Aparicio Izquierdo, F., Vera Álvarez, C., & Díaz López, V. (2001). Teoría de los vehículos automóviles. Madrid: ETS Ingenieros Industriales.

Diego López Izquierdo. Metodología de estimación de esfuerzos en elementos de suspensión de un vehículo monoplaza tipo fórmula.

José María Drake Moyano (2005) Apuntes de instrumentación electrónica de la ETS de Ingenieros Industriales y de Telecomunicación Universidad de Cantabria [Online]. Disponible en: [http://www.ctr.unican.es/asignaturas/instrumentacion\\_5\\_it/iec\\_1.pdf](http://www.ctr.unican.es/asignaturas/instrumentacion_5_it/iec_1.pdf)

Apuntes de instrumentación electrónica, Universidad Carlos III de Madrid [Online] Disponible en: [http://ocw.uc3m.es/tecnologia-electronica/instrumentacion-electronica-i/material-de-clase-1/temas1-2-3\\_06\\_MOD.pdf](http://ocw.uc3m.es/tecnologia-electronica/instrumentacion-electronica-i/material-de-clase-1/temas1-2-3_06_MOD.pdf)

Dialnet-Medidores de deformación por Resistencia Galgas Extensiometrías

UPV. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales: Recurso didáctico - Galgas. <https://riunet.upv.es/handle/10251/7747>

Carlos Fondevila Martínez. Diseño de los elementos de suspensión de un vehículo de competición. UPC. [Online]. Disponible en: <https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2099.1/12852/Mem%C3%B2ria.pdf?sequence=2&isAllowed=y>

Load cells. [Online] Disponible en: <http://www.interfaceforce.com>

Células de carga y galgas extensiometrías Omega Engineering [Online]. Disponible en: <http://www.omega.com/>

Ingeniero Javier Sosa: *Strain Gages*. Universidad Nacional de la Plata. [Online]. Disponible en: [http://www.ing.unlp.edu.ar/electrotecnia/procesos/apuntes/Strain\\_Gages\\_1.pdf](http://www.ing.unlp.edu.ar/electrotecnia/procesos/apuntes/Strain_Gages_1.pdf)

Vishay Precision Group. *Strain Gage Selection: Criteria, Procedures, Recommendations* [Online]. Disponible en:

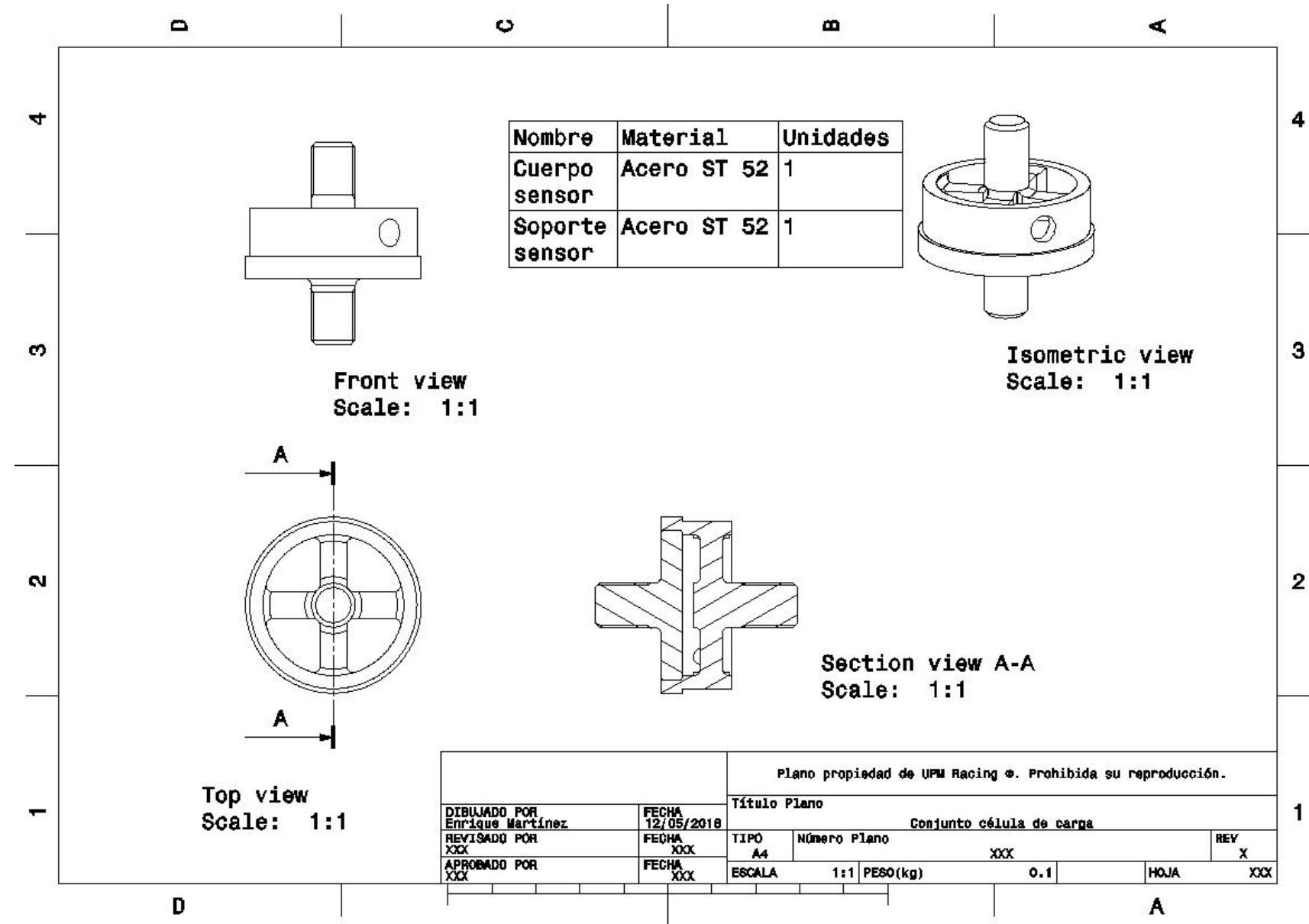
<http://www.slideshare.net/hareeshang/introduction-to-strain-gages>

