

Proyecto Fin de Carrera

Ingeniería Industrial

SISTEMA DE POSICIONAMIENTO 2D CON RESOLUCIÓN NANOMÉTRICA:

Optimización del diseño para la mejora de
especificaciones

Autor

David Chueca Pablo

Directora

Margarita Valenzuela Galván

Ponente

José Antonio Yagüe Fabra

Departamento de Ingeniería y Fabricación
Escuela de Ingeniería y Arquitectura (EINA)

2013

SISTEMA DE POSICIONAMIENTO 2D CON RESOLUCIÓN NANOMÉTRICA:

OPTIMIZACIÓN DEL DISEÑO PARA LA MEJORA DE ESPECIFICACIONES

Resumen

El presente proyecto fin de carrera (PFC), trata sobre la parte de validación experimental de un sistema de posicionamiento 2D de elevada precisión y resolución nanométrica, en un rango mayor que el permitido por soluciones ya disponibles.

La arquitectura básica del sistema diseñado en anteriores trabajos, se compone de una parte móvil entre dos partes fijas, obteniendo un movimiento relativo entre la primera y las dos últimas. Este movimiento es medido gracias a la incorporación de un conjunto de interferómetros láseres y espejos dispuestos apropiadamente para ello. El objetivo final de la fabricación de este sistema será el de la integración de un Microscopio de Fuerzas Atómicas (AFM). De este modo, se pretende que sea posible caracterizar superficies a nivel atómico en un amplio rango.

En este trabajo, se han determinado cuáles son las zonas críticas de la estructura. Se ha realizado un análisis modal para determinar las frecuencias de resonancia, utilizando el software Ansys Workbench como herramienta de cálculo por elementos finitos. Por otro lado, mediante un análisis estático, se han determinado los errores de posicionamiento de la parte móvil debido a deformaciones en el rango de movimiento. Además, se ha comprobado la resistencia en determinadas zonas sometidas a los mayores esfuerzos. Gracias a los resultados de dichos análisis se realizaron las modificaciones de diseño oportunas.

También, se ha propuesto una nueva arquitectura en el diseño del sistema. En el mismo, se tienen en cuenta todos los resultados obtenidos y se ha tratado de dar una solución integral a los problemas encontrados en el modelo original. No obstante, también da lugar a inconvenientes respecto al primero, los cuales deben ser considerados en caso de que se plantee la posibilidad de adoptar la alternativa propuesta y ver así la viabilidad de llevarla a cabo.

Por último, cabe destacar que la plataforma móvil queda suspendida sobre una película de aire creada por unos cojinetes de aire (*air bearings*) dispuestos apropiadamente; de esta forma, se pretende un desplazamiento con rozamiento casi nulo. La altura de vuelo, de unas pocas micras, se controla mediante unos sensores capacitivos cuyos ensayos experimentales en el laboratorio mostraron problemas de ruido en la medición. Es por ello que, en este trabajo, se han repetido dichos ensayos introduciendo modificaciones en el montaje experimental para tratar de minimizar el problema observado anteriormente.

Agradecimientos

Aquí se me presenta la oportunidad de dar las gracias, en primer lugar, a todas las personas que han confiado en mí en cada etapa que he atravesado.

Tengo que agradecer a mi directora de proyecto Margarita por su plena predisposición a echarme una mano en todo momento con gran entusiasmo y dedicación. También, al profesor de la EINA José Antonio Yagüe por sus consejos académicos, la facilidad de trato y la cercanía personal mostrada conmigo.

Por supuesto, he de agradecer a mi familia y todas aquellas personas que me han hecho disfrutar, reír y festejar y vivir cada momento con intensidad y alegría.

Y, por último, dar las gracias especialmente a mis padres Jesús y Rosa Mari por su completo apoyo en todas mis decisiones y por todo lo que me han dado sin pedir nunca nada a cambio.

ÍNDICE DE CONTENIDO DE LA MEMORIA

1	INTRODUCCIÓN.....	3
1.1	CONTEXTO.....	3
1.2	OBJETIVO Y ALCANCE.....	4
1.3	TRABAJO PREVIO CONSIDERADO	5
1.4	DESCRIPCIÓN DEL CONTENIDO.....	7
2	ANÁLISIS MODAL.....	9
2.1	CONSIDERACIONES INICIALES.....	9
2.2	ANÁLISIS MODAL DE LA PARTE FIJA INFERIOR.....	11
2.2.1	Simulación del diseño original.....	12
2.2.2	Elementos críticos en la parte fija inferior: Modificaciones.....	12
2.2.3	Simulaciones para validación de la parte fija inferior	13
2.3	ANÁLISIS MODAL DE LA PARTE MÓVIL.....	13
2.3.1	Simulación del diseño original de la parte móvil	14
2.3.2	Elementos críticos en la parte móvil: Modificaciones.....	14
2.3.3	Simulaciones para validación de la parte móvil	15
3	ANÁLISIS ESTÁTICO	17
3.1	SIMULACIONES PREVIAS. CONSIDERACIONES INICIALES DEL ANÁLISIS ESTÁTICO	17
3.2	CRITERIOS DE RESISTENCIA EN ZONAS CRÍTICAS	17
3.2.1	Acoplamientos flexibles (Acero)	18
3.2.2	Marco metrológico inferior (Zerodur)	18
3.2.3	Marco de metrológico superior (Zerodur)	19
3.3	ESTUDIO DE LAS DEFORMACIONES.....	19
3.3.1	Deformación de la plataforma base y las superficies de deslizamiento	20
3.3.2	Posiciones relativas de espejos y cabezales láseres en el recorrido de la plataforma	23
4	ALTERNATIVA DE DISEÑO.....	29
4.1	ARQUITECTURA DEL MODELO ALTERNATIVO PROPUESTO.....	29

4.2	NOVEDADES INTRODUCIDAS Y SU JUSTIFICACIÓN	30
4.3	PRESUPUESTO.....	34
4.4	VENTAJAS E INCONVENIENTES DEL NUEVO DISEÑO.....	35
5	ENSAYO EXPERIMENTAL DE LOS SENSORES CAPACITIVOS.....	37
5.1	VARIACIÓN DE LA FRECUENCIA EN LA TOMA DE DATOS	38
5.2	PUESTA A TIERRA DE REFERENCIAS Y SENSORES	39
5.3	APLICACIÓN DE LA PELÍCULA DE AIRE.....	39
6	CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS.....	41

LISTA DE FIGURAS DE LA MEMORIA

Figura 1 Esquema del sistema de posicionamiento	6
Figura 2 Vista compacta del sistema con sus módulos acoplados	7
Figura 3 Vista inferior de la base original	9
Figura 4 Vaciados realizados	9
Figura 5 Vista en planta de la base	10
Figura 6 Vista inferior de la base modificada.....	10
Figura 7 Acoplamiento flexible	10
Figura 8 Deformación teórica esperada (1)	10
Figura 9 Parte fija inferior. Detalle de acoplamiento del marco metrológico inferior.....	11
Figura 10 Parte móvil. Detalle de acoplamiento del marco metrológico superior.....	11
Figura 11 Frecuencias de resonancia de la parte fija inferior original	12
Figura 12 Primer modo de resonancia. (Parte fija inferior)	12
Figura 13 Segundo modo de resonancia. (Parte fija inferior).....	12
Figura 14 Frecuencias de resonancia para distintos espesores del marco metrológico inferior. (Acoplamientos de aluminio)	13
Figura 15 Frecuencias de resonancia para distintos espesores del marco metrológico inferior. (Acoplamientos de acero)	13
Figura 16 Frecuencias de resonancia de la parte móvil	14
Figura 17 Primer modo de resonancia. (Parte móvil original)	14
Figura 18 Segundo modo de resonancia. (Parte móvil original)	14
Figura 19 Modificaciones propuestas sobre plataforma móvil de aluminio	15
Figura 20 Comparación de los resultados en el análisis frecuencial entre la plataforma original y después de los cambios realizados	15
Figura 21 Esfuerzos en los acoplamientos flexibles inferiores.....	18
Figura 22 Esfuerzos en los acoplamientos flexibles superiores.....	18
Figura 23 Esfuerzos sobre marco metrológico inferior (Zerodur). (Deformaciones x5000)	18
Figura 24 Esfuerzos sobre marco metrológico superior (Zerodur). (Deformaciones x5000)	19
Figura 25 Deformación de la base y superficies de deslizamiento para la posición central de la parte móvil (0.00, 0.00 mm). Tres puntos de apoyo fijos en la base	20

Figura 26 Tres apoyos fijos (en azul)	21
Figura 27 Toda la superficie fija (en azul).....	21
Figura 28 Deformaciones según posición en mm de la parte móvil en la superficie de deslizamiento. Tres puntos de apoyo fijos en la base	21
Figura 29 Deformaciones según posición en mm de la parte móvil en la superficie de deslizamiento. Fijada la superficie inferior de la base	22
Figura 30 Disposición de cabezales láser y espejos	23
Figura 31 Posicionamiento del espejo tras la deformación de la estructura.....	23
Figura 32 Esquema de las deformaciones. Plano XY	24
Figura 33 Esquema de las deformaciones. Plano XZ	24
Figura 34 Forma de considerar el error en el plano XY por cambio de posición del espejo	24
Figura 35 Vista sobre el plano XY de las posiciones de los espejos en diferentes puntos del rango de movimiento de la parte móvil	25
Figura 36 Definición del ángulo α	25
Figura 37 Definición del ángulo β	25
Figura 38 Nueva versión. Vista compacta	30
Figura 39 Nueva versión. Parte fija superior levantada	30
Figura 40 Detalle de la altura de la parte móvil	30
Figura 41 Nueva plataforma de aluminio	31
Figura 42 Vaciados de la base	31
Figura 43 Acoplamiento del marco metrológico inferior	31
Figura 44 Parte fija inferior	31
Figura 45 Acoplamiento del marco metrológico superior	32
Figura 46 Parte móvil	32
Figura 47 Vista en planta de la nueva disposición.....	32
Figura 48 Armazón superior. Vista de elementos	33
Figura 49 Fuerza de amortiguación.....	33
Figura 50 Corte del nuevo sistema diseñado	33
Figura 51 Vista inferior de la nueva parte móvil propuesta	35
Figura 52 Vista inferior de la parte móvil original	35
Figura 53 Sistema original sin parte fija superior	36

Figura 54 Alternativa de diseño sin parte fija superior	36
Figura 55 Detalle del montaje de los sensores capacitivos	37
Figura 56 Distancia aumentada entre el capacitivo y su referencia	38

LISTA DE TABLAS DE LA MEMORIA

Tabla 1 Error de posicionamiento con 3 apoyos	27
Tabla 2 Error de posicionamiento con toda la superficie inferior fija.....	27
Tabla 3 Presupuesto	34
Tabla 4 Ventajas e inconvenientes del nuevo diseño	36
Tabla 5 Desviación típica (μm) de la medición con diferentes frecuencias de muestreo	39
Tabla 6 Desviación típica (μm) de la medición con conexión a tierra de los elementos	39
Tabla 7 Desviación típica (μm) de la medición con película de aire	39

