



**Universidad**  
Zaragoza

## Proyecto Fin de Carrera

### **Desarrollo de un sistema flexible de micro-posicionado 2D**

Autor

**Javier Pina Tabuenca**

Director

**José Antonio Yagüe Fabra**

Escuela de Ingeniería y Arquitectura  
2012



# DESARROLLO DE UN SISTEMA FLEXIBLE DE MICRO-POSICIONADO 2D

## RESUMEN

El proyecto que se describe en la presente memoria tiene como objetivo el desarrollo de un sistema de posicionamiento 2D que permita desplazamientos máximos de unas 200 micras según los dos ejes. Se pretende maximizar la sencillez y efectividad del mecanismo utilizando un sistema simétrico, así como evitar introducir errores debidos a giros no deseados.

Son así mismo objetivos del trabajo justificar la idoneidad de la solución adoptada y extraer conclusiones sobre el diseño, validando o modificando, según el caso, los aspectos oportunos.

En líneas generales, el desarrollo del proyecto consta de las siguientes fases:

**1. Diseño inicial de la plataforma:** se determina partiendo de un mecanismo concebido previamente, y se basa en el uso de elementos flexibles para obtener los desplazamientos deseados. Esta fase comprende también la selección de actuadores y sensores.

**2. Cálculo analítico:** basado en modelos matemáticos probados, tiene como objetivo dimensionar la plataforma de acuerdo a sus requerimientos de operación. Se analizarán varias opciones, seleccionando la más adecuada en base a las limitaciones de fuerza máxima solicitable a los actuadores y de frecuencia natural de vibración.

**3. Simulación del comportamiento:** se efectuará mediante software de cálculo por elementos finitos, contrastando los resultados y planteando nuevos diseños y simulaciones en caso necesario.

**4. Preparación de la fabricación de la plataforma:** se elaborarán los planos necesarios para la fabricación en taller de un prototipo según el diseño planteado.

**5. Fabricación y prueba del prototipo:** se diseñarán y realizarán las pruebas experimentales oportunas, cuyos resultados se contrastarán con lo obtenido hasta el momento

**6. Discusión de resultados y conclusiones:** validación o modificación, según casos, de los diferentes aspectos del diseño, introduciendo las modificaciones oportunas y planteando líneas de trabajo futuras, debidamente justificadas y encaminadas al desarrollo final del dispositivo.



# ÍNDICE

|   |           |
|---|-----------|
| <b>1. INTRODUCCIÓN.....</b>                                     | <b>9</b>  |
| 1.1. Contexto.....  | 9         |
| 1.2. Objetivos.....   | 10        |
| 1.2.1. Consideraciones generales.....                           | 10        |
| 1.2.2. Objetivos.....   | 11        |
| 1.3. Alcance del proyecto.....                                  | 12        |
| 1.4. Justificación.....   | 13        |
| <br>  |           |
| <b>2. METROLOGÍA DE SUPERFICIES Y POSICIONAMIENTO.....</b>      | <b>15</b> |
| 2.1. Evolución histórica.....                                   | 15        |
| 2.2. El microscopio de fuerza atómica.....                      | 16        |
| 2.3. Posicionadores flexibles.....                              | 17        |
| 2.3.1. Descripción y principio de funcionamiento.....           | 18        |
| 2.3.2. Accionamiento.....                                       | 20        |
| 2.3.3. Medida de desplazamientos.....                           | 20        |
| 2.3.4. Ventajas e inconvenientes de los sistemas flexibles..... | 21        |
| 2.3.5. Modelos comerciales de posicionadores.....               | 22        |
| <br>  |           |
| <b>3. PRIMER DISEÑO DEL MICROPOSICIONADOR.....</b>              | <b>25</b> |
| 3.1. Especificaciones.....                                      | 25        |
| 3.2. Diseño previo.....   | 26        |
| 3.2.1. Descripción.....   | 26        |
| 3.2.2. Características.....                                     | 27        |
| 3.2.3. Barras.....  | 28        |
| 3.2.4. Flexos.....  | 28        |
| 3.3. Accionamiento: actuadores piezoeléctricos.....             | 30        |
| 3.4. Medida de desplazamientos: sensores capacitivos.....       | 31        |

|   |           |
|---|-----------|
| <b>4. CÁLCULO ANALÍTICO.....</b>                                | <b>33</b> |
| 4.1. Planteamiento.....   | 33        |
| 4.1.1. Condiciones de trabajo.....                              | 34        |
| 4.1.2. Parámetros.....  | 35        |
| 4.1.3. Hipótesis.....   | 37        |
| 4.2. Formulación.....   | 38        |
| 4.3. Resultados.....  | 41        |
| 4.3.1. Resultados para el eje X.....                            | 41        |
| 4.3.2. Resultados para el eje Y.....                            | 42        |
| <br>  |           |
| <b>5. SIMULACIÓN MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS.....</b>            | <b>45</b> |
| 5.1. Descripción del proceso.....                               | 45        |
| 5.1.1. Modelado en 3D.....                                      | 46        |
| 5.1.2. Simulación por elementos finitos.....                    | 47        |
| 5.2. Primeros resultados.....                                   | 50        |
| 5.3. Modificación de la geometría y nueva simulación.....       | 53        |
| 5.4. Conclusiones.....  | 56        |
| <br>  |           |
| <b>6. FABRICACIÓN Y PRUEBA DEL PROTOTIPO.....</b>               | <b>59</b> |
| 6.1. Fabricación.....   | 59        |
| 6.2. Preparación para el ensayo.....                            | 60        |
| 6.3. Desarrollo de las pruebas.....                             | 62        |
| 6.4. Resultados.....  | 64        |
| 6.4.1. Accionamiento según eje X.....                           | 64        |
| 6.4.2. Accionamiento según eje Y.....                           | 67        |
| 6.4.3. Accionamiento según ejes X e Y.....                      | 68        |
| 6.5. Causas de error.....                                       | 70        |
| 6.5.1. Desplazamientos pequeños.....                            | 70        |
| 6.5.2. Giros y desplazamientos laterales.....                   | 72        |
| 6.5.3. Respuesta no lineal al accionamiento según el eje X..... | 73        |

|  |           |
|--|-----------|
| <b>7. COMPROBACIÓN DE DISEÑO ALTERNATIVO.....</b>                  | <b>75</b> |
| 7.1. Cálculo del nuevo diseño.....                                 | 76        |
| 7.2. Simulación por elementos finitos.....                         | 77        |
| 7.2.1. Tensión equivalente de Von Mises.....                       | 79        |
| 7.2.2. Desplazamientos.....  | 80        |
| 7.2.3. Simulación en acero.....                                    | 81        |
| 7.3. Conclusiones.....   | 81        |
| <br>   |           |
| <b>8. ESTUDIO DE COSTES.....</b>                                   | <b>83</b> |
| <br>   |           |
| <b>9. CONCLUSIONES.....</b>  | <b>87</b> |
| 9.1. A favor del diseño.....                                       | 87        |
| 9.2. En contra del diseño.....                                     | 89        |
| <br>   |           |
| <b>10. TRABAJO FUTURO.....</b>                                     | <b>91</b> |
| 10.1. Aspectos a mantener.....                                     | 91        |
| 10.1.1. Sistema flexible.....                                      | 91        |
| 10.1.2. Cinemática paralela.....                                   | 92        |
| 10.1.3. Mecanizado por electroerosión.....                         | 92        |
| 10.1.4. Accionamiento piezoeléctrico.....                          | 92        |
| 10.1.5. Medida de desplazamientos mediante sondas capacitivas..... | 93        |
| 10.2. Nuevas propuestas.....                                       | 93        |
| 10.2.1. Fabricación en aluminio 7075.....                          | 94        |
| 10.2.2. Caracterización de los flexos.....                         | 95        |
| 10.2.3. Minimizar la curvatura de las barras.....                  | 95        |
| 10.2.4. Eliminar giros y desplazamientos laterales.....            | 96        |
| 10.2.5. Aseguramiento de la precarga de los actuadores.....        | 97        |
| <br>   |           |
| <b>11. VALORACIÓN FINAL.....</b>                                   | <b>99</b> |

|  |            |
|--|------------|
| <b><u>ANEXO I. METROLOGÍA DE SUPERFICIES. EQUIPOS Y COMPONENTES.....</u></b> | <b>101</b> |
| 1. Evolución histórica de la Metrología de Superficies.....                  | 103        |
| 2. Equipos: microscopio de fuerza atómica.....                               | 104        |
| 2.1. Palpador del AFM.....   | 105        |
| 2.2. Medida de las rugosidades.....  | 105        |
| 3. Componentes.....  | 107        |
| 3.1. Actuadores piezoeléctricos (PZT).....                                   | 107        |
| 3.2. Sensores capacitivos.....   | 109        |
| <br>   |            |
| <b><u>ANEXO II. TIPOS DE FLEXOS. VENTAJAS E INCONVENIENTES.....</u></b>      | <b>113</b> |
| 1. Tipos de flexos.....  | 115        |
| 2. Ventajas e inconvenientes.....  | 117        |
| 2.1. Resortes de hoja.....   | 117        |
| 2.2. Ranuras.....  | 117        |
| 2.3. Pivotes de láminas cruzadas.....  | 118        |
| 3. Flexos de ranura.....   | 118        |
| <br>   |            |
| <b><u>ANEXO III. CÁLCULO DEL SISTEMA FLEXIBLE. FORMULACIÓN.....</u></b>      | <b>121</b> |
| <br>   |            |
| <b><u>ANEXO IV. VARIACIONES SOBRE LOS DISEÑOS. SIMULACIONES.....</u></b>     | <b>129</b> |
| 1. Variaciones sobre el primer diseño.....                                   | 131        |
| 1.1. Flexo trasladado arriba.....  | 131        |
| 1.2. Flexo trasladado a la derecha.....                                      | 132        |
| 2. Variaciones sobre el nuevo diseño en aluminio 7075.....                   | 134        |
| 2.1. Cambio de aluminio por acero.....                                       | 134        |
| 2.2. Cambio de posición de la articulación entre mecanismos.....             | 135        |
| 2.3. Accionamiento mediante cuatro actuadores.....                           | 137        |
| <br>   |            |
| <b><u>ANEXO V. PLANOS.....</u></b>   | <b>139</b> |
| <br>   |            |
| <b>BIBLIOGRAFÍA.....</b>   | <b>145</b> |



# 1. INTRODUCCIÓN

## 1.1. CONTEXTO

El Proyecto que se describe en la presente memoria nace de la colaboración entre el Departamento de Ingeniería de Diseño y Fabricación de la Universidad de Zaragoza y el Centro de Metrología de Precisión de la Universidad de Carolina del Norte en Charlotte (UNCC, University of North Carolina at Charlotte) para el desarrollo de un modelo de Microposicionador Flexible 2D, y supone el primer paso en la materialización de ese trabajo conjunto.

Este grupo de investigación estadounidense tiene un importante peso específico dentro del campo de la ingeniería de precisión. Con él se mantiene un contacto estrecho y continuado desde el Departamento, siendo sus diseños los que se utilizan como modelos de referencia principales de cara al desarrollo de proyectos como el que nos ocupa.

En líneas generales, el trabajo definido en este proyecto consiste en el análisis de la propuesta inicial de la UNCC para el diseño del dispositivo, las modificaciones oportunas en base a los resultados obtenidos, la fabricación en taller y prueba en laboratorio de un prototipo real para analizar las posibles discrepancias, y la propuesta de trabajo futuro en base a las conclusiones extraídas de todo lo realizado.

El microposicionador a desarrollar, que se describe en profundidad en capítulos posteriores, tiene su aplicación práctica en el campo de la metrología de superficies, y está destinado a posicionar un Microscopio de Fuerza Atómica (AFM en sus siglas en inglés). Este tipo de microscopio, que se describe convenientemente en el Anexo I, se utiliza para la medida a nivel microscópico de imperfecciones en superficies (rugosidades, grietas, etc). La función del microposicionador es mover el microscopio para ir analizando por zonas la superficie en cuestión. Se trata de un análisis a escala microscópica, por lo que las zonas que se van estudiando son muy pequeñas, y en consecuencia también deben serlo los desplazamientos que introduzca el microposicionador, cuyo rango de movimiento debe ser, por tanto, del orden de micrómetros.

También se detallan, en los capítulos y apartados correspondientes, las variaciones introducidas en el diseño, tanto en el desarrollo de este trabajo como por parte del resto de equipos de investigación participantes en el proyecto. Las propuestas serán objeto de cálculo analítico y de simulación por elementos finitos, con el objetivo de determinar la idoneidad o no

de la solución adoptada. Para el rediseño planteado en el Departamento, el estudio incluye además la fabricación de un prototipo a modo de banco de pruebas, y que va a permitir determinar la línea de trabajo futuro, punto clave del proyecto y que debe reflejar los resultados y conclusiones de todo el estudio que se va a recoger en esta memoria.

## **1.2. OBJETIVOS**

### **1.2.1. CONSIDERACIONES GENERALES**

El proyecto que nos ocupa consiste en el desarrollo de un microposicionador 2D, comprendiendo dicho desarrollo las fases de:

- Comprobación analítica de un diseño previamente elaborado en la UNCC
- Simulación del diseño mediante elementos finitos
- Análisis e interpretación de los resultados obtenidos
- En caso necesario, rediseño y nueva simulación del comportamiento de la plataforma
- Fabricación de la plataforma y ensayo de la misma en laboratorio

Dada la naturaleza del proyecto, no se va a llegar a un diseño definitivo sino a un primer prototipo cuyo comportamiento se aproxime, en una línea adecuada, a las especificaciones dadas para su integración en un microscopio de fuerza atómica.

Son varios los motivos que imposibilitan llegar a un modelo final de microposicionador, pudiendo citar de manera destacada los siguientes:

- Complejidad del proceso de desarrollo en general, que sobrepasa en mucho las pretensiones que objetivamente pueden atribuirse a un trabajo de la naturaleza de un Proyecto de Fin de Carrera, sobre todo por consideraciones de tiempo disponible y de número de especialistas que necesariamente deberían implicarse para conformar un equipo de trabajo suficiente para abordar todas las tareas en un tiempo razonable. Este grupo, que existe y del cual el Departamento forma parte, trabajará en base a los resultados que se obtengan de este proyecto y, en su caso, de otros similares que lo complementen o amplíen.

- Los dispositivos de accionamiento de la plataforma necesitan ser precargados (proceso que se describe más adelante). Por el momento, no se dispone del equipamiento de laboratorio necesario tanto para la aplicación de dicha precarga, como para la medida de la misma. Al realizarse la operación mediante herramienta básica, no podrá ser cuantificada, por lo que se aplicará aprovechando la propia operación de instalación de los actuadores, obteniéndose, como se verá más adelante, un comportamiento cualitativamente correcto.
- El trabajo a realizar desde el Departamento de Ingeniería de Diseño y Fabricación, y concretamente por el Director y el Autor del presente proyecto, es un eslabón más de toda la cadena de personas, laboratorios y talleres implicados en el mismo. En todo caso, la validación del diseño y la exigencia en su caso de mejores prestaciones, o cualquier tipo de modificación, no son decisión exclusiva del Departamento.

### 1.2.2. OBJETIVOS

En base a las consideraciones expuestas, se establecen para el proyecto los objetivos que se indican a continuación:

- Desarrollo completo de un primer modelo de microposicionador

Este modelo debe considerarse un prototipo de lo que en el futuro será la plataforma que se diseñará utilizando como base las conclusiones extraídas de nuestro proyecto. El desarrollo, como ya se ha comentado, comprende el estudio analítico del modelo propuesto inicialmente desde la UNCC, su simulación por elementos finitos, las modificaciones que se estimen oportunas, nuevos cálculos y simulaciones en caso necesario, la fabricación en taller de la plataforma, y la prueba en laboratorio mediante los instrumentos de accionamiento y de medida adecuados. Todo ello se realizará buscando un comportamiento acorde a los requerimientos establecidos para el microposicionador.

- Análisis de los resultados y propuesta de trabajo futuro

Finalmente, se contrastarán los resultados obtenidos en cada una de las fases, determinando los motivos de las posibles discrepancias entre ellos. En función de las

conclusiones extraídas, se propondrán líneas de trabajo a seguir encaminadas hacia la mejora en caso necesario de las prestaciones de la plataforma.

### 1.3. ALCANCE DEL PROYECTO

Consecuentemente con lo expuesto en el apartado 1.2 *Objetivos*, el alcance de este trabajo queda limitado por lo que objetivamente puede exigirse a un estudio que es una parte más de un proyecto ambicioso que implica a varias instituciones, personas especialistas y grupos de trabajo, y que además pueda encuadrarse razonablemente en un Proyecto de Fin de Carrera.

Por lo tanto, el alcance del proyecto queda definido por los siguientes puntos:

- Comprobación de unas directrices de diseño propuestas previamente (concretamente por la UNCC) para la plataforma a desarrollar
- Modificación de las mismas en caso necesario
- Discusión de los resultados obtenidos
- Propuesta, debidamente justificada, de la línea de trabajo a seguir en un futuro.
- Elaboración de un presupuesto aproximado del desarrollo, que justifique el total desarrollo del proyecto frente a la adquisición de un equipo existente en el comercio.

Al hablar de directrices de diseño se está haciendo referencia a un concepto muy amplio que conviene matizar. Estas directrices, concretamente, son:

- Tipología del mecanismo: estructura de barras y flexos, carácter paralelo del mismo, y disposición de los elementos que lo componen
- Modo de accionamiento: dispositivos utilizados y su ubicación

- Sistema de medición: dispositivos utilizados y su ubicación
- Dimensiones: en principio se propondrán utilizando como base el diseño previo de la UNCC, siendo susceptibles de modificación si fuese aconsejable

Quedan fuera del alcance del proyecto:

- La prueba sobre un microscopio de fuerza atómica del prototipo fabricado. El ensayo a realizar como parte de este estudio consistirá en medir de los desplazamientos que experimente la parte móvil como respuesta al accionamiento de la plataforma.
- La construcción de nuevos prototipos para su ensayo tras las modificaciones planteadas. Éstas sólo serán objeto de cálculo analítico y simulación por elementos finitos.
- La definición de un modelo final y definitivo de microposicionador. Como se ha comentado, este punto supondrá la culminación de un proyecto de gran alcance dentro del cual este trabajo constituye una de las fases iniciales.
- Decisiones finales sobre la validez de las prestaciones obtenidas en caso de proponer nuevos modelos, y sobre cualquier aspecto que no quede exclusivamente circunscrito a este trabajo que comprende desde las primeras comprobaciones del diseño de partida de la UNCC hasta la prueba del primer prototipo en laboratorio, extracción de conclusiones y propuestas de trabajo futuro.

#### **1.4. JUSTIFICACIÓN**

Este proyecto encuentra su justificación en los aspectos que se van a describir a continuación. Son también objetivos en sí mismos, aunque diferenciados de los que se han definido en el apartado anterior. Los que ahora nos ocupan constituyen los beneficios que se desea obtener del desarrollo del proyecto como alternativa a la adquisición de equipamiento en el comercio, y justifican el trabajo orientado hacia la consecución de los objetivos que se han fijado de carácter técnico y en cuanto a resultados.

Por tanto, los objetivos añadidos y que suponen a la vez la justificación de este trabajo son:

- Aprendizaje en el campo de la Ingeniería de Precisión

Los cálculos, ensayos y simulaciones que se realizarán, ofrecerán datos que se deberán contrastar y discutir. De ellos se extraerán conclusiones que servirán tanto para el trabajo que nos ocupa, como para futuros proyectos a desarrollar en este campo a los que servirán de base, permitiendo tanto prever con más precisión los resultados en simulaciones y en ensayos de laboratorio, como desechar alternativas que desde un principio se puedan considerar inviables, simplificando así el trabajo y facilitando las decisiones sobre los diseños y soluciones a adoptar.

- Reducción de costes

Los equipos disponibles en el comercio, tanto de posicionamiento como de medida de desplazamientos, tienen un elevado precio. En caso de adquirir el equipamiento, se necesitan tanto la plataforma posicionadora como un módulo de control que trate la señal de los sensores capacitivos y permita así medir los desplazamientos experimentados por la parte móvil.

En cambio, el desarrollo de nuestra propia plataforma tendrá indudablemente un coste material menor que se evaluará en el capítulo correspondiente y al que únicamente debe añadirse el coste del trabajo de I+D.

Una vez se llegue a un diseño final que cumpla las especificaciones dadas para su integración en el microscopio de fuerza atómica a utilizar, se habrá obtenido un considerable ahorro económico respecto a la opción de adquirir equipos en el comercio, revirtiendo el sobrecoste en concepto de I+D, si lo hubiere, en disponer de un equipo diseñado expresamente para su cometido, y en experiencia y conocimientos adquiridos para posteriores desarrollos en el campo de la ingeniería de precisión.

## 2. METROLOGÍA DE SUPERFICIES Y POSICIONAMIENTO

La Metrología de Superficies tiene como objetivo caracterizar superficies de objetos o materiales de manera cualitativa y cuantitativa, esto es, determinar las imperfecciones que presenta dicha superficie, así como su tamaño.

Para el desarrollo de esta disciplina se hace necesario el uso de técnicas de posicionamiento. Estas técnicas permiten situar a voluntad los dispositivos de medición y, de este modo, estudiar la parte de la superficie que sea de interés, pudiendo incluso, con desplazamientos pequeños y sucesivos, medir sobre varias zonas y obtener así un mapa completo de dicha superficie.

A continuación, en lo referente a la Metrología de Superficies, se da una introducción sobre su evolución, y se describe brevemente el funcionamiento del AFM (microscopio de fuerza atómica).

En lo que respecta a las técnicas de posicionamiento se describen en mayor profundidad, por ser elementos a diseñar y utilizar en el desarrollo del proyecto, los posicionadores flexibles y sus elementos de accionamiento y de medición del desplazamiento: actuadores piezoeléctricos y sensores capacitivos de proximidad.

### 2.1. EVOLUCIÓN HISTÓRICA

La aparición de la metrología de superficies se produce en la década de 1930 con la aparición de la rugosimetría, consistente en la medición de rugosidad de una superficie mediante el uso de una plumilla o punzón que recorre la misma registrando la variación de alturas a lo largo de una trayectoria rectilínea.

El continuo avance de esta disciplina lleva al desarrollo de la Microscopía de Sonda de Barrido (SPM, *Scanning Probe Microscopy*), concepto amplio que engloba tres técnicas bien diferenciadas:

- Microscopía de Efecto Túnel (STM, *Scanning Tunneling Microscopy*)
- Microscopía Óptica de Campo Cercano (SNOM, *Scan Near-field Optical Microscopy*)
- Microscopía de Fuerza Atómica (AFM, *Atomic Force Microscopy*)

De entre estas tres técnicas, la Microscopía de Fuerza Atómica es la que guarda una estrecha relación con nuestro proyecto, ya que la plataforma que se va a diseñar tiene el cometido de posicionar y mover un microscopio de fuerza atómica sobre una muestra de material cuya superficie se desea caracterizar.

En el Anexo I se exponen con más detalle los hitos relevantes en la evolución histórica de esta disciplina.

## 2.2. EL MICROSCOPIO DE FUERZA ATÓMICA

El microscopio de fuerza atómica (en adelante, AFM) es un dispositivo que permite visualizar superficies de cara a estudiar la presencia y tamaño de rugosidades, grietas, y cualquier tipo de imperfección que no sea apreciable a simple vista o con otros elementos convencionales de observación, palpado, etc.

Su funcionamiento se basa en el desplazamiento de una palanca sobre la superficie a estudiar. Esta palanca está provista de una punta afilada (figura 1), la cual se mantiene en contacto con la superficie de trabajo.

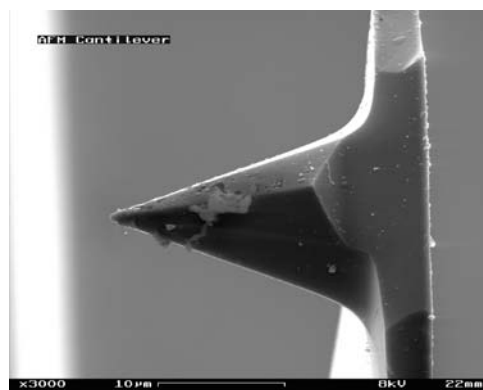
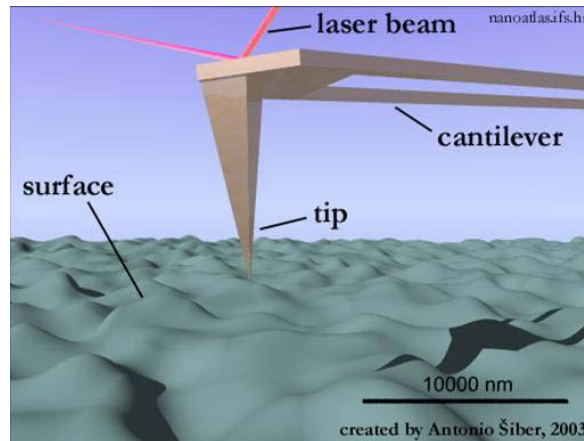


Fig. 1: Punta de un Microscopio de Fuerza Atómica



Sobre la palanca se proyecta un haz de luz láser. El haz reflejado, cuya trayectoria va cambiando debido a las oscilaciones de la palanca al moverse sobre la superficie (figura 2), se dirige a un elemento captador integrado en el microscopio.



*Fig. 2: Esquema de funcionamiento de la palanca del AFM y reflexión del haz de luz láser*

La electrónica del AFM se encarga posteriormente, a partir de los movimientos del haz registrados por el captador, de ofrecer una imagen que reproduzca la superficie objeto de estudio.

Aunque conviene mencionarlo para presentar el contexto en el que se va a trabajar, el AFM no es parte fundamental del proyecto. En el Anexo I, sobre metrología de superficies, equipos y componentes, se trata con mayor detalle su funcionamiento.

### **2.3. POSICIONADORES FLEXIBLES**

Los dispositivos de posicionamiento suponen la temática concreta del proyecto al ser éste fase importante del desarrollo completo de uno de ellos. Existen diversos tipos, entre ellos los flexibles, en los cuales nos vamos a centrar.

Las aplicaciones de estos dispositivos son numerosas, generalmente dentro del campo de la metrología. La que nos ocupa en este proyecto, como se ha indicado, es la de mover un microscopio AFM sobre la superficie que se desee visualizar, de manera que puedan estudiarse sucesivamente zonas próximas elaborando así un mapa más amplio.

Un sistema flexible de posicionamiento consta del posicionador propiamente dicho, un sistema de accionamiento, y un sistema de medición del desplazamiento transmitido al elemento que se desea mover.

### **2.3.1. DESCRIPCIÓN Y PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO**

Un posicionador flexible es básicamente un dispositivo consistente en una pieza mecanizada de manera que una zona definida de la misma, que se denominará plataforma móvil, experimenta un desplazamiento como consecuencia de la acción de una o más cargas aplicadas sobre los puntos de accionamiento que previamente se determinen.

Normalmente, los elementos accionadores se disponen según los ejes cartesianos. Así pues, un posicionador viene provisto de tantos actuadores como ejes de movimiento se requieran, esto es, dos actuadores para obtener movimiento en 2D, y tres para obtener movimiento en 3D.

Las zonas que se mecanizan son las comprendidas entre cada punto de accionamiento y la parte de la pieza cuyo movimiento esté asociado a él. Del mecanizado de cada una de estas zonas se tiene como resultado un mecanismo flexible. A través de estos mecanismos flexibles, la acción se traduce en la obtención de un desplazamiento de la plataforma móvil, con mayor o menor amplificación según el diseño.

Se entiende por amplificación la relación, para cada eje de movimiento, entre el desplazamiento obtenido y el desplazamiento introducido por el actuador correspondiente.

Una vez realizado el mecanizado necesario, cada mecanismo flexible presenta el aspecto de un mecanismo de barras y rótulas (figuras 3 y 4).

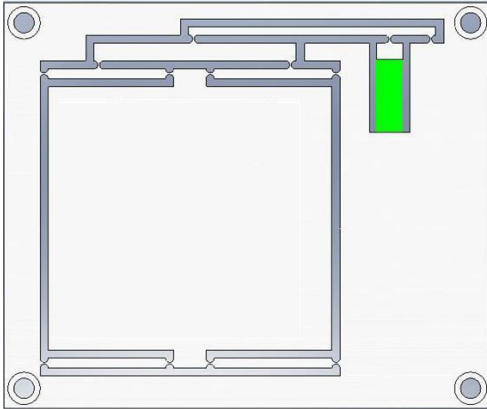


Fig. 3: Mecanismo flexible  
(en color verde, alojamiento del elemento accionador)

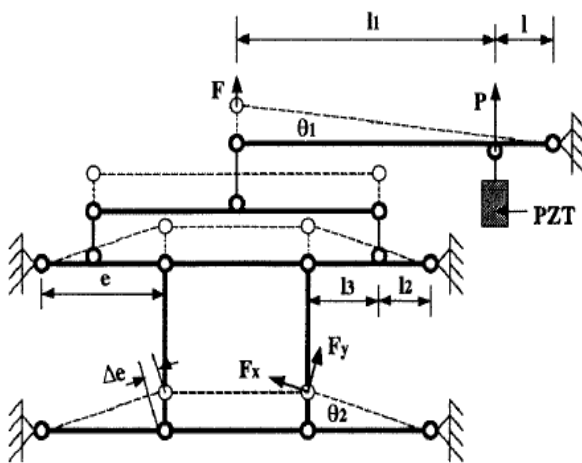


Fig. 4: Modelado del mecanismo flexible como sistema de barras y rótulas  
(PZT: accionamiento piezoeléctrico)

Conviene apuntar que el comportamiento es muy similar al de un sistema de esa naturaleza, pero no es idéntico al caso ideal por los siguientes motivos:

- Lo que en el mecanismo ideal son barras rígidas, en un mecanismo flexible real son zonas con una rigidez que obviamente no es infinita, por lo que siempre experimentan una flexión por pequeña que ésta sea.
- Las rótulas del caso ideal, en el mecanismo flexible son los flexos, zonas muy finas que sí poseen una rigidez, aunque ésta sea muy pequeña, por lo que necesariamente se invierte energía en cada uno de los flexos al accionar el mecanismo.

### **2.3.2. ACCIONAMIENTO**

Como se ha expuesto, para transmitir movimiento a la plataforma es preciso instalar elementos accionadores en los puntos adecuados. Su función es empujar el mecanismo flexible desde el punto que previamente se determine.

Existen diferentes tecnologías para el accionamiento de estos mecanismos. La más extendida es el uso de actuadores piezoeléctricos, denominados también motores piezoeléctricos, según literatura.

Dicho sistema de accionamiento tiene la ventaja de su sencillez, tanto en la instalación como en su principio de funcionamiento, y es el que se va a utilizar en el diseño que se desarrolla en este proyecto. Según se describe más adelante, cada actuador consiste en un apilado de láminas de material cerámico piezoeléctrico al que se aplica una tensión eléctrica, provocando un aumento del espesor de cada lámina, y con ello el incremento de la longitud del conjunto, empujando así el mecanismo.