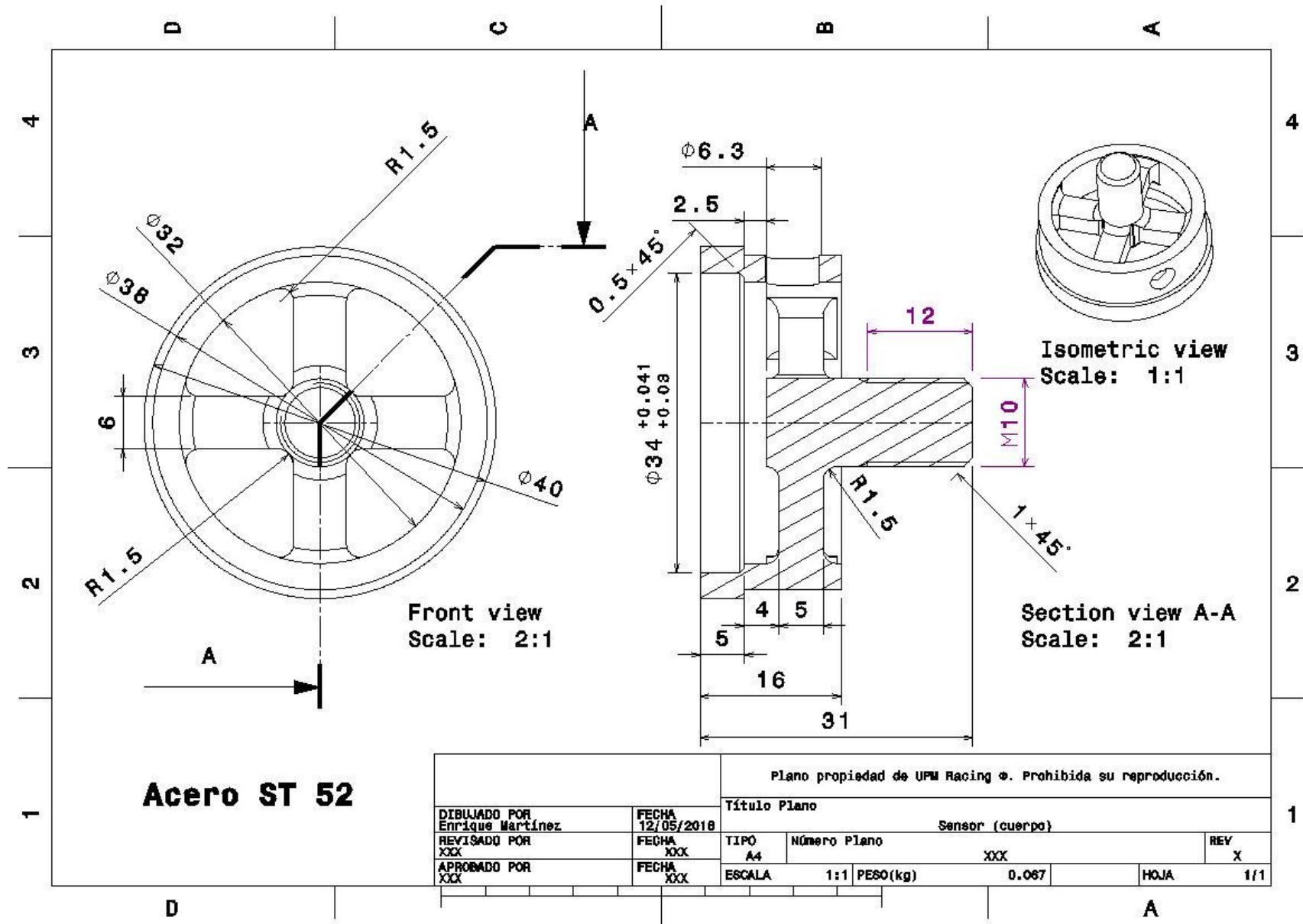
## 13. ANEXOS

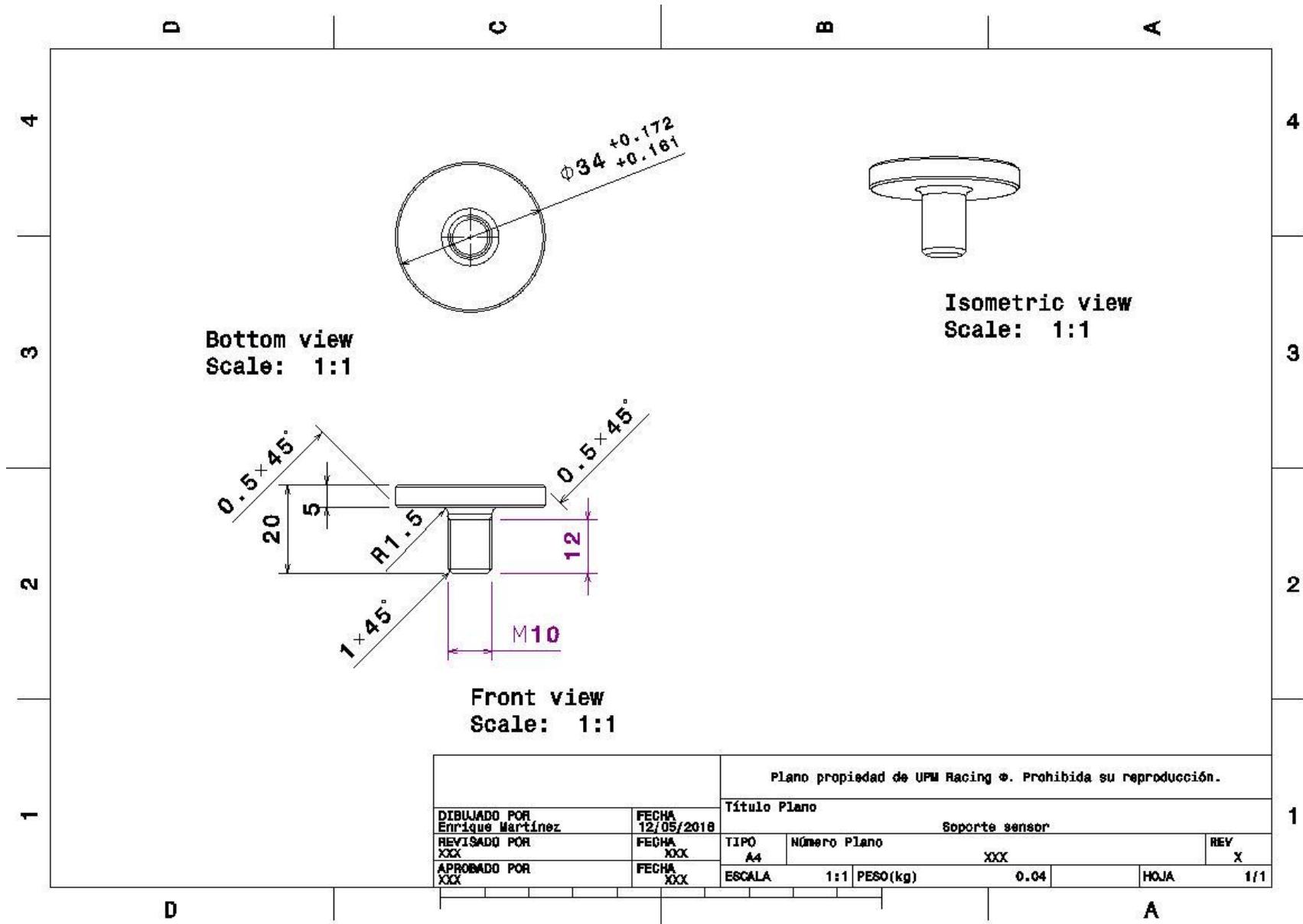
Finalmente se incorporan los planos finales del cuerpo del sensor y del soporte, antes y después de tener que rehacer el diseño a causa de la petición del tornero.