BIBLIOGRAFIA

1. **Fesperman, RR.** A multi-scale alignment and positioning system: [MAPS]. *Doctoral Thesis*. Charlotte, Carolina del Norte, EE.UU.: University of North Carolina, 2006.
2. **Ozturk, O.** Multi-scale alignment and positioning system II. *Doctoral Thesis*. Charlotte, Carolina del Norte, EE.UU.: University of North Carolina, 2008.
3. **Holmes, ML.** Analysis and design of a long range scanning stage. *Doctoral thesis*. Charlotte, Carolina del Norte, EE.UU.: University of North Carolina, 1998.
4. **Muñio, S.** Desarrollo de una posicionadora 2D en levitación para aplicaciones en nanotecnología. *Proyecto Fin de Carrera*. Zaragoza, España: Departamento de Ingeniería y Fabricación, Universidad de Zaragoza, 2010.
5. **Torralba, M.** Diseño de una posicionadora 2D para su integración con sistemas de medición nanométricos. *Proyecto Fin de Carrera*. Zaragoza, España: Departamento de Ingeniería y Fabricación, Universidad de Zaragoza, 2010.
6. **Torralba, M.** Diseño de un sistema de posicionado bidimensional con resolución nanométrica y de la estrategia para su calibración. *Trabajo Fin de Máster*. Zaragoza, España: Departamento de Ingeniería y Fabricación, Universidad de Zaragoza, 2011.
7. **Precisionballs.** <http://www.precisionballs.com/Flexures.html>
8. **Nanotec.** www.nanotec.es
9. **www3.physik.uni-greifswald.de.** www3.physik.uni-greifswald.de/method/afm/eafm.htm
10. **Xintek.** <http://www.xintek.com/products/afm/index.htm>
11. **pharm.virginia.edu/AFM.html**
12. **Renishaw.** <http://www.renishaw.com/en/plane-mirror-systems--6483#tocTarget6>
13. **www.physikinstrumente.com**
14. **N-Point.** www.npoint.com
15. **NewWayAirBearings.** www.newwayairbearings.com
16. **Inc., SCHOTT North America.** *Zerodur. Zero Expansion Glass Ceramic*
17. **Carnicero, A.** Introducción al método de los elementos finitos: Instituto de Investigación Tecnológica.

MEMORIA

1 INTRODUCCIÓN

En este primer capítulo se tratan tanto el objetivo del proyecto, como la justificación del desarrollo del sistema de posicionamiento presentado. Todo ello, atendiendo al contexto científico en el campo de la medición microscópica. Asimismo, se describen los trabajos previos realizados; tanto dentro de este mismo grupo de investigación, así como por otros grupos de trabajo a nivel internacional que han servido de inspiración.

También se procede a describir el contenido de cada una de las partes y capítulos que lo componen.

1.1 CONTEXTO

Debido a los numerosos avances producidos en el campo de la fabricación de componentes con características microscópicas, deben investigarse, a su vez, métodos y sistemas de medición apropiados para ellos.

El proyecto completo, dentro del cual se enmarca este trabajo como una parte del mismo, trata sobre el desarrollo de un sistema de posicionamiento con resolución nanométrica y precisión submicrométrica. El objetivo final de la aplicación es que sirva de soporte para un Microscopio de Fuerzas Atómicas (AFM – *Atomic Force Microscope*) (véase **Anexo I.1.1 - COMPONENTES COMERCIALES** donde se describe su principio de funcionamiento).

Hasta ahora, se dispone de sistemas de posicionado con éstas especificaciones. Sin embargo, encontramos el inconveniente del limitado rango de dichos sistemas. Esto es un factor limitante para este tipo de aplicaciones. Entre ellas, está la posibilidad de caracterizar superficies a nivel atómico tales como vidrios, células fotovoltaicas o superficies de nuevos materiales.

Normalmente, el rango de medición de instrumentos de escala nanométrica está por debajo de 200 μm . Y aunque algunos nano-posicionadores proporcionan resolución nanométrica en unos pocos milímetros de rango; su precisión, velocidad y estabilidad no son suficientes para el objetivo deseado.

El AFM a integrar es fabricado por la empresa española Nanotec y la plataforma desarrollada permitirá incrementar su rango de medición hasta 50x50 mm posicionándolo precisamente en el lugar deseado. Además, se mantendrá la portabilidad del microscopio y no será necesario tomar pequeñas muestras de las superficies a analizar, sino que será posible caracterizar un área completa del material objeto del estudio. Como resultado de ello, aumentarán su número de aplicaciones así como la utilidad de las mismas. También, en grandes muestras, el movimiento de la plataforma permitirá al AFM tomar imágenes de forma más rápida y estable que sistemas actuales y, además, se mantendrá una misma referencia de medición

en todo el proceso.

El Centro de Precisión Metrológica de la Universidad de Carolina del Norte (EE.UU.) es una referencia mundial en el desarrollo de este tipo de sistemas. Con él, el Departamento de Ingeniería de Diseño y Fabricación de la Universidad de Zaragoza mantiene constante relación con este grupo desde 2007, la cual ha sido de gran apoyo para el desarrollo del proyecto.

1.2 OBJETIVO Y ALCANCE

Como se ha mencionado, este PFC forma parte de un proyecto más amplio denominado “Desarrollo y calibración de una plataforma de dos etapas para posicionado 2D de amplio rango, [NanoPla]”.

En la totalidad del mismo se tratan los siguientes aspectos:

- Diseño, desarrollo y selección de componentes de una plataforma 2D con una arquitectura de dos etapas de resolución nanométrica, precisión submicrométrica y amplio rango de recorrido (50 mm x 50 mm).
- Integración de un AFM fabricado por la empresa española Nanotec. Así, como de otros elementos comerciales (sensores, nanoposicionadores, etc.)
- Control integrado de todo el sistema (incluyendo actuadores para el movimiento de la parte móvil, sensores, cojinetes de aire, etc.). Se emplearán cuatro motores lineales para lograr el movimiento sin contacto en el desplazamiento 2D.
- Validación experimental de la estructura en todo su rango de actuación.
- Calibración del sistema.

En este trabajo en concreto se trata la parte de validación experimental del diseño propuesto. Una parte fundamental del presente proyecto es comprobar el comportamiento de la estructura antes de fabricar para verificar que estamos dentro de las especificaciones de precisión requeridas y determinar errores de posicionamiento, así como falta de rigidez de los ensamblajes de etapas comerciales a integrar deben ser aspectos críticos a estudiar. Además, se comprobará el comportamiento en servicio de los materiales utilizados.

Son tareas de este PFC las referidas a continuación:

- Determinar zonas y elementos críticos en el rango de actuación del sistema. Se estudiarán los casos de aquellas que se demuestre que comprometen la rigidez estructural de la plataforma. Se realizará una simulación por elementos finitos con el soft-

ware Ansys Workbench, para ello se llevarán a cabo los siguientes análisis:

- Análisis modal: estudio de las frecuencias de resonancia.
 - Análisis estático: estudio de las deformaciones y resistencia.
- Realizar modificaciones de diseño oportunas de acuerdo a los resultados obtenidos y comprobar su validez.
 - Diseñar acoplamientos flexibles que aislarán los marcos metrológicos del sistema ante variaciones de temperatura. Para ello, utilizaremos la geometría y materiales apropiados. Además, se estudiarán los materiales de bajo coeficiente de dilatación térmica que conforman dichos marcos metrológicos. A ellos, se acoplan los elementos de medición en 2D (interferómetros láseres y espejos).
 - Proponer una alternativa de diseño, modificando los aspectos considerados oportunos.
 - En cuanto a ensayos en laboratorio, se tratará de minimizar el ruido en la medición que se da en los sensores capacitivos. Estos se encargan de medir la altura de vuelo de la plataforma móvil; es decir, el espesor de la película de aire para conseguir minimizar al máximo el rozamiento de esta parte.

1.3 TRABAJO PREVIO CONSIDERADO

El proyecto completo **[NanoPla]** desarrollado por el Departamento de Ingeniería de Diseño y Fabricación de la Universidad de Zaragoza ha sido inspirado por numerosos trabajos de grupos tanto a nivel nacional (Centro Español de Metrología, Laboratorio de Metrología y Metrotecnica), como a nivel internacional (Universidad Tecnológica de Eindhoven, Holanda o la Universidad de Carolina del Norte en Estados Unidos). Esta última Universidad en concreto ha llevado a cabo varias tesis doctorales que han supuesto un importante soporte para este proyecto: “*A multi-scale alignment and positioning system [MAPS]*” (1), “*A multi-scale alignment and positioning system II*” (2) y “*Analysis and design of a long range scanning stage*” (3).

Además, ha servido de apoyo para el presente PFC material propio del Departamento de Ingeniería y Fabricación de la Universidad de Zaragoza. En concreto, los proyectos fin de carrera: “*Desarrollo de una posicionadora 2D en levitación para aplicaciones en nanotecnología*” (4), “*Diseño de una posicionadora 2D para su integración con sistemas de medición nanométricos*” (5) y el trabajo fin de máster (TFM): “*Diseño de un sistema de posicionado bidimensional con resolución nanométrica y de la estrategia para su calibración*” (6).

Esta última publicación supone el punto de partida de este análisis. Se ha partido del diseño aquí propuesto para realizar las modificaciones necesarias a partir de él.

Se presenta en este capítulo la estructura del diseño original dividido en los tres módulos que componen el sistema: Parte fija inferior, parte móvil y parte fija superior (véase **Figura 1** y **Figura 2**). Se ha incluido la nomenclatura utilizada para cada elemento y el funcionamiento básico del sistema sin explicar exhaustivamente cada uno de los componentes. Con ello, se asegura el auto contenido de la memoria para seguir el análisis estructural llevado a cabo. Además, se han resaltado los elementos más nombrados en el mismo.

No obstante, en el **Anexo I.1 - DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA DE POSICIONADO**, se ofrece una descripción detallada de los elementos que lo componen.