### **2.3.3. MEDIDA DE DESPLAZAMIENTOS**

Para cuantificar el desplazamiento que experimenta la plataforma móvil se deben instalar sensores que permitan detectar la presencia de objetos o superficies cercanos, asociando cada sensor a un punto de referencia de dicha plataforma.

Lo más conveniente es utilizar un sensor para cada eje de movimiento. Cada uno debe ofrecer un resultado asociado a cada posición de la plataforma. Se pueden así obtener las variaciones entre los resultados ofrecidos por los sensores y, por tanto, los desplazamientos.

La manera más sencilla de instalarlos para obtener resultados directos según cada eje (normalmente los ejes cartesianos) es ubicar cada sensor frente a una cara de la plataforma que sea perpendicular tanto al plano de movimiento, como al eje de referencia correspondiente.

Los sensores capacitivos son los más adecuados para este cometido. Más adelante se describen en profundidad, ya que son los que se utilizan en el desarrollo del proyecto.

### 2.3.4. VENTAJAS E INCONVENIENTES DE LOS SISTEMAS FLEXIBLES

Ha quedado expuesto en qué consiste un posicionador flexible, cómo se acciona, y cómo se miden los desplazamientos que experimenta su plataforma móvil.

Es importante analizar las ventajas e inconvenientes de estos dispositivos, tanto para justificar o no el uso de uno de ellos, como para decidir, dado el caso, entre la adquisición de un modelo comercial o el diseño de un modelo expresamente para la aplicación deseada.

Estas consideraciones son de aplicación tanto para la gran empresa que trabaje en el desarrollo de sistemas de posicionado, como para nosotros a la hora de diseñar y fabricar uno especialmente para nuestro propósito.

Ventajas destacables de los sistemas flexibles:

- Facilidad de diseño: al tratarse de una sola pieza, el diseño se reduce a plantear un mecanizado cuyo resultado sea la creación de una zona flexible que se comporte de manera similar a un sistema de barras y rótulas
- Funcionamiento efectivo: diseñado de manera correcta, los desplazamientos de la plataforma móvil son perfectamente precisos y controlables
- Admite diferentes tipos de accionamiento: practicando los alojamientos en los lugares adecuados, se pueden ubicar tanto motores como actuadores piezoeléctricos
- Posibilidad de conseguir la amplificación que se desee del movimiento introducido por los actuadores
- Sencillez en la medida de desplazamientos: con sólo prever la ubicación de los sensores de medida, pueden instalarse fácilmente. Basta la conexión de la unidad de control del sistema de medida para cuantificar los desplazamientos de la plataforma móvil.
- En caso de diseñarlo especialmente para nuestra aplicación, su coste es notablemente menor que el de su adquisición en el comercio, con la ventaja añadida de tener así un diseño dedicado expresamente a nuestro propósito.

Existen, no obstante, algunos inconvenientes que se deben valorar:

- El uso de un posicionador debe estar justificado porque tanto los equipos disponibles en el comercio, como el proceso de fabricación en caso de desarrollarlo nosotros mismos, son caros pese a las diferencias de coste con la adquisición de un equipo en el comercio.
- Posibles movimientos y giros no deseados en la plataforma móvil: para evitarlo, el diseño debe haberse asegurado totalmente.
- El proceso de fabricación debe ser preciso y estar perfectamente controlado. De ello depende que el comportamiento responda a lo diseñado. Ángulos, muescas o flexos demasiado finos pueden suponer roturas durante el uso. Flexos demasiado anchos suponen más resistencia al movimiento y por tanto menores desplazamientos, mermando las prestaciones del posicionador.

### **2.3.5. MODELOS COMERCIALES DE POSICIONADORES**

En el comercio se pueden encontrar modelos de plataformas posicionadoras de diferentes características, en función de sus prestaciones, de su tecnología, y de su sistema de accionamiento.

En cuanto a prestaciones, la producción industrial de estos dispositivos cubre cualquier requerimiento en lo referente al tipo de movimiento que se necesita proporcionar al objeto, desde la traslación respecto a un solo eje, hasta seis ejes de movimiento (tres de traslación y tres de rotación). Igualmente, existe un amplio espectro de rangos de desplazamiento para las plataformas comerciales, desde unos pocos micrómetros hasta varios milímetros.

El accionamiento de las plataformas se efectúa mediante diferentes tecnologías según modelos. Las más extendidas son:

- Manual: aplicada a modelos sencillos con pocos ejes y concebidos para movimientos amplios.
- Accionamiento piezoeléctrico: se aplica a modelos de mayor complejidad y precisión.

Dentro del mercado de los sistemas de posicionamiento, podemos tomar como referencia la producción de los fabricantes Thorlabs y Physik Instrumente. Ambas empresas cuentan con amplio surtido de plataformas de diferentes características, capaz de dar respuesta a cualquier requisito. A continuación se muestran dos ejemplos (figuras 5 y 6) de plataformas posicionadoras, una manual y otra de accionamiento piezoeléctrico. Ambas se incluyen en el catálogo de la firma Physik Instrumente.



*Fig. 5: Plataforma posicionadora XY modelo M-545 de Physik Instrumente.  
De accionamiento manual. Resolución: **1  $\mu\text{m}$***



*Fig. 6: Plataforma posicionadora XY modelo M-686 de Physik Instrumente.  
De accionamiento piezoeléctrico. Resolución: **0,3  $\mu\text{m}$***





### 3. PRIMER DISEÑO DEL MICROPOSICIONADOR

Este tercer capítulo se centra ya en las primeras fases del desarrollo del microposicionador flexible objeto del presente proyecto. Esta fase inicial comprende la definición de las especificaciones para el microposicionador, el diseño previo propuesto por el Centro de Metrología de Precisión de la UNCC, y la descripción de los sistemas que se emplearán para el accionamiento y la medida de los desplazamientos.

Lo expuesto a continuación sirve de base para el posterior cálculo analítico del comportamiento de la plataforma, materia que se aborda en capítulos posteriores.

#### 3.1. ESPECIFICACIONES

El microposicionador está concebido para mover un AFM (microscopio de fuerza atómica) de un punto de trabajo a otro, permitiendo así la elaboración de mapas de superficies tan extensos como se desee. Por tanto, los desplazamientos que se deben transmitir a la plataforma móvil son de un orden de magnitud concreto y adecuado a tal fin.

Especificaciones para el microposicionador:

- Movimiento de la plataforma móvil en **2D**.
- Desplazamientos de la plataforma móvil según ejes X e Y: **hasta 225  $\mu\text{m}$** .
- Resolución: **0.02  $\mu\text{m}$** .
- Resistencia mecánica máxima de cada mecanismo flexible: **853 N**.
- Accionamiento: **dos actuadores piezoeléctricos** (uno por eje).
- Medida de desplazamientos: **sensores capacitivos**. dos sondas (una por eje).

La especificación de 853 N como resistencia mecánica máxima de los mecanismos flexibles viene impuesta por el uso de actuadores piezoeléctricos para el accionamiento de la plataforma, más concretamente por el modelo de actuador elegido, cuyo esfuerzo máximo dado por el fabricante es de 853 N.

## **3.2. DISEÑO PREVIO**

Como se ha expuesto con anterioridad, el diseño de partida para el desarrollo del microposicionador ha sido elaborado previamente por el Centro de Metrología de Precisión de la UNCC.

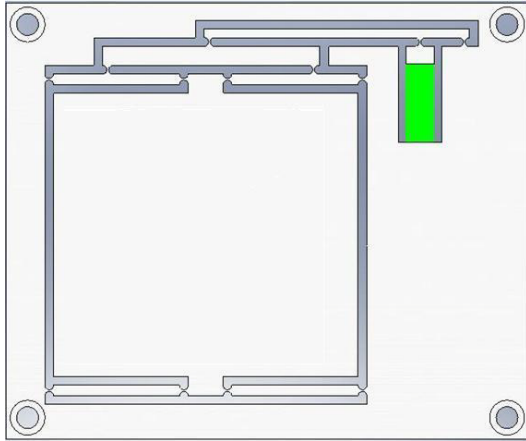
Se trata de un diseño de partida, susceptible por tanto de las modificaciones que puedan plantearse a la vista de los resultados obtenidos en los cálculos teóricos y las simulaciones por elementos finitos que han de realizarse, y que van a quedar reflejadas en capítulos posteriores de esta memoria.

Dichos cálculos y simulaciones deben ofrecer datos relevantes para la fabricación de un primer prototipo, cuya prueba en laboratorio está orientada a terminar de extraer conclusiones que ayuden a establecer la línea de trabajo futuro para el desarrollo completo del dispositivo. En estos aspectos (cálculo, simulación, fabricación de prototipo, prueba y discusión de resultados) se materializa la colaboración del Departamento a través de este Proyecto de Fin de Carrera.

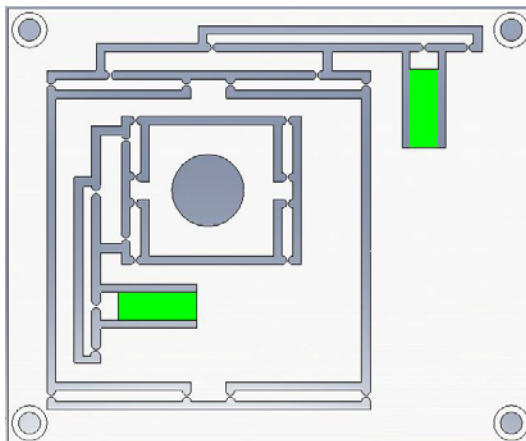
### **3.2.1. DESCRIPCIÓN**

El diseño consiste básicamente en dos mecanismos flexibles como el mostrado a modo de ejemplo en el Apartado 2.3 sobre posicionadores flexibles, cuyo comportamiento se puede modelar de manera muy aproximada mediante el esquema de barras y rótulas mostrado en el mismo apartado.

Físicamente (figuras 7 y 8), consiste en una pieza metálica sobre la que se mecaniza un primer sistema flexible con su plataforma móvil (que se mueve respecto al eje Y). Dentro de dicha plataforma móvil se mecaniza otro sistema flexible, análogo pero de menor tamaño, también con su plataforma móvil (y que se mueve respecto al eje X). Se tiene así en realidad una plataforma móvil con movimiento en X e Y.



*Fig. 7: Mecanismo flexible para obtener movimiento en Y*



*Fig. 8: Sistema completo que proporciona movimiento en X e Y*

### 3.2.2. CARACTERÍSTICAS

Son varios los parámetros que caracterizan el diseño de partida. Algunos de ellos (espesor y radio de curvatura de flexos, y anchura de las barras) influyen en los resultados de cálculos y simulaciones, pero no son relevantes para una caracterización global del sistema ya que podemos modificarlos sin cambiar el concepto del diseño.

En este apartado se dan las características que limitan el margen de libertad en cuanto a fijar otros parámetros, que son:

- Material: **Acero al carbono A-52 (límite elástico: 355 MPa).**
- Dimensiones: **120 x 100 x 14 mm.**
- Especificaciones: las indicadas en el **apartado 3.1** (sistemas de accionamiento y de medida de desplazamientos, resistencia mecánica, rango de movimiento y resolución).

### **3.2.3. BARRAS**

Las barras son los elementos transmisores de movimiento. Son rectas y de perfil rectangular. Articulan entre sí y con la base del microposicionador por medio de los flexos, que se describen a continuación.

Deben tener rigidez suficiente para que su comportamiento se aproxime en la mayor medida posible al comportamiento ideal de una barra rígida, minimizando así la energía invertida en su deformación.

La rigidez de cada barra depende de su anchura, y se ajustará en función de los resultados obtenidos en las simulaciones por elementos finitos.

### **3.2.4. FLEXOS**

Los flexos son los elementos de articulación del mecanismo flexible, y tienen la misión de efectuar la articulación entre dos barras o entre una barra y la base del microposicionador.

Cada flexo es básicamente un estrechamiento (figuras 9 y 10) que, al tener un espesor muy pequeño, posee una flexibilidad mucho mayor que la de las barras, actuando así como punto de articulación.

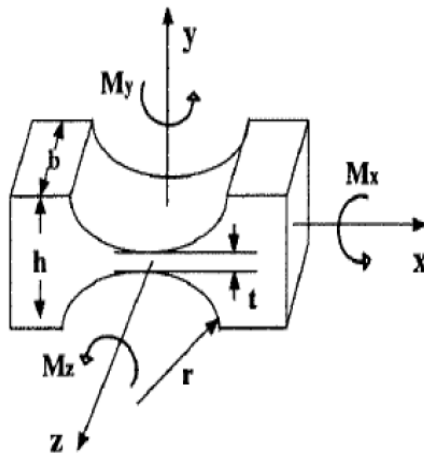


Fig. 9: Esquema de un flexo, con indicaciones de dimensiones, ejes y pares aplicables

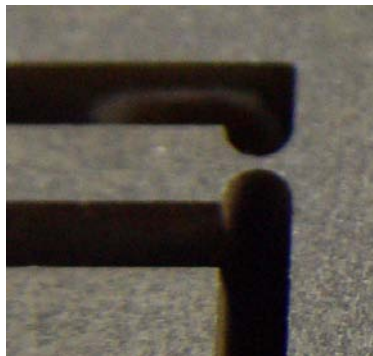


Fig. 10: Flexo mecanizado en una plataforma

Existen diferentes tipos de flexos. Para este diseño se ha optado por el aquí mostrado por los siguientes motivos:

- Sencillez de mecanizado
- Baja acumulación de tensiones por la ausencia de ángulos en el punto de articulación
- Constituye un único punto de articulación, permitiendo a las barras comportarse como tales, y permitiendo una buena aproximación a efectos de cálculo por medio de un sistema de barras y rótulas

En el Anexo II se describen otros tipos de flexos, así como las ventajas e inconvenientes que presenta su elección.

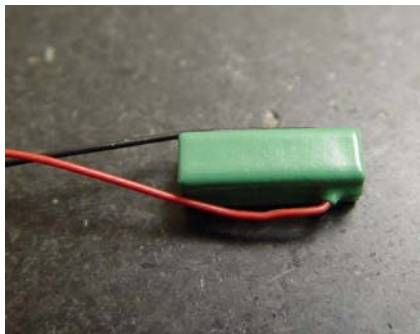
### 3.3. ACCIONAMIENTO: ACTUADORES PIEZOELECTRICOS

Un actuador piezoeléctrico es un dispositivo que produce movimiento aprovechando el fenómeno físico de la piezoelectricidad, que consiste en la conversión de energía mecánica (deformación) en energía eléctrica, y viceversa.

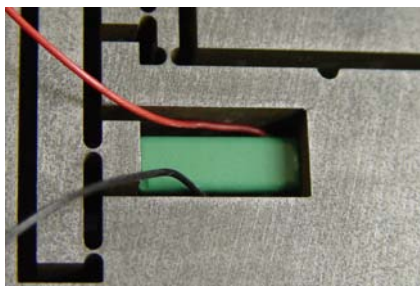
Para su accionamiento se aplica a sus terminales una tensión eléctrica. Así, el actuador aprovecha el comportamiento piezoeléctrico del material que lo compone para empujar el mecanismo flexible como consecuencia del aumento de longitud que experimenta.

La capacidad que el actuador tenga para mover el mecanismo queda únicamente limitada por el esfuerzo máximo que sea capaz de suministrar. Para el accionamiento de este microposicionador se emplean dos unidades (una por eje) del modelo AE-0505-D18 fabricado por la firma Thorlabs (figura 11).

Los actuadores (denominados en adelante PZT, por estar compuestos de láminas de dicho material, Zirconato Titanato de Plomo) se colocan en los alojamientos practicados al efecto (figura 12).



*Fig. 11: Actuador piezoeléctrico modelo AE-0505-D18 de Thorlabs*



*Fig. 12: El mismo actuador, en su alojamiento*

En el Anexo I, sobre metrología de superficies, equipos y componentes, se describen el fenómeno de la piezoelectricidad, el funcionamiento y forma constructiva de un PZT actual, y el proceso de precarga que precisa para una correcta operación.

### 3.4. MEDIDA DE DESPLAZAMIENTOS: SENSORES CAPACITIVOS

Además del accionamiento, es importante la medición de los desplazamientos que experimenta la plataforma móvil en las diferentes direcciones. Una forma sencilla y cómoda es utilizar sensores capacitivos. Un sensor capacitivo es un equipo de medición integrado por:

- Una sonda de proximidad (figura 13) que, convenientemente alimentada, suministra una señal en forma de tensión eléctrica. Cuando varía la distancia entre la sonda y un objeto cercano, la señal de tensión también lo hace. De esta manera podemos determinar el alejamiento o acercamiento del citado objeto.
- Un módulo de control (figura 14) que alimenta la sonda y mide la señal suministrada por ésta.

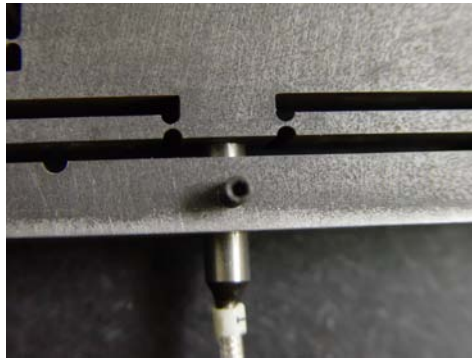


*Fig. 13: Sonda capacitiva de proximidad*



*Fig. 14: Módulo de control de la señal*

El elemento sensible de la sonda es un condensador de electrodos concéntricos. El condensador no queda aislado del exterior, y por tanto la capacidad depende de su dieléctrico y del aire que lo rodea que se ve afectado por el campo eléctrico. Si el objeto a detectar está suficientemente cerca de la sonda (figura 15), interfiere sobre dicho aire y al moverse cambia la capacidad del condensador. Como consecuencia, a igual corriente de excitación, la tensión suministrada por la sonda también cambia.



*Fig. 15: Sonda de proximidad alojada frente a una superficie móvil*

El módulo de control mide dicha tensión. De esta forma, conociendo la relación entre variación de tensión y desplazamiento, característica de cada modelo de sonda, podemos conocer fácilmente los desplazamientos experimentados por la plataforma móvil de cualquier posicionador que se diseñe. La única limitación reside en prever un emplazamiento adecuado para las sondas necesarias.

En el Anexo I, sobre metrología de superficies, equipos y componentes, se describe el funcionamiento de una sonda capacitiva de proximidad, así como su interacción con el módulo de control.



## 4. CÁLCULO ANALÍTICO

Como primera parte del desarrollo propiamente dicho del microposicionador, se efectúa un cálculo previo de su comportamiento. En este cálculo intervienen diferentes variables que pueden ajustarse para conseguir unos resultados adecuados.

Los mencionados ajustes, en caso de realizarlos, se traducen en cambios en el diseño que habrán de ser introducidos previo al siguiente paso, que son las simulaciones por elementos finitos.

La finalidad de esta fase de cálculo es, por tanto, ajustar en caso necesario el diseño para que pueda ser simulado con mayores garantías.

### 4.1. PLANTEAMIENTO

El desarrollo de esta fase de precálculo consta de las siguientes partes:

- Definición de las condiciones de trabajo de la plataforma.
- Definición de los parámetros objeto de estudio.
- Obtención de resultados mediante la aplicación del método matemático elegido.
- Discusión de los resultados obtenidos para diferentes geometrías.

El objetivo es determinar la geometría que proporciona mejores resultados, dentro de unas condiciones que hagan válidas las hipótesis consideradas en el modelo matemático utilizado, y que se comentan más adelante dentro de este capítulo.

Las fases posteriores de simulación y prueba del mecanismo servirán para corroborar las conclusiones que se desprendan de los cálculos, así como proponer, en su caso, las líneas de trabajo encaminadas a optimizar el diseño elegido.

#### **4.1.1. CONDICIONES DE TRABAJO**

En primer lugar conviene recordar, a modo de resumen, algunos aspectos ya descritos y que condicionan el diseño y la operación del microposicionador:

- La plataforma viene accionada por dos PZTs fijados mediante apriete en los alojamientos dispuestos al efecto. Se colocan perpendiculares a la cara sobre la cual actúan, y centrados respecto a ella.
- Los alojamientos tienen la longitud de los PZTs, de manera que la cara opuesta a la accionada constituye la superficie de apoyo para el actuador. Analíticamente, la situación se modela mediante la aplicación de una fuerza puntual sobre el mecanismo flexible.
- La máxima fuerza que es capaz de ejercer el modelo de PZT empleado es de 853 N. Por tanto, se plantea un diseño que permita, con un esfuerzo igual o menor al indicado, accionar el dispositivo en las condiciones deseadas de desplazamiento y frecuencia natural de vibración.
- El desplazamiento que experimenta la plataforma móvil queda contenido en el plano horizontal, y resulta de la combinación de los movimientos según los dos ejes cartesianos, transmitidos por cada uno de los PZTs. Su rango requerido (ya indicado en el apartado 3.1 Especificaciones) es de 225  $\mu\text{m}$ .

Por otro lado, los PZTs al trabajar presentan una frecuencia de vibración que depende de la carga a la que están sometidos. En consecuencia, la frecuencia natural de vibración de cada mecanismo flexible debe ser la adecuada para evitar su colapso por resonancia.

A efectos prácticos y según los estudios previos de la UNCC se estima como valor óptimo unos 300 Hz, considerando seguro un intervalo entre 200 y 400 Hz.

Esta consideración, basada en la experiencia de diversos ensayos realizados, se da por válida para este estudio. Contrastarla exigiría medios, de los cuales el Departamento no dispone, para determinar las frecuencias de vibración de un PZT bajo diferentes cargas de trabajo.

A efectos de diseño, la frecuencia natural de vibración es función de:

- Material
- Masa a mover
- Geometría del mecanismo (longitudes de barras y distancias entre flexos)
- Geometría de los flexos (radio, anchura del estrechamiento, y espesor)

Se estudia la frecuencia de vibración para cada eje de movimiento, es decir, para cada uno de los dos mecanismos flexibles, que a su vez vienen accionados cada uno por un PZT.

#### 4.1.2. PARÁMETROS

Cada mecanismo flexible se caracteriza por unos parámetros o variables físicas. De éstos, unos son de diseño (bien impuestos, o bien ajustados para nuestro propósito) y otros se obtienen como resultados.

Los **parámetros de diseño** del sistema flexible son:

- **Longitud y disposición de las barras:** de ello dependen la amplificación del desplazamiento introducido por el PZT, y el esfuerzo necesario para mover el mecanismo.

- **Anchura de las barras:** les proporciona rigidez, y debe ser la máxima posible para minimizar la energía invertida en curvarlas. Así, las barras actúan como meros elementos transmisores de movimiento, invirtiéndose la práctica totalidad de la energía en desplazar la plataforma.
- **Geometría de los flexos:** la combinación adecuada del espesor (**t**) y el radio de curvatura (**r**) de los flexos (figura 16), proporciona a los mecanismos la flexibilidad que permite al microposicionador realizar su función correctamente. El espesor y el radio deben ser respectivamente el mínimo y el máximo posibles que permitan, sin fracturas, plastificaciones o agrietamientos, que el comportamiento de cada flexo se aproxime en la mayor medida posible al de una rótula.

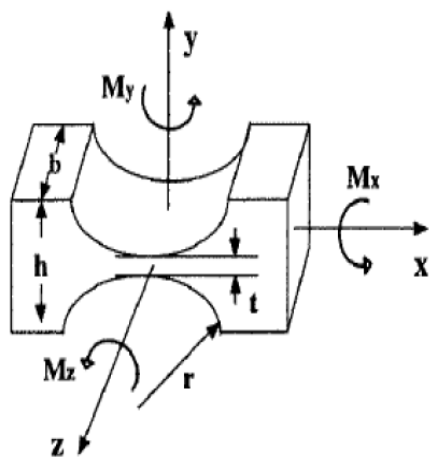


Fig. 16: Esquema de un flexo con especificación, entre otras variables, de su **espesor (t)** y de su **radio de curvatura (r)**

- **Características del material:** el módulo de Young del material utilizado influye sobre la rigidez de la sección de las barras, y por tanto sobre la capacidad de las mismas para curvarse. Como sabemos, se debe procurar que dicha rigidez sea la máxima posible. El módulo de Young determina también, unido al límite de fluencia, la capacidad de los flexos para deformarse sólo elásticamente.
- **Desplazamientos introducidos por los PZTs:** también llamados desplazamientos de entrada. Limitados por la capacidad de elongación de los PZTs, influyen directamente sobre los desplazamientos de salida a través de los factores de amplificación. Estos factores dependen de la geometría del sistema.
- **Masa a mover:** es la suma de la masa de la plataforma móvil más los elementos del microscopio que han de desplazarse fijados a la misma. A efectos de diseño, se estima en **1 Kg**.

- **Desplazamientos requeridos para la plataforma móvil** (según los ejes cartesianos): también denominados desplazamientos de salida. Una vez impuestos sus valores, se ajusta la geometría hasta obtener unas sollicitaciones de esfuerzo a las que sean capaces de responder los PZTs

Las variables restantes se obtienen como **resultados** en función de las anteriores. Son las siguientes:

- **Frecuencia natural de vibración:** debe estar dentro del intervalo considerado empíricamente como seguro, esto es, entre 200 y 400 Hz. La geometría del sistema se ajusta buscando el compromiso entre este resultado en frecuencia y los resultados en desplazamientos.
- **Esfuerzos solicitados a los PZTs:** se calcula en función de los parámetros anteriormente citados. No deben sobrepasar el valor de esfuerzo máximo especificado por el fabricante del actuador (853 N).

#### 4.1.3. HIPÓTESIS

Puesto que lo que se busca en este apartado es una validación provisional del primer diseño, el método utilizado se apoya en algunas hipótesis que permiten efectuar los cálculos de manera directa, evitando recurrir a complejos modelos matemáticos.

Las hipótesis de partida son tres:

- **Movimiento de la plataforma móvil exclusivamente en 2D:** aunque se incluye como hipótesis, en realidad se trata del tipo de movimiento que se va a transmitir a la plataforma.

En este primer cálculo se da por supuesto que los costados del microposicionador no se inclinan como consecuencia de acciones cortantes, circunstancia que, en caso de producirse, conllevaría el desplazamiento de su plano superior según el eje vertical Z.

En la práctica, se evita que dicho plano se desplace verticalmente fijando el conjunto al utillaje sobre el que deba trabajar por medio de tornillos. El apriete de los tornillos garantiza que no se produce la inclinación en los costados que daría lugar a este desplazamiento vertical. Por tanto, se puede trabajar bajo la suposición de que el movimiento de la plataforma se produce exclusivamente en 2D

- **Barras completamente rígidas:** se supone que las barras que componen los mecanismos flexibles no se deforman, y que toda la energía la absorben los flexos. Se trata de una buena aproximación, siempre que en la fase de simulación se ajuste la anchura de las barras a un valor que minimice la flexión de las mismas.
- **Todos los flexos pertenecientes a una misma parte del mecanismo (primaria o secundaria) absorben la misma energía:** esta suposición, que simplifica en gran medida los cálculos, admite que todos los flexos de una misma etapa del mecanismo experimentan giros iguales. Dada la geometría paralela del sistema y las posiciones relativas de los flexos respecto a las barras, la hipótesis de misma energía de deformación en todos ellos es una buena aproximación para un primer cálculo del comportamiento del microposicionador.

## 4.2. FORMULACIÓN

En este apartado se exponen las fórmulas matemáticas utilizadas para la obtención de los resultados en función de los parámetros de diseño del microposicionador. El modelo se aplica por separado a cada uno de los dos mecanismos flexibles que componen el sistema.

Cada PZT introduce un desplazamiento de entrada ( $d_p$ ) a su mecanismo flexible correspondiente. Los mecanismos primario y secundario que lo componen proporcionan dos amplificaciones sucesivas al movimiento: de primer y segundo orden, respectivamente.

Así, y para cada una de las direcciones X e Y, el desplazamiento de la plataforma móvil resulta de la amplificación proporcionada por el mecanismo completo, y se tiene:

$$d = a_1 a_2 d_p$$

donde:

- **d** es el desplazamiento de salida, experimentado por la plataforma móvil
- **d<sub>p</sub>** es el desplazamiento de entrada, introducido el PZT correspondiente
- **a<sub>1</sub>** y **a<sub>2</sub>** son los factores de amplificación de primer y segundo orden del mecanismo asociado a la dirección estudiada, y dependen de la geometría del mismo.

El modelo supone la total rigidez de las barras, por tanto la única rigidez que interviene en los cálculos es la de los flexos (**K<sub>s</sub>**), definida por:

$$K_s = \frac{2Ebt^{5/2}}{9\pi\sqrt{r}}$$

donde:

- **E** es el módulo de Young del material
- **b** es la altura del flexo. Al estar mecanizado el conjunto sobre una preforma de acero, coincide con el espesor de esa preforma.
- **t** es el espesor del flexo en su estrechamiento
- **r** es el radio de curvatura de los flancos del estrechamiento del flexo

Cada mecanismo flexible tiene trece flexos en total (tres en el mecanismo primario y diez en el secundario), y se comporta de manera análoga a como lo hace un muelle. Por tanto, se puede establecer una constante elástica **K** para cada uno de ellos en función de **K<sub>s</sub>** y de la geometría del mecanismo. Así, se tiene:

$$P = Kd = \left( \frac{10K_s a_1}{a_2 l_2^2} + \frac{3K_s}{a_1 a_2 l_2^2} \right) d$$

donde:

- **P** es la fuerza necesaria para mover la plataforma en una dirección
- **d** es el desplazamiento que la plataforma experimenta en esa dirección

- $I_2$  es dato geométrico (figura 17)

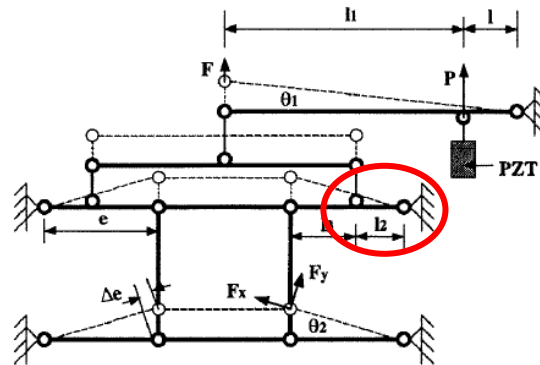


Fig. 17: Esquema del mecanismo flexible con indicación de la dimensión  $I_2$

El valor de la fuerza  $P$  está limitado por el esfuerzo máximo que es capaz de suministrar el PZT, y debe ser por tanto menor o igual que éste.

Queda indicar que cada mecanismo presenta una frecuencia natural de vibración (**f**) que se debe tener en cuenta y que viene dada por:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m}}$$

donde:

- **K** es la constante elástica del mecanismo
- **m** es la masa a mover, estimada en 1 Kg

En el Anexo III se detalla el modelo matemático utilizado, incluyendo comentarios, pasos intermedios y aproximaciones.



### 4.3. RESULTADOS

La aplicación de las fórmulas expuestas proporciona, para cada uno de los dos mecanismos, los dos parámetros que nos permiten determinar la idoneidad de la configuración elegida. Estos parámetros son los clasificados en el apartado 4.1.2. como **resultados**:

- **Esfuerzo** solicitado al PZT correspondiente (**P**)
- **Frecuencia** natural de vibración (**f**).