También se incluye el diseño del sistema electrónico esquemático diseñado en OrCad Capture y el layout realizado.

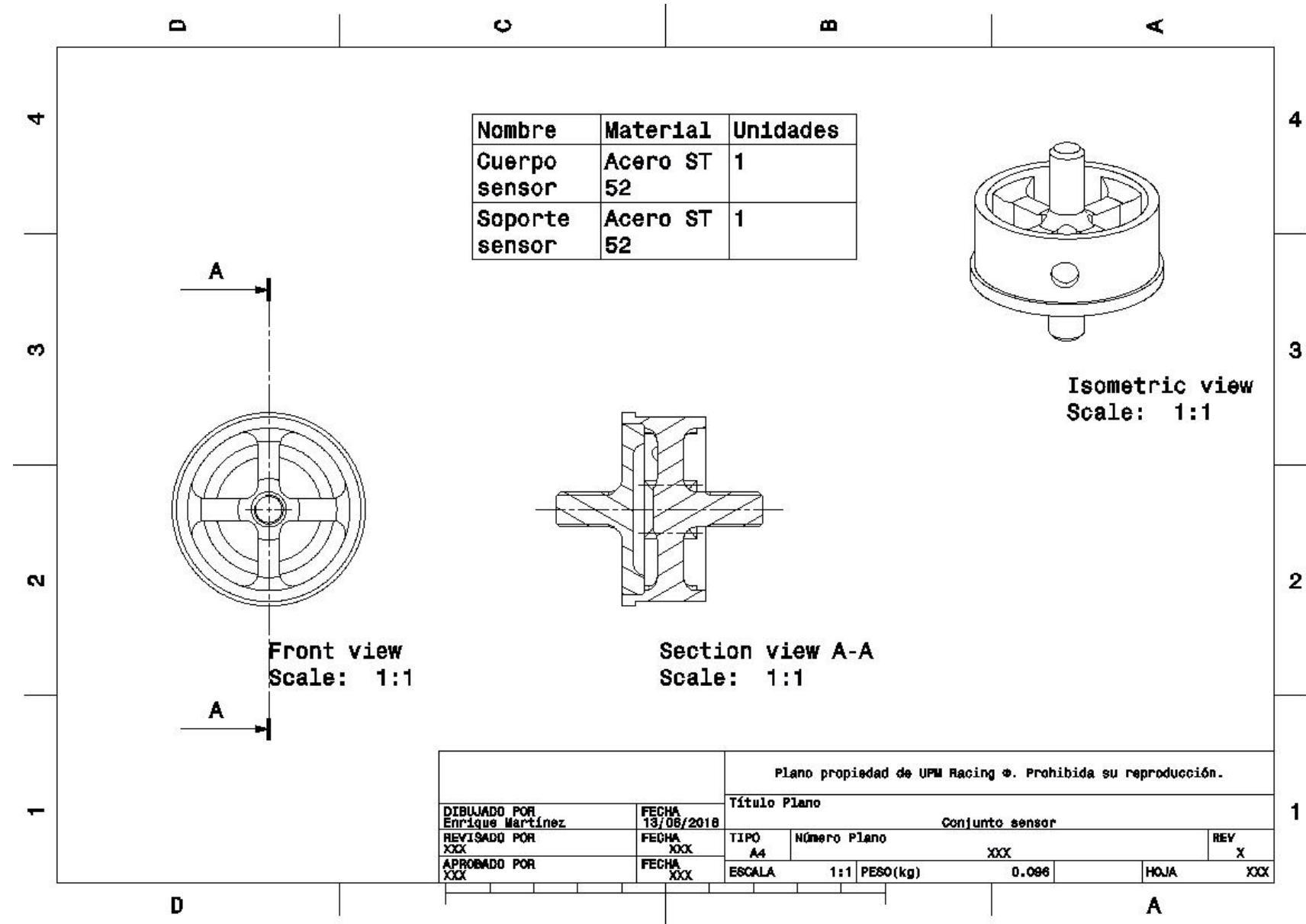
### 13.1. PLANOS REV. 1

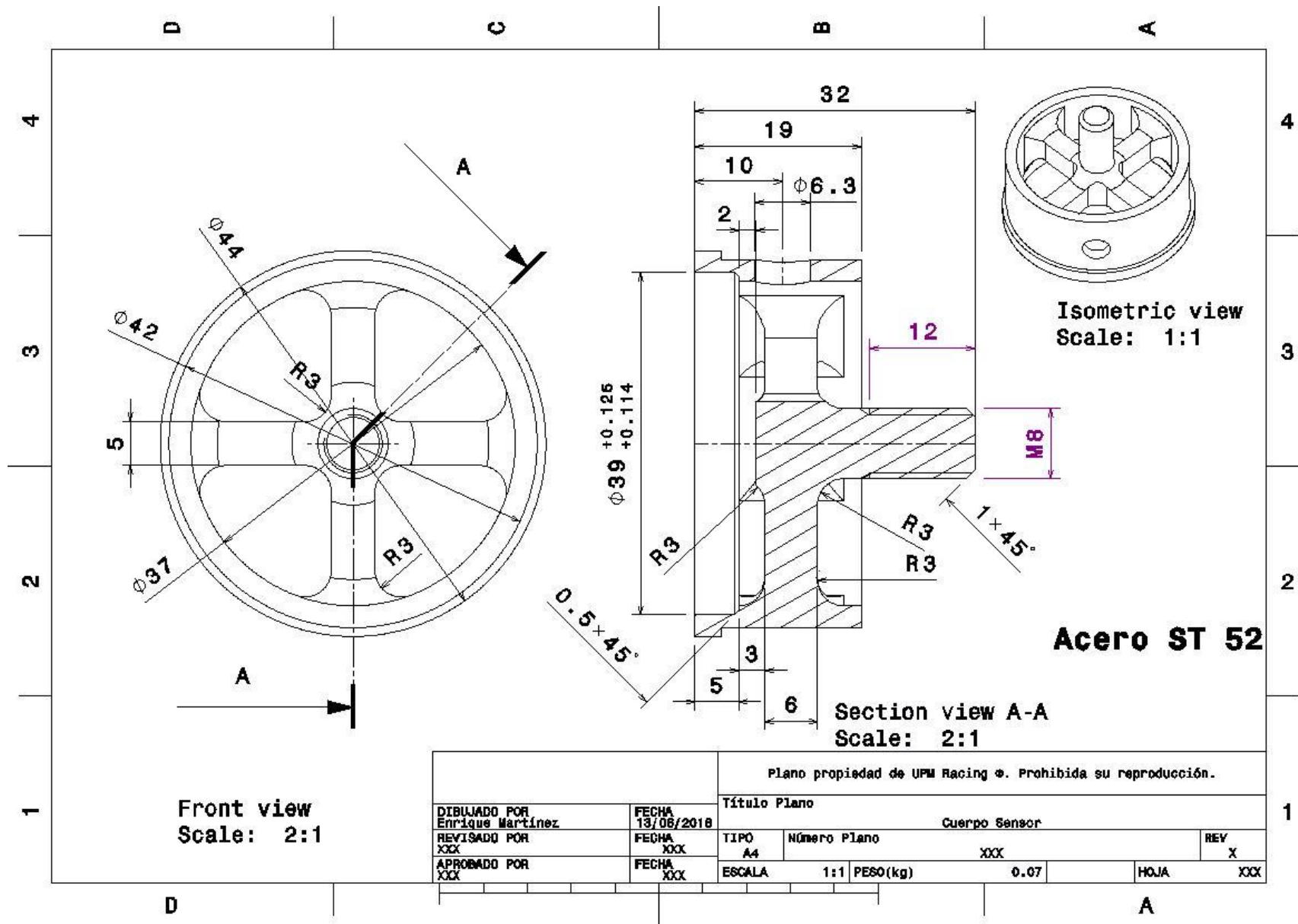