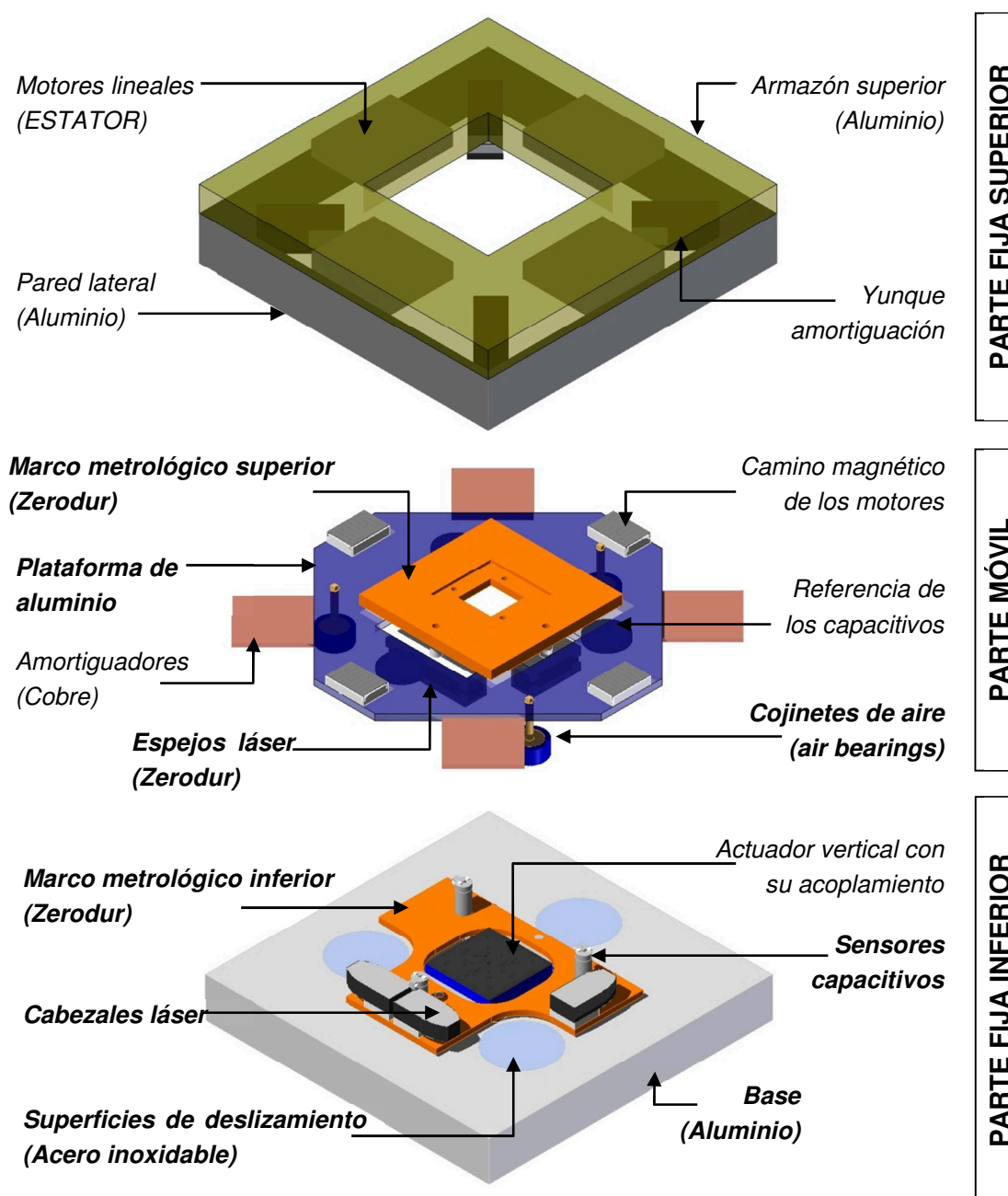


Figura 1 Esquema del sistema de posicionamiento

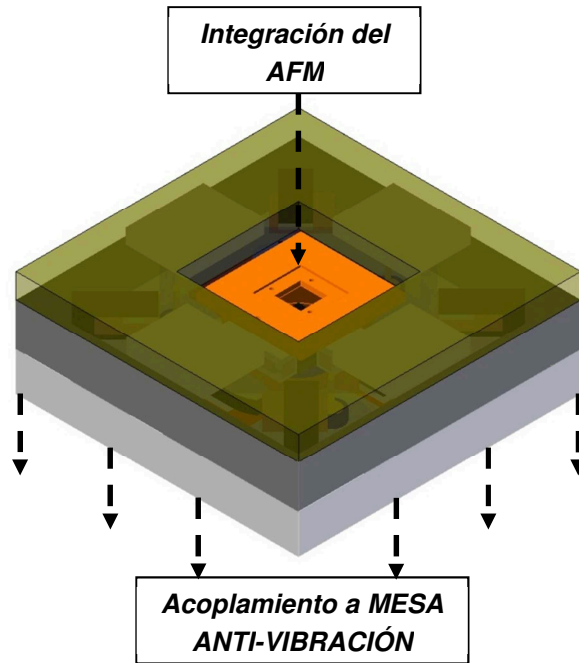


Figura 2 Vista compacta del sistema con sus módulos acoplados

En cuanto al funcionamiento básico, cabe mencionar que la parte móvil se desplaza sobre las superficies de deslizamiento situadas en la base (Parte fija inferior) con un rango de movimiento de 50 mm x 50 mm (± 25.00 mm, ± 25.00 mm).

El AFM irá integrado en el marco metrológico superior (Parte móvil) y su posición se determinará con el sistema de cabezales láser (sobre el marco metrológico inferior de la parte fija) y espejos (en el marco metrológico superior de la parte móvil y que se desplazarán con ella).

El movimiento se logrará gracias a los motores lineales que se están fabricando en la Universidad de Carolina del Norte (EE.UU.) y con los *air bearings* se logrará una película de aire entre la parte móvil y la superficie de deslizamiento que hará posible una fricción prácticamente nula.

1.4 DESCRIPCIÓN DEL CONTENIDO

En la MEMORIA se presentan los distintos análisis realizados tanto modal como estático y se proponen modificaciones oportunas para mejorar las especificaciones. Además, se propone una alternativa de diseño para dar una solución integral a todos los problemas encontrados. Por último, se muestran unos ensayos experimentales en el laboratorio que se realizaron a unos sensores capacitivos bajo distintas condiciones.

En el ANEXO I encontramos una descripción detallada de los componentes que componen el sistema original y su principio de funcionamiento. Además, se ofrece información de los

materiales de los que están fabricados y el detalle constructivo de los elementos modificados.

El ANEXO II tiene como objetivo servir de guía, manual o referencia para futuras simulaciones. En él, se describe la interfaz del software de métodos finitos utilizado en las simulaciones y se muestra la configuración de las mismas. Además, se ofrece la toma de datos e imágenes recogidas de los resultados de cada simulación.

En el ANEXO III, se muestran los detalles constructivos del nuevo diseño propuesto para dar solución a los problemas encontrados. Aquí, se encuentran las medidas de los elementos y diferentes vistas de los mismos.

Por último, el ANEXO IV, ofrece información sobre la configuración y esquema de montaje de los ensayos experimentales realizados en el laboratorio de metrología. También, se muestran las gráficas de las mediciones con los sensores capacitivos bajo las distintas condiciones de ensayo.

2 ANÁLISIS MODAL

En este capítulo, se trata el estudio de las frecuencias de resonancia de los elementos de la plataforma donde se encuentran los marcos metrológicos; es decir, la parte fija inferior y la parte móvil. La parte fija superior, no se ha tenido en consideración, al ser menos crítica (no hay elementos de medición) y estar todavía lejos de determinar su forma de acoplamiento. No obstante, en el **Capítulo 4 - ALTERNATIVA DE DISEÑO**, se propone una alternativa para ello mediante la disposición de columnas guía.

El análisis modal resulta de especial importancia pues determina aquellas frecuencias para la cual aparecen formas modales que introducen errores en la medición. Además, nos aporta información sobre las características que debe tener la mesa anti-vibración donde se colocará todo el sistema.

2.1 CONSIDERACIONES INICIALES

Son varios los componentes del sistema susceptibles de entrar en resonancia. Se observa que tanto los marcos metrológicos como la plataforma móvil de aluminio presentan grandes dimensiones en el plano horizontal XY comparadas con su espesor. Además, los vástagos de los cojinetes se ven excesivamente esbeltos para su función.

Sin embargo, antes de iniciar la primera simulación, conviene analizar las modificaciones necesarias a priori. El objetivo de las mismas será el de adaptarse a especificaciones que tienen que ver con aspectos como el peso, elementos necesarios no incluidos o aspectos espaciales o geométricos.

En primer lugar, se observa que la base de aluminio macizo supone un gran peso que dificultaría la portabilidad del sistema (véase **Figura 3**). Por ello, se han realizado unos vaciados que han sido enervados para no afectar a la rigidez de la plataforma (véase **Figura 4**).

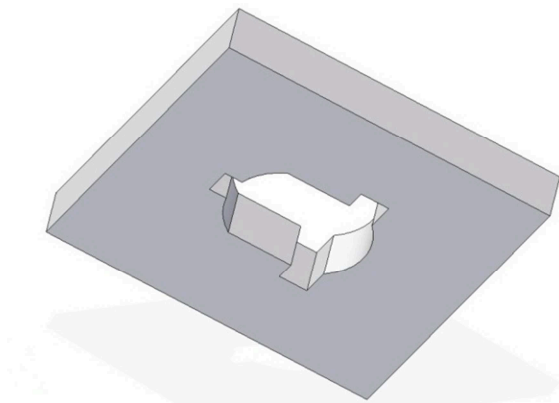


Figura 3 Vista inferior de la base original

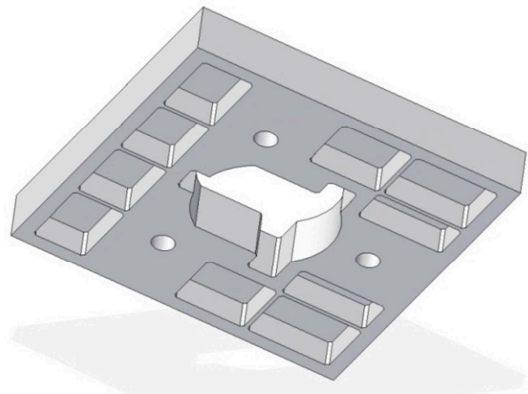


Figura 4 Vaciados realizados

Además, los marcos metrológicos se deben fabricar en un material con bajo coeficiente de dilatación térmica. Este material, en principio, se tratará de Zerodur (véase **Anexo I.3 - MATERIALES UTILIZADOS**), así que en todos los análisis de los siguientes capítulos consideraremos este material. No obstante, la elección del material todavía no es definitiva y será susceptible de cambios. Por todo ello, es necesario disponer un acoplamiento apropiado entre el Zerodur y los elementos de aluminio que los soportan. De este modo se permite un movimiento relativo entre las partes con distintos coeficientes de dilatación térmica sin incurrir en esfuerzos ni deformaciones de dichos marcos debido a variaciones de temperatura. Esto se logra gracias al diseño de unos acoplamientos flexibles (1). Así, se han realizado los correspondientes agujeros para el inserto de dichos acoplamientos (véase **Figura 5**). Por último, la base se asentará sobre una mesa anti-vibración, así que también se han dispuesto los agujeros apropiados para ello bajo las superficies circulares donde se deslizan los cojinetes (véase **Figura 6**). Estos apoyos serán tomados como la referencia fija en los análisis por elementos finitos llevados a cabo en los siguientes capítulos.

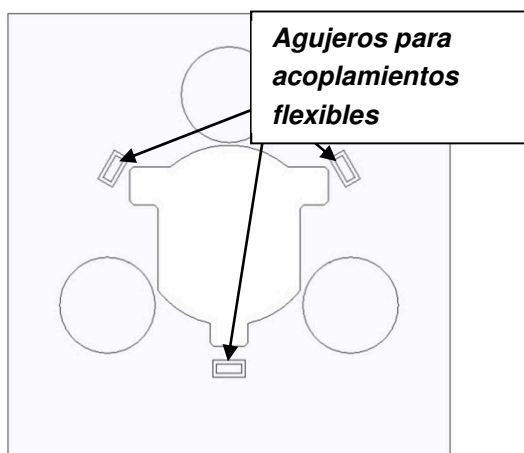


Figura 5 Vista en planta de la base

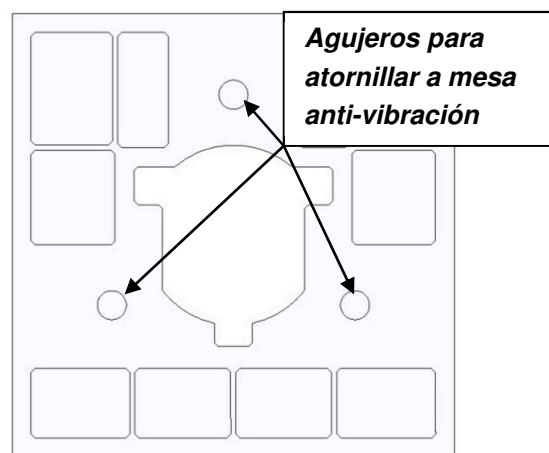


Figura 6 Vista inferior de la base modificada

En cuanto a los acoplamientos flexibles, se ha tenido en cuenta que deben permitir un movimiento relativo entre las piezas que unen. Para ello, se ha diseñado una pieza doblemente entallada que va unida por un extremo a la pieza de aluminio y por el otro al material con bajo coeficiente de dilatación térmica (1) (7). (Véase **Figura 7** y **Figura 8**).