#### 4.3.1. RESULTADOS PARA EL EJE X

A continuación se reproduce una tabla (figura 18), elaborada como parte de una hoja de cálculo, en la que se recogen las variables de diseño y los resultados.

| Desplazamiento del actuador: 15 micras |               |               |               |                 |
|--|---------------|---------------|---------------|-----------------|
| <b>Datos</b>                           | E (Pa)        | 2E+11         | a1            | 3,52            |
|  | b (mm)        | 14            | a2            | 2,68            |
|  | m (kg)        | 1             | <b>dp (m)</b> | <b>1,50E-05</b> |
|  | L2 (mm)       | 4,7           | d (m)         | 1,42E-04        |
|  |               |               |               |                 |
| <b>Variables</b>                       | t (mm)        | 0,3           | Ks (Nm)       | 9,763           |
|  | r (mm)        | 1             | K (Nm)        | 5,95,E+06       |
|  |               |               |               |                 |
| <b>Resultados</b>                      | <b>f (Hz)</b> | <b>388,24</b> | <b>P (N)</b>  | <b>843,33</b>   |

Fig. 18: Cuadro-resumen de datos y resultados para el eje X

Los coeficientes de amplificación  $a_1$  y  $a_2$  se calculan en función de la geometría propuesta por la UNCC y de acuerdo con la formulación descrita en el Anexo III. Seguidamente, y por medio de la hoja de cálculo, se chequean los resultados obtenidos en función de  $t$  y de  $r$  (esto es, en función de las características de los flexos).

La mejor combinación de resultados para el mecanismo asociado al eje X se obtiene con flexos de **1 mm de radio** y **0,3 mm de espesor**.

La frecuencia y el esfuerzo disminuyen a medida que se reduce el espesor y aumenta el radio de los flexos. No obstante, la reducción de espesor y radio queda limitada por la tensión máxima a la que puede someterse al material sin que experimente plastificación, agrietamiento o fractura. El comportamiento en este aspecto se verifica a continuación mediante la simulación por elementos finitos.

Modificar los factores de amplificación también influye en los resultados de la siguiente manera:

- Reduciendo  $a_1$  se reducen el esfuerzo y la frecuencia
- Aumentando  $a_2$  se reduce la frecuencia

Para mantener la amplificación, si un factor disminuye el otro debe aumentar. Puede hacerse manteniendo las dimensiones totales del mecanismo (lo que implica recalcular  $I_2$ , que influye de manera directa en los cálculos), o manteniendo  $I_2$  (lo que implica modificar totalmente la geometría para obtener los factores de amplificación deseados).

Ambas situaciones complican el problema de manera innecesaria, ya que con las dimensiones propuestas por la UNCC se consiguen los resultados deseados con sólo ajustar el espesor y radio de los flexos a valores que pueden obtenerse sin problemas con la maquinaria y procesos de fabricación disponibles en el taller del Departamento de Ingeniería de Diseño y Fabricación, donde se fabricará el prototipo contemplado en este proyecto.

Así pues, se mantiene la geometría propuesta por la UNCC (y por tanto, los factores de amplificación  $a_1$  y  $a_2$ ).

#### **4.3.2. RESULTADOS PARA EL EJE Y**

De manera análoga al apartado anterior, se reproduce a continuación la tabla (figura 19) en la que se recogen las variables de diseño y los resultados para el eje Y.

**Desplazamiento del actuador: 15 micras**

|                   |               |               |               |                 |
|-------------------|---------------|---------------|---------------|-----------------|
| <b>Datos</b>      | E (Pa)        | 2E+11         | a1            | 5,75            |
|                   | b (mm)        | 14            | a2            | 2,59            |
|                   | m (kg)        | 1             | <b>dp (m)</b> | <b>1,50E-05</b> |
|                   | L2 (mm)       | 11,2          | d (m)         | 2,23E-04        |
|                   |               |               |               |                 |
| <b>Variables</b>  | t (mm)        | 0,4           | Ks (Nm)       | 20,042          |
|                   | r (mm)        | 1             | K (Nm)        | 3,58,E+06       |
|                   |               |               |               |                 |
| <b>Resultados</b> | <b>f (Hz)</b> | <b>301,11</b> | <b>P (N)</b>  | <b>799,58</b>   |

*Fig. 19: Cuadro-resumen de datos y resultados para el eje Y*

El procedimiento para el cálculo de los factores de amplificación y para la determinación de los valores óptimos de **t** y de **r** es el indicado en el apartado anterior, referido esta vez a los parámetros que definen el mecanismo asociado al eje Y. La mejor combinación de resultados se obtiene con flexos de **1 mm de radio** y **0,4 mm de espesor**.

Del mismo modo, son de aplicación las consideraciones expuestas en el apartado anterior, referidas en este caso al eje Y.



## **5. SIMULACIÓN MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS**

El cálculo analítico que se ha expuesto supone una primera validación del diseño. Como se ha comentado, el modelo matemático utilizado se aplica dando por válidas una serie de hipótesis que permiten simplificar la formulación y, por tanto, los cálculos.

La resolución del problema que nos ocupa de forma no automatizada, esto es, sin utilizar un programa informático que tenga implementado un método de cálculo, exigiría el manejo de complejos sistemas de ecuaciones con un gran número de variables, imposibles de resolver analíticamente.

Por tanto, se hace necesaria la resolución por medio de herramientas que permitan simular el comportamiento del diseño con los siguientes objetivos:

- Verificar el correcto comportamiento a resistencia del microposicionador.
- Detectar deformaciones no deseadas que, en caso de producirse, absorben energía. Esta situación restaría validez a las hipótesis adoptadas para la fase de cálculo, alejando los resultados reales de los previstos inicialmente.
- Modificación, en su caso, de las características geométricas de los mecanismos para hacer válidas tales hipótesis.

En este capítulo se describe el procedimiento a seguir en el proceso de simulación y se exponen los resultados obtenidos, razonando en caso necesario las modificaciones planteadas sobre el diseño.

### **5.1. DESCRIPCIÓN DEL PROCESO**

En este apartado se describen las fases que componen el proceso completo, dentro del cual la simulación propiamente dicha es sólo una parte.

En primer lugar se procede al modelado del microposicionador en 3D. Posteriormente, y como paso previo a su cálculo por elementos finitos, se hace necesario:

- Definir las características físicas de la pieza: material y módulo de Young
- Definir el mallado de la pieza, estableciendo la forma y tamaño adecuados para los elementos que lo componen.

Una vez realizadas las operaciones indicadas, el modelo de la pieza está preparado para aplicarle el método de cálculo mediante las herramientas informáticas adecuadas.

### **5.1.1. MODELADO EN 3D**

El modelado se realiza por medio de dos herramientas CAD:

- AutoCAD para el dibujo en 2D de la base de la pieza
- Solid Edge para definir el diseño final en 3D

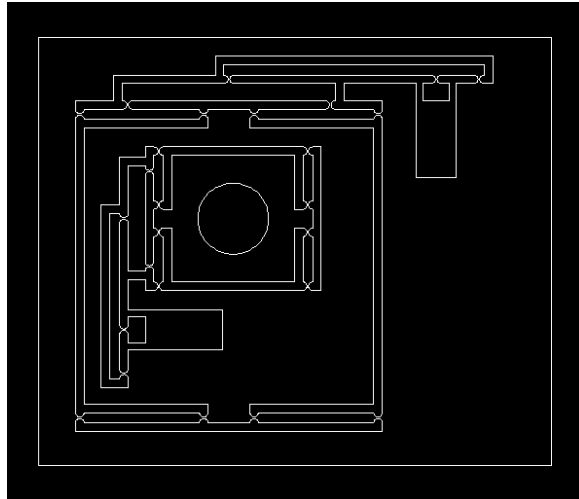
El uso de dos programas viene motivado por:

- Mayor sencillez de AutoCAD para el dibujo en 2D frente a Solid Edge
- Mayor sencillez de Solid Edge para el trabajo en 3D frente a AutoCAD

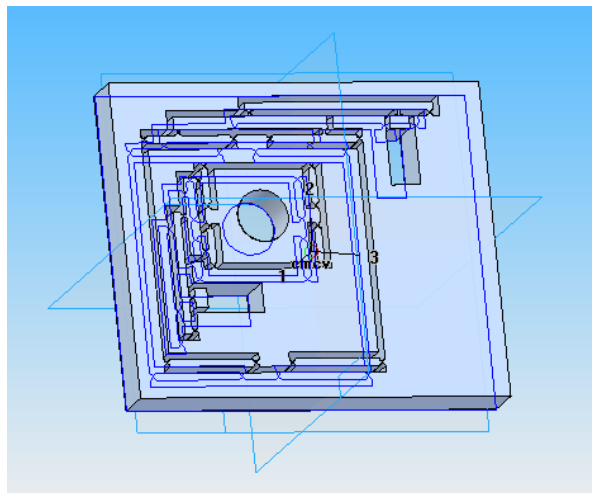
La posibilidad de importar desde Solid Edge un dibujo en 2D en los formatos que ofrece AutoCAD permite realizar el proceso de esta manera.

Así pues, y de acuerdo con lo expuesto, en primer lugar se realiza mediante AutoCAD un dibujo en dos dimensiones de la plataforma (figura 20). Dicho dibujo se importa en el formato adecuado (DXF) desde Solid Edge, donde se crea el modelo en tres dimensiones (figura 21) dotando de espesor a la pieza y ejecutando las últimas operaciones de acabado (achaflanado de aristas, inclusión de orificios roscados y patas de apoyo, etc).

El modelado de la pieza queda así terminado y puede pasarse a las fases de mallado y cálculo.



*Fig, 20: Dibujo de la plataforma en 2D trazado mediante AutoCAD*

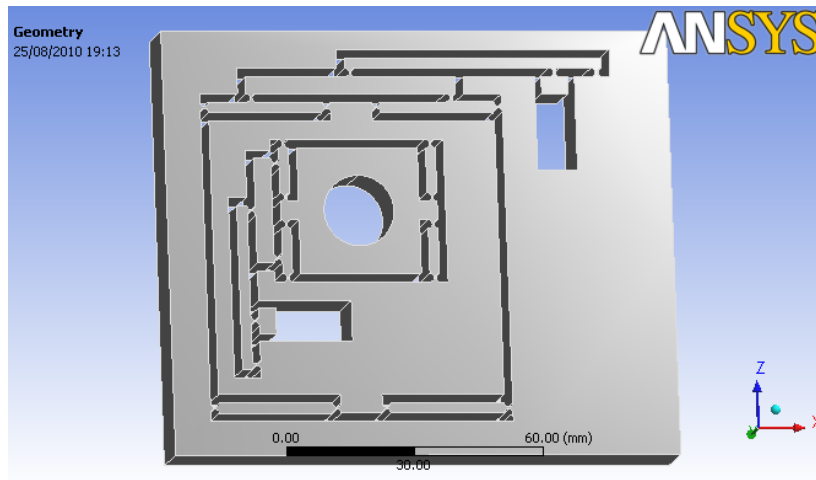


*Fig, 21: Modelo de la plataforma en 3D elaborado mediante Solid Edge*

### **5.1.2. SIMULACIÓN POR ELEMENTOS FINITOS**

Para el cálculo de la plataforma se emplea el paquete informático ANSYS. Se trata de un software ampliamente reconocido, cuyo uso para la ejecución de cálculos por elementos finitos se encuentra muy extendido. Más concretamente, su aplicación para el cálculo estructural estático es la que se utiliza en este proyecto.

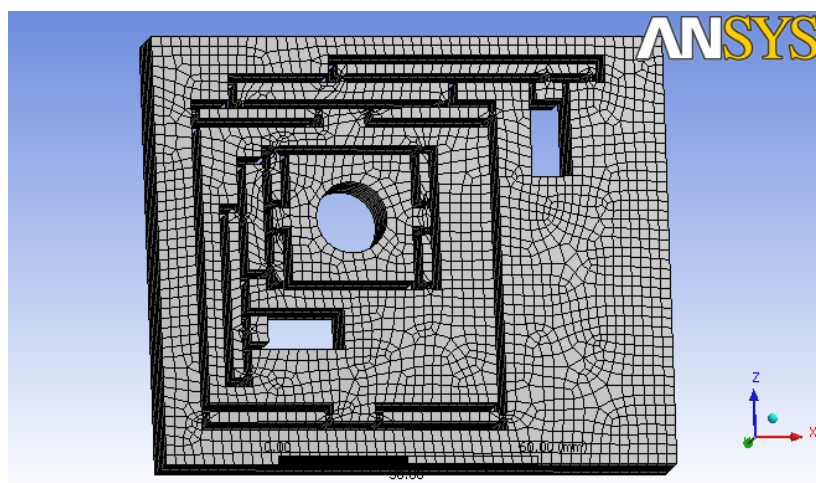
En primer lugar se debe importar a ANSYS (figura 22) el modelo en 3D creado con anterioridad.



*Fig. 22: Modelo en 3D importado a ANSYS desde Solid Edge*

Esta operación, que resulta sencilla, únicamente requiere que desde Solid Edge el modelo se haya creado en formato IGS. Éste es un formato que trata la pieza como un único conjunto, de manera que no existen aristas, puntos, caras, etcétera.

A continuación se practica el mallado de la pieza (figura 23), que establece los elementos a utilizar por la herramienta de cálculo.



*Fig. 23: Mallado de la pieza*



Al no existir dificultad física o geométrica especial que aconseje el uso de elementos diferentes a los habitualmente empleados, se utiliza el tipo de elemento que por defecto aplica el programa. Respecto al tamaño de dichos elementos, y dada la presencia de los flexos, se opta por el más fino porque, aunque implica mayor tiempo de cálculo, ofrece resultados más precisos y permite localizar puntos con valores críticos de tensión. Elementos de mayor tamaño podrían no localizar zonas críticas por quedar éstas localizadas en su interior.

Una vez mallado el conjunto, se definen los apoyos y se aplican las fuerzas en sus puntos de actuación (figura 24):

- **Definición de apoyos:** se definen como caras apoyadas las cuatro caras laterales de la pieza. El motivo es que la plataforma está concebida para quedar perfectamente fijada a la bancada sobre la que deba trabajar, de manera que sólo se muevan los mecanismos flexibles. En caso de fijar la cara inferior, dichos mecanismos se verían afectados quedando impedido su movimiento, luego la situación equivalente a la real se tiene fijando las caras laterales.
- **Aplicación de fuerzas:** se aplican fuerzas de 800 N (aproximadamente el valor de las fuerzas requeridas para los PZTs) en las caras correspondientes de la manera en que las aplicarían los actuadores, esto es, con dirección y sentido perpendicular y hacia adentro de dichas caras, y centradas sobre ellas.

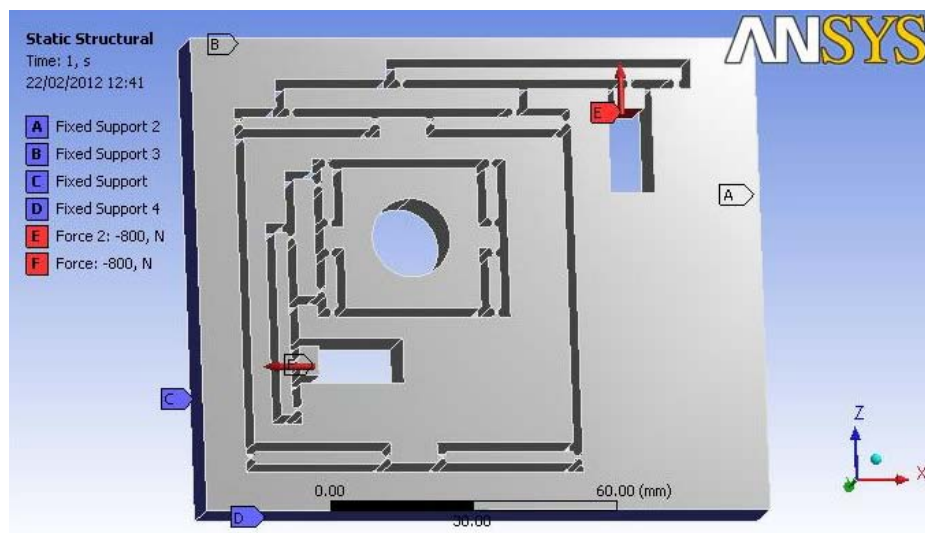


Fig. 24: Definición de apoyos y aplicación de fuerzas

Resta lanzar la simulación, también mediante ANSYS, que ofrece como resultados:

- **Tensión equivalente de Von Mises:** se obtiene un mapa de tensiones, sobre el cual puntualmente se pueden solicitar datos numéricos. Este resultado en tensión sirve para verificar el comportamiento a resistencia.
- **Desplazamientos** (según los dos ejes cartesianos X e Y): se obtienen los mapas de desplazamientos, así como la configuración deformada de la plataforma. Este dato, para cuya visualización se puede ampliar la deformación tanto como se necesite, es útil para determinar si las barras se están curvando en exceso. En tal caso, se haría necesario el aumento de su anchura para dotarlas de mayor rigidez.

Conviene indicar que el programa ANSYS trabaja por defecto situando la vista en planta de la pieza según los ejes X y Z. La solución reside en girar la pieza. Sin embargo, esta operación debe realizarse manualmente, con el riesgo de no girarla exactamente 90 grados respecto a la posición inicial. Esta circunstancia traería consigo errores en los resultados puesto que vienen expresados según ejes.

En consecuencia, se opta por:

- No mover la pieza de la posición que por defecto asigna ANSYS
- Establecer una analogía de ejes: el eje Z de ANSYS corresponde al eje Y de la memoria y se denominará como tal.

## 5.2. PRIMEROS RESULTADOS

El primer proceso de cálculo sobre el diseño propuesto, realizado bajo condiciones de carga en los dos ejes (los dos PZT actuando), ofrece los resultados que se presentan gráficamente a continuación, y que son:

- Tensión equivalente de Von Mises (figura 25)
- Desplazamientos según eje X (figura 26)
- Desplazamientos según eje Y (figura 27)

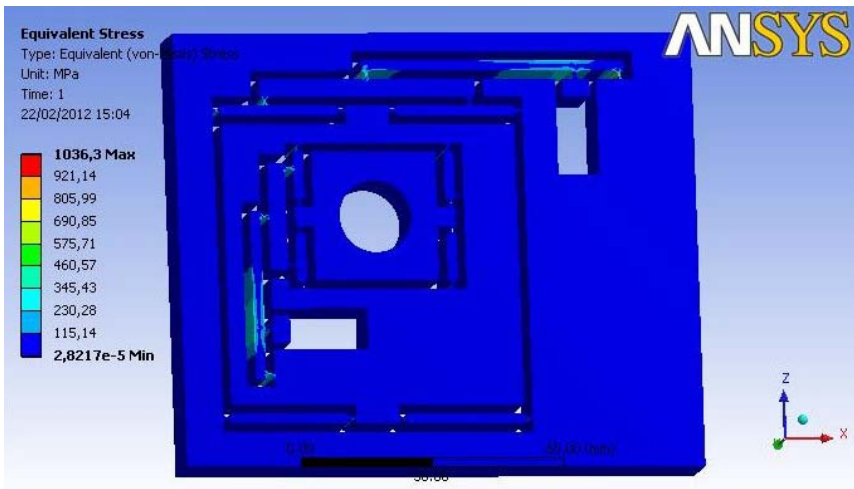


Fig. 25:  
Tensión equivalente de Von Mises

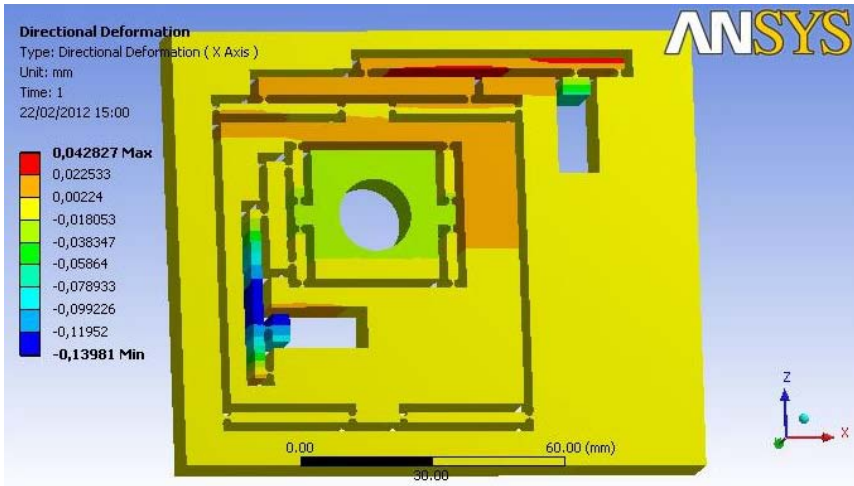


Fig. 26:  
Desplazamientos según el eje X

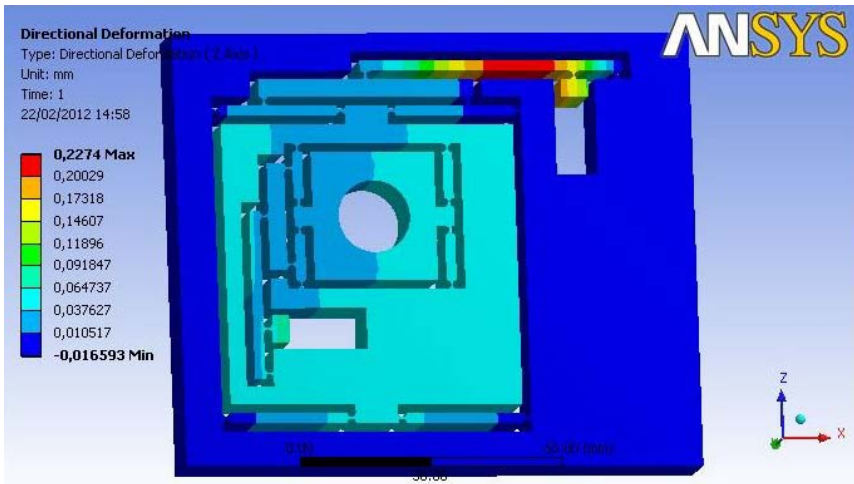
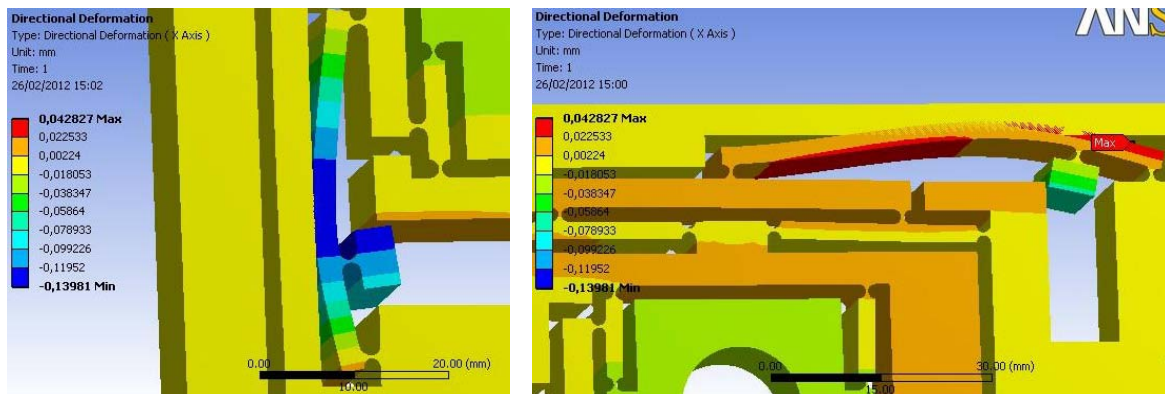


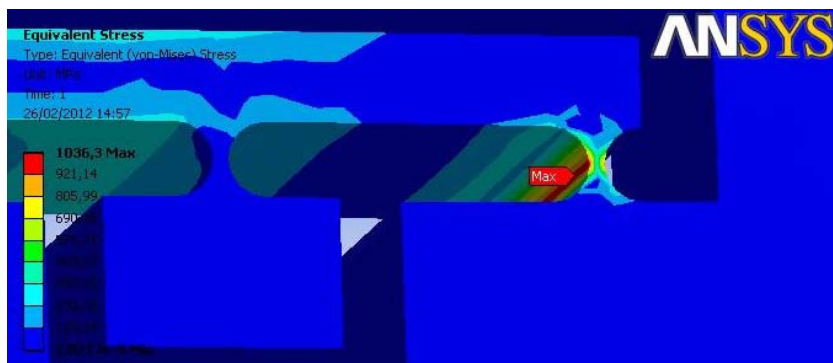
Fig. 27:  
Desplazamientos según el eje Y

De los resultados obtenidos se extraen las siguientes conclusiones:

- **Desplazamientos:** los desplazamientos de la plataforma móvil son demasiado pequeños (del orden de **20  $\mu\text{m}$  en X**, y de **40  $\mu\text{m}$  en Y**). Al mismo tiempo, las palancas que proporcionan la amplificación de primer orden experimentan en los dos mecanismos una curvatura excesiva, absorbiendo gran cantidad de energía (figura 28).
- **Comportamiento a resistencia:** existe un punto crítico en la zona central y por tanto más débil de uno de los flexos (figura 29) donde se supera muy ampliamente el límite elástico del material, acero A-52, que es de aproximadamente 355 MPa. La acumulación de tensiones en la zona (**más de 1000 MPa**) se debe a la curvatura de la referida palanca, que al deformarse fuerza el flexo.



*Fig. 28: Deformadas de las palancas, representadas en una de las escalas ampliadas que ofrece ANSYS*



*Fig. 29: Tensiones excesivamente elevadas, más de 1000 MPa en la zona donde queda forzado el flexo*

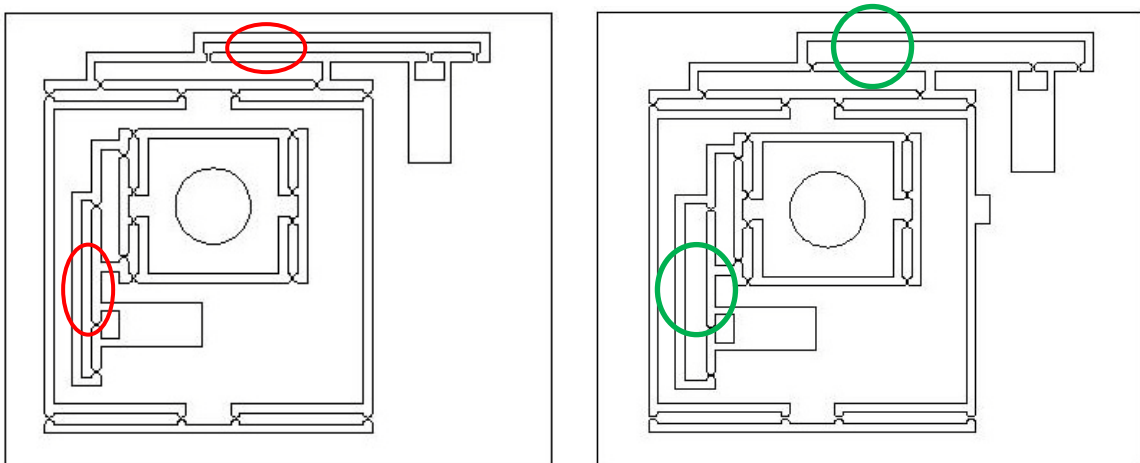
En consecuencia, es necesario dotar de mayor rigidez a las palancas de los dos mecanismos. La manera inmediata y más sencilla de conseguirlo es incrementar su anchura.

No obstante, y como conclusión positiva de esta primera simulación, se puede afirmar que el comportamiento del sistema es cualitativamente correcto, esto es, la acción de los PZTs tiene como respuesta el movimiento de la plataforma móvil en las dos direcciones X e Y.

### 5.3. MODIFICACIÓN DE LA GEOMETRÍA Y NUEVA SIMULACIÓN

Observado el correcto comportamiento de la plataforma en general, se opta por incrementar la anchura de las palancas de los dos mecanismos flexibles para dotarla de la rigidez necesaria.

El primer diseño dotaba a todas las barras de una anchura de 2,4 mm. En el caso de las referidas palancas, la anchura pasa a ser el doble de la inicial, esto es, 4,8 mm (figura 30)



*Fig. 30: A la izquierda, diseño desechado. A la derecha, nuevo diseño con mayor anchura de palancas.*

Lanzando la simulación para el nuevo diseño, se obtienen los nuevos mapas de tensiones y desplazamientos (figuras 31, 32 y 33):

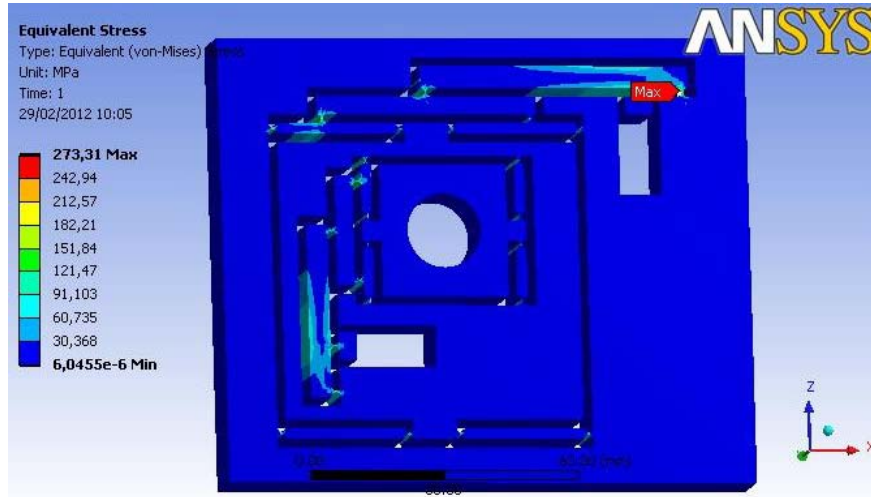


Fig. 31: Tensión equivalente de Von Mises

La primera conclusión que se extrae es que el incremento de anchura proporciona buenos resultados en tensión. El flexo en el cual tenía lugar la acumulación de tensiones queda ahora sometido a un máximo de **273,31 MPa**, valor seguro dado que el límite elástico garantizado para el acero A-52 es de 355 MPa. A continuación se estudian los resultados en desplazamientos.