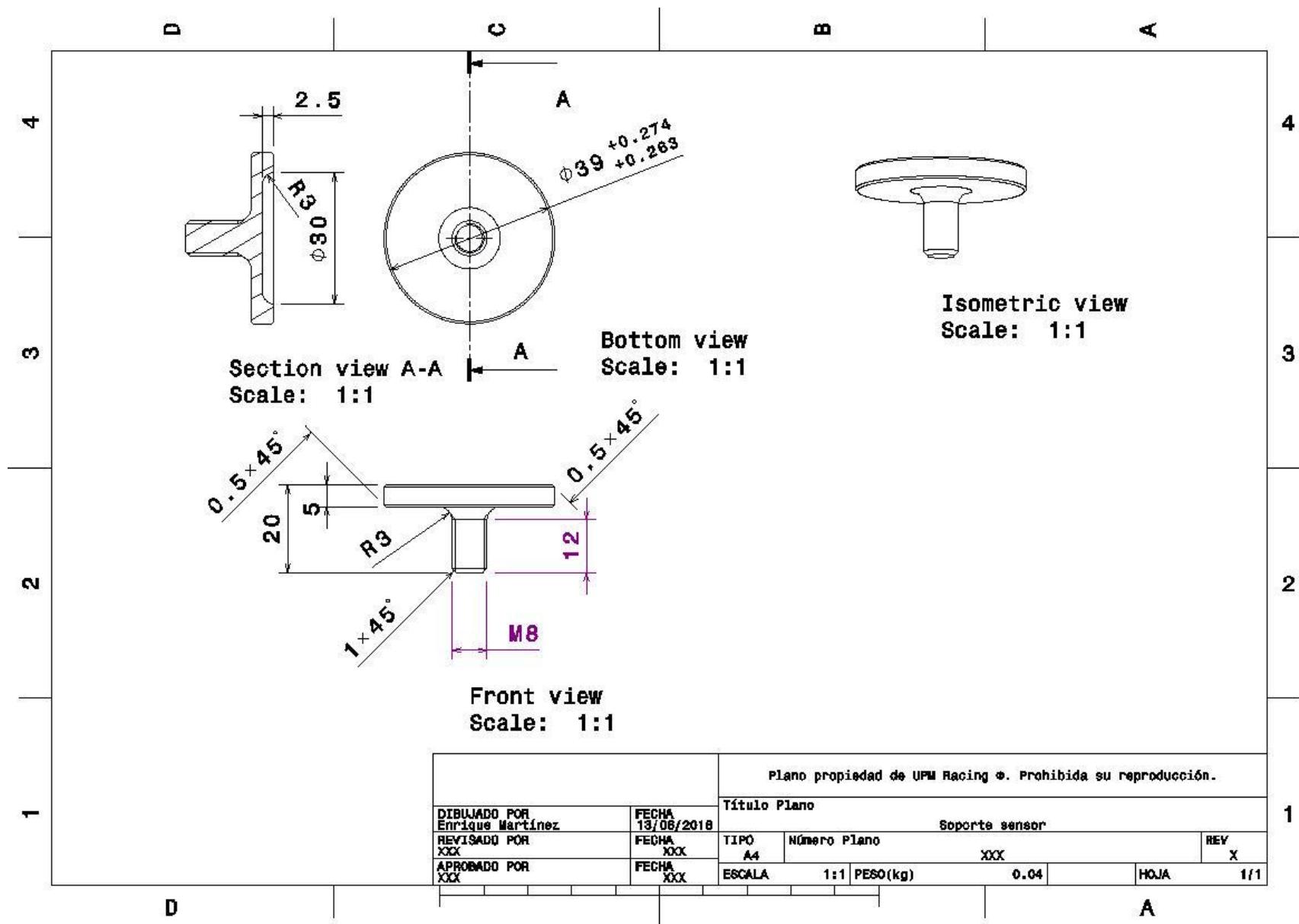




## **13.2. PLANOS REV. 2**







### 13.3. SISTEMA ELECTRÓNICO DISEÑADO EN ORCAD