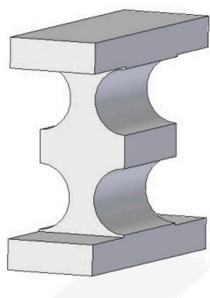


Figura 7 Acoplamiento flexible

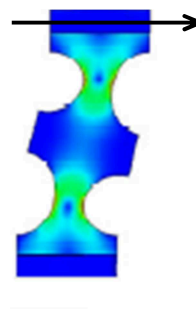


Figura 8 Deformación teórica esperada (1)

Después de estas consideraciones, tanto la parte fija inferior como la parte móvil quedan como se indica en la **Figura 9** y en la **Figura 10**. Éste será nuestro diseño de partida que tendremos que mejorar para alcanzar las especificaciones. Para ello, se simulará el comportamiento en frecuencial y en estático, se determinarán las debilidades estructurales y se propondrán soluciones que serán validadas nuevamente en simulación.

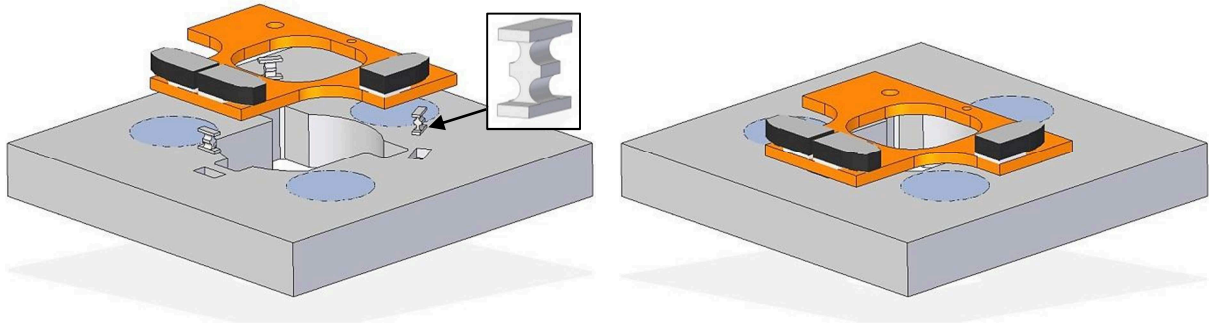


Figura 9 Parte fija inferior. Detalle de acoplamiento del marco metrológico inferior

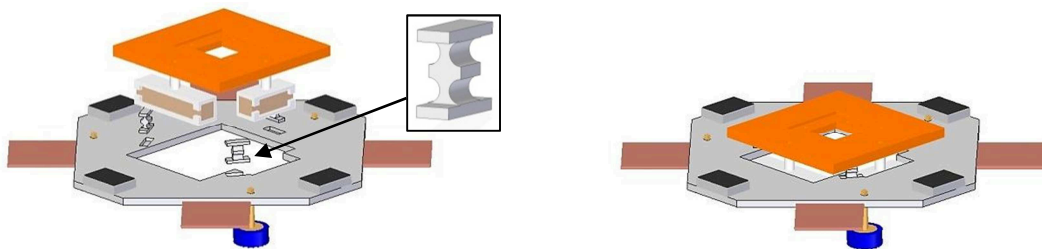


Figura 10 Parte móvil. Detalle de acoplamiento del marco metrológico superior

Para la simulación, se ha añadido una masa de 1 kg sobre el marco metrológico superior (debido al AFM), 5 kg en el marco metrológico inferior (debido al acoplamiento del actuador vertical y el propio actuador) y 40 kg sobre la pared lateral de la base (debido a la parte fija superior). Véase el **Anexo II.3 - ANÁLISIS MODAL. CONFIGURACIÓN Y SIMULACIONES** donde se detallan estas opciones de configuración y otras como el mallado realizado para los análisis.

2.2 ANÁLISIS MODAL DE LA PARTE FIJA INFERIOR

En el análisis modal de la parte fija inferior se estudia si tanto los vaciados realizados como los acoplamientos flexibles son los apropiados. Además, es de especial importancia la elección de un grosor del marco metrológico de Zerodur apropiado, pues en caso de que no sea lo suficientemente grueso, daría lugar a resonancia a muy bajas frecuencias. Sin embargo, en caso de que el grosor sea mayor de lo necesario, se incurrirían en costes adicionales de un material cuyo precio es muy elevado. Así, trataremos de ajustar las especificaciones considerando aceptables frecuencias de unos 200 Hz.

2.2.1 Simulación del diseño original

En primer lugar se ha analizado el diseño original de partida después de realizarle las modificaciones necesarias de los vaciados y los acoplamientos flexibles (considerados inicialmente de aluminio), mostradas anteriormente.

Los resultados obtenidos indican un primer modo de resonancia para una frecuencia de aproximadamente 100 Hz, lo cual es demasiado baja para este tipo de aplicaciones. Además, los modos 2 y 3 aparecen muy próximos entre sí en frecuencias no demasiado elevadas (véase **Figura 11**).

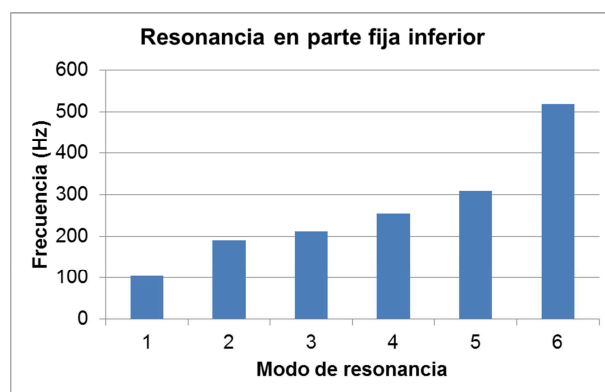


Figura 11 Frecuencias de resonancia de la parte fija inferior original

2.2.2 Elementos críticos en la parte fija inferior: Modificaciones

A la vista de los resultados, se hace necesario realizar modificaciones. En las deformaciones que aparecen cuando la resonancia tiene lugar a una frecuencia determinada, se puede ver cuál es el elemento afectado por ella. (Véase **Figura 12** y **Figura 13** donde se muestran las dos primeras formas modales considerando acoplamientos flexibles de acero). (Véase también el **Anexo II.3.3.1 - Imágenes de los resultados del análisis modal de la parte fija inferior**)

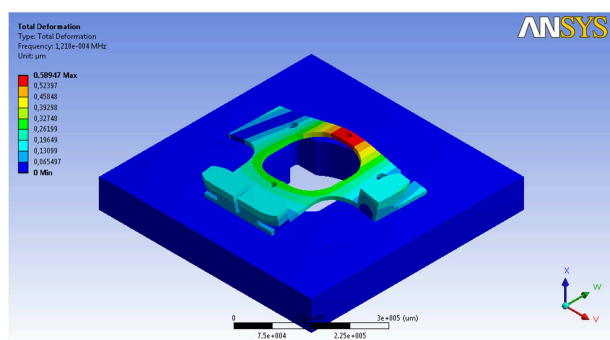


Figura 12 Primer modo de resonancia. (Parte fija inferior)

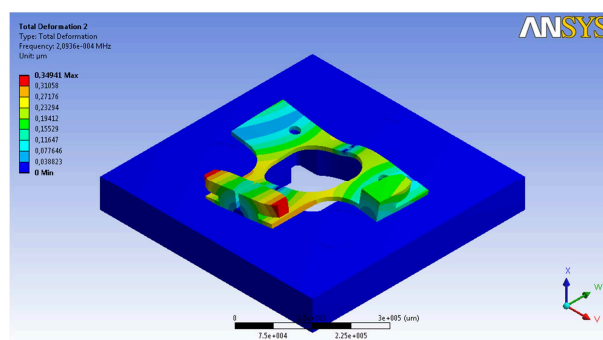


Figura 13 Segundo modo de resonancia. (Parte fija inferior)

Así, se observa a simple vista que el marco metrológico de Zerodur (de 10 mm de espesor en esta primera simulación) debe poseer una mayor rigidez. Para ello, se incrementará el espesor hasta conseguir los resultados deseados.

2.2.3 Simulaciones para validación de la parte fija inferior

Para validar el correcto espesor de la placa que hace de marco metrológico, se han realizado varias simulaciones con diferentes espesores de la placa de Zerodur. Asimismo, se han repetido dichas simulaciones tanto con acoplamientos flexibles fabricados en aluminio, como en acero. (Véase **Figura 14** y **Figura 15**).

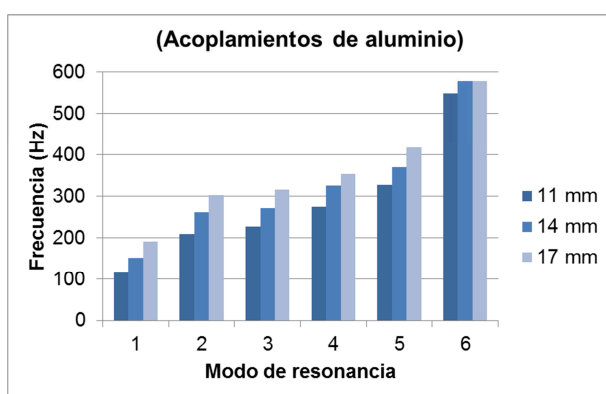


Figura 14 Frecuencias de resonancia para distintos espesores del marco metrológico inferior. (Acoplamientos de aluminio)

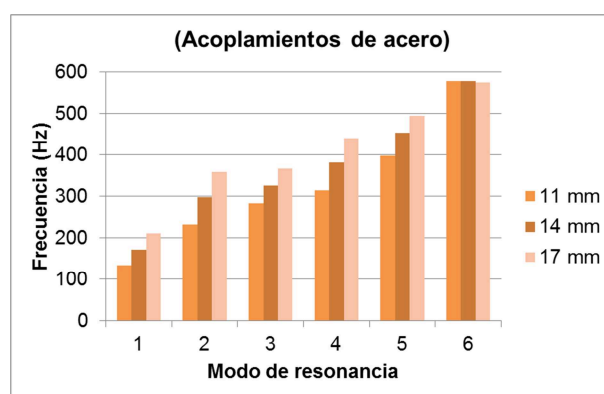


Figura 15 Frecuencias de resonancia para distintos espesores del marco metrológico inferior. (Acoplamientos de acero)

Se puede observar como para un espesor de 17 mm y unos acoplamientos de acero la primera frecuencia de resonancia se encuentra por encima de los 200 Hz, lo cual supone un valor aceptable.