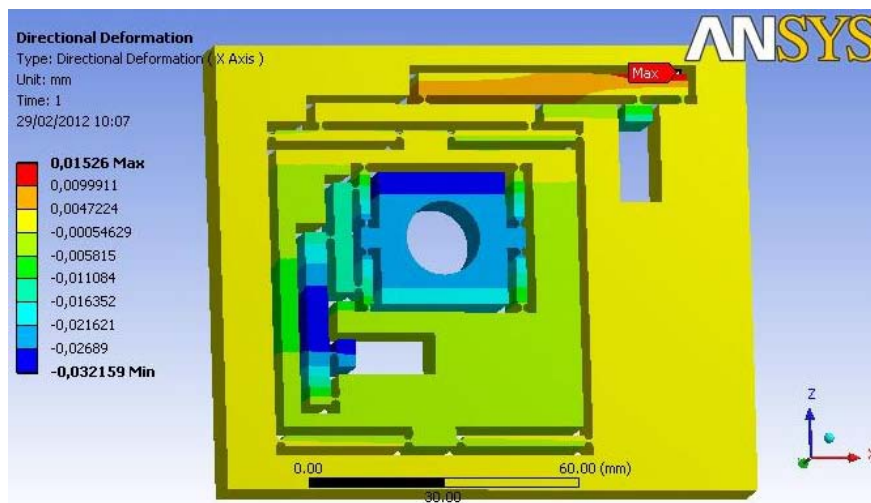


Fig. 32: Desplazamientos según eje X



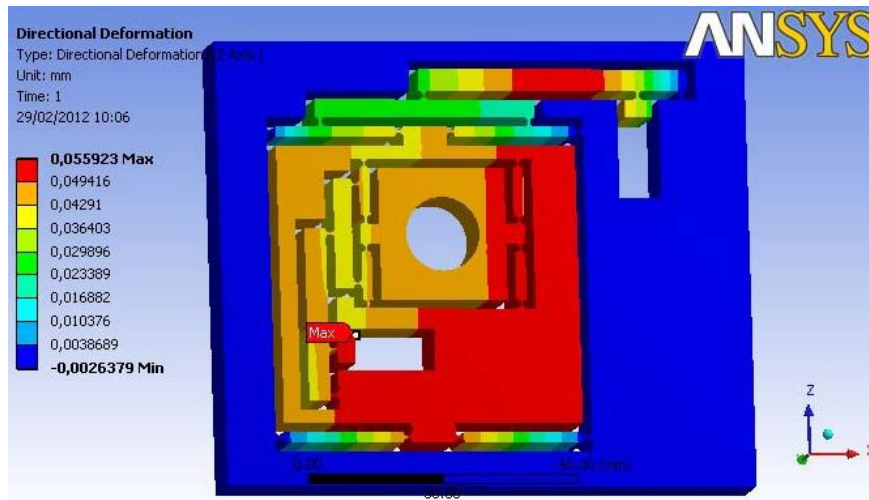


Fig. 33: Desplazamientos según eje Y

Los resultados en desplazamientos mejoran respecto a la simulación anterior, obteniendo en la plataforma móvil valores del orden de **30  $\mu\text{m}$  en X**, y de **50  $\mu\text{m}$  en Y**, esto es, unos 10  $\mu\text{m}$  más en cada dirección respecto al primer diseño.

En efecto, una mayor anchura de las palancas ha aumentado su rigidez, disminuyendo la curvatura adoptada por las mismas (figura 34). Las deformadas se representan en la misma escala que para la simulación anterior:

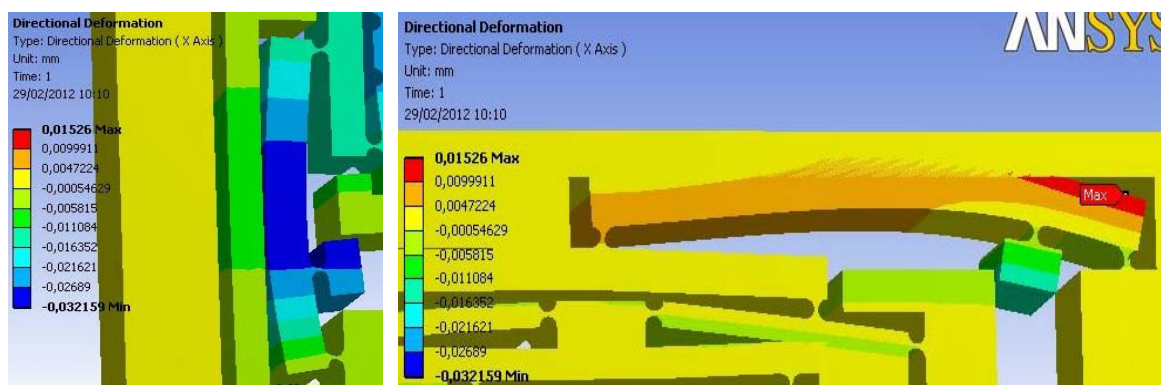


Fig. 34: Deformadas de las palancas.

## 5.4. CONCLUSIONES

En resumen, del nuevo diseño y su simulación correspondiente se pueden extraer las siguientes conclusiones:

- **Mejoran los resultados a resistencia:** al dotar de mayor rigidez a las palancas, éstas se curvan en menor medida. En consecuencia, el flexo sobre el cual pivotan se ve sometido a una tracción notablemente menor en la zona afectada por este tipo de acción. El resultado inmediato es una tensión equivalente menor al límite elástico garantizado del material.
- **Mejoran los resultados en desplazamientos,** aunque sin llegar a los valores deseados. En efecto, al invertirse menor cantidad de energía en la curvatura de las barras, se obtienen unos desplazamientos algo mayores.

Por tanto, en lo sucesivo se adopta este nuevo diseño con mayor anchura para las palancas. Sin embargo, la nueva geometría presenta todavía algunos problemas que se analizan convenientemente en el capítulo correspondiente, y que se resumen a continuación:

- **Los desplazamientos continúan siendo insuficientes:** esto se debe a que la hipótesis de total rigidez de las barras no es válida. Aunque se puede aumentar la anchura de las mismas tanto como permitan las dimensiones máximas impuestas para el microposicionador, en ningún caso es posible dotarlas de una rigidez infinita. Por tanto, si se mantiene el diseño, los resultados se ven irremediabilmente limitados, no siendo posible alcanzar los 225  $\mu\text{m}$  requeridos en cada dirección.
- **La plataforma móvil experimenta giros no deseados:** observando los mapas de desplazamientos se aprecian diferencias, para cada dirección, en los desplazamientos a un lado y a otro de la zona móvil. La causa está en que los accionamientos no están centrados respecto a sus mecanismos correspondientes, sino a un lado de los mismos. Minimizar este efecto sin reubicar los puntos de accionamiento exigiría conseguir un gran incremento de la rigidez de las barras, o incluso utilizar flexos menos rígidos (bien rediseñando los usados hasta ahora, o bien incorporando otros de diferente tipología).



No obstante, se decide proceder a la fabricación en taller de un prototipo según el diseño adoptado y a su posterior prueba en laboratorio, completando así el estudio. Las conclusiones extraídas serán de gran utilidad en fases posteriores del desarrollo, permitiendo orientar con garantías evoluciones del diseño si las hubiera.



## 6. FABRICACIÓN Y PRUEBA DEL PROTOTIPO

Como parte del estudio del comportamiento se realiza la prueba en laboratorio de un prototipo de acuerdo con el diseño adoptado.

Esto exige la fabricación del mismo, que se lleva a cabo en el taller de mecanizado del Departamento. Posteriormente, en el Laboratorio de Metrología se realiza el ensayo de la plataforma.

### 6.1. FABRICACIÓN

El proceso de fabricación del microposicionador requiere varias operaciones, detalladas a continuación por orden consecutivo y referenciadas respecto a la figura 35:

- Elaboración de la preforma en acero A-52
- Planeado en fresadora de la cara B (base), a excepción de las zonas correspondientes a las cuatro patas de apoyo
- Mecanizado en fresadora de los alojamientos T1, T2, T3 y T4 para los tornillos de amarre
- Taladrado de los orificios pasantes E para la entrada del hilo en el proceso de electroerosión
- Mecanizado mediante electroerosión por hilo (EDM) de los mecanismos flexibles y el orificio central que ha de alojar la muestra a estudiar con el AFM
- Taladrado de los orificios pasantes C1 y C2 para alojar las sondas capacitivas.
- Mecanizado de las roscas R1, R2 para los tornillos prisioneros que han de fijar los sensores capacitivos, y R3, R4, R5 y R6 para los tornillos de fijación del equipo a posicionar (AFM)

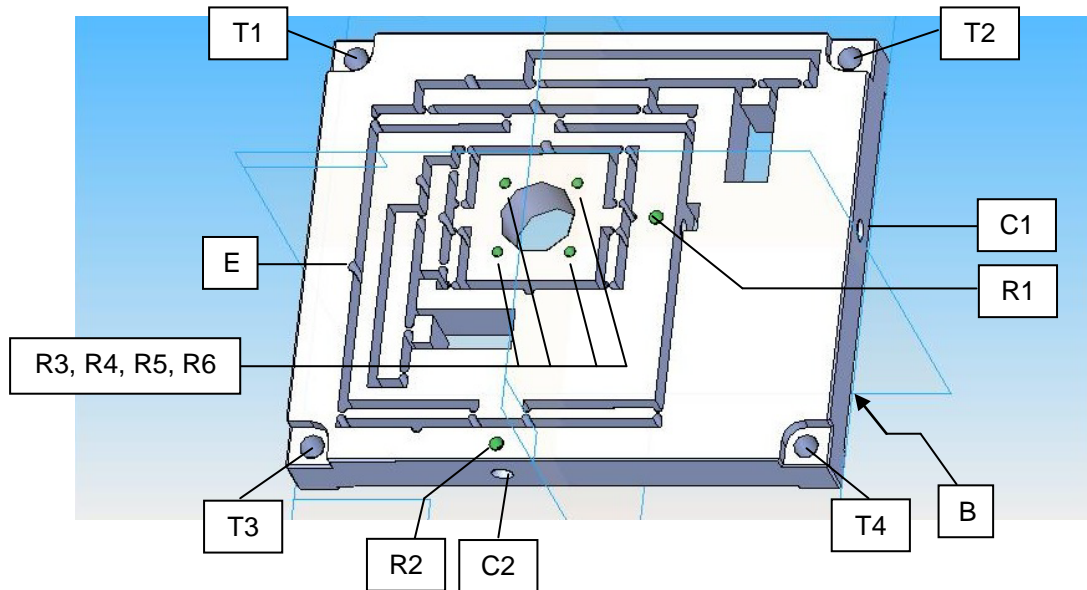
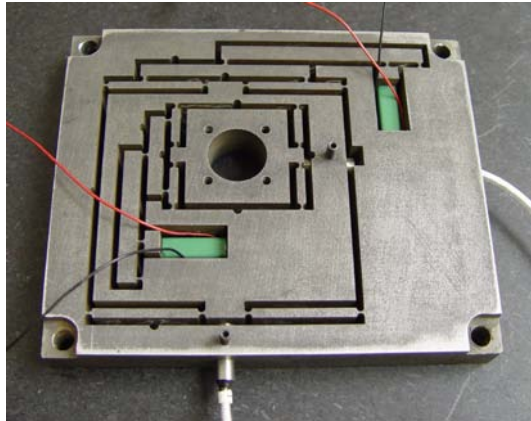


Fig. 35: Detalle de las operaciones del proceso de fabricación del microposicionador

## 6.2. PREPARACIÓN PARA EL ENSAYO

Una vez fabricado el dispositivo utilizando acero A-52, se disponen los elementos necesarios para su ensayo (figura 36) en los alojamientos practicados al efecto:

- **Colocación de los PZTs:** con la ayuda de gatos, se mueve el mecanismo flexible y se introduce el actuador en su alojamiento, que queda fijado y ligeramente comprimido al liberar los gatos, es decir, se ha efectuado a la vez la necesaria precarga del PZT. Se repite el mismo proceso sobre el otro mecanismo para ubicar el segundo actuador.
- **Colocación de las sondas capacitivas de proximidad:** se introducen en sus emplazamientos, fijándolas a los mismos por medio de tornillos prisioneros. El apriete de los tornillos debe ser el suficiente para garantizar la posición de las sondas, pero nunca excesivo ya que de lo contrario éstas podrían resultar dañadas.

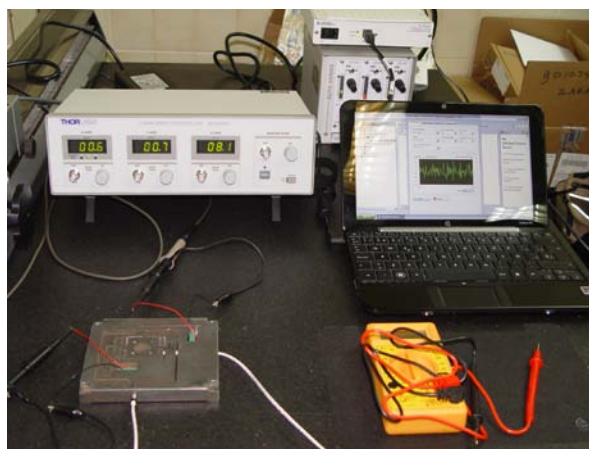


*Fig. 36: Prototipo fabricado en el taller del Departamento, con los actuadores y sensores colocados en sus emplazamientos*

La tensión aplicada a los PZTs se controla desde una fuente de tensión regulable a la que se conectan. El control se efectúa de manera independiente para cada actuador, cuidando de no sobrepasar los 100 V indicados como tensión máxima admisible en las especificaciones del modelo de PZT utilizado.

Por otro lado, las sondas capacitivas de proximidad se conectan al módulo de control que recoge la tensión que se establece entre los electrodos y que depende de la posición de la plataforma. Dicho módulo de control envía la forma de onda obtenida a un segundo módulo cuya misión es codificarla generando una señal que se envía a un ordenador a través de un puerto USB. El ordenador permite visualizar la onda de tensión obtenida por medio de software específico.

La figura 37 muestra el montaje completo para la realización del ensayo en el Laboratorio de Metrología del Departamento.



*Fig. 37: Montaje con los equipos necesarios para el ensayo del prototipo*

La puesta en marcha de la instalación se efectúa con los PZTs desconectados, y las salidas de la fuente de tensión ajustadas a 0 V. Con ayuda del polímetro se verifica el correcto funcionamiento de la fuente y, ajustadas nuevamente las salidas de tensión a 0 V, se conectan los PZTs.

Para determinar la posición en la que se fijan las sondas capacitivas, es necesario prestar atención a las indicaciones luminosas de los canales del módulo de control, que presentan color rojo si la sonda correspondiente está excesivamente cerca de la superficie a detectar.

### 6.3. DESARROLLO DE LAS PRUEBAS

Las pruebas que se efectúan sobre el prototipo fabricado son tres:

- Accionamiento del actuador correspondiente al **eje X**.
- Accionamiento del actuador correspondiente al **eje Y**.
- Accionamiento **simultáneo** de los dos actuadores.

A su vez, cada una de las pruebas se realiza con arreglo a la siguiente secuencia de operaciones:

- **Conexión a tensión cero** del actuador o actuadores correspondientes, y anotación de las tensiones en las dos sondas capacitivas.
- **Incremento progresivo de la tensión de alimentación (subida)** en escalones de 10 V hasta alcanzar los 80 V. Para cada escalón, se anota la tensión obtenida por las dos sondas capacitivas.
- **Estabilización del sistema una vez alcanzados los 80 V**, manteniendo la tensión durante unos segundos

- **Disminución progresiva de la tensión de alimentación (bajada)** en escalones también de 10 V, hasta llegar nuevamente a tensión cero. Para cada escalón, se anota de nuevo la tensión establecida en las dos sondas.
- **Estabilización a tensión cero y desconexión** del actuador o actuadores.

La tensión que se establece entre los electrodos de cada sonda capacitiva se calcula como un valor promedio a partir de la onda generada, registrada por el ordenador durante un período de aproximadamente 10 segundos que se inicia y finaliza de forma manual (figura 38).



*Fig: 38: Ejemplo de medida de la tensión establecida en una sonda capacitiva.  
Valor promedio obtenido: 8,71 V*

Para cada una de las direcciones X e Y, el desplazamiento experimentado por la plataforma móvil, entre dos escalones de tensión de accionamiento, queda determinado por la diferencia de los promedios de tensión obtenidos. La correspondencia para el sensor capacitivo utilizado en el ensayo es de **1  $\mu\text{m}$  / 0,2 V**.

Para cada prueba se elaboran dos representaciones gráficas:

- **Tensiones obtenidas** en las dos sondas capacitivas
- **Posición** (o desplazamiento acumulado) de la plataforma móvil en X e Y respecto al punto de partida

Cada una de estas gráficas recoge los resultados obtenidos tanto en la fase de subida como en la de bajada, permitiendo comparar datos y probar, en su caso, la existencia de ciclos de histéresis. Se presentan todas ellas en el capítulo que sigue.

## 6.4. RESULTADOS

### 6.4.1. ACCIONAMIENTO SEGÚN EJE X

Para este ensayo se pone en tensión el actuador correspondiente al eje X. Las figuras 39 y 40 muestran los resultados.

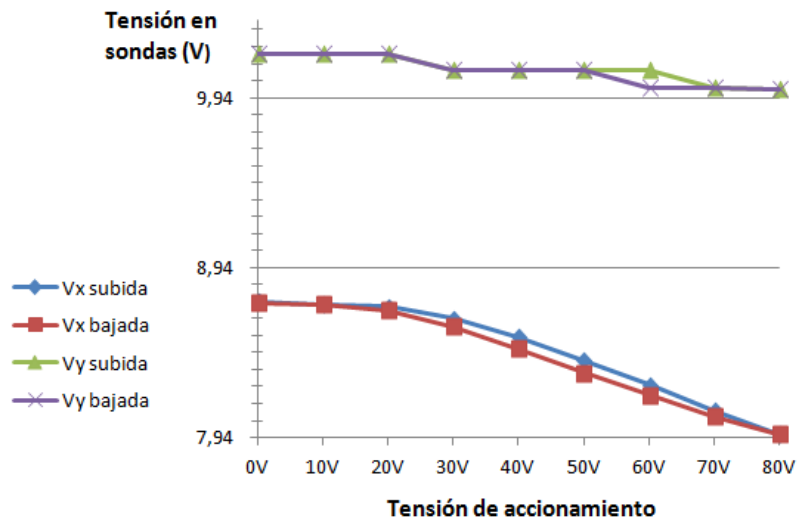


Fig. 39: Tensiones establecidas en las dos sondas capacitivas



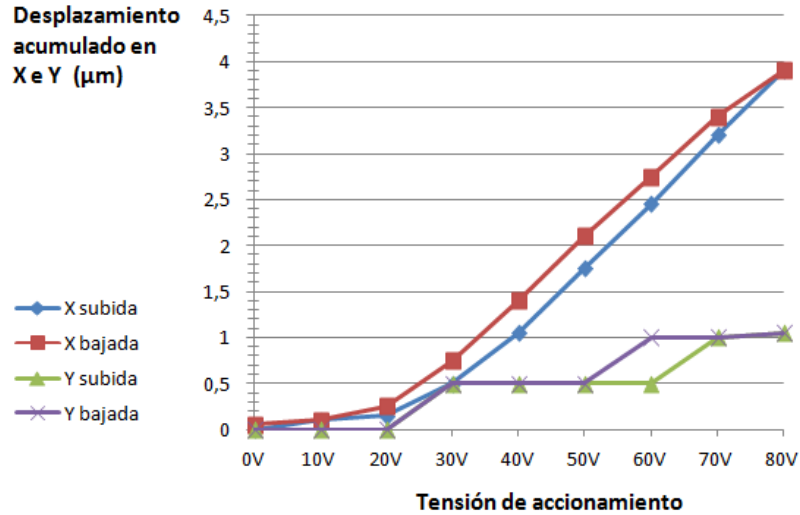


Fig. 40: Desplazamiento en X e Y calculado a partir de las tensiones en las sondas

De los resultados obtenidos en esta prueba, y a modo de resumen, se extraen de manera inmediata algunas conclusiones:

- La plataforma presenta respuesta al accionamiento, obteniéndose el desplazamiento de la misma sin quedar el sistema bloqueado.
- El desplazamiento se produce fundamentalmente según el eje en cuya dirección es accionado el sistema (X). No obstante, se produce un pequeño desplazamiento en dirección perpendicular (Y), lo que indica que se da o bien un giro, o bien un desplazamiento lateral como consecuencia de la configuración no simétrica de los mecanismos flexibles.
- Existe linealidad entre la tensión de accionamiento y la respuesta en las sondas capacitivas, lo que redunda en el comportamiento cualitativamente correcto del prototipo.

Ambas gráficas presentan un tramo no lineal, desde el inicio del accionamiento hasta la tensión de 20 V en el actuador, hecho que se debe a una precarga insuficiente del mismo en el momento de su montaje. Conforme se aplica tensión al actuador, éste va quedando cada vez más comprimido, alcanzando un estado análogo al de precarga a la tensión de 20 V. A partir de este punto, el comportamiento del sistema es lineal.

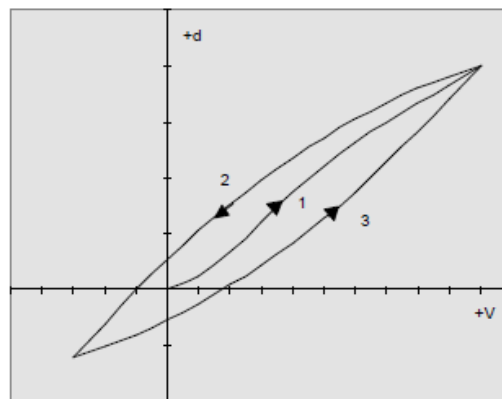
Esta circunstancia no puede resolverse en el laboratorio dado que no dispone de medios para cuantificar la precarga. No obstante, la representación es válida para, a partir de la zona lineal, valorar el comportamiento de la plataforma.

- El fenómeno de histéresis que se da en el material piezoeléctrico se hace patente en las dos gráficas de resultados, ya que elongación del actuador y desplazamiento de la plataforma están relacionados de forma directa en función de la geometría.

Conforme se incrementa la tensión aplicada al PZT, la elongación que éste experimenta sigue una relación aproximadamente lineal respecto a la tensión.

Cuando la tensión comienza a disminuir, la polarización remanente del material piezoeléctrico hace que el acortamiento del PZT sea algo menor que su elongación anterior. Conforme avanza el ciclo, el acortamiento en cada escalón de tensión se estabiliza hasta igualar los valores de elongación y evoluciona finalmente hasta cerrar el ciclo.

La figura 41 muestra de forma cualitativa el fenómeno descrito. Según el material piezoeléctrico con el que se trabaje, pueden darse diferencias de posición entre subida y bajada de hasta un 20%.



*Fig. 41: Ciclo de histéresis típico en un material piezoeléctrico.  
(Fuente: The Nanopositioning Book, © Queenstage Instruments Ltd., 1997)*

## 6.4.2. ACCIONAMIENTO SEGÚN EJE Y

En este segundo ensayo, análogo al anterior, se pone en tensión el actuador correspondiente al eje Y. Las figuras 42 y 43 muestran los resultados.

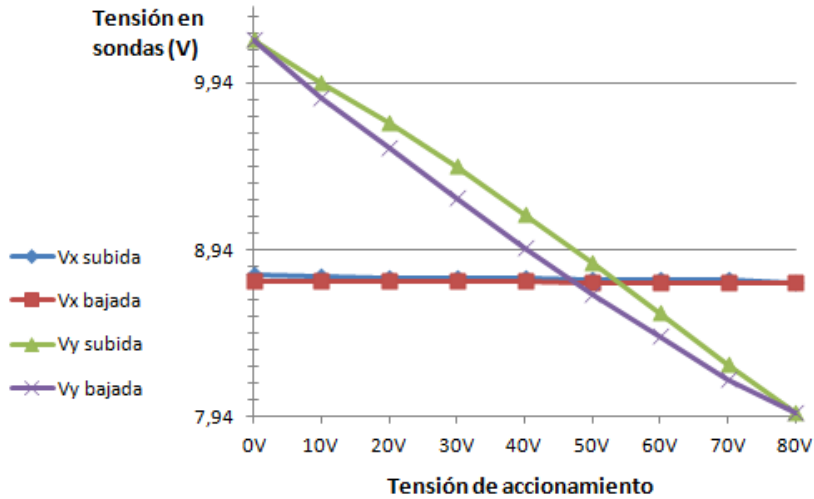


Fig. 42: Tensiones establecidas en las dos sondas capacitivas

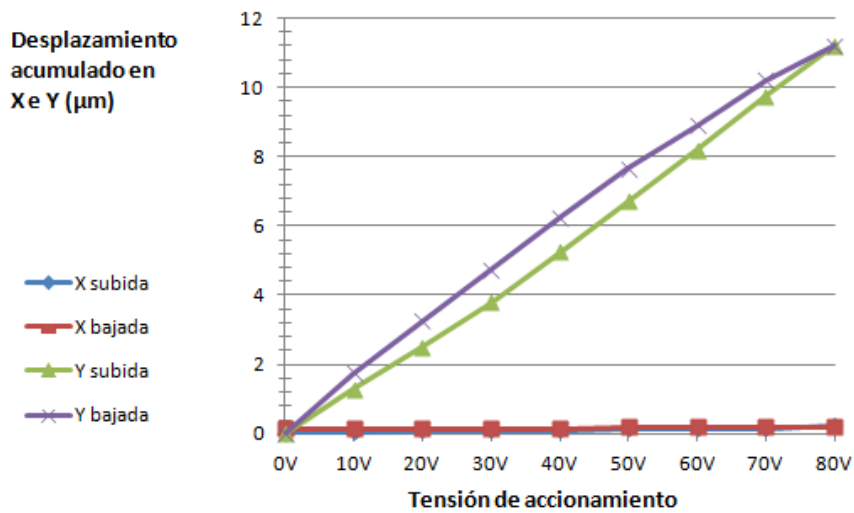


Fig. 43: Desplazamiento en X e Y calculado a partir de las tensiones en las sondas

Los resultados de la prueba siguen la misma tendencia que los obtenidos anteriormente para el eje X, por tanto las conclusiones extraídas de ellos son las mismas, con dos salvedades:

- El desplazamiento experimentado por la plataforma móvil según el eje Y es mayor que el que experimenta según X en la prueba anterior. Esta diferencia responde a lo esperado dadas las mayores dimensiones del mecanismo flexible asociado al eje Y, lo que implica una mayor amplificación del movimiento introducido por el actuador.
- La precarga proporcionada por el propio proceso de fijación del PZT resulta en este caso suficiente, obteniéndose así una respuesta lineal para todo el intervalo de tensiones de accionamiento (de 0 a 80 V).

#### 6.4.3. ACCIONAMIENTO SEGÚN EJES X E Y

En este tercer ensayo se ponen en tensión los dos actuadores de forma simultánea y a tensiones iguales. Las figuras 44 y 45 reflejan los resultados obtenidos mediante las sondas capacitivas.

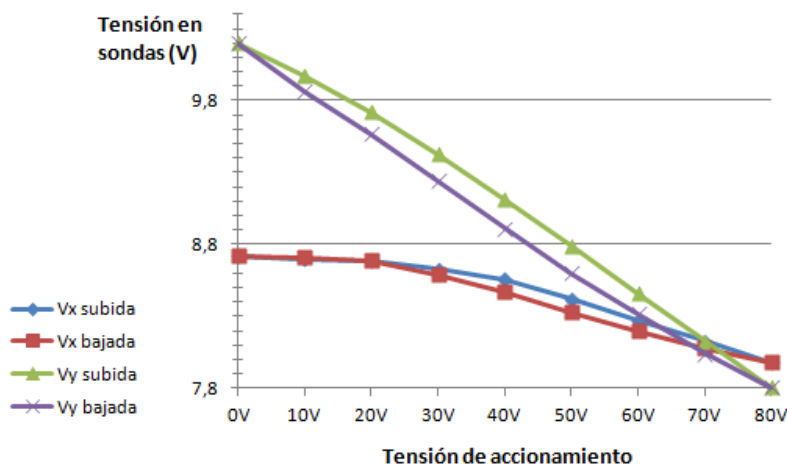


Fig. 44: Tensiones establecidas en las dos sondas capacitivas

Puede observarse que la gráfica de tensión en sondas resulta, aproximadamente y de acuerdo con lo previsto, de la superposición de las gráficas obtenidas en las dos pruebas previas, en las que se accionaba el mecanismo según un solo eje.

Tal y como se ha procedido en las pruebas anteriores, a partir de las tensiones obtenidas en las dos sondas y teniendo en cuenta la relación de  $1\mu\text{m} / 0,2\text{ V}$ , se tienen los desplazamientos que se muestran a continuación (figura 45).

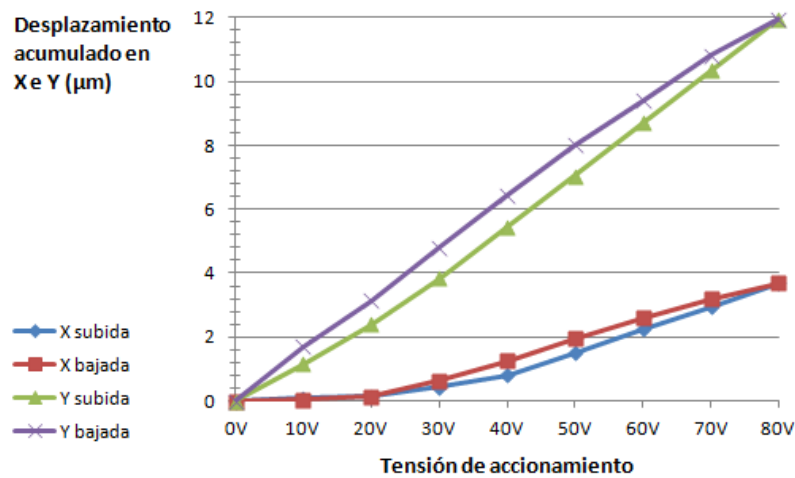


Fig. 45: Desplazamiento en X e Y calculado a partir de las tensiones en las sondas

Como puede observarse, al accionar los dos PZTs sucede de manera superpuesta lo que en los ensayos anteriores sucedía de manera independiente al accionar un actuador u otro.

Las pequeñas diferencias existentes en los desplazamientos respecto a los obtenidos en las dos pruebas anteriores se deben a que el movimiento de un mecanismo interfiere, aunque levemente, sobre el movimiento del otro mecanismo. Esta circunstancia se presenta como consecuencia directa de los pequeños giros y desplazamientos laterales que experimentan los dos mecanismos debido las posiciones laterales de sus accionamientos.

## 6.5. CAUSAS DE ERROR

Si bien el comportamiento cualitativo del prototipo es correcto, las simulaciones y la prueba en laboratorio ponen de manifiesto ciertos errores en su funcionamiento. Cada uno de ellos viene caracterizado por una o varias causas potenciales, que responden en algunos casos a aspectos del diseño (especificaciones, condiciones de trabajo, etcétera) no verificables con los medios disponibles en el laboratorio. En otros, se deben a aproximaciones adoptadas en el proceso de cálculo que no son del todo válidas.

A continuación se analiza cada uno de los errores o defectos enumerando sus posibles causas, obviando los aspectos positivos que se comentan en el capítulo de conclusiones finales.

### 6.5.1. DESPLAZAMIENTOS PEQUEÑOS

La prueba del prototipo confirma lo que adelantaban las simulaciones con ANSYS: los desplazamientos que experimenta la plataforma móvil son notablemente inferiores que los calculados analíticamente y que coinciden con la especificación de diseño.