2.3 ANÁLISIS MODAL DE LA PARTE MÓVIL

Para la simulación de la parte móvil, se han introducido, al igual que en la parte fija inferior, acoplamientos flexibles (considerados de acero a la vista de los resultados anteriores) para unir la placa de Zerodur que hace, en este caso, de marco metrológico superior.

Posteriormente se ha procedido a realizar las modificaciones oportunas para verificar el mejor comportamiento del sistema ante vibraciones. Estas modificaciones han consistido, básicamente, en rigidizar la plataforma de aluminio móvil y los vástagos de los cojinetes de aire.

2.3.1 Simulación del diseño original de la parte móvil

En primer lugar, se han estudiado, como en la parte fija, las frecuencias de resonancia del modelo anterior (véase **Figura 16**) con pequeñas modificaciones consideradas necesarias a priori, como es el caso de los acoplamientos flexibles.

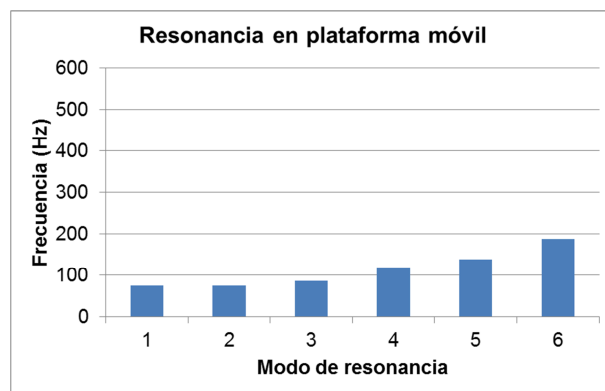


Figura 16 Frecuencias de resonancia de la parte móvil

Se observan frecuencias muy pequeñas, apareciendo resonancia en unos 75 Hz. Es por ello necesario considerar las deformaciones y determinar los elementos susceptibles de ser modificados.

2.3.2 Elementos críticos en la parte móvil: Modificaciones

A la vista de los modos de resonancia aparecidos, es evidente la necesidad de modificar la plataforma móvil de aluminio. Las placas de cobre en voladizo, suponen un elemento problemático que se debe solucionar. Además, los vástagos de los cojinetes parecen ser demasiado esbeltos. (Véase **Figura 17** y **Figura 18** donde se muestran las dos primeras formas modales). En el **Anexo II.3.3.2 - Imágenes de los resultados del análisis modal de la parte móvil**, se muestran todas las imágenes del análisis.

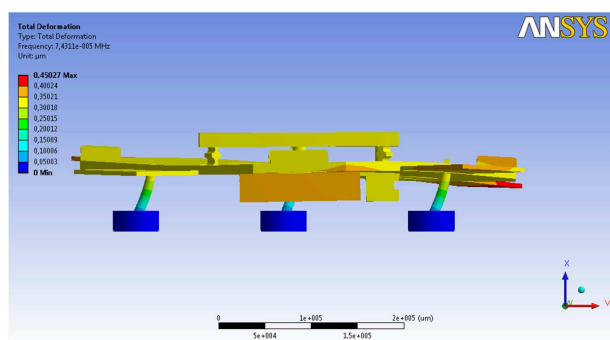


Figura 17 Primer modo de resonancia.
(Parte móvil original)

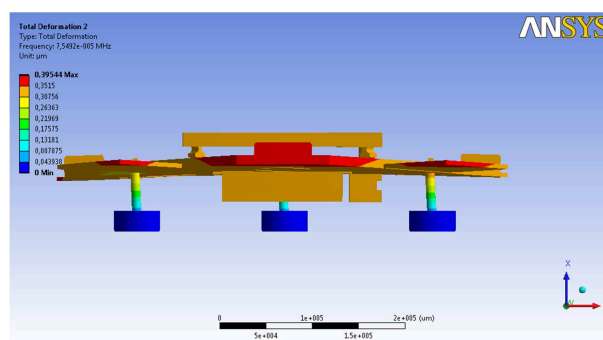


Figura 18 Segundo modo de resonancia.
(Parte móvil original)

Así, se propone enervar la plataforma de aluminio y atornillarle una delgada tapa como se indica en la tesis [MAPS] (1) con una plataforma similar. También se ha rigidizado la parte que va unida a los vástagos de los cojinetes de aire (véase **Figura 19**).

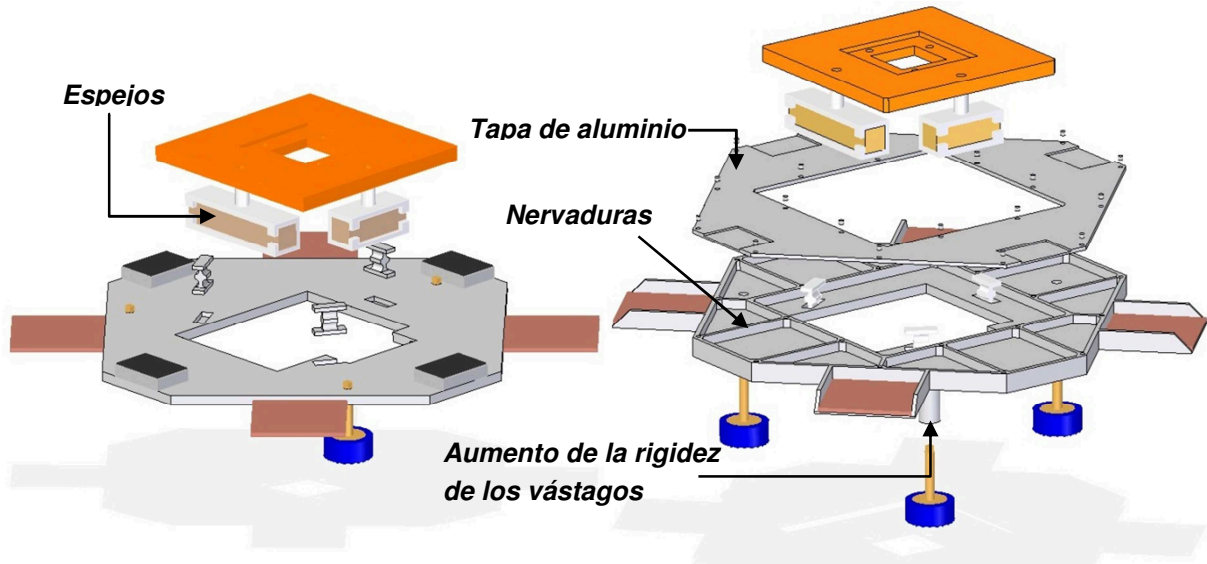


Figura 19 Modificaciones propuestas sobre plataforma móvil de aluminio

Los nervios realizados son de un grosor de 4 mm y una altura de 10 mm. Además, los cilindros donde se insertan los vástagos de los cojinetes tendrán un grosor de 6 mm.

2.3.3 Simulaciones para validación de la parte móvil

Los resultados obtenidos tras las modificaciones realizadas, muestran un comportamiento satisfactorio, con frecuencias siempre por encima de los 240 Hz (véase **Figura 20**).

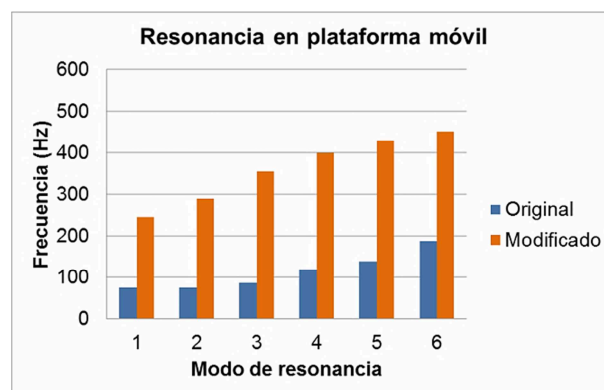


Figura 20 Comparación de los resultados en el análisis frecuencial entre la plataforma original y después de los cambios realizados

En el **Anexo I.2 - MODIFICACIONES REALIZADAS SOBRE EL DISEÑO ORIGINAL. DETALLES CONSTRUCTIVOS** se pueden ver los detalles constructivos de las modificaciones realizadas según los resultados modales. Así, como las medidas y detalle de los acoplamientos flexibles introducidos.

3 ANÁLISIS ESTÁTICO

Una vez optimizado el diseño atendiendo a cuestiones de rigidez estructural; se comprueba, en este capítulo, la resistencia de los elementos sometidos a los mayores esfuerzos. Además, se estudia el error de posicionamiento debido a deformaciones estructurales en diferentes posiciones del rango de movimiento de la parte móvil. Por último, se comprueba que los acoplamientos flexibles permiten el movimiento relativo deseado entre elementos de diferente coeficiente de dilatación térmica.

3.1 SIMULACIONES PREVIAS. CONSIDERACIONES INICIALES DEL ANÁLISIS ESTÁTICO

El punto de partida de esta simulación será el dejado al final del análisis modal. Esto incluye todas las modificaciones realizadas antes, durante y después del estudio frecuencial. En este caso, se trata principalmente de comprobar cómo, tras rigidizar y realizar los cambios oportunos para estar dentro de los requerimientos de resonancia a altas frecuencias, la precisión del sistema se encuentra por debajo de la micra. Esto es, que el error de posicionamiento debido a deformación estructural y error por variaciones de temperatura se encuentre notablemente por debajo de 1 μm .

Las masas añadidas son las mismas que para el análisis modal (véase **Anexo II.4.1 - CONFIGURACIÓN DEL ANÁLISIS ESTÁTICO**).

3.2 CRITERIOS DE RESISTENCIA EN ZONAS CRÍTICAS

A priori, necesitan ser objeto de un estudio de resistencia los acoplamientos flexibles y los dos marcos metrológicos de Zerodur.

Los acoplamientos flexibles de acero poseen dos entallas para su deformación por esa zona. Sin embargo, esto supone un punto de concentración de tensiones que es necesario tener en consideración.

Por otro lado, el Zerodur es un material que se comporta como un vidrio en cuanto a fractura (fractura frágil), de modo que no se puede determinar una tensión de rotura exacta. No obstante, se puede considerar que por debajo de esfuerzos de 10 MPa, se tiene un comportamiento en servicio seguro (véase **Anexo I.3 - MATERIALES UTILIZADOS**).

3.2.1 Acoplamientos flexibles (Acero)

En el caso de los acoplamientos flexibles encontramos zonas de concentración de tensiones en las entallas diseñadas (véase **Figura 21** y **Figura 22**). Esta deformación de los acoplamientos es la que permite el movimiento relativo entre las superficies que une de manera más fácil que si fueran acoplamientos ordinarios con tornillería.

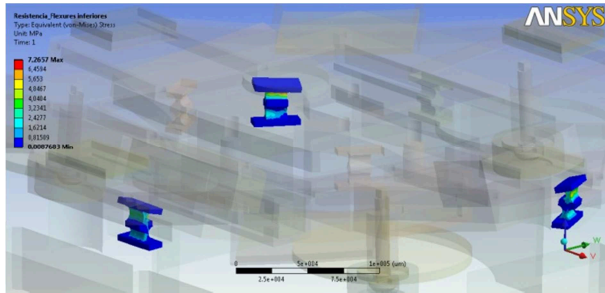


Figura 21 Esfuerzos en los acoplamientos flexibles inferiores

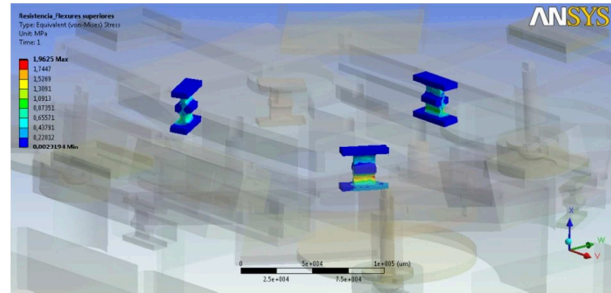


Figura 22 Esfuerzos en los acoplamientos flexibles superiores

El esfuerzo soportado es de unos 2 MPa para los acoplamientos del marco superior y algo más de 7 MPa para el marco inferior. En este último caso, deben soportar un peso mayor por lo que las tensiones aumentan; no obstante, en ambos casos nos encontramos muy lejos del límite elástico para cualquier acero con el que estén fabricados.

3.2.2 Marco metrológico inferior (Zerodur)

El marco metrológico inferior ha resultado crítico en el estudio de las frecuencias de resonancia y se ha comprobado la necesidad de incrementar su espesor hasta al menos 17 mm. Sin embargo, es necesario un análisis de resistencia (véase **Figura 23**), al recaer sobre él unos 5 kg de masa debidos al actuador vertical y a su acoplamiento.

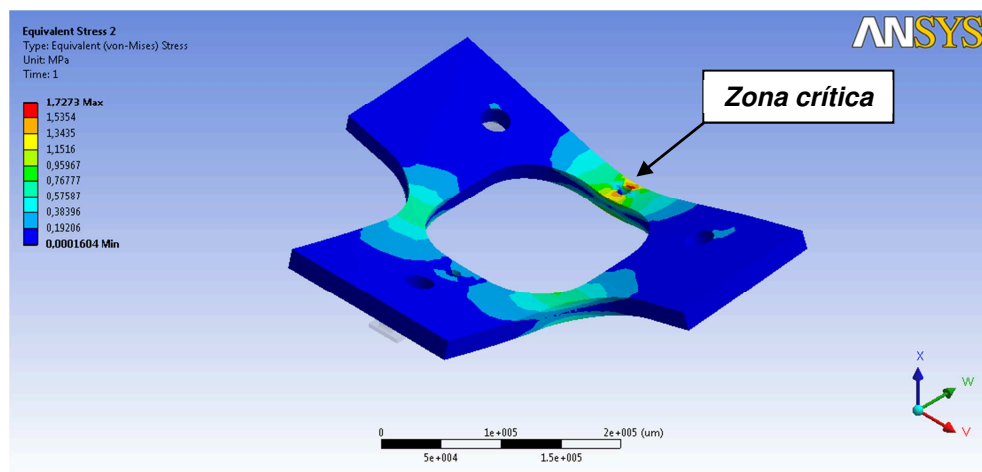


Figura 23 Esfuerzos sobre marco metrológico inferior (Zerodur). (Deformaciones x5000)

Se observa como la zona crítica se encuentra en uno de los agujeros de acople del actuador; así como en las zonas circulares dispuestas para permitir el movimiento de los *air bearings* por esa zona. El máximo esfuerzo soportado no supera en ningún caso los 1.75 MPa, por lo que estamos dentro de los límites seguros de servicio sin esperar rotura (menor de 10 MPa).

3.2.3 Marco de metrológico superior (Zerodur)

En este caso, no se ha modificado el espesor, manteniendo los 15 mm originales, puesto que no se observó resonancia. No obstante, el peso soportado es bastante menor (1 kg debido al AFM) y el esfuerzo máximo soportado en este caso es de tan solo 0.22 MPa.

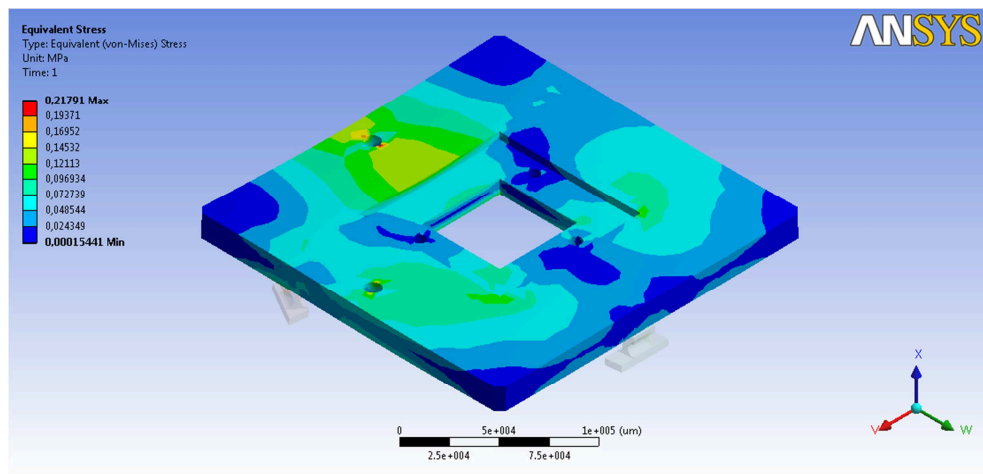


Figura 24 Esfuerzos sobre marco metrológico superior (Zerodur). (Deformaciones x5000)

3.3 ESTUDIO DE LAS DEFORMACIONES

Una vez mejorada la rigidez global del sistema con las modificaciones oportunas anteriormente mostradas, se debe determinar cuál será el error de posición debido a deformaciones del sistema.

Para simular la película de aire creada por los *air bearings* y sobre la que levita la parte móvil, se ha añadido un pequeño disco muy fino entre la superficie de los *air bearings* y la superficie de deslizamiento (véase **Anexo II.4.1 - CONFIGURACIÓN DEL ANÁLISIS ESTÁTICO**).

Puesto que la idea es mantener la parte móvil con la menor fricción posible con la superficie sobre la que se desplaza, esto hace que aparezca inestabilidad en el plano horizontal. Es por ello que, el pequeño disco introducido, permite restringir el movimiento entre los elementos impidiendo el desplazamiento de la plataforma en cada posición a analizar.

Estrictamente, el movimiento en el plano horizontal no estará impedido en esta zona, sino que se controlará con los motores lineales y la amortiguación. Pero esto ya tiene que ver con ensayos que se realizarán cuando se disponga de dichos motores y se hagan pruebas con ellos en un futuro para conocer su funcionamiento y posibilidades en el apartado del control del sistema.

Se podría pensar que no se reproduce con fidelidad el comportamiento de la parte móvil, puesto que debería desplazarse libremente sin fricción sobre las superficies de deslizamiento situadas en la base. Sin embargo, sólo se restringen desplazamientos y no deformaciones, teniéndose estas últimas en cuenta incluso para la película de aire entre los elementos.

Así, es objeto de este trabajo determinar el error debido a deformaciones estructurales (en siguientes apartados también debido a variaciones de temperatura) y no a errores de desplazamiento e inestabilidades que deberán determinarse, y minimizarse, en la parte de control.

3.3.1 Deformación de la plataforma base y las superficies de deslizamiento

Al tener la parte móvil en una determinada posición, la superficie sobre la que se desliza y la base, se deforma de una determinada manera (véase **Figura 25**). Por lo tanto, al posicionarla en diferentes puntos del rango de movimiento, esta diferencia de deformaciones afectará a toda la estructura y, en consecuencia, a los elementos de medición (láseres y espejos).

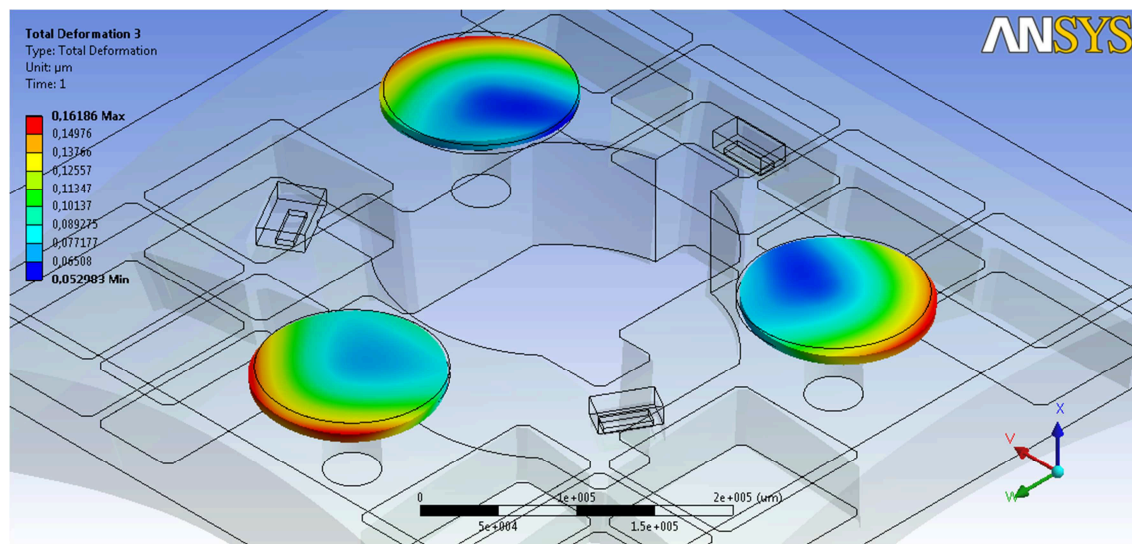


Figura 25 Deformación de la base y superficies de deslizamiento para la posición central de la parte móvil (0.00, 0.00 mm). Tres puntos de apoyo fijos en la base

Se puede observar, como en el caso de apoyarla por tres puntos, la base se deforma por los extremos y hace que las superficies de deslizamiento lo hagan a su vez de una determinada forma.

Estas deformaciones dependen, tanto del apoyo de la base a la mesa anti-vibración, como de la posición en la que se encuentran los cojinetes que sostienen la parte móvil. Por ello, se ha realizado el estudio estático con dos tipos de apoyo de la base: Tres puntos de apoyo y fijada toda superficie inferior de la base (véase **Figura 26** y **Figura 27** respectivamente).

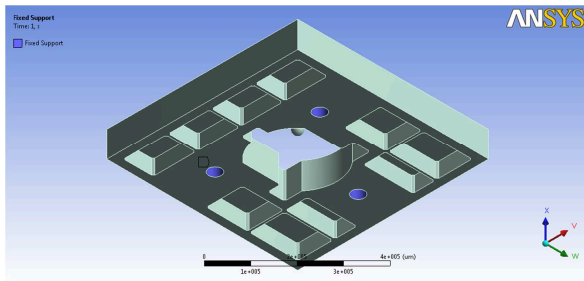


Figura 26 Tres apoyos fijos (en azul)

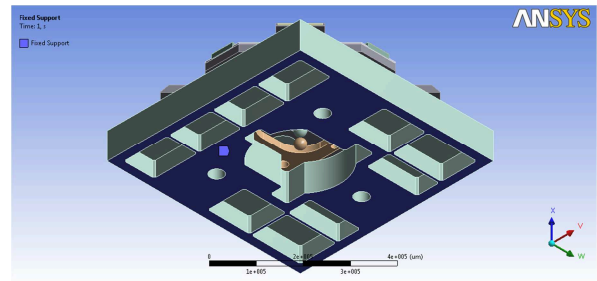


Figura 27 Toda la superficie fija (en azul)

Así, se ha posicionado la parte móvil en diferentes puntos de su recorrido. (Para 3 apoyos y fijada la superficie inferior de la base, véase **Figura 28** y **Figura 29** respectivamente).