Esta circunstancia puede venir dada, incluso simultáneamente, por las siguientes causas:

- **El material puede no ser exactamente el previsto:** en el taller de mecanizado se dispone de piezas y preformas de diferentes materiales que están convenientemente dispuestas en su zona de almacenamiento en función del material del que se trate. No obstante, como en cualquier ámbito, siempre existe la posibilidad de error. En consecuencia, en caso de existir diferencias en propiedades mecánicas respecto a las previstas, más concretamente el módulo de Young que condiciona la elasticidad y rigidez de cada una de las partes del mecanismo, se tiene como resultado un comportamiento distinto al calculado inicialmente.

No se puede determinar a priori si este problema está teniendo lugar en el microposicionador fabricado para este estudio, ya que verificar el material precisaría de una serie de ensayos y caracterizaciones que exigen medios y personal de los que no

dispone el taller en su totalidad. Dicha caracterización, aunque posible, queda técnica y económicamente fuera del alcance de este trabajo.

- **Posibles errores en el tamaño y forma final de los flexos:** los flexos son parte fundamental en el comportamiento del equipo, ya que de la exactitud en su mecanizado depende lo adecuado de su forma.

El proceso de electroerosión utilizado para el mecanizado garantiza buenos acabados superficiales. No obstante, las rugosidades obtenidas dependen de factores como la calibración y correcto funcionamiento de la máquina herramienta, y el diámetro del hilo. En consecuencia, si en algún punto los flexos quedan sobredimensionados en su anchura, ofrecerán una rigidez mayor de la prevista.

Si bien se estima un correcto funcionamiento de la máquina, queda fuera del alcance la verificación expresa de la misma por parte del equipo externo correspondiente.

A lo indicado, ha de sumarse el hecho accidental de no encontrarse en servicio los equipos de medición por coordenadas de que dispone el Laboratorio de Metrología, los cuales hubieran permitido la verificación de los flexos y, consecuentemente, la consideración o no de su forma y tamaño como causa de error.

- **Absorción de energía en la flexión de las barras:** se trata de una causa de error objetivamente comprobada ya desde el proceso de simulación mediante ANSYS, y confirmada a tenor de los resultados experimentales.

Cada uno de los PZTs transmite una energía al sistema, que éste absorbe en forma de energía de deformación. Si la rigidez de las barras fuese tal que su curvatura estuviera muy altamente dificultada, la mayor parte de la deformación se produciría en los flexos, resultando despreciable la energía invertida en la flexión de las barras.

En el caso del diseño analizado, la configuración es tal que la rigidez de las barras no puede ser la suficiente como para hacer válida la aproximación por medio de un mecanismo ideal de barras totalmente rígidas unidas por rótulas. Por consiguiente, se invierte una parte muy significativa de la energía en flexionar las palancas que componen los mecanismos, provocando una importante merma en la energía invertida en los flexos y, por tanto, en el desplazamiento de la plataforma móvil.

## 6.5.2. GIROS Y DESPLAZAMIENTOS LATERALES

Las figuras que ilustran el capítulo de simulaciones ponen de manifiesto los giros y los desplazamientos laterales en la dirección perpendicular al accionamiento que experimenta la plataforma móvil cuando el sistema es accionado por un solo PZT.

Esta circunstancia no sería problemática si no tuviera lugar el giro de la plataforma, ya que si únicamente se tuvieran desplazamientos según las direcciones X e Y podrían componerse los mismos accionando adecuadamente los PZTs hasta posicionar la plataforma móvil en el punto deseado con la ayuda de las sondas capacitivas. Por tanto, el verdadero problema reside en los giros, que hacen inadecuada la adopción de esta solución.

Los giros a los que se hace referencia son consecuencia directa de la combinación de dos causas:

- **Asimetría de los sistemas de accionamiento de los mecanismos flexibles:** cada actuador queda ubicado a un lado de su mecanismo.

Tómese como ejemplo el mecanismo correspondiente al eje Y: la aproximación adoptada para la fase de cálculo desprecia cualquier desplazamiento según el eje X. Este desplazamiento en realidad está produciéndose, ya que, al inclinarse la palanca que proporciona la amplificación primaria, su extremo se desplaza con una pequeña componente según X (figura 46).

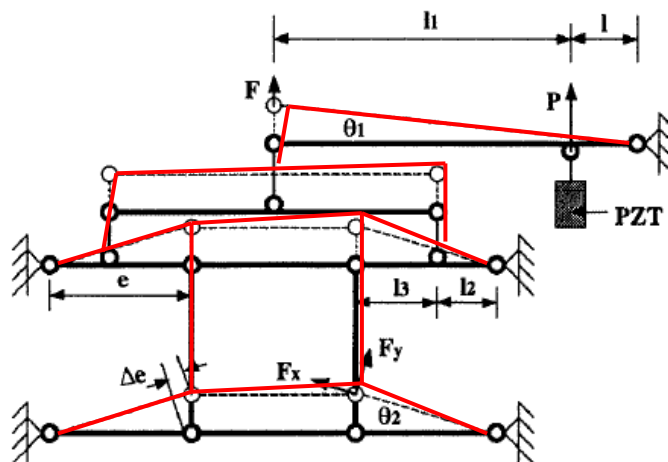


Fig. 46:

En negro, representación del sistema ideal en reposo y bajo la acción del PZT.  
En rojo, representación esquemática del movimiento real sin despreciar los efectos del giro  $\theta_1$



La figura 46 indica que, estrictamente, a los desplazamientos laterales se unen necesariamente esfuerzos axiales sobre las barras que provocan su elongación o su acortamiento. El conjunto de todos los fenómenos que se producen, da lugar a un movimiento asimétrico del mecanismo flexible.

- **La aproximación como mecanismos de rótulas y barras rígidas no es válida:** a lo expuesto anteriormente se debe añadir que la rigidez a flexión de las barras no es infinita, y que los flexos no se comportan como rótulas, es decir, presentan resistencia al giro.

Por otro lado, la plataforma móvil presenta una elevada rigidez a torsión, por lo que la práctica totalidad de la energía de deformación se absorbe en barras y flexos. Cada uno de estos elementos, en función de su posición dentro del mecanismo, se encuentra sometido a esfuerzos de tipo y magnitud diferentes, y experimenta desplazamientos y giros diferentes. La consecuencia directa es un desplazamiento lateral y un giro de la plataforma móvil, ambos difíciles de controlar.

### 6.5.3. RESPUESTA NO LINEAL AL ACCIONAMIENTO SEGÚN EL EJE X

La prueba del prototipo pone de manifiesto que el microposicionador presenta una respuesta no lineal al accionamiento según dicho eje. Para ilustrar el fenómeno, se presenta nuevamente la gráfica de resultados (figura 47).

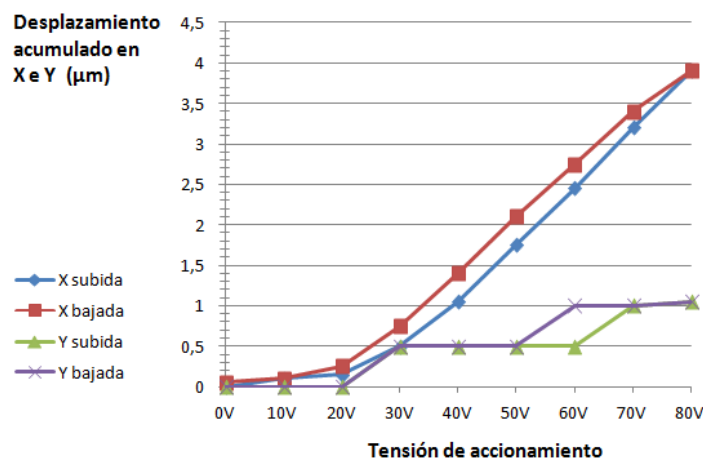


Fig. 47: Gráfica de resultados correspondiente al accionamiento según X

La causa, que se adelantaba en el capítulo referido al ensayo en el laboratorio, es la precarga insuficiente del actuador.

Se observa que la gráfica en realidad se compone de dos tramos aproximadamente lineales con distinta pendiente entre los que se da una curva de transición. El primero, entre las tensiones de accionamiento de 0 y 20 V, representa desplazamientos muy pequeños. Una vez superada la tensión de accionamiento de 20 V, el desplazamiento que experimenta la plataforma a cada escalón de tensión se incrementa notablemente.

Por tanto, el actuador, mientras se somete a los primeros 20 V de tensión de accionamiento, está terminando de alcanzar su nivel de precarga adecuado. En otras palabras, la presión del mecanismo correspondiente a X sobre su PZT en el momento de su instalación no es suficiente para precargarlo convenientemente.

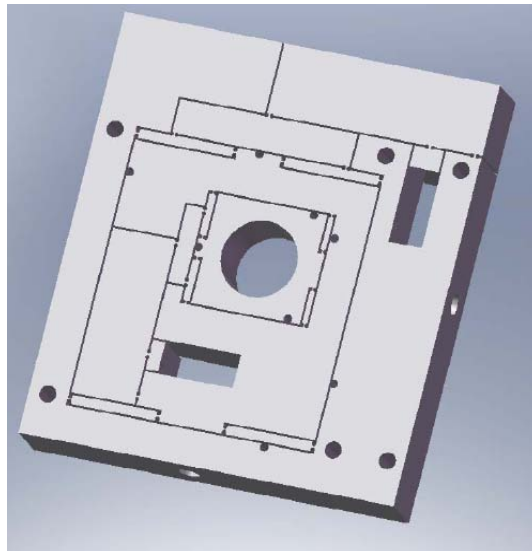
El defecto en la precarga sólo se produce en uno de los dos actuadores, que son de igual modelo y se instalan en alojamientos practicados bajo las mismas especificaciones de fabricación. Diferencias entre los acabados superficiales de los alojamientos, entre las dimensiones de los actuadores, o ambas circunstancias al mismo tiempo, unido a la ausencia de un sistema mecánico de precarga integrado en el microposicionador, son las causas para que este fenómeno se produzca en uno sólo de los dos PZTs.

Cada una de las causas de error expuestas debe necesariamente sugerir líneas de trabajo futuro encaminadas hacia su eliminación, y por tanto hacia un perfeccionamiento y optimización del diseño. De la misma forma, debe plantearse la continuidad de otras que hasta el momento se han materializado en aspectos positivos del funcionamiento y prestaciones de la plataforma. Ambas cuestiones se abordan capítulos posteriores.

## 7. COMPROBACIÓN DE DISEÑO ALTERNATIVO

Paralelamente al estudio descrito en esta memoria, desde la UNCC y el Instituto de Ingeniería de Fabricación Avanzada de la Universidad de Zhejiang (China) se trabaja en un nuevo diseño basado en la misma idea, realizado esta vez en **aluminio 7075**.

La configuración del mecanismo es la misma sobre la que se ha trabajado hasta ahora, con la diferencia de que no se mecaniza dentro de la preforma, sino que utiliza la práctica totalidad de la misma a excepción de dos zonas que carecen de movimiento y que sirven de apoyo y anclaje al microposicionador. La figura 48 muestra el nuevo diseño.



*Fig. 48: Nuevo diseño de Microposicionador propuesto por la UNCC y la Universidad de Zhejiang*

Una ventaja importante que ofrece este nuevo diseño es la gran anchura de las barras, lo que les confiere una rigidez mucho mayor que en el caso del diseño de partida.

El uso de aluminio proporciona una mayor ligereza de peso, con la ventaja ya comentada de conocer de forma precisa su módulo de Young. Sin embargo, al ser las propiedades mecánicas del aluminio 7075 diferentes a las del acero A-52, es preciso recalcular el mecanismo para obtener la geometría idónea para los flexos.

Dado que este nuevo diseño incorpora la importante mejora del incremento de anchura de las barras, encaminada a dotarlas de mayor rigidez, se ha sometido también, como parte de

este trabajo, a un proceso de cálculo y simulación por elementos finitos para contrastar los resultados, comprobar que las modificaciones adoptadas realmente suponen una mejora de las prestaciones, y plantear de manera definitiva las propuestas de trabajo futuro.

## 7.1. CÁLCULO DEL NUEVO DISEÑO

Para efectuar el cálculo se sigue la misma formulación matemática utilizada para el diseño anterior y también válida para la nueva propuesta, introduciendo los valores adecuados para las características físicas y variables geométricas:

- Módulo de Young (E): **72 MPa**
- Dimensiones de la preforma: **100 x 90 mm**
- Espesor de la preforma: **15,875 mm** (normalizado para Al-7075)
- Masa total a desplazar: **1,185 kg**

Las figuras 49 y 50 muestran los resultados obtenidos para los ejes X e Y. Como queda patente en ellas, se elige la misma geometría de flexos que para el diseño estudiado anteriormente:

- Para el eje X:  $t = 0,3 \text{ mm}$ ,  $r = 1 \text{ mm}$
- Para el eje Y:  $t = 0,4 \text{ mm}$ ,  $r = 1 \text{ mm}$

### Desplazamiento del actuador: 15 micras

|                   |               |               |               |                 |
|-------------------|---------------|---------------|---------------|-----------------|
| <b>Datos</b>      | E (Pa)        | 7,20E+10      | a1            | 3,60            |
|                   | b (mm)        | 15,875        | a2            | 2,63            |
|                   | m (kg)        | 1,185         | <b>dp (m)</b> | <b>1,50E-05</b> |
|                   | L2 (mm)       | 4             | d (m)         | 1,42E-04        |
|                   |               |               |               |                 |
| <b>Variables</b>  | t (mm)        | 0,3           | Ks (Nm)       | 3,986           |
|                   | r (mm)        | 1             | K (Nm)        | 3,50,E+06       |
|                   |               |               |               |                 |
| <b>Resultados</b> | <b>f (Hz)</b> | <b>273,34</b> | <b>P (N)</b>  | <b>495,45</b>   |

Fig. 49: Cuadro-resumen de datos y resultados para el eje X

### Desplazamiento del actuador: 15 micras

|                   |               |               |               |                 |
|-------------------|---------------|---------------|---------------|-----------------|
| <b>Datos</b>      | E (Pa)        | 7,20E+10      | a1            | 4,67            |
|                   | b (mm)        | 15,875        | a2            | 2,76            |
|                   | m (kg)        | 1,185         | <b>dp (m)</b> | <b>1,50E-05</b> |
|                   | L2 (mm)       | 8,5           | d (m)         | 1,94E-04        |
| <b>Variables</b>  |               |               |               |                 |
|                   | t (mm)        | 0,4           | Ks (Nm)       | 8,182           |
|                   | r (mm)        | 1             | K (Nm)        | 1,94,E+06       |
| <b>Resultados</b> |               |               |               |                 |
|                   | <b>f (Hz)</b> | <b>203,52</b> | <b>P (N)</b>  | <b>375,01</b>   |

Fig. 50: Cuadro-resumen de datos y resultados para el eje Y

Siguiendo la teoría, se pueden incrementar o disminuir los valores de radio y espesor de los flexos. En general:

- El incremento del espesor implica mayor esfuerzo necesario y mayor frecuencia natural de vibración, y viceversa. En general, mayor rigidez del flexo.
- La disminución del radio de curvatura implica mayor esfuerzo necesario y mayor frecuencia natural de vibración. En general, también aumenta la rigidez del flexo.

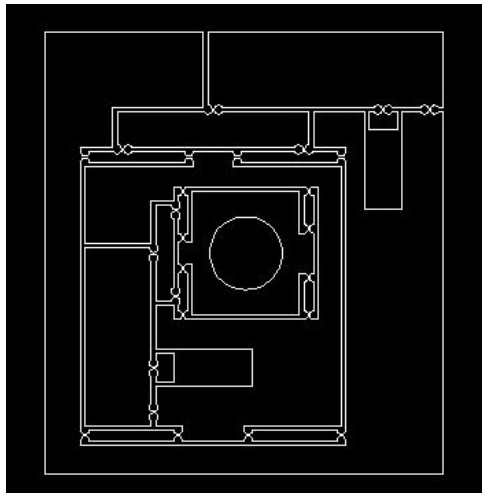
Ninguna de estas dos modificaciones se toma en consideración para ningún eje pese a no superar el esfuerzo máximo de los PZTs, ya que se prevé que los resultados en desplazamientos de las simulaciones sean más desfavorables que los teóricos. Por ello, no se considera conveniente aumentar la rigidez de los flexos. Las opciones contrarias (disminuir el espesor o incrementar el radio) se desestiman porque ambas conllevan una disminución de la frecuencia natural de vibración. Por tanto, se estima como más adecuado proceder a la simulación del comportamiento del diseño con las dimensiones indicadas para los flexos.

## 7.2. SIMULACIÓN POR ELEMENTOS FINITOS

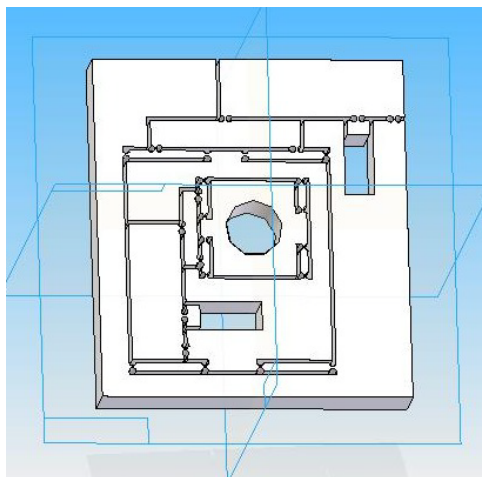
Siguiendo el mismo proceso que con anterioridad, se procede en este apartado a la simulación del nuevo diseño por medio del paquete informático ANSYS de cálculo por elementos finitos.

Las figuras 51 a 54 muestran el proceso de modelado de la nueva pieza, realizado de forma análoga a como se ha procedido con el primer diseño:

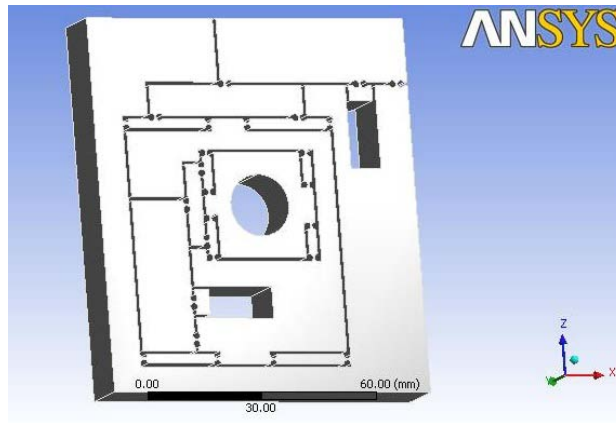
- Dibujo en 2D mediante AutoCAD a partir de la documentación aportada por la UNCC
- Modelo en 3D extruido mediante Solid Edge
- Sólido importado desde ANSYS para su procesado
- Mallado previo al cálculo de desplazamientos y tensión equivalente de Von Mises



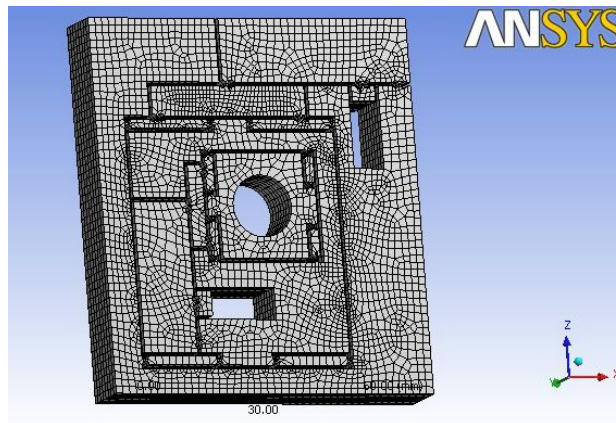
*Fig. 51: Dibujo en 2D realizado con AutoCAD*



*Fig. 52: Extrusión en 3D mediante Solid Edge*



*Fig. 53: Modelo en 3D introducido en ANSYS*



*Fig. 54: Mallado para el cálculo por elementos finitos*

Se lanza la simulación suponiendo el accionamiento simultáneo de los dos PZTs hasta alcanzar un estado de carga de 800 N en cada uno de ellos. Los apartados que siguen recogen de manera gráfica los resultados.

### **7.2.1. TENSIÓN EQUIVALENTE DE VON MISES**

El aluminio 7075 posee unas buenas propiedades mecánicas, con un límite elástico de 505 MPa y un límite de fluencia estimado, según literatura, alrededor de 420 MPa.

Simulado el mecanismo en una situación de carga de 800 N aplicados por cada actuador, se obtiene una **tensión máxima de 228,85 MPa** (figura 55), muy inferior a los límites de fluencia y elástico (en torno a 420 y 505 MPa respectivamente). Por tanto, el comportamiento a resistencia de este nuevo diseño mecanizado sobre aluminio 7075 es satisfactorio.

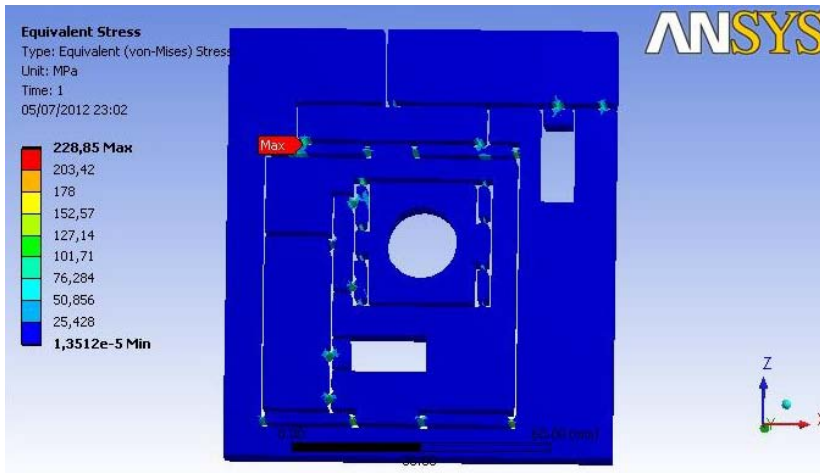


Fig. 55: Tensión equivalente de Von Mises.  
 Valor máximo: 228,85 MPa.

## 7.2.2. DESPLAZAMIENTOS

Los resultados en desplazamientos también experimentan una notable mejora respecto a los obtenidos con el primer diseño en acero A-52, obteniéndose valores máximos de **66  $\mu\text{m}$  según X**, y de **162  $\mu\text{m}$  según Y** (figuras 56 y 57).

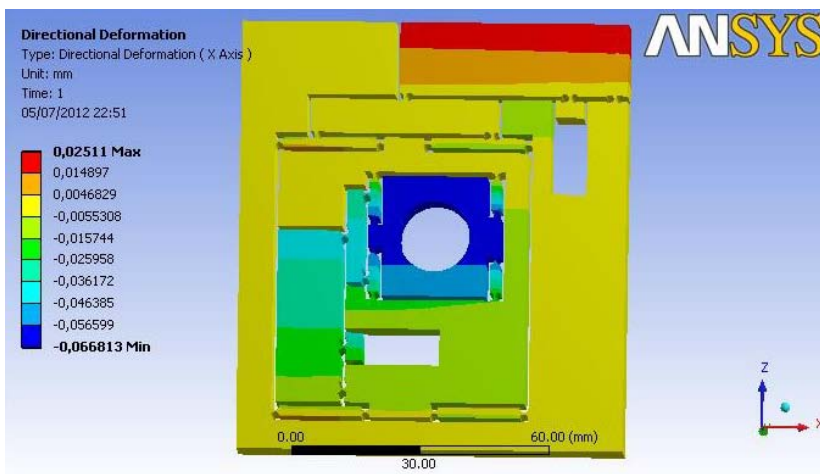
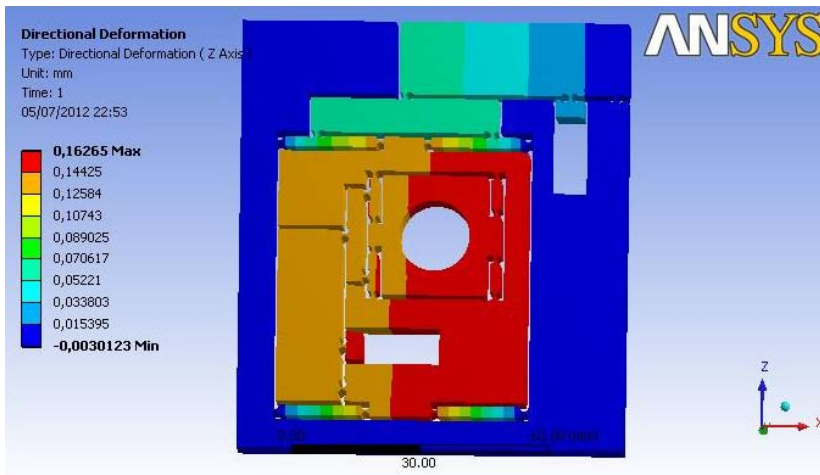


Fig. 56: Desplazamientos según el eje X.  
 Valor máximo: 66  $\mu\text{m}$ .





*Fig. 57: Desplazamientos según el eje Y. Valor máximo: 162  $\mu$ m.*

### 7.2.3. SIMULACIÓN EN ACERO

El mismo modelo ha sido simulado utilizando como material el mismo acero A-52 del primer modelo, obteniendo un buen comportamiento a resistencia (máximo valor de tensión de **228,68 MPa**) y desplazamientos del mismo orden de magnitud que los obtenidos en la simulación del diseño inicial (**24  $\mu$ m según X** y **55  $\mu$ m según Y**).

La conclusión directa es que el cambio de acero a aluminio es lo que da lugar al importante incremento de los desplazamientos, no siendo capaz el cambio de geometría de mejorar por sí solo el comportamiento del microposicionador.

Los resultados de esta simulación utilizando acero se detallan en el segundo apartado del Anexo IV.

### 7.3. CONCLUSIONES

Obviando el buen comportamiento a resistencia, la observación importante es que los desplazamientos en ambos ejes experimentan un notable aumento respecto al modelo anterior, situándose en valores que pueden considerarse muy aceptables para el cometido del

microposicionador. Resta la fabricación, si procede, del prototipo para contrastar lo obtenido en la simulación.

A modo de síntesis, de los resultados del cálculo del nuevo modelo propuesto desde la UNCC y la Universidad de Zhejiang se extraen dos conclusiones:

- **Se obtiene una considerable mejora en los valores de los desplazamientos:** se debe al uso de aluminio 7075 cuyas propiedades mecánicas condicionan el reparto de energía de deformación entre los elementos de los mecanismos flexibles. El menor módulo de Young del aluminio explica el fenómeno, ya que los flexos se deforman elásticamente con mayor facilidad, obteniendo además un buen comportamiento a resistencia de los mismos dado el elevado límite elástico del material.
- **El problema de los giros persiste:** este hecho queda patente en las gráficas de desplazamientos, en las que se muestran, en un lado y en otro de la plataforma móvil, valores diferentes de desplazamientos según un mismo eje. Se debe por tanto trabajar en esta línea, buscando la forma de eliminar dichos giros bien actuando sobre los flexos o bien centrando los accionamientos respecto a sus mecanismos correspondientes.

En los capítulos finales se contrastan estas conclusiones con las extraídas del primer ensayo y las causas de error ya analizadas, planteando líneas de actuación bien definidas que engloben y sintetizen lo positivo de ambos diseños, más todo el aprendizaje fruto de este trabajo.

## 8. ESTUDIO DE COSTES

Como ya se ha indicado, este Proyecto de Fin de Carrera forma parte de un proyecto de gran alcance cuyo objetivo es el desarrollo final de un modelo de microposicionador que se ajuste a especificaciones inicialmente dadas para el posicionado de un microscopio de fuerza atómica.

El desarrollo completo del proyecto tiene como fines últimos:

1. La fabricación de un prototipo definitivo capaz de operar correctamente bajo las especificaciones dadas, cumpliendo el cometido para el que ha sido diseñado y prestando servicio en lo sucesivo de la misma forma que lo haría un equipo adquirido en el comercio
2. Una vez fabricado, discutir si los equipos implicados han sido capaces de desarrollar el dispositivo dentro de unos límites razonables de tiempo y coste. En otras palabras, determinar si en lo sucesivo merece la pena desarrollar modelos específicos para el uso al que van a ser destinados, o por el contrario es más razonable adquirir, entre los equipos disponibles en el comercio, el que mejor se adapte a las necesidades.

Para dar una primera orientación sobre este aspecto, se presenta una estimación del coste del desarrollo de la plataforma, que implica el coste de fabricación en materiales y horas de proceso, el coste del equipamiento necesario para el funcionamiento del microposicionador (sensores, actuadores y controles), y el coste del proceso de investigación y diseño (trabajo de I+D).

Puesto que el producto final se encuentra en fase de desarrollo y pueden ser varios los cambios a los que su diseño puede ser todavía sometido, se toman las siguientes referencias para la estimación:

- **Coste de fabricación:** se considera el del prototipo ensayado, ya que, a pesar de posibles cambios, el modelo final será semejante en tecnología, procesos de mecanizado necesarios y coste de materiales
- **Coste de equipos:** se suman los costes del material propiedad del CPS utilizado para el accionamiento y para la medida de los desplazamientos.

- **Coste de investigación y diseño (trabajo de I+D):** su estimación es altamente complicada, ya que por un lado son varios los equipos implicados en el desarrollo del Proyecto, y por otro queda trabajo pendiente que debe ser abordado por el resto de equipos humanos implicados.

Estableciendo una similitud con la duración de una beca de colaboración con una empresa, por ejemplo para formación, destinada al desarrollo concreto de un proyecto, con dedicación exclusiva al mismo y conociendo de antemano herramientas informáticas necesarias (esto es, sin necesidad de formación añadida), se elabora el presupuesto en base a una estimación de 500 horas dedicadas al diseño y desarrollo.

A continuación se presentan varios cuadros-resumen con el desglose de costes y la suma total de los mismos que es el coste inicialmente estimado, y que debe servir exclusivamente como referencia, para este trabajo, sobre la conveniencia de continuar con el proceso de investigación.

| <b>Coste de fabricación</b>              |                   |             |                  |
|--|-------------------|-------------|------------------|
| <b>Proceso</b>                           | <b>Tiempo (h)</b> | <b>€/h</b>  | <b>Coste (€)</b> |
| Preparación de planos y control numérico | 3                 | 40          | 120              |
| Preparación hilo de corte                | 1                 | 40          | 40               |
| Corte por hilo EDM electroerosión        | 32,5              | 30          | 975              |
| Preparación fresadora                    | 1                 | 40          | 40               |
| Taladrado y fresado                      | 4                 | 40          | 160              |
| <b>Preforma</b>                          | <b>kg</b>         | <b>€/kg</b> | <b>Coste (€)</b> |
| Acero A-52 (S-355)                       | 1,32              | 0,79        | 1,04             |
| <b>TOTAL FABRICACIÓN (€)</b>             | <b>1336,04</b>    |             |                  |

| <b>Coste de equipos</b>              |                 |                 |                  |
|--------------------------------------|-----------------|-----------------|------------------|
| <b>Equipo o dispositivo</b>          | <b>Cantidad</b> | <b>€/unidad</b> | <b>Coste (€)</b> |
| Sensor capacitivo                    | 1               | 17000           | 17000            |
| Actuadores piezoeléctricos           | 2               | 90              | 180              |
| Control accionamiento piezoeléctrico | 1               | 1400            | 1400             |
| <b>TOTAL EQUIPOS (€)</b>             | <b>18580</b>    |                 |                  |

| <b>Coste de desarrollo</b> |                   |            |                  |
|----------------------------|-------------------|------------|------------------|
| <b>Concepto</b>            | <b>Tiempo (h)</b> | <b>€/h</b> | <b>Coste (€)</b> |
| Investigación y diseño     | 500               | 40         | 20000            |
| <b>TOTAL EQUIPOS (€)</b>   | <b>20000</b>      |            |                  |

| <b>Coste total</b> |                  |
|--------------------|------------------|
| <b>Concepto</b>    | <b>Coste (€)</b> |
| Fabricación        | 1336,04          |
| Equipos            | 18580            |
| Desarrollo         | 20000            |
| <b>TOTAL (€)</b>   | <b>39916,04</b>  |

La estimación se sitúa, por tanto, **en el entorno de los 40.000 euros**. Conviene comparar esta cantidad con la que supondría la adquisición de equipos en el comercio. Se dispone de datos para ello, ya que desde el Departamento se han solicitado precios de dispositivos que se adaptan a las necesidades de éste y otros proyectos.

El coste de adquisición directa de material supone un total de 27.990 euros, siendo el desglose el que sigue:

- Posicionador XYZ con recorrido de 100 x 100 x 25 µm equipado con accionamiento piezoeléctrico y sondas capacitivas. Precio: 13.500 euros
- Equipo de control para la plataforma. Precio: 14.490 euros

Como puede comprobarse, los costes del desarrollo específico de la plataforma más la incorporación de los elementos necesarios para su operación superan en unos 12.000 euros los costes de adquisición directa en el comercio. Estos 12.000 euros suponen, por tanto, el

trabajo de I+D que implica el desarrollo del dispositivo. Sin embargo, son varios los aspectos que aportan un importante valor a dicho trabajo justificando el sobrecoste:

- El diseño conlleva un valioso trabajo de investigación cuyo aprendizaje y conclusiones pueden ser de aplicación en futuros proyectos
- Se obtiene un modelo de microposicionador dedicado exclusivamente al cometido para el que ha sido diseñado, capaz de prestar un adecuado servicio sin infrutilizar sus prestaciones, y que no exige adaptar la tarea a realizar a las posibilidades del dispositivo (inconveniente que puede presentarse con equipamiento adquirido en el comercio)
- Una vez desarrollado totalmente, y en función de las necesidades y demanda del sector, el modelo es susceptible de ser fabricado en serie rentabilizando rápidamente el trabajo de investigación ya realizado

## 9. CONCLUSIONES

Lo desarrollado hasta este punto, describe la concepción, cálculo, simulación, fabricación y prueba en laboratorio de un primer prototipo, más el cálculo y simulación del nuevo diseño elaborado de forma paralela por la UNCC y la Universidad de Zhejiang.

El estudio realizado tiene como objetivo sentar bases para el trabajo futuro de cara al desarrollo final del dispositivo. Evidentemente, la propuesta debe apoyarse en los puntos fuertes del diseño probado y en las mejoras que presenta el nuevo diseño a la vista de su simulación, y al mismo tiempo plantear líneas alternativas de actuación en función de los puntos débiles detectados hasta el momento.

Conviene recordar que, aunque se trata de diseños diferentes, el nuevo es una evolución del anterior en cuanto a dimensiones y material, siendo idénticos en su concepto, principio de funcionamiento y configuración.

### 9.1. A FAVOR DEL DISEÑO

El diseño, en sus dos variantes, presenta características positivas que sugieren, por tanto, la continuidad del desarrollo siguiendo ciertas líneas de trabajo, utilizando las soluciones tecnológicas y constructivas correspondientes. Se enumeran y detallan a continuación:

- **Comportamiento cualitativamente correcto:** el uso de un mecanismo flexible basado en una estructura de flexos y barras tiene como resultado un funcionamiento en el que el dispositivo responde de inmediato ante el accionamiento, transmitiendo a la plataforma móvil los movimientos de traslación según las direcciones en que actúan los PZTs. Si los flexos están dotados de la suficiente resistencia, circunstancia que se ha comprobado en el ensayo del prototipo, no existen roturas ni deformaciones plásticas, y en consecuencia el movimiento de la plataforma móvil responde siempre de la misma manera a la acción de los PZTs. En principio, y a falta de la fabricación y prueba de un prototipo, esta consideración se estima válida también en caso de utilizar aluminio.

- **Desplazamientos suficientes en caso de utilizar aluminio:** aspecto éste que debe confirmarse con la fabricación y prueba de un prototipo. La simulación por elementos finitos del nuevo diseño utilizando aluminio 7075 ofrece unos resultados en desplazamientos acordes a los requerimientos de uso del dispositivo.
- **Sencillez de concepto del dispositivo:** se trata de un mecanismo que en realidad es una sola pieza, obtenido directamente mediante mecanizado sobre la preforma sin la inclusión de articulaciones u otros elementos complicados de ensamblar, delicados de operar, y en definitiva difíciles de verificar y mantener.
- **Sencillez en el proceso de fabricación:** la fabricación consiste exclusivamente en una sucesión de operaciones de mecanizado sobre la preforma metálica, sin ser necesario el ensamblaje de otros elementos, del mismo o diferentes materiales, ya sea mediante soldaduras, uniones atornilladas, engarce, o cualquier otro sistema. La pieza resultante tras dichas operaciones es ya el microposicionador dotado de su mecanismo de accionamiento y de los alojamientos para los elementos accionadores y de medida, que se colocan manualmente y de manera sencilla.
- **Flexibilidad de diseño según requerimientos:** el sistema utilizado para la fabricación del microposicionador, posibilita la obtención de forma análoga de dispositivos concebidos para usos y prestaciones determinados con sólo elaborar planos en el formato adecuado para la creación de los programas de control numérico necesarios.
- **Sistema de accionamiento económico:** los actuadores PZT son dispositivos sencillos y económicos que resuelven satisfactoriamente las necesidades de movimiento del mecanismo flexible. Si bien es cierto que el material cerámico del que se componen presenta ciclo de histéresis, este hecho no supone un problema dado que los sensores capacitivos proporcionan información real y precisa de los desplazamientos obtenidos.

En base a estas premisas, se está en condiciones de afirmar que el primer diseño ya ensayado materializa una idea inicial acertada y de muy alto potencial. Sin embargo, necesita de ciertas mejoras, confirmadas algunas de ellas por el estudio del nuevo diseño, para las cuales deben establecerse las líneas de trabajo a adoptar en un futuro y que posibiliten alcanzar los objetivos planteados.



## 9.2. EN CONTRA DEL DISEÑO

La prueba del prototipo en el laboratorio pone de manifiesto que su diseño asume ciertas aproximaciones que no son válidas, y que tienen como consecuencia prestaciones inferiores a las deseadas y algunos errores.

Además, las conclusiones extraídas del cálculo y simulación del nuevo diseño elaborado por la UNCC y la Universidad de Zhejiang permiten corroborar como más probables algunas causas de error, sin perjuicio de la concurrencia del resto de circunstancias comentadas.

Se comentan a continuación los aspectos a mejorar en el diseño del microposicionador:

- **Desplazamientos insuficientes utilizando acero:** Como ya es sabido, los desplazamientos que experimenta la plataforma móvil tienen lugar según direcciones muy aproximadas a las deseadas y son proporcionales a la tensión suministrada a los PZTs. Sin embargo, sus valores son todavía pequeños.

Esta circunstancia puede deberse a cualquiera de los factores ya analizados en el apartado correspondiente a causas de error.

Sin embargo, el reparto de la energía de deformación entre flexos y barras al utilizar acero se perfila como causa determinante de la excesiva flexión de las mismas, la cual va en detrimento del desplazamiento obtenido en la plataforma móvil. La simulación sobre acero del nuevo diseño, con barras de gran anchura y por tanto más rígidas, confirma lo inadecuado de este material dados los pequeños desplazamientos que nuevamente se obtienen.

- **Presencia de giros y desplazamientos laterales:** quedan patentes cuando se efectúa el accionamiento según una única dirección (esto es, mediante un sólo PZT). La causa se encuentra en que, si bien los mecanismos flexibles utilizados son de tipo paralelo, sus accionamientos no se encuentran centrados. En consecuencia, sólo unos mecanismos ideales compuestos por rótulas y barras totalmente rígidas responderían según lo deseado ante la acción de PZTs dispuestos cada uno a un lado de su mecanismo correspondiente.

- **Difícil cuantificar la precarga:** la precarga de los actuadores es indispensable para obtener una buena respuesta del microposicionador, lo cual presenta como inconveniente la necesidad de disponer de equipos adecuados que ayuden a aplicarla y medirla. Este proceso es imposible de efectuar en el laboratorio del Departamento, siendo preciso mover manualmente el mecanismo con la ayuda de gatos, introducir los PZTs en sus alojamientos, y a continuación descargar en mecanismo. Quedan así los actuadores precargados, pero es imposible conocer en qué medida.

Hasta aquí queda expuesto un resumen preliminar de los aspectos positivos y negativos del diseño experimentado en particular, y de su concepto en general gracias al cálculo y simulación del nuevo modelo propuesto de forma paralela a este estudio, que ha permitido contrastar algunas de las conclusiones extraídas.

Tales conclusiones deben necesariamente definir líneas de trabajo a adoptar en las fases restantes del desarrollo completo del equipo, cuestión que aborda detalladamente el siguiente capítulo.

## 10. TRABAJO FUTURO

Una parte importante de este trabajo es la que consiste en establecer líneas de trabajo futuro en forma de objetivos y propuestas para su consecución. El conjunto de dichas líneas de trabajo debe englobar, por un lado, las que se mantienen por haberse comprobado sus resultados positivos; por otro, las que resulten del análisis de los puntos débiles del diseño y de las causas de error, y por tanto encaminadas hacia su mejora en cuanto a funcionamiento y prestaciones. Según estos dos grandes bloques se plantean las propuestas.

### 10.1. ASPECTOS A MANTENER

Algunas características del diseño demuestran ser adecuadas dados los buenos resultados obtenidos, comprobados en las fases de simulación y prueba. Se propone materializar de manera definitiva dichas características en forma de líneas a seguir para el desarrollo final del microposicionador. A continuación se enumeran y comentan en detalle.

#### 10.1.1. SISTEMA FLEXIBLE

El mecanismo flexible diseñado y probado presenta, como es sabido, un comportamiento cualitativamente satisfactorio del que cabe destacar:

- **Movimiento continuo:** la linealidad de los desplazamientos respecto a las tensiones de accionamiento pone de manifiesto la ausencia de discontinuidades en el movimiento transmitido a la plataforma móvil, resultando éste continuo y libre de trabas.
- **Posición de la plataforma bien definida según tensiones de accionamiento:** a cada punto de cualquiera de los tres ensayos realizados, le corresponde una única posición de la plataforma móvil, volviendo la misma a su posición inicial una vez

terminada la prueba a tensión cero. De la misma forma, las gráficas de desplazamientos reproducen los ciclos de histéresis de los PZTs.

Por tanto, el mecanismo flexible presenta un comportamiento perfectamente elástico, obteniendo para la plataforma móvil posiciones que dependen exactamente del punto de accionamiento, caracterizado por el escalón de tensión y por la dirección del mismo (subida o bajada).

### **10.1.2. CINEMÁTICA PARALELA**

El sistema de cinemática paralela resulta idóneo para garantizar que cada PZT transmite a la plataforma móvil desplazamiento exclusivamente según el eje al que queda asociado el actuador.

Por tanto, se propone mantener tal configuración de los mecanismos flexibles en las fases posteriores de desarrollo del microposicionador.

### **10.1.3. MECANIZADO POR ELECTROEROSIÓN**

El método más sencillo para mecanizar el sistema flexible sobre la preforma metálica es la electroerosión.

Dadas las características del proceso, tales como el uso de hilo muy fino y velocidad de corte muy baja, se consigue un buen dimensionado y acabado superficial y, por tanto, un buen comportamiento de los flexos.

### **10.1.4. ACCIONAMIENTO PIEZOELÉCTRICO**

Los resultados obtenidos en desplazamientos sitúan a los actuadores piezoeléctricos como la solución idónea para el accionamiento de un mecanismo flexible, por razones tanto de sencillez constructiva y de operación, como económicas.

Este tipo de actuador ofrece las prestaciones mecánicas deseadas para el posicionado de la plataforma móvil, tal y como muestran las gráficas ya vistas de desplazamientos en las que la posición de la plataforma sigue linealmente la tensión de accionamiento. Esta linealidad implica que la elongación del PZT, aun estando cargado, es proporcional a la tensión a la que se somete.

El único inconveniente reside en el ciclo de histéresis que presenta el material cerámico del que se componen, lo cual no supone un problema ya que por medio de las sondas capacitivas puede controlarse en todo momento la posición de la plataforma móvil.

#### **10.1.5. MEDIDA DE DESPLAZAMIENTOS MEDIANTE SONDA CAPACITIVAS**

Las sondas capacitivas permiten una determinación precisa de la distancia a la que se encuentra una superficie enfrentada, característica de la que se hace uso en la medida de desplazamientos de la plataforma.

No presentan variaciones en su lectura derivadas, por ejemplo, de ciclos de histéresis, ya que este tipo de sonda trabaja estableciendo un circuito eléctrico entre ella y la superficie objetivo. Este circuito es un condensador cuya capacidad, que depende de la distancia a dicha superficie, se determina a partir de la tensión que en él se establece como consecuencia de la corriente introducida por el sistema. Así, de la tensión medida resulta de forma directa la distancia a la superficie.

Por tanto, un sensor capacitivo provisto del número necesario de sondas ofrece la fiabilidad adecuada para determinar correctamente la posición de la plataforma móvil.

### **10.2. NUEVAS PROPUESTAS**

Si bien el comportamiento cualitativo del microposicionador es correcto, y las técnicas empleadas tanto en la fabricación como en el accionamiento y medida de desplazamientos son adecuadas, las simulaciones y el ensayo en laboratorio ponen de manifiesto aspectos a

mejorar en su funcionamiento y prestaciones cuyas posibles causas han quedado expuestas y detalladas en esta memoria.

Para cada una de ellas se pretende en este apartado plantear objetivos y propuestas en los que centrar las líneas de investigación futuras, encaminadas al desarrollo final del dispositivo.

### 10.2.1. FABRICACIÓN EN ALUMINIO 7075

El uso de acero presenta el importante inconveniente del reparto de la energía de deformación entre los flexos y las barras de los mecanismos. Al ser el módulo de Young muy elevado, la deformación se dificulta y los flexos transmiten buena parte de la energía a las barras, provocando su flexión en detrimento de los desplazamientos obtenidos en la plataforma móvil. La solución de reducir la anchura de los flexos para facilitar su deformación lleva consigo el riesgo de superar el límite elástico, provocando así deformaciones plásticas (permanentes) y posibles fracturas o agrietamientos.

Este problema desaparece utilizando aluminio, cuya combinación de bajo módulo de Young y elevado límite elástico facilita la deformación exclusivamente elástica de los flexos, minimizando la flexión de las barras, a las que apenas se transmite energía de deformación

Teniendo en cuenta lo comentado, comprobado al calcular y simular el nuevo modelo de la UNCC y la Universidad de Zhejiang, se propone como alternativa el uso de **aluminio 7075**, material que presenta como ventajas adicionales:

- Módulo de Young bien determinado y conocido
- Dificil oxidación
- Ligereza de peso

Resta, por tanto, la fabricación y prueba por parte de los grupos implicados de un prototipo que confirme, en su caso, las conclusiones extraídas y determine el material a utilizar en el desarrollo final de la plataforma.

### 10.2.2. CARACTERIZACIÓN DE FLEXOS

Si bien es una operación que no ha podido realizarse por no encontrarse operativas las máquinas de medición por coordenadas del Laboratorio de Metrología (figura 58), conviene hacer mención expresa de la necesidad de caracterizar los flexos para validar su geometría.

Como se indica, un método adecuado para caracterizarlos es la medición por coordenadas, comprobando concretamente:

- Radio de curvatura
- Anchura en diferentes puntos

Verificados los flexos, y en caso de existir defectos en alguno de ellos, se tiene una fuente de información que puede explicar fehacientemente, en su caso, ciertos errores en la operación del microposicionador.



*Fig. 58: máquina de medición por coordenadas, apta para la caracterización de los flexos (Laboratorio de Metrología del Departamento de Ingeniería de Diseño y Fabricación)*

### 10.2.3. MINIMIZAR LA CURVATURA DE LAS BARRAS

Como se viene indicando en diferentes puntos de la memoria, la principal causa de discrepancia entre los resultados teóricos y los obtenidos en las fases de simulación y prueba, es la absorción de buena parte de la energía de deformación en la flexión de las barras.

El uso de aluminio 7075 da solución al problema al minimizarse, gracias a sus propiedades mecánicas, el reparto de energía de deformación, concentrándose la práctica totalidad de la misma en los flexos.

No obstante, si bien el fenómeno se reduce en gran medida, éste persiste aunque con el nuevo diseño ya se obtengan desplazamientos aceptables.

Así pues, y a pesar de no ser estrictamente necesario, se propone trabajar hacia una reducción todavía mayor de la deformación de las barras que aproxime el comportamiento de los mecanismos al del caso ideal de barras rígidas.

Existen dos formas de dotar de rigidez a las barras:

- Incrementar suficientemente su anchura
- Incrementar su inercia frente a la flexión separando su masa del eje central tanto como sea posible, esto es, conseguir para las barras una sección en H

El aumento de anchura se tiene con el uso del nuevo diseño planteado por la UNCC y la Universidad de Zhejiang, y por tanto se propone utilizarlo en lo sucesivo en caso de que su fabricación y prueba confirmen las conclusiones extraídas.

En cuanto a la opción de incrementar la inercia, ésta aun siendo viable exige un aumento todavía mayor de la anchura de las barras, ya que se debe al menos mantener la sección para que la distribución de la masa hacia los extremos tenga el efecto deseado, necesitando además mecanizar ranuras en las barras para obtener el perfil en H. Por tanto, se descarta esta opción estimando suficiente el incremento de anchura que supone la adopción del nuevo diseño.

#### **10.2.4. ELIMINAR GIROS Y DESPLAZAMIENTOS LATERALES**

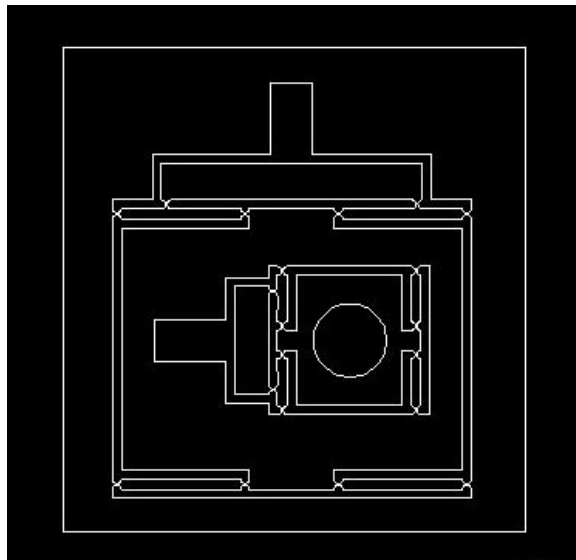
Como se ha explicado, esta circunstancia es consecuencia de:

- Posición lateral del accionamiento de cada mecanismo flexible
- En menor medida, la diferencia de comportamiento del sistema respecto al caso ideal de rótulas y barras rígidas



No obstante, aun siendo la causa de más peso la posición del accionamiento, ya se propone la mejora de la rigidez de las barras para minimizar la absorción de energía en su flexión. Por tanto, se plantea determinar primeramente si dicha mejora de rigidez es suficiente para solventar el problema de los giros y desplazamientos laterales.

Si el problema persiste, se propone centrar el accionamiento de cada mecanismo de manera similar a lo indicado esquemáticamente en la figura 59, solución que implica recalcular la posición de los flexos para obtener la amplificación requerida.



*Fig. 59: Esquema de la propuesta de centrado de los actuadores.  
Dimensiones: 110 x 105 mm.*

#### **10.2.5. ASEGURAMIENTO DE LA PRECARGA DE LOS ACTUADORES**

El ensayo del accionamiento según X evidencia la importancia de la precarga de los PZTs. De hecho, la especificación de Thorlabs, fabricante de los actuadores, recomienda una precarga mínima de 100 N.

La cuantificación exacta de la precarga exige:

- Un sistema regulable de apriete de los PZTs integrado en el microposicionador
- Un equipo dinamométrico que determine el esfuerzo al que queda sometido el PZT

La integración de un sistema de apriete en el dispositivo resulta inviable para este trabajo dada la necesaria sencillez del prototipo por estar destinado a una prueba preliminar dentro de un proyecto global muy complejo, y por tener que fabricarse en función de la disponibilidad del personal del taller interfiriendo lo mínimo posible sobre las tareas habituales del mismo.

Para fases futuras del desarrollo del microposicionador se propone responder a las exigencias comentadas para la determinación del estado de precarga, desarrollando un sistema regulable integrado en el dispositivo para el apriete de los PZTs, y utilizando el equipo dinamométrico adecuado para medir el esfuerzo al que quedan éstos sometidos.

## 11. VALORACIÓN FINAL

El proyecto descrito supone una importante colaboración en el desarrollo de lo que será el sistema final de microposicionado destinado a efectuar el desplazamiento del AFM según los requerimientos de operación establecidos.

En él se sientan las bases para el diseño de los mecanismos flexibles, derivadas del cálculo, simulación y prueba del primer prototipo. Las simulaciones del diseño que paralelamente a nuestras pruebas se ha elaborado desde la UNCC y la Universidad de Zhejiang, han permitido confirmar buena parte de las observaciones realizadas sobre el primer modelo, tanto en los aspectos a mejorar como en aquéllos que por sus resultados positivos se propone mantener en un futuro.

Todo ello ha permitido elaborar una propuesta de líneas de trabajo a adoptar a partir de este momento por los equipos e instituciones implicadas en el proyecto, continuando además la vía de colaboración desde el Departamento a través de nuevos estudios.

En el ámbito personal, este Proyecto de Fin de Carrera ha supuesto un primer y activo contacto con un gran trabajo de investigación del que extraer un importante aprendizaje, tanto en el campo de la ingeniería de precisión como en lo referente a la necesaria coordinación entre diferentes grupos de trabajo para la consecución de objetivos ambiciosos, proceso en el que la discusión y contraste de resultados, así como la elaboración de propuestas de trabajo futuro, son tan importantes como los resultados propiamente dichos.

En general, la experiencia ha resultado muy útil y positiva, constituyendo un aprendizaje de aplicación en posteriores proyectos y colaboraciones, y poniendo en valor el trabajo de investigación del Departamento como parte de proyectos de gran envergadura que por razones obvias precisan del trabajo común de varios grupos e instituciones.



**ANEXO I**

**METROLOGÍA DE SUPERFICIES**

**EQUIPOS Y COMPONENTES**



## 1. EVOLUCIÓN HISTÓRICA DE LA METROLOGÍA DE SUPERFICIES

La aparición de la metrología de superficies se produce en la década de 1930 con la aparición de la rugosimetría, consistente en la medición de rugosidad de una superficie mediante el uso de una plumilla o punzón que recorre la misma registrando la variación de alturas a lo largo de una trayectoria rectilínea.

A partir de la década de 1960, esta técnica experimenta un importante desarrollo debido a la aparición del ordenador en muchas disciplinas, y al progresivo aumento de la capacidad de cálculo, así como de tratamiento, procesado y almacenamiento de datos. Este método de medición mediante palpado plantea algunos inconvenientes, entre los que cabe citar:

- Alto tiempo empleado para obtener un perfil en tres dimensiones, puesto que son necesarios varios muestreos en trayectorias diferentes
- Errores debidos a la presión ejercida por el palpador sobre la superficie, ya que dependiendo del material del que se trate, dicha superficie puede verse alterada por la presión y la fricción del palpador.

Durante la década de 1970, esta disciplina experimenta un notable avance, motivado por la aparición de la Microscopía de Sonda de Barrido (SPM, *Scanning Probe Microscopy*), concepto amplio que engloba tres técnicas bien diferenciadas:

- Microscopía de Efecto Túnel (STM, *Scanning Tunneling Microscopy*)
- Microscopía Óptica de Campo Cercano (SNOM, *Scan Near-field Optical Microscopy*)
- Microscopía de Fuerza Atómica (AFM, *Atomic Force Microscopy*)

De entre estas tres técnicas, es la Microscopía de Fuerza Atómica la que guarda una estrecha relación con este proyecto, ya que la plataforma que se va a diseñar tiene como misión el posicionamiento del microscopio y su desplazamiento sobre la superficie de la muestra a analizar, efectuando así el barrido sobre la superficie de la misma.

Durante la década de 1980 surgen técnicas de palpado ópticas que emplean métodos de medición por triangulación, autoenfoco e interferometría. Toda esta evolución de la metrología de superficies se produce paralelamente a los avances en el campo de la Nanotecnología, los cuales han ido permitiendo objetivos cada vez más ambiciosos en la visualización de superficies a nivel microscópico. Además, dichos avances se han visto facilitados por la progresiva aparición de grupos de trabajo e investigación que han ido desarrollando su labor dedicándose a las diferentes técnicas que se han enumerado. En particular, el Centro de Metrología de Precisión de la UNCC es el equipo con el que desde el Departamento se colabora en el desarrollo del modelo de microposicionador a través de este proyecto.

## **2. EQUIPOS: MICROSCOPIO DE FUERZA ATÓMICA**

Un microscopio de fuerza atómica, comúnmente denominado AFM de sus siglas en inglés, es un equipo cuyo uso se encuentra ampliamente extendido en el campo de la metrología de superficies.

Se utiliza para determinar, con elevada resolución, las dimensiones y posición de las rugosidades presentes en una superficie.

Esta determinación no puede realizarse por medios ópticos, por lo que se debe recurrir a sistemas móviles de palpado de la superficie. En esta tecnología se basa el funcionamiento del AFM. La punta del palpador se mueve sobre el plano de la muestra (plano X-Y), y en la dirección perpendicular (Z) según las rugosidades. Un sistema de detección continua de sus coordenadas X-Y-Z va dibujando la superficie en tres dimensiones elaborando así un mapa de rugosidades.



## 2.1. PALPADOR DEL AFM

El palpador de un AFM consiste en una palanca flexible provista de una punta afilada (figura A1). La combinación de fuerzas de atracción y repulsión a nivel atómico entre la punta y la muestra es la responsable de que el palpador mantenga permanente contacto con la superficie a estudiar, flexionando la palanca al paso por las rugosidades en función de las dimensiones de éstas.

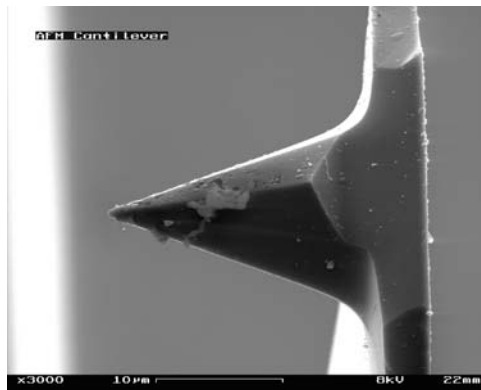


Fig. A1: Punta de un microscopio de fuerza atómica

## 2.2 MEDIDA DE LAS RUGOSIDADES

La medición de las rugosidades de la superficie se realiza con ayuda de un haz de luz láser que incide sobre la palanca de palpado (figura A2).

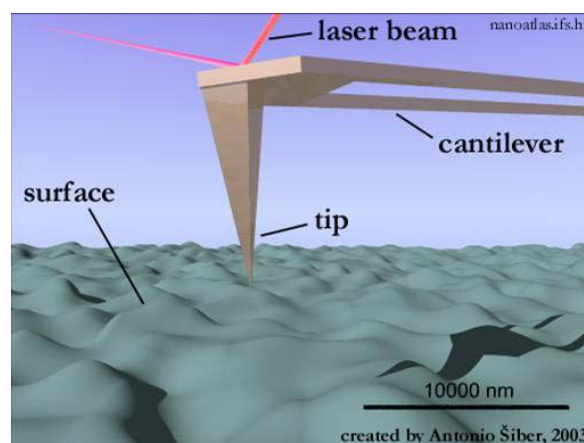


Fig. A2: La luz láser incide sobre la palanca

Dependiendo del estado de flexión de la palanca, condicionado por la rugosidad de la superficie, la trayectoria del haz reflejado varía. A su vez, la luz láser reflejada incide sobre un fotodetector, compuesto por fotodiodos, que detecta los cambios de trayectoria del haz y envía la señal correspondiente a la electrónica de detección y respuesta (figura A3)

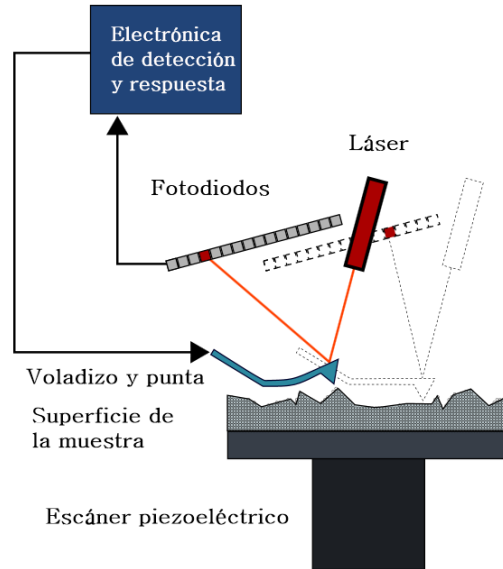


Fig. A3: Esquema de funcionamiento del AFM

El bloque electrónico de detección y respuesta es el encargado de registrar los cambios de trayectoria del haz láser, asociándolos a los cambios en las coordenadas XY de la palanca relativos a la muestra. Con estos datos, el AFM calcula las dimensiones de las rugosidades y ofrece un mapa en tres dimensiones de la superficie (figura A4)

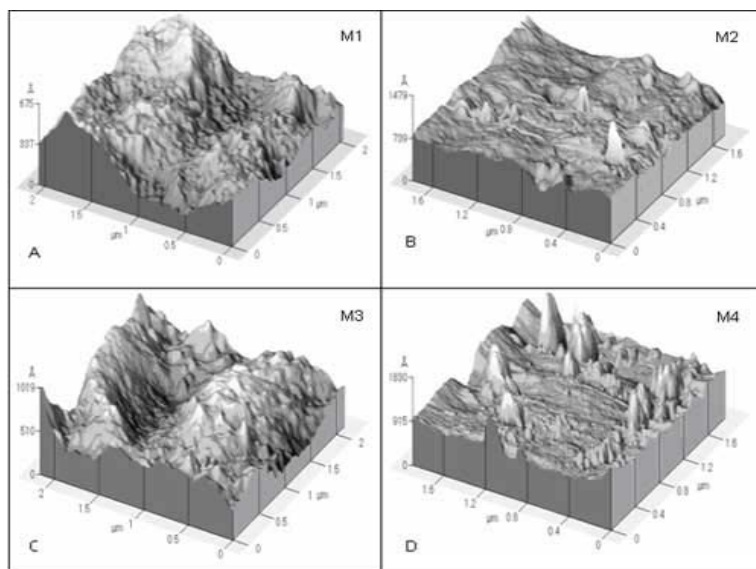
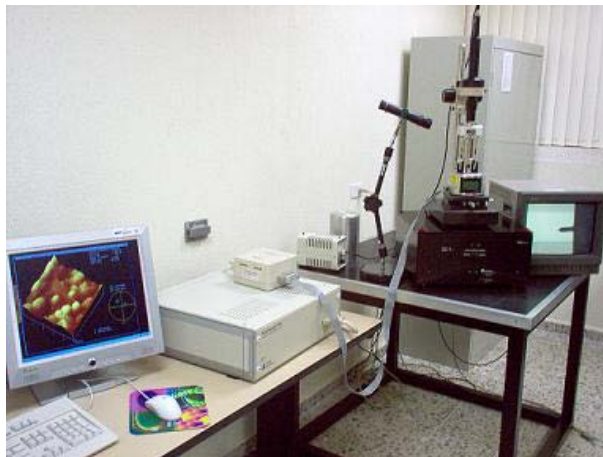


Fig. A4: Ejemplos de imágenes obtenidas mediante AFM

Evidentemente, el AFM exige equipamiento adicional, electrónico e informático, para la visualización y tratamiento de los resultados. La figura A5 muestra un equipo de microscopía de fuerza atómica, instalado en el laboratorio del Departamento de Física del Instituto Tecnológico y de Estudios Superiores de Monterrey.