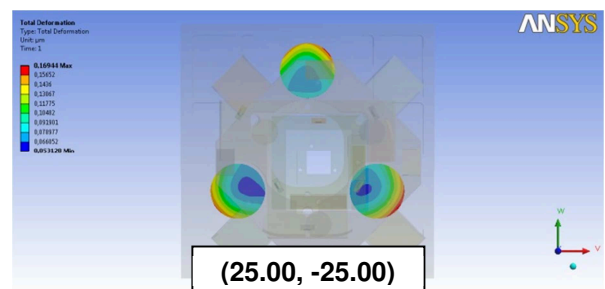
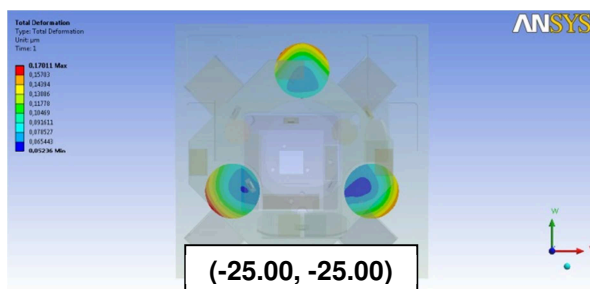
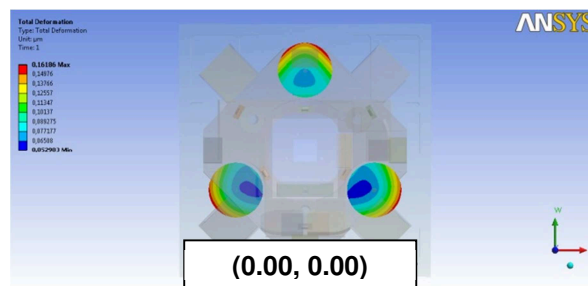
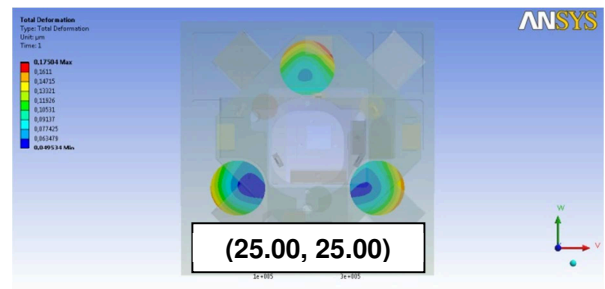
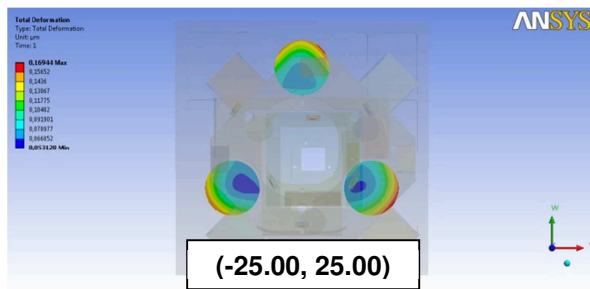


Figura 28 Deformaciones según posición en mm de la parte móvil en la superficie de deslizamiento. **Tres puntos de apoyo fijos en la base**

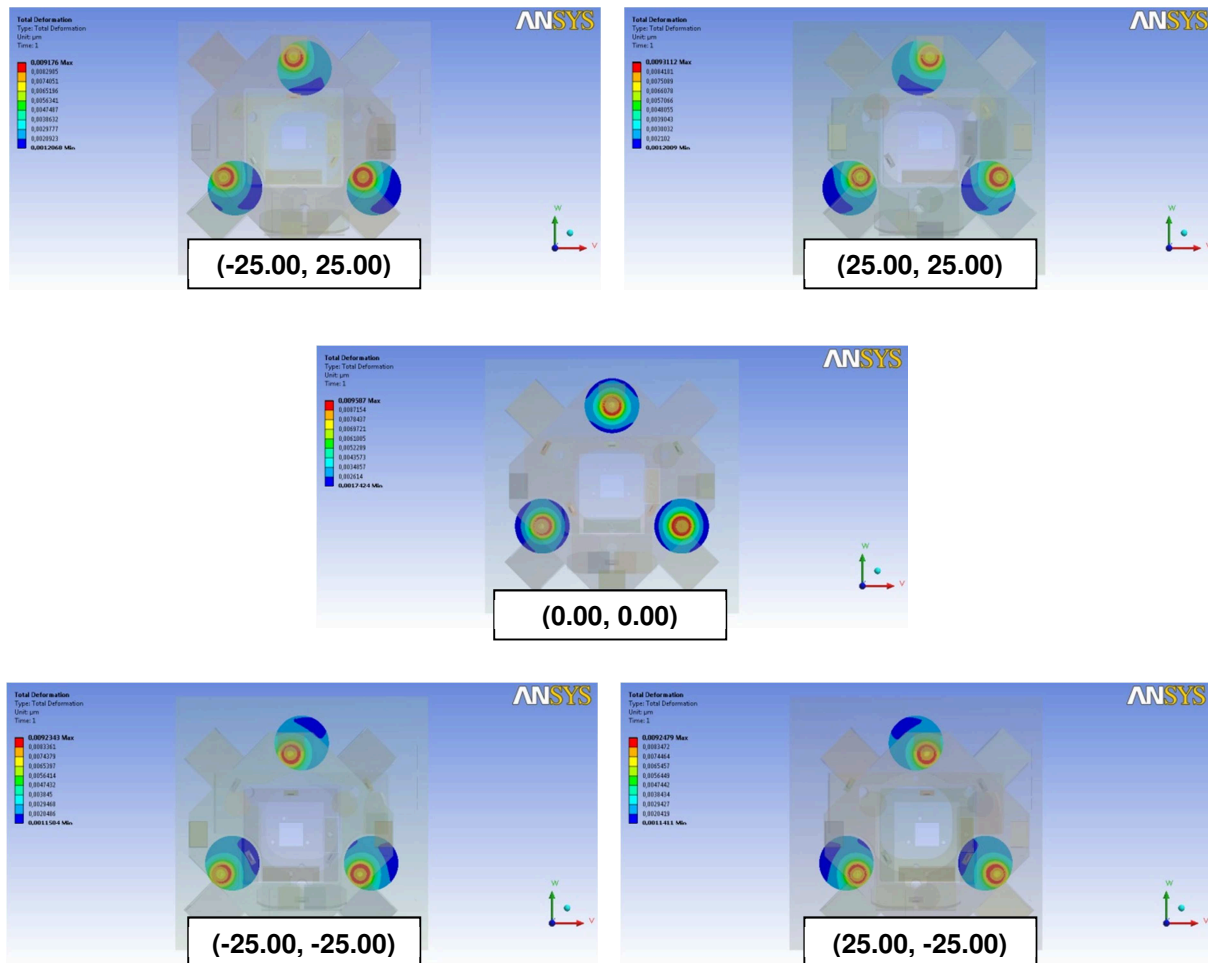


Figura 29 Deformaciones según posición en mm de la parte móvil en la superficie de deslizamiento. **Fijada la superficie inferior de la base**

Para el análisis modal, simplemente se tomaron tres apoyos fijos de la base. Puesto que las frecuencias de resonancia de la base aparecían a aproximadamente 500 Hz, se consideró que no era necesario repetir el estudio fijando toda la superficie inferior de la base. Más aun teniendo en cuenta que resulta obvio que la condición más restrictiva es la de los tres apoyos (afecta más negativamente).

Así pues, las frecuencias en los elementos que resultaron críticos hubieran sido las mismas, al menos hasta los 500 Hz. Pues hasta está frecuencia, la base se podía considerar como una bancada que hacía simplemente de apoyo fijo de los demás elementos.

3.3.2 Posiciones relativas de espejos y cabezales láseres en el recorrido de la plataforma

La importancia de las deformaciones estructurales cobra especial relevancia en los elementos encargados de medir el desplazamiento (y por lo tanto determinar la posición) de la parte móvil. Éstos son los cabezales láser y los espejos donde refleja el haz y que componen el sistema de medición bidimensional.

Cada uno de los cabezales, tiene un punto de emisión (1L, 2L y 3L) que emitirá un haz láser hacia los espejos e incidirán en los puntos 1, 2 y 3 respectivamente (véase **Figura 30**).

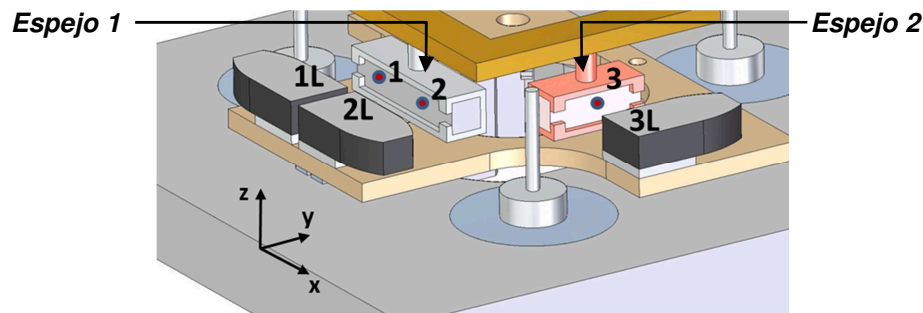


Figura 30 Disposición de cabezales láser y espejos

Así, cada uno de los puntos del espejo sobre los que incide el láser, va a trasladarse y girar debido a las deformaciones estructurales. Puesto que lo que interesa es el posicionamiento bidimensional en el plano XY, no se considera la componente Z en el siguiente razonamiento (véase **Figura 31**). Es importante notar que una vez deformada la estructura, el haz láser refleja en un punto del espejo distinto: 1', 2' y 3' (véase **Figura 32**). Sin embargo, la referencia no será el punto de incidencia del haz láser en todo momento, sino el punto geométrico perteneciente al espejo sobre el que incidía el haz láser antes de las deformaciones en cada posición.

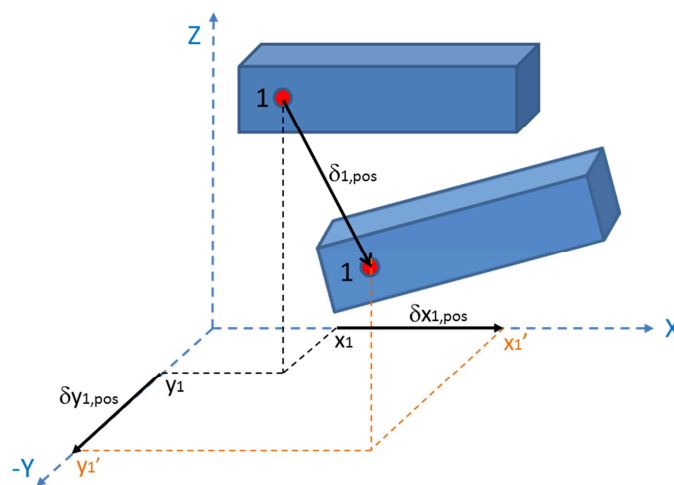


Figura 31 Posicionamiento del espejo tras la deformación de la estructura

Se toma esta referencia porque al comenzar la simulación con Ansys, deben seleccionarse los puntos con anterioridad para, una vez obtenidos los resultados, ver el movimiento que han tenido. Es posible hacerlo así debido a que la traslación de los espejos predomina sobre la rotación de los mismos en el eje Z y el error de posición apenas sufriría variaciones al considerar 1, 2 y 3 ó 1', 2' y 3'.