*Fig. A5: equipo de microscopía de fuerza atómica*

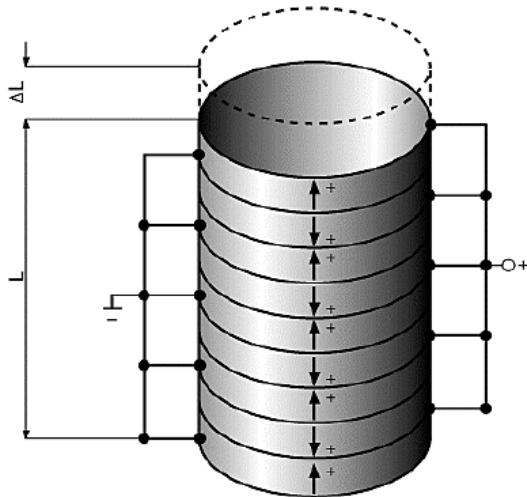
### **3. COMPONENTES**

#### **3.1. ACTUADORES PIEZOELÉCTRICOS (PZT)**

El fenómeno de la piezoelectricidad consiste en la conversión de energía mecánica en energía eléctrica y viceversa. Este efecto fue descubierto en 1880 por Jacques y Pierre Curie, quienes descubrieron que aplicando presión a un cristal de cuarzo se establecían cargas eléctricas en el mismo. El término “piezo” procede del griego y significa estrechar, apretar u oprimir. Así, a este fenómeno se le dio el nombre de “efecto piezoeléctrico”. Más tarde se constató que aplicando un campo eléctrico sobre el mismo cristal, éste se deformaba. Se denominó “efecto piezoeléctrico inverso”.

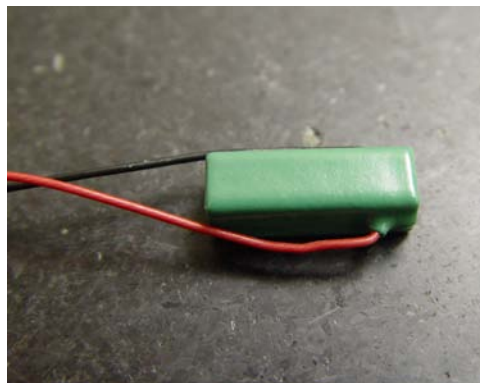
Con posterioridad, se fueron desarrollando materiales, generalmente cerámicos, que presentaran este mismo comportamiento con propiedades mejoradas, ya que el efecto observado en los materiales naturales experimentados inicialmente era muy pequeño.

Los actuadores piezoeléctricos (denominados comúnmente PZT) se construyen con este tipo de materiales mejorados, siendo la configuración más común la de tipo pila (figura A6), en la que varias capas de material cerámico se disponen formando una pila, para posteriormente aplicarle tensión al conjunto.



*Fig. A6: Esquema de un actuador piezoeléctrico de tipo pila*

Para proteger las capas cerámicas y sus conexiones eléctricas contra influencias externas, se cubre el conjunto con una carcasa metálica (figura A7)

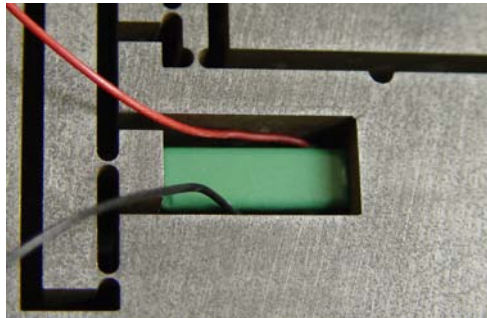


*Fig. A7: Actuador PZT adquirido en el comercio*

Cuando se acciona el actuador, cada capa queda sometida a una tensión eléctrica. Como consecuencia, experimenta una deformación disminuyendo su diámetro y aumentando su espesor. La suma de los incrementos de espesor de todas las capas da como resultado el desplazamiento que el PZT transmite al mecanismo flexible.

La denominación PZT indica Zirconato Titanato de Plomo, que es el material más ampliamente utilizado en la construcción de estos dispositivos. Los actuadores con que se equipa nuestro microposicionador son de este tipo.

Dependiendo de su construcción y sus dimensiones, cada modelo de PZT se caracteriza, entre otros aspectos, por el esfuerzo máximo que es capaz de ejercer. Por ello, al elegir un PZT debe tenerse en cuenta la resistencia que ofrece el mecanismo flexible que debe mover (figura A8).



*Fig. A8: El mismo PZT, alojado en el punto de accionamiento del mecanismo flexible*

Para una correcta operación, el PZT debe ser sometido a un proceso de precarga que asegure que el actuador está precomprimido antes de comenzar a trabajar. De este modo se asegura que al comenzar a aplicar tensión todo el esfuerzo suministrado por el PZT se invierte en mover el mecanismo flexible. De no estar precargado, sólo una parte del esfuerzo ejercido se destina a mover el mecanismo mientras el actuador incrementa progresivamente su longitud hasta alcanzar el nivel de precarga adecuado.

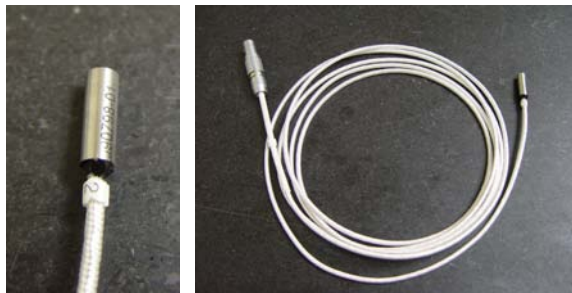
Thorlabs, fabricante de los PZTs utilizados, recomienda una precarga mínima de 100 N para su correcto funcionamiento.

### **3.2. SENSORES CAPACITIVOS**

Un sensor capacitivo es un equipo de medición de uso muy extendido en el campo de la metrología de precisión, capaz de detectar cambios de posición de objetos o superficies con una resolución del orden de micras.

Se compone de los siguientes elementos:

- Una sonda de proximidad (figura A9) que, convenientemente alimentada, suministra una señal en forma de tensión eléctrica cuyo valor depende de la distancia entre la sonda y el objeto enfrentado a ella, cuya posición y/o desplazamientos se precisa determinar.
- Un módulo de control (figura A10) que alimenta la sonda y mide la señal suministrada por ésta.

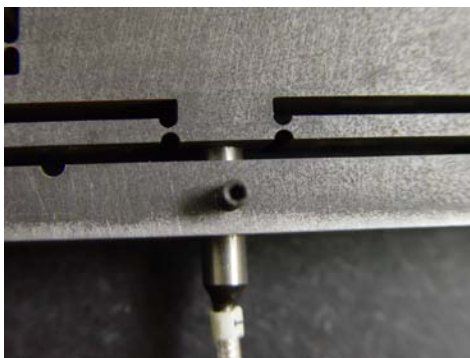


*Fig. A9: Sonda capacitiva de proximidad*



*Fig. A10: Módulo de control de la señal*

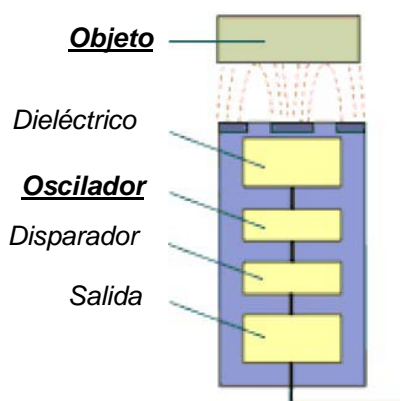
La sonda se coloca enfrentada al objeto o material cuyo desplazamiento queremos cuantificar, de manera que la cara sensible de la sonda y la superficie del objeto queden en posiciones paralelas (figura A11). La distancia entre ambos debe ser adecuada para que el sistema detecte correctamente la presencia y el desplazamiento del objeto.



*Fig. A11: Sonda de proximidad alojada frente a una superficie móvil*

La sonda consiste en una cápsula cilíndrica con dos electrodos concéntricos situados en la cara sensible formando un condensador. En el interior se encuentran un oscilador y otros elementos, que alimentados desde el módulo de control constituyen el circuito que hace funcionar la sonda.

En el extremo (cara sensible) el dieléctrico es visible, es decir, el conjunto del condensador no está totalmente encapsulado, sino que queda abierto en esa zona. Esta circunstancia supone que las líneas de campo eléctrico entre los dos electrodos salen al exterior describiendo trayectorias semielípticas (figura A12)



*Fig. A12: esquema y líneas de campo eléctrico de una sonda de proximidad*

La sonda debe situarse suficientemente cerca del objeto, ya que éste debe interferir sobre la capa de aire afectada por el campo eléctrico, que es la que influye sobre la capacidad del conjunto formado por el material dieléctrico y el aire. Conseguido esto, cualquier movimiento del objeto hará cambiar dicha capacidad.

A igual excitación del circuito, la variación de la capacidad implica la variación de la tensión entre los electrodos. Esta tensión se mide a través del módulo de control, y sus variaciones son proporcionales al desplazamiento del objeto.

De esta forma, conociendo la relación entre variación de tensión y desplazamiento, característica de cada modelo de sonda, podemos conocer fácilmente los desplazamientos experimentados por la plataforma móvil de cualquier posicionador que se diseñe. La única limitación reside en prever un emplazamiento adecuado para las sondas necesarias.



## **ANEXO II**

### **TIPOS DE FLEXOS**

### **VENTAJAS E INCONVENIENTES**



## 1. TIPOS DE FLEXOS

Los flexos son elementos que se integran en instrumentación, equipos y mecanismos utilizados en el campo de la ingeniería de precisión. Su misión es proporcionar determinados movimientos como respuesta a la acción de una fuerza que actúa sobre determinado punto del mecanismo.

Los tipos de flexos más comunes son tres:

- **Resorte de hoja:** es una lámina fina de material (figura A13) que, o bien se une por sus dos extremos a las dos piezas que han de articular entre sí, o bien se obtiene, con mayor dificultad, mecanizando sobre el sólido un estrechamiento que da como resultado dos piezas unidas por una fina lámina flexible.

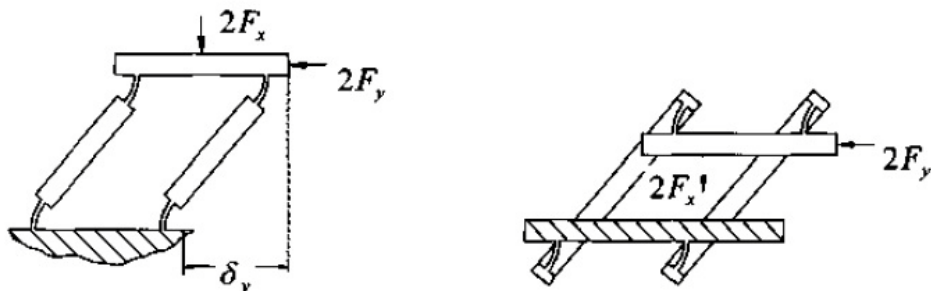


Fig. A13: Dos ejemplos de mecanismos con resortes de hoja

- **Ranura** (del inglés *notch type hinge*, *bisagra de tipo ranura*): es el tipo de flexo más extendido y el empleado en este proyecto. Consiste en dos ranuras mecanizadas simétricamente una sobre cada lado del sólido, dando como resultado dos partes articuladas entre sí por un elemento cuyo comportamiento se asemeja al de una bisagra.

Las ranuras (figura A14) pueden tener forma semicircular ( $\epsilon=1$ ), elíptica ( $\epsilon>1$ ) o recta ( $\epsilon=\infty$ ), siendo las circulares las más habituales.

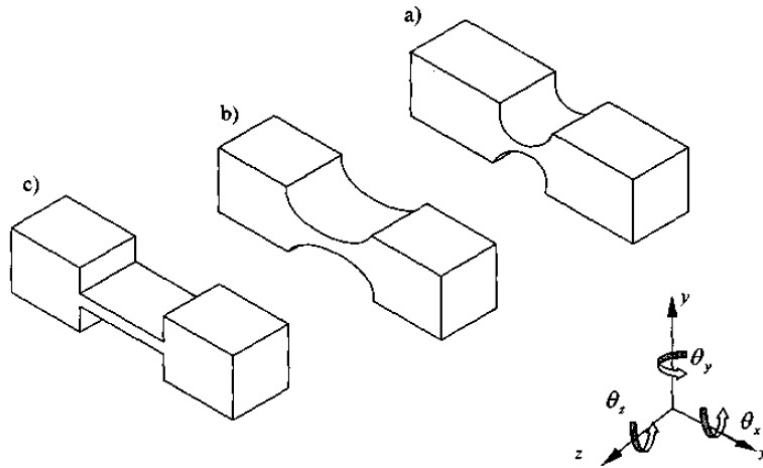


Fig. A14: Flexos de ranura semicircular (a), semielíptica (b) y recta (c)

- **Pivote de láminas cruzadas:** consiste en dos o más láminas cruzadas (figura A15) según diferentes configuraciones posibles. Sirve generalmente como unión flexible entre dos elementos de un mecanismo.

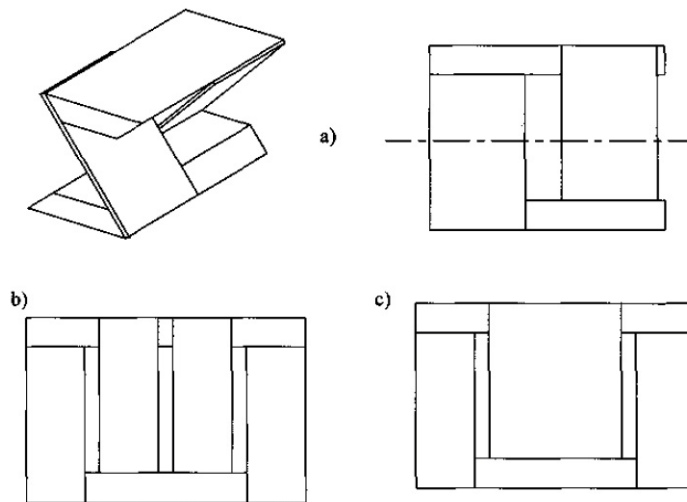


Fig. A15: Configuraciones de pivotes de láminas cruzadas:  
 (a) simple, vistas en perspectiva y lateral  
 (b) simétrica de cuatro láminas, vista lateral  
 (c) simétrica de tres láminas, vista lateral

## 2. VENTAJAS E INCONVENIENTES

### 2.1. RESORTES DE HOJA

Son flexos muy sencillos de fabricar y ensamblar que, sin embargo, presentan tres importantes inconvenientes:

- Inestabilidad bajo acciones de compresión
- Complejidad de las ecuaciones que rigen su comportamiento, con la consiguiente dificultad para analizar matemáticamente un mecanismo que integre uniones flexibles de este tipo.
- Su sencillez de ensamblaje se limita al caso de mecanismos compuestos de pocos elementos, siendo inviable su incorporación en mecanismos con gran número de barras de pequeño tamaño

### 2.2. RANURAS

La elección flexos de este tipo, de gran sencillez, presenta importantes ventajas:

- Fácil mecanizado, ya que se obtienen con sólo practicar ranuras de la forma adecuada, generalmente semicirculares, a cada lado de un cuerpo sólido, resultando dos cuerpos unidos por el estrechamiento obtenido.

Si el mecanismo es complejo, con elementos en número elevado y de pequeño tamaño, el mecanizado posterior destinado a generar los flexos puede sustituirse, como se ha hecho en este proyecto, por un proceso de electroerosión con el que se obtienen al mismo tiempo todos los elementos del mecanismo.

- Existen ecuaciones aproximadas de gran sencillez, obtenidas en 1965 por Paros y Weisbord, que permiten efectuar de forma sencilla los cálculos previos al análisis de un mecanismo que incorpore este tipo de flexos

- Su uso, tanto mecanizados con posterioridad como obtenido el conjunto mediante electroerosión, supone obtener mecanismos compactos sin discontinuidades del material y sin riesgo de imperfecciones derivadas del ensamblaje.

Cabe indicar como inconveniente de este tipo de flexos, que no resultan aptos para mecanismos con grandes requerimientos en cuanto a flexibilidad, ya que presentan una rigidez más alta que los de hoja. No obstante, no es frecuente que los requisitos en flexibilidad sean tan elevados como para desaconsejar el uso de flexos de ranura, por lo que su comportamiento resulta en general satisfactorio en la mayoría de aplicaciones. De hecho, es el tipo de flexo elegido para el desarrollo de este proyecto por las cuestiones descritas de sencillez tanto de mecanizado como de análisis matemático.

### **2.3. PIVOTES DE LÁMINAS CRUZADAS**

Se trata de flexos de uso también común para los que existen análisis matemáticos relativamente sencillos.

No obstante, presentan el inconveniente de la gran complejidad de su ensamblaje, que además resulta inviable en mecanismos con elementos de pequeño tamaño como es el caso de un microposicionador flexible.

## **3. FLEXOS DE RANURA**

Como se ha indicado, estos flexos son los de uso más extendido en sistemas flexibles de posicionamiento. Pueden ser de ranura semicircular, semielíptica o recta, es decir, el parámetro  $\epsilon$  que relaciona los diámetros mayor y menor de una elipse caracteriza los flexos según las tres categorías:

- Ranura semicircular:  $\epsilon = 1$
- Ranura semielíptica:  $\epsilon > 1$
- Ranura recta:  $\epsilon = \infty$

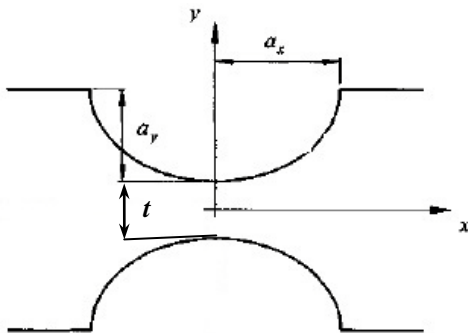
$$\varepsilon = \frac{D}{d} \quad \text{donde } \mathbf{D} \text{ es el diámetro mayor y } \mathbf{d} \text{ el diámetro menor de la elipse.}$$

Para diferenciar el comportamiento de los tres tipos de flexos de ranura se deben tener en cuenta los siguientes parámetros:

- **Tensión generada en el centro del flexo ( $\sigma$ ):** viene determinada por:

$$\sigma = K_t \cdot \frac{6M}{t^2 \cdot b} \quad \text{donde:}$$

- **M** es el momento flector
- **t** el espesor del flexo (figura A16) y **b** su altura (esto es, dimensión según el eje Z)
- **K<sub>t</sub>** el factor de concentración de tensiones



*Fig. A16: representación de los parámetros geométricos de un flexo de ranura*

- **Factor adimensional  $\beta_x$ :** se define como la relación entre el espesor **t** y la anchura de la ranura **2a<sub>x</sub>** (figura A16), y se expresa por:

$$\beta_x = \frac{t}{2a_x}$$

Así,  $\beta_x$  caracteriza la esbeltez del flexo, correspondiendo valores bajos con flexos más esbeltos, y viceversa. El factor de concentración de tensiones **K<sub>t</sub>** depende de esta relación.

- **Rigidez del flexo:** la figura A17 muestra una gráfica en la que se relaciona la rigidez de un flexo de ranura en función de su forma (caracterizada por  $\varepsilon$ ), y de su esbeltez (caracterizada por  $\beta_x$ ).

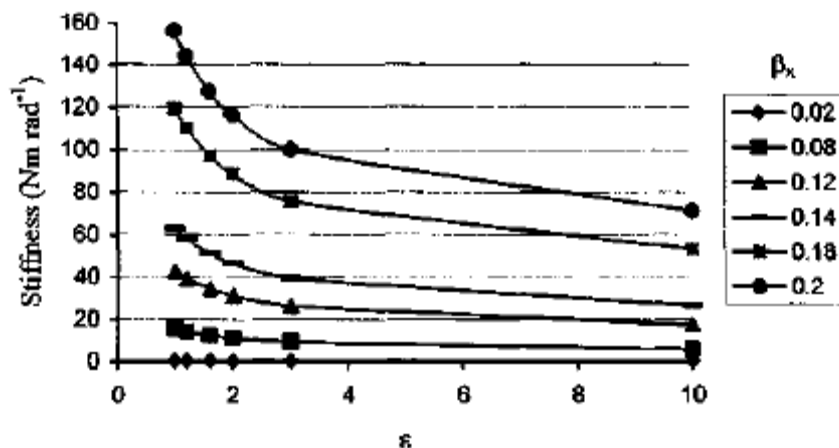


Fig. A17: Rigidez de un flexo de ranura según su geometría (Fuente: Flexures, © Overseas Publishers Association, 2000)

La gráfica pone de manifiesto que la rigidez máxima se obtiene con valores de  $\beta_x$  altos (flexos **poco esbeltos**), y para  $\epsilon=1$  (**ranuras semicirculares**).

A tenor de lo expuesto, estrictamente la mejor geometría es la del flexo recto ( $\epsilon=\infty$ ) y esbelto, ya que corresponden los valores más bajos de rigidez. Sin embargo, los ángulos presentes en el estrechamiento son puntos críticos en los que pueden producirse deformaciones plásticas o grietas debido a la acumulación de tensiones, lo que en general desaconseja el uso de dicha geometría.

Los flexos de ranura semicircular son, independientemente de su esbeltez, los más rígidos. No obstante, dada la sencillez de su geometría, y salvo casos excepcionales, son los más aconsejables por la facilidad de mecanizado que ofrecen. De hecho, es la tipología más extendida en el diseño de dispositivos flexibles de posicionamiento.



## **ANEXO III**

### **CÁLCULO DEL SISTEMA FLEXIBLE**

#### **FORMULACIÓN**



En este anexo se expone el algoritmo completo seguido para el cálculo del comportamiento del microposicionador previo a las fases de simulación y prueba en el laboratorio.

Como se ha expuesto en el anexo anterior sobre tipos de flexos, el cálculo se apoya en las simplificaciones y aproximaciones efectuadas en 1965 por Paros y Weisbord para facilitar el cálculo de los flexos de ranura, que son los elegidos para el desarrollo de este proyecto.

Se detalla únicamente el algoritmo para el estudio referido a uno de los dos ejes de movimiento, siendo análogo el desarrollo para el eje perpendicular. La figura A18 presentada a continuación muestra el mecanismo para un eje, y su modelo como sistema de barras y rótulas.

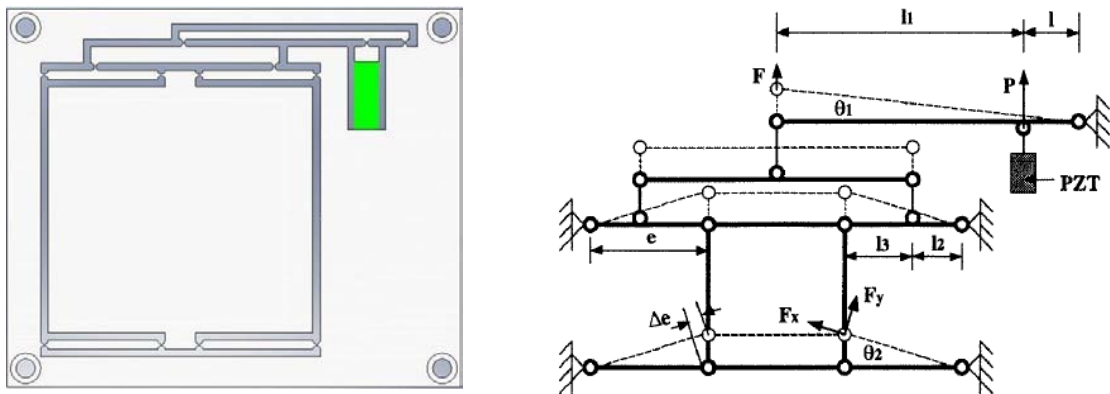


Fig. A18: Mecanismo flexible (izquierda) y modelado del mismo mediante barras y rótulas (derecha)

El actuador PZT introduce un desplazamiento que se ve amplificado por el mecanismo flexible según:

$$d = a_1 a_2 d_p$$

donde:

- **d** es el desplazamiento experimentado por la plataforma móvil en una dirección
- **d<sub>p</sub>** es el desplazamiento que introduce el PZT que actúa en esa dirección
- **a<sub>1</sub>** y **a<sub>2</sub>** son los factores de amplificación de primer y segundo orden del mecanismo asociado a esa dirección, y dependen de la geometría del mismo.

Los factores de amplificación  $a_1$  y  $a_2$  son función de la geometría del mecanismo y se definen como:

$$a_1 = \frac{l+l_1}{l} = 1 + \frac{l_1}{l} \qquad a_2 = \frac{l_3+l_2}{l_2} = 1 + \frac{l_3}{l_2}$$

El modelo supone que las barras son totalmente rígidas, y por tanto en el cálculo sólo interviene la rigidez de los flexos ( $K_s$ ) definida por:

$$K_s = \frac{2Ebt^{5/2}}{9\pi\sqrt{r}}$$

donde:

- **E** es el módulo de Young del material
- **b** es la altura del flexo. Al estar mecanizado el conjunto directamente sobre una preforma, coincide con el espesor de la misma.
- **t** es el espesor del flexo en su estrechamiento
- **r** es el radio de curvatura de los flancos del estrechamiento del flexo

La figura A19 muestra gráficamente los parámetros indicados: altura **b**, espesor **t**, y radio de curvatura **r**.

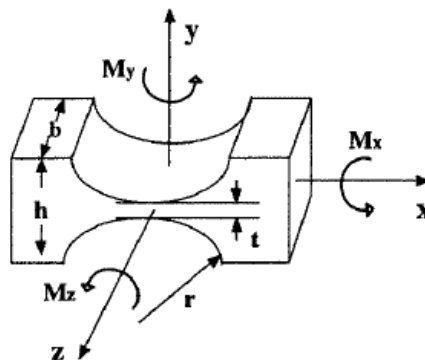


Fig. A19: Esquema de un flexo con indicación de sus dimensiones

A continuación se presentan las ecuaciones que definen la energía que almacenan los flexos. Se tienen diez flexos en la parte del mecanismo que proporciona la amplificación secundaria, y tres en el que proporciona la primaria.

Atendiendo al mecanismo secundario, y teniendo en cuenta que todos los flexos experimentan giros iguales ( $\theta_2$ ), se define la energía almacenada ( $A_0$ ) en cada uno de ellos como:

$$A_0 = \frac{1}{2} K_s \theta_2^2 = \frac{1}{2} K_s \left( \frac{d}{a_2 l_2} \right)^2$$

La igualdad es válida ya que, para valores de  $\theta_2$  pequeños, se puede admitir que:

$$\theta_2 \cong \frac{d}{l_2 + l_3} = \frac{d}{a_2 l_2}$$

Como se ha indicado, se tienen diez flexos idénticos en el mecanismo secundario que experimentan giros iguales, por tanto la energía total almacenada ( $A$ ) es igual a la suma de las energías acumuladas en los diez flexos, obteniendo:

$$A = \frac{1}{2} F d_2 = \frac{1}{2} F \left( \frac{d}{a_2} \right) = 10 \cdot A_0$$

donde:

- $d_2$  es el desplazamiento del punto donde actúa la fuerza  $F$  transmitida por el PZT y que mueve el mecanismo secundario (figura A18)
- $d$  es el desplazamiento de la plataforma móvil, calculado como  $d = a_2 \cdot d_2$

De la ecuación se obtiene:

$$F = \frac{10 \cdot K_s d}{a_2 l_2^2}$$

Expresando de forma análoga la energía almacenada en los tres flexos del mecanismo primario, sumándola a la almacenada en los flexos del secundario, e igualando la suma a la energía suministrada por el actuador, que ejerce una fuerza  $P$  y transmite un desplazamiento  $d_p$ , se tiene:

$$\frac{1}{2} P \cdot d_p = \frac{1}{2} P \left( \frac{d}{a_1 a_2} \right) = 10 \cdot \frac{1}{2} K_s \left( \frac{d}{a_2 l_2} \right)^2 + 3 \frac{1}{2} K_s \left( \frac{d}{a_1 a_2 l_2} \right)^2$$

Despejando **P** y englobando todos los parámetros geométricos y características del material dentro de un mismo factor, se obtiene:

$$P = \left( \frac{10K_s a_1}{a_2 l_2^2} + \frac{3K_s}{a_1 a_2 l_2^2} \right) d = Kd$$

donde:

- **d** es el desplazamiento que la plataforma experimenta en la dirección estudiada
- **K** es la **rigidez total del mecanismo**, dada por:

$$K = \frac{10K_s a_1}{a_2 l_2^2} + \frac{3K_s}{a_1 a_2 l_2^2}$$

- $l_2$  es dato geométrico (figura A20)

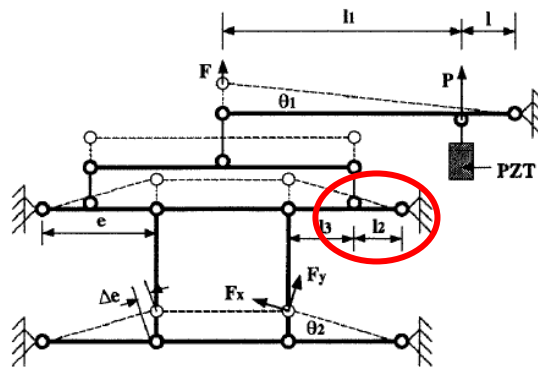


Fig. A20: Esquema del mecanismo flexible con indicación de la dimensión  $l_2$

Por último, es importante calcular la frecuencia natural de vibración del mecanismo ya que va a ser accionado por dispositivos (actuadores piezoeléctricos PZT) que al operar también presentan una frecuencia de vibración, y en consecuencia deben utilizarse valores seguros de frecuencia natural para evitar resonancias.

Dicha frecuencia (**f**) viene dada por:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m}}$$

donde:

- **K** es la constante elástica del mecanismo
- **m** es la masa a mover

El algoritmo y formulación expuestos permiten realizar de forma completa el cálculo previo del mecanismo flexible para una dirección de accionamiento. Para el cálculo según la dirección perpendicular debe procederse de forma análoga.

No obstante, el método asume hipótesis (barras totalmente rígidas y ausencia de giros y desplazamientos laterales) cuya validez debe asegurarse en la concepción y fabricación del mecanismo.





**ANEXO IV**

**VARIACIONES SOBRE LOS DISEÑOS**

**SIMULACIONES**



## 1. VARIACIONES SOBRE EL PRIMER DISEÑO

Antes de proceder a su prueba en el laboratorio, se han simulado mediante elementos finitos dos variantes del primer diseño que responden a dos cambios de posición de uno de los flexos de la palanca primaria del mecanismo correspondiente al eje Y.

En ambos casos se comprueba que:

- Persiste el problema de los desplazamientos pequeños y los giros
- Se supera el límite elástico del acero A-52 (355 MPa)

A continuación (figuras A21 a A28) se presentan los gráficos de resultados.

### 1.1. FLEXO TRASLADADO ARRIBA

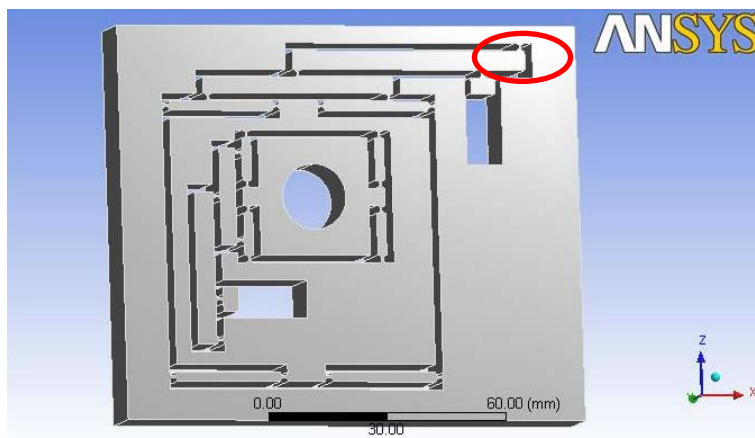


Fig. A21: Señalado en rojo, cambio de posición del flexo hacia arriba

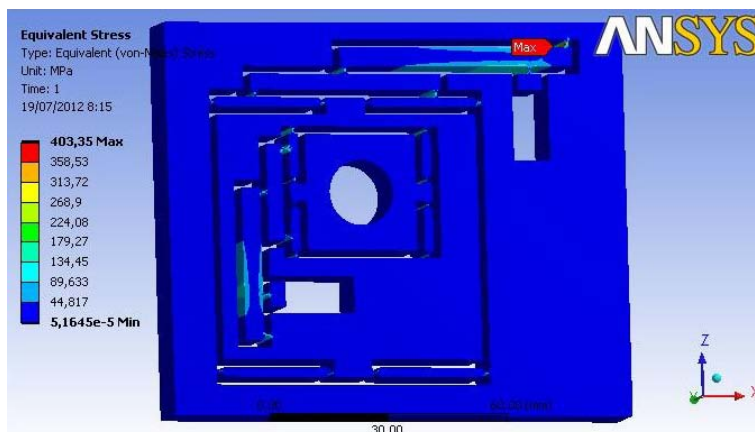


Fig. A22: Tensión máxima de Von Mises por encima del límite elástico del acero A-52

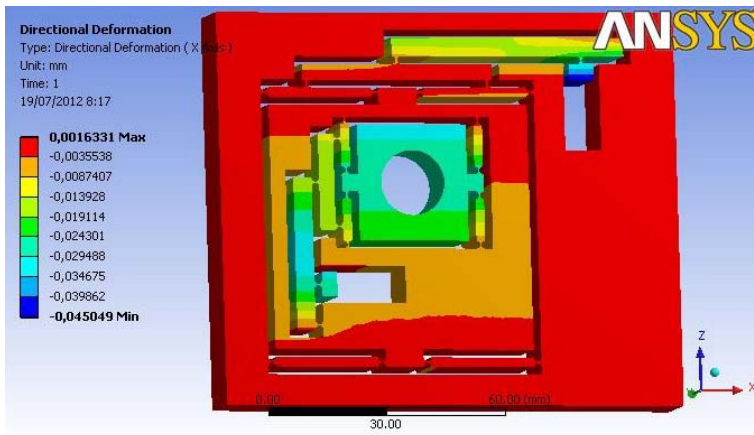


Fig. A23: Desplazamiento según eje X todavía escaso, y presencia de giros

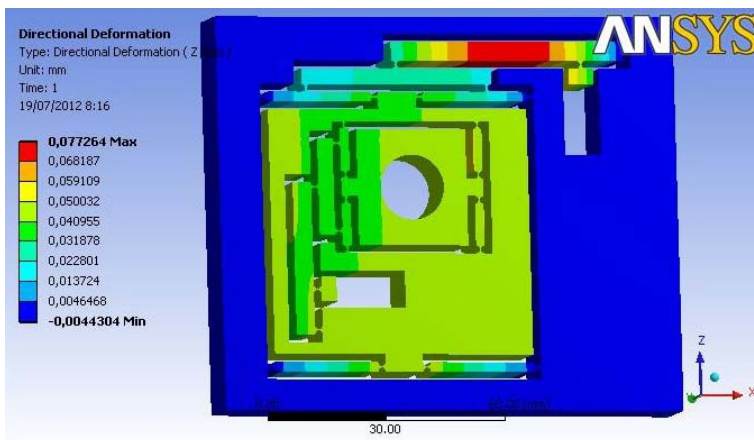


Fig. A24: Misma situación anterior, según el eje Y

## 1.2. FLEJO TRASLADADO A LA DERECHA

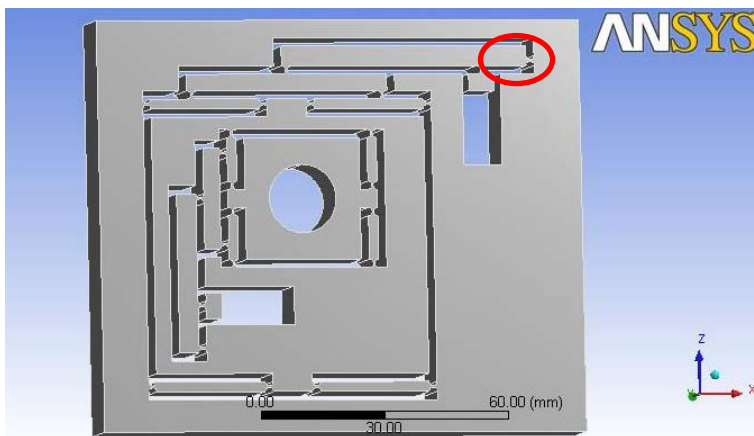


Fig. A25: Señalado en rojo, cambio de posición del flexo a la derecha

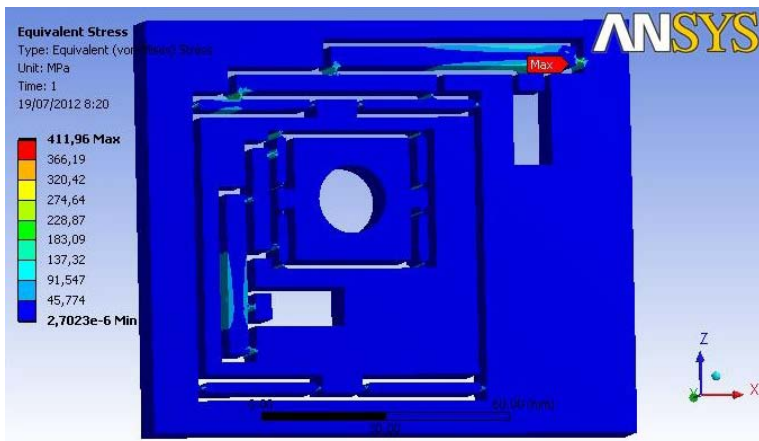


Fig. A26: Tensión máxima de Von Mises por encima del límite elástico del acero A-52

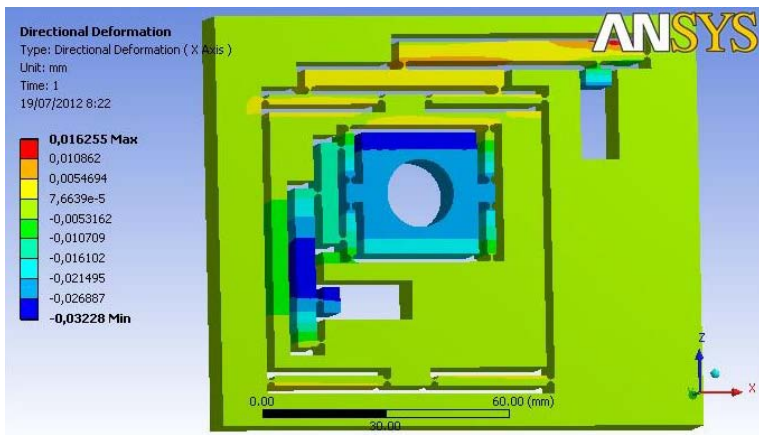


Fig. A27: Desplazamiento según eje X todavía escaso, y presencia de giros

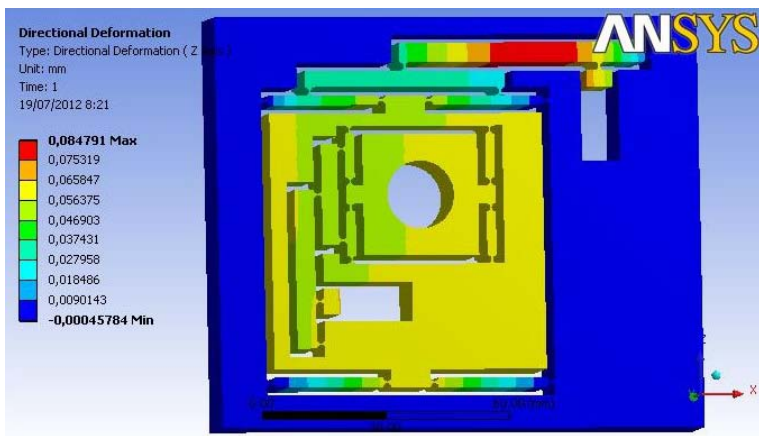


Fig. A28: Misma situación anterior, según el eje Y

## 2. VARIACIONES SOBRE EL NUEVO DISEÑO EN ALUMINIO 7075

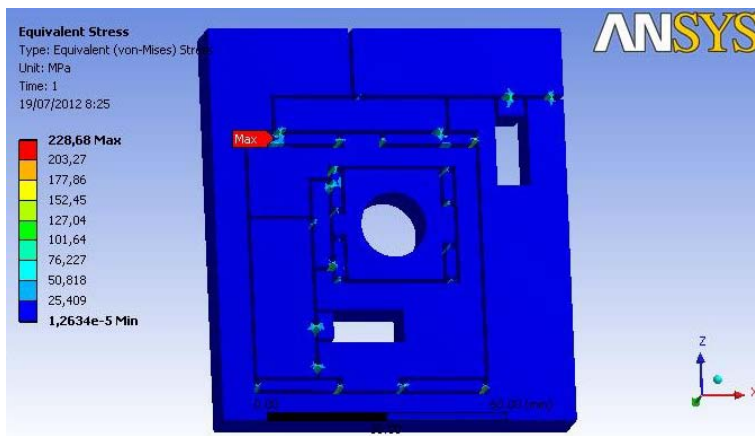
El nuevo diseño elaborado por la UNCC y la Universidad de Zhejiang para ser fabricado en aluminio se ha sometido igualmente a algunos cambios, simulando su comportamiento para analizar los resultados. El objetivo de estas simulaciones es comprobar las ventajas del uso de aluminio y estudiar formas de eliminar o minimizar los giros y desplazamientos laterales de la plataforma móvil.

Concretamente se han simulado tres variaciones del diseño:

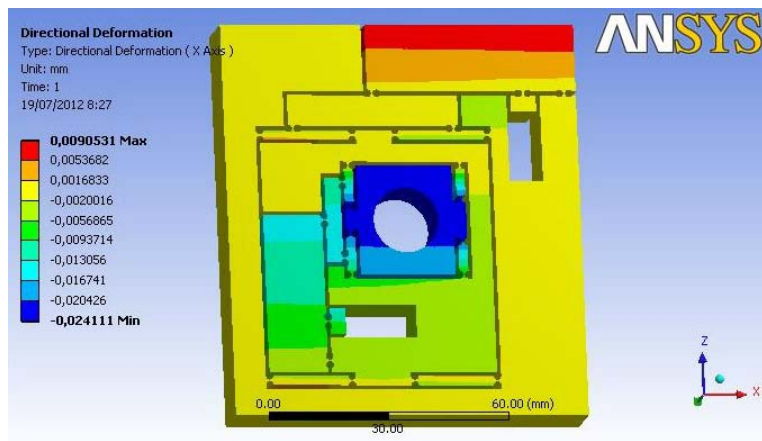
- Cambio del aluminio 7075 por acero A-52 para comparar los resultados
- Sobre aluminio, cambio de posición de la articulación entre la palanca primaria y el mecanismo secundario correspondientes al eje X
- Sobre aluminio, accionamiento con 4 PZTs, dos por eje, dispuestos de forma simétrica

### 2.1. CAMBIO DE ALUMINIO POR ACERO

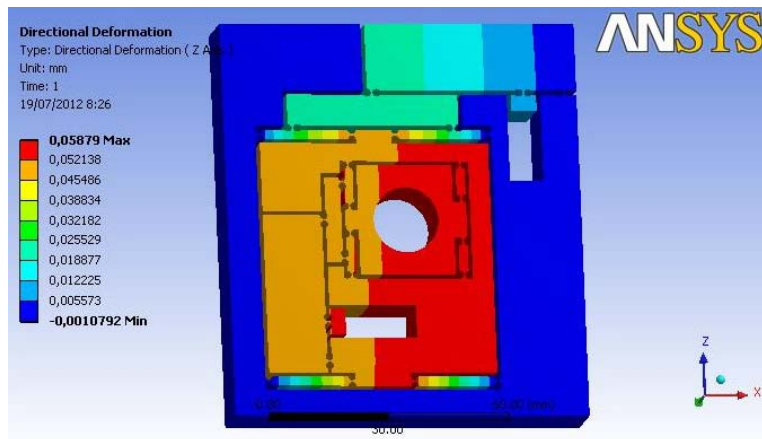
Las gráficas de resultados (figuras A29 a A31) ponen de manifiesto que, a pesar del buen comportamiento a resistencia, es el uso de acero el motivo del escaso movimiento de la plataforma debido a su rigidez: los flexos son mucho más rígidos que en el caso del aluminio y, en consecuencia, la energía de deformación se reparte entre flexos y barras provocando la flexión de éstas y, en consecuencia, desplazamientos insuficientes.



*Fig. A29: Los valores de tensión de Von Mises indican buen comportamiento a resistencia*



*Fig. A30: Desplazamientos según el eje X, muy pequeños por el uso de acero*



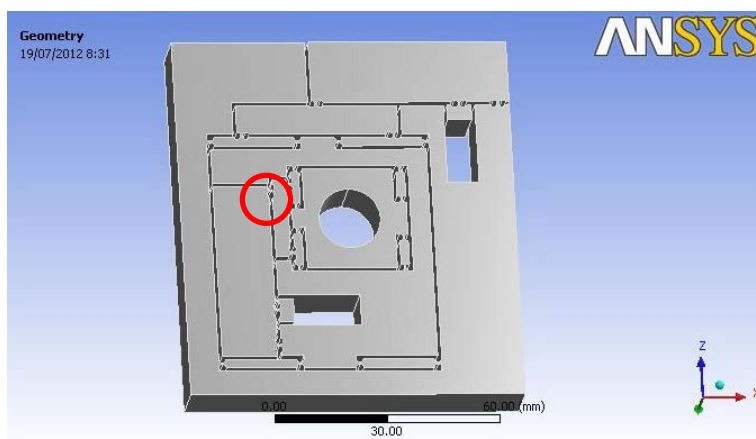
*Fig. A31: Desplazamientos según el eje Y, también demasiado pequeños*

## 2.2. CAMBIO DE POSICIÓN DE LA ARTICULACIÓN ENTRE MECANISMOS

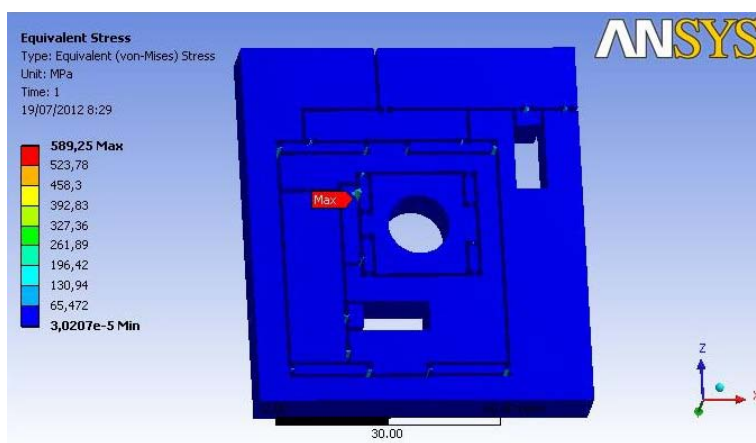
Este cambio se plantea sobre el modelo en aluminio sólo para un eje, concretamente el X (figura A32). El objetivo de simular esta situación es comprobar si puede calcularse una nueva geometría que, sin ser de cinemática estrictamente paralela, permita la operación del microposicionador minimizando o evitando los giros no deseados que experimenta la plataforma móvil.

Si bien la según ej eje X se advierte cierta mejora en lo referente al giro de la plataforma, el cambio de posición de la articulación afectada trae consigo un aumento drástico de la tensión máxima (figura A33), registrada concretamente en ese flexo, en el que **se alcanzan los 589 MPa**, tensión muy superior al límite elástico del aluminio 7075 que se sitúa en torno a 500 MPa.

Por tanto, descentrar la articulación entre mecanismos no representa una solución adecuada al problema de los giros. A continuación se presentan las gráficas de resultados.



*Fig. A32: Señalada en rojo, nueva posición para X de la articulación entre mecanismos*



*Fig. A33: Tensión de Von Mises. Se supera el límite elástico del aluminio 7075*



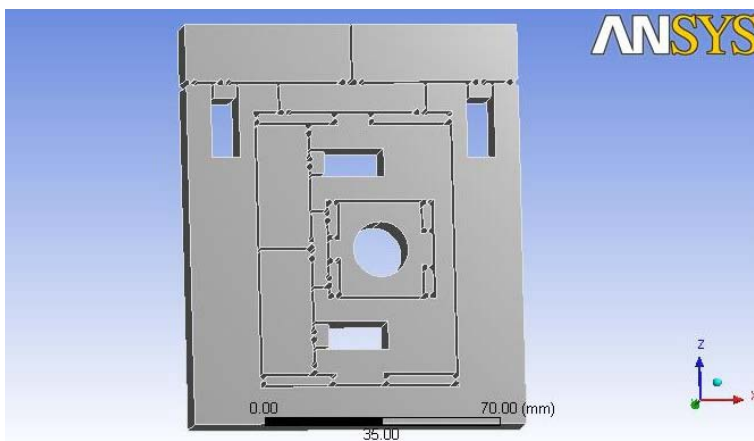
### 2.3. ACCIONAMIENTO MEDIANTE CUATRO ACTUADORES

El objetivo de esta última prueba es comprobar que un accionamiento o bien simétrico, o bien centrado, elimina el problema existente de los giros y desplazamientos laterales no deseados.

En el capítulo de propuestas de trabajo futuro ya se propone centrar los accionamientos, lo cual implica necesariamente calcular de nuevo la geometría de los mecanismos para obtener la amplificación deseada. Aunque la simulación que se presenta a continuación (figura A34) supone una solución que en principio se descarta por implicar un número excesivo de PZTs, es una manera sencilla de comprobar el efecto de un accionamiento centrado sin recurrir a calcular de nuevo la geometría del mecanismo.

Las gráficas de resultados (figuras A35, A36 y A 37) que se presentan a continuación confirman que tanto el uso de cuatro actuadores si se estimase oportuno, como el centrado del punto de accionamiento, resuelven el problema de los giros de la plataforma móvil.

La simulación se efectúa aplicando cargas de 400 N en los puntos de actuación de cada PZT, la mitad que en los casos de accionamiento con dos PZTs en los que cada uno de ellos se simulaba mediante cargas de 800 N



*Fig. A34: Nueva configuración con cuatro actuadores (situación análoga a la de un actuador centrado)*

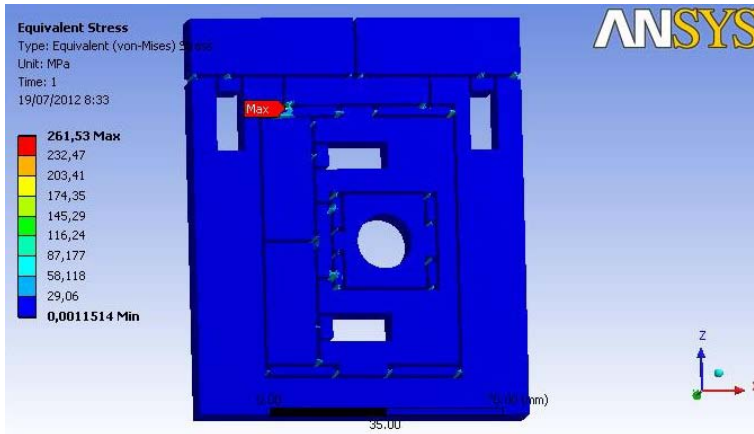


Fig. A35: La tensión equivalente de Von Mises indica un buen comportamiento a resistencia

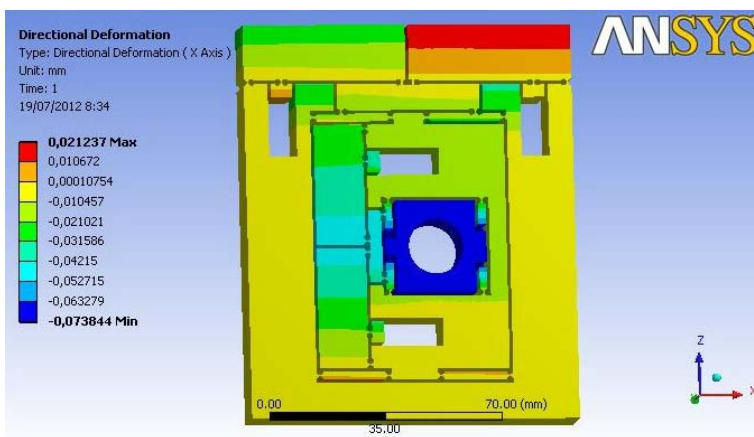


Fig. A36: Desplazamientos según eje X: suficientes gracias al uso de aluminio, y sin presencia de giros no deseados

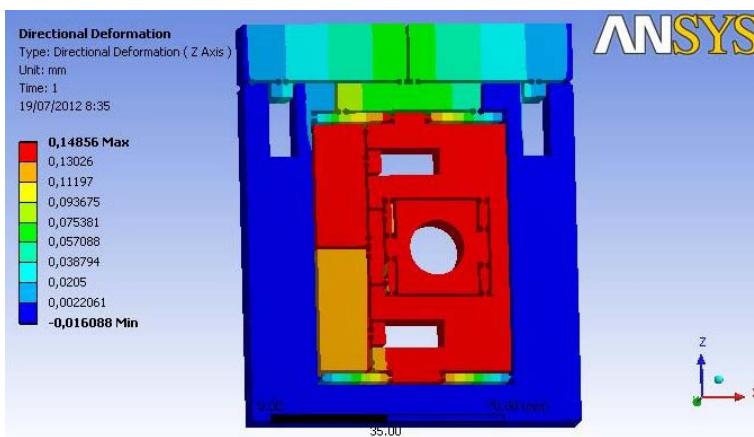
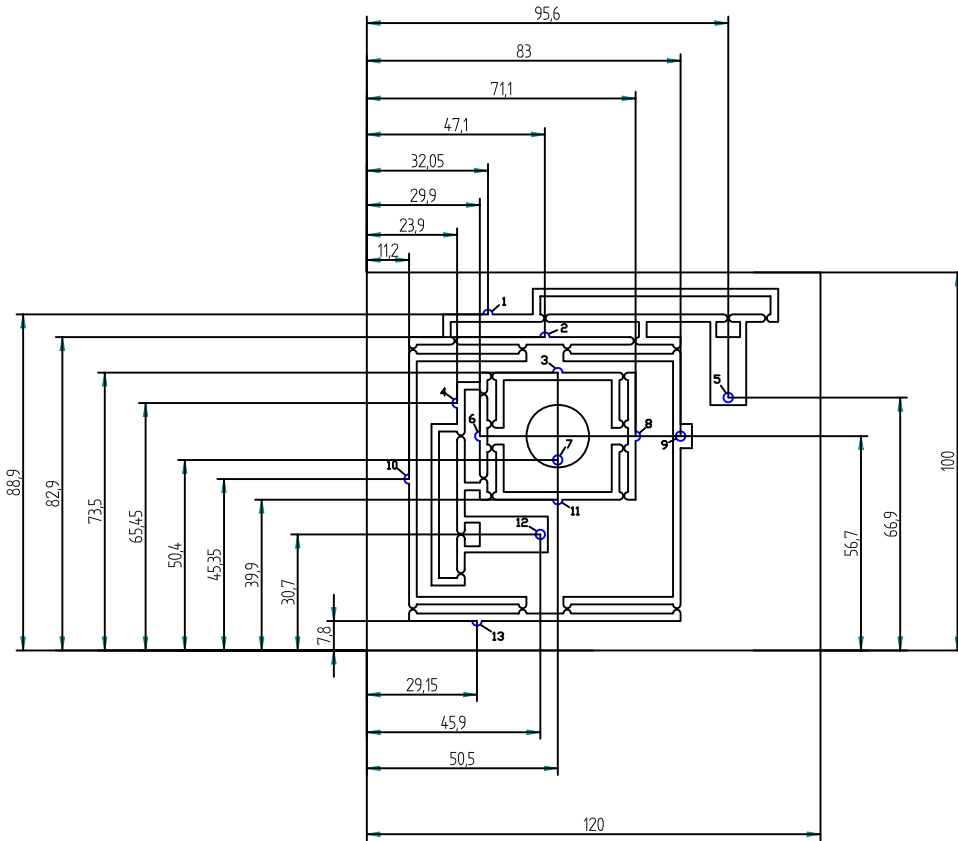


Fig. A37: Desplazamientos según eje Y: también suficientes y sin presencia de giros.

## **ANEXO V**

### **PLANOS**





|                      |          |                                   |          |        |
|----------------------|----------|-----------------------------------|----------|--------|
| Dibujado             | Revisado | Aprobado - fecha                  | Fecha    | Escala |
| Javier Pina          |          | 22-07-12                          | 22-07-12 | 1:2    |
| MICROPOSICIONADOR 2D |          | FABRICACIÓN - ENTRADAS HILO Y EDM |          |        |
|                      |          | PLANO 01                          | Edición  | 1ª     |



|        |                  |  |       |       |          |
|--------|------------------|--|-------|-------|----------|
| Nº Rev | Nota de revisión |  | Fecha | Firma | Revisado |
|--------|------------------|--|-------|-------|----------|

A

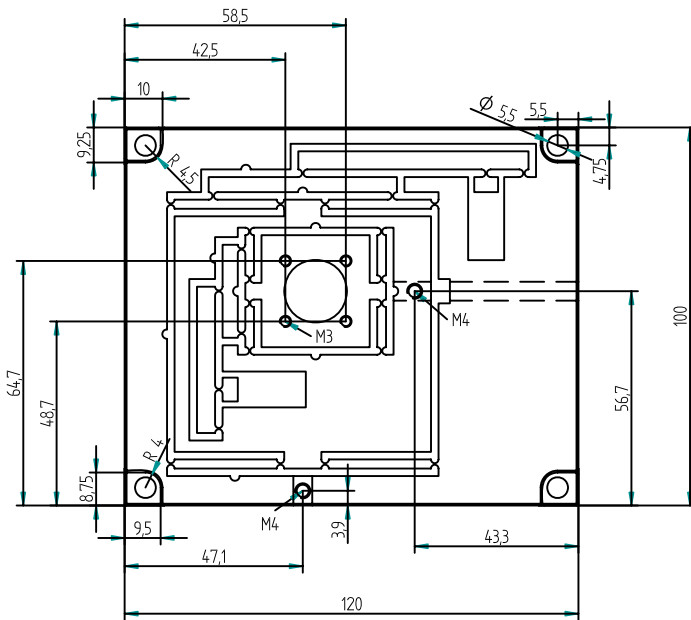
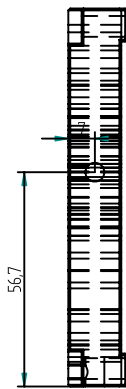
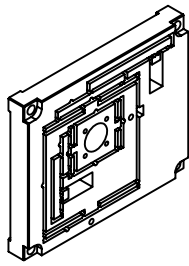
B

C

D

E

F



|                         |          |                              |                                |               |
|-------------------------|----------|------------------------------|--------------------------------|---------------|
| Dibujado<br>Javier Pina | Revisado | Aprobado - fecha<br>22-07-12 | Fecha<br>22-07-12              | Escala<br>1:2 |
| MICROPOSICIONADOR 2D    |          |                              | FABRICACIÓN - FRESADO Y ROSCAS |               |
|                         |          |                              | PLANO 02                       | Edición 1ª    |

1

4





## BIBLIOGRAFÍA

1. **Flexures. Elements of Elastic Mechanisms.** Stuart T. Smith, University of North Carolina, USA. © Overseas Publishers Association, 2000.
2. **The Nanopositioning Book.** Thomas R. Hicks, Paul D. Atherton. © Queensgate Instruments Ltd., 1997.
3. **Actuadores Piezoeléctricos**, artículo de Miguel Cúpich Rodríguez y Fernando J. Elizondo Garza. Revista Ingenierías, volumen III, nº 6 de enero-marzo de 2000
4. **Sensores de Proximidad Capacitivos**, documento de Carlos E. Canto Q., web de la Facultad de Ciencias de la Universidad Autónoma de San Luis Potosí ([www.fciencias.uaslp.mx](http://www.fciencias.uaslp.mx))
5. **www.digitalsmicroscope.com**: artículo sobre el AFM (Microscopio de Fuerza Atómica)
6. **Introducción a la Ciencia e Ingeniería de los Materiales.** William D. Callister Jr. © Editorial Reverté, S.A., 1997
7. **Diseño de una Posicionadora 2D para su integración con Sistemas de Medición Nanométricos.** Proyecto de Fin de Carrera de Marta Torralba García. Director: José Antonio Yagüe Fabra. Universidad de Zaragoza, 2010.



*Zaragoza, a 23 de julio de 2012*