En cuanto a las rotaciones de los espejos respecto los ejes X e Y sucede algo parecido. Aunque, en este caso, se observó más rotación del espejo correspondiente al cabezal 3, la medida de la coordenada X (o de la coordenada Y) apenas varía entre 3 y 3' (véase **Figura 33**).

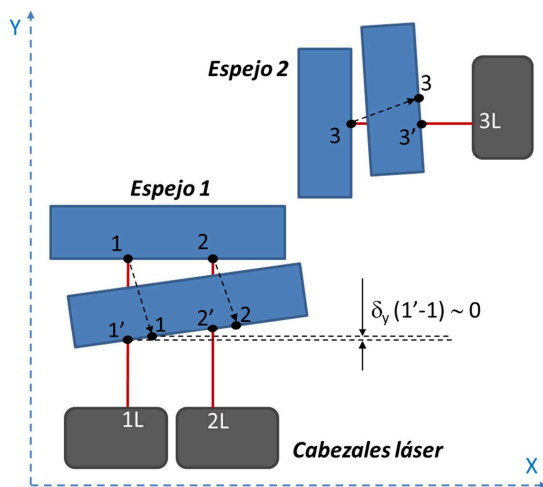


Figura 32 Esquema de las deformaciones.
Plano XY

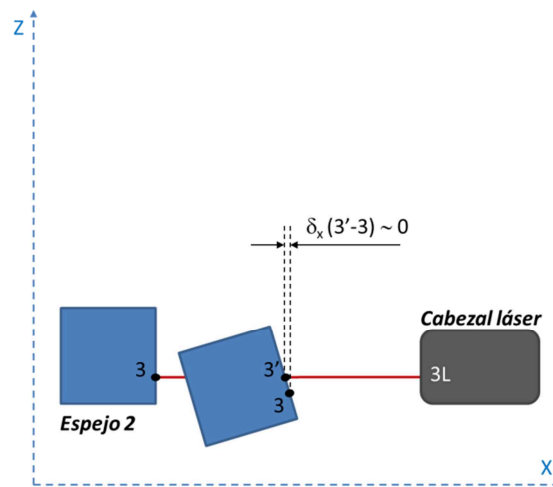


Figura 33 Esquema de las deformaciones.
Plano XZ

Es importante observar que nuestra referencia no será la estructura sin deformar, sino que la referencia será la posición relativa de los cabezales láser y los espejos una vez deformada y en una posición determinada (por ejemplo, la central 0,0). Es decir, el error no se obtiene de comparar con la estructura sin deformar, sino de comparar la deformada en una posición del rango con la deformada en otras posiciones (véase **Figura 34**).

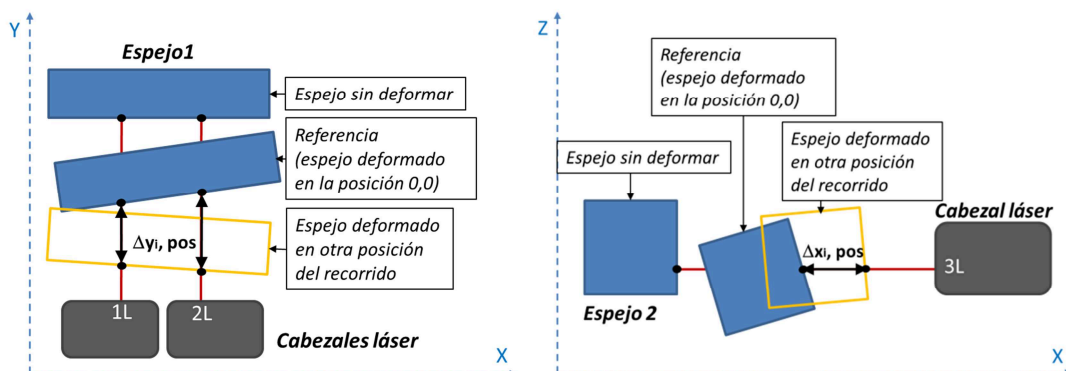


Figura 34 Forma de considerar el error en el plano XY por cambio de posición del espejo

En las imágenes de las simulaciones, se observa que es apropiada la aproximación de considerar 1, 2 y 3 en lugar de 1', 2' y 3' (véase **Figura 35**) al verificar que $\Delta y_{j,pos} \gg \delta_y (1'-1)$, $\Delta y_{j,pos} \gg \delta_y (2'-2)$ y $\Delta x_{j,pos} \gg \delta_x (3'-3)$, donde j indica cada una de las posiciones. Incluso aunque los ángulos fueran mayores; seguirían estando tan próximos que no habría apenas diferencia. El motivo de esta simplificación es que en Ansys se seleccionan puntos concretos antes de la simulación y ya no se cambia hasta obtener el resultado.

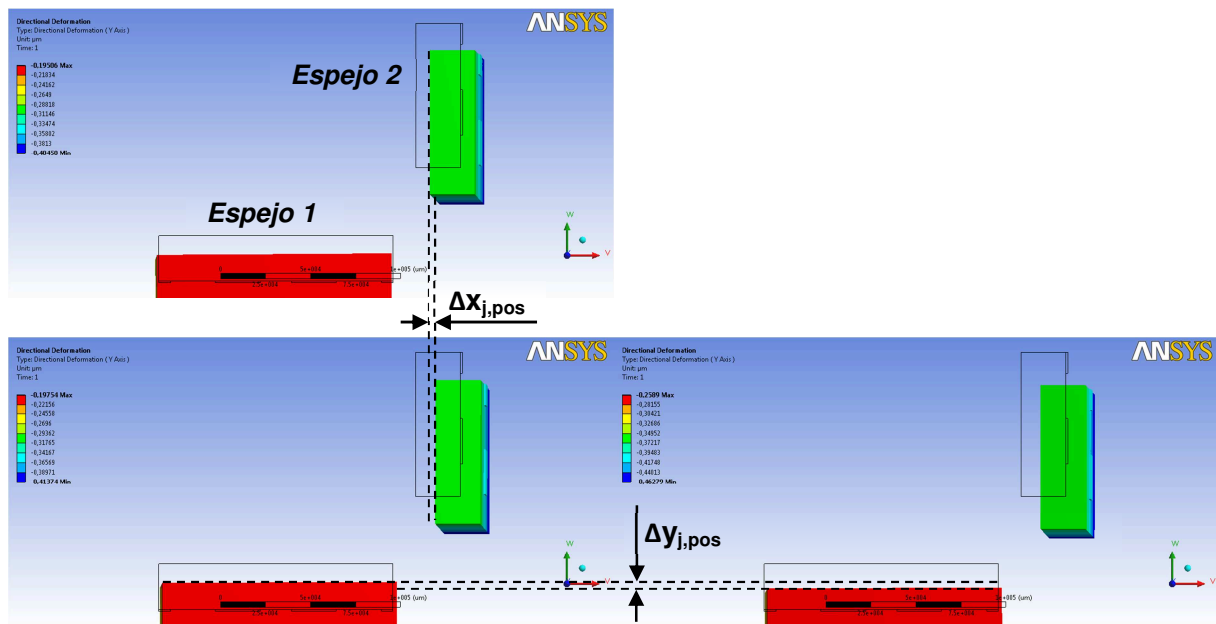


Figura 35 Vista sobre el plano XY de las posiciones de los espejos en diferentes puntos del rango de movimiento de la parte móvil

No obstante, los giros de los espejos sí son de gran importancia a la hora de dirigir el haz láser. Al recorrer una distancia relativamente grande, se tienen errores significativos por el incremento de la longitud del haz de vuelta. Por ello, en cada posición, se define un ángulo (α_{ij}) y un ángulo (β_{ij}) para cada espejo donde i corresponde al número del espejo y j a cada una de las posiciones de estudio consideradas. (Véase **Figura 36** y **Figura 37**)

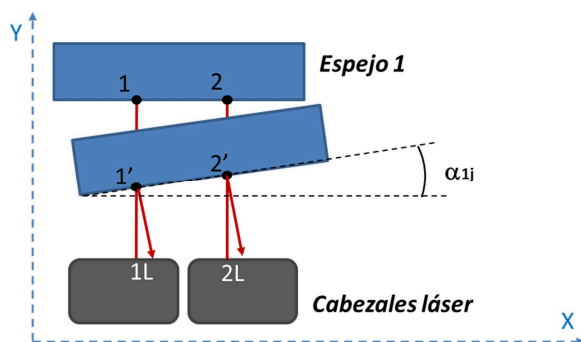


Figura 36 Definición del ángulo α

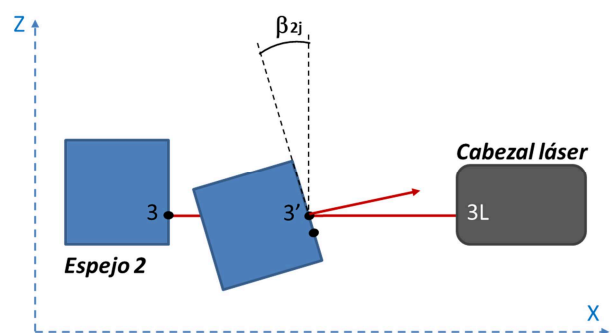


Figura 37 Definición del ángulo β

Así, a los errores debidos a la nueva posición de los espejos, habrá que sumar el error por el incremento de la longitud del haz de vuelta debido a errores de cuadratura de los espejos por las deformaciones estructurales.

$$\Delta x_j = \Delta x_{j, pos} + \Delta x_{j, láser} \quad \text{Ec. 1}$$

$$\Delta y_j = \Delta y_{j, pos} + \Delta y_{j, láser} \quad \text{Ec. 2}$$

Donde cada término Δx_j corresponde al error de posicionamiento de cada punto del recorrido respecto la estructura deformada en el punto (0, 0):

$$\Delta x_j = \delta x_j - \delta x_{(0,0)} \quad \text{Ec. 3}$$

$$\Delta y_j = \delta y_j - \delta y_{(0,0)} \quad \text{Ec. 4}$$

$$\Delta x_{j, pos} = \delta x_{j, pos} - \delta x_{(0,0), pos} \quad \text{Ec. 5}$$

$$\Delta y_{j, pos} = \delta y_{j, pos} - \delta y_{(0,0), pos} \quad \text{Ec. 6}$$

$$\Delta x_{j, láser} = \delta x_{j, láser} - \delta x_{(0,0), láser} \quad \text{Ec. 7}$$

$$\Delta y_{j, láser} = \delta y_{j, láser} - \delta y_{(0,0), láser} \quad \text{Ec. 8}$$

Los términos $\Delta x_{j, láser}$ y $\Delta y_{j, láser}$, se obtienen a partir de los ángulos de giro de los espejos

$$\Delta x_{j, láser} = \delta x_{j, láser} - \delta x_{(0,0), láser} = \left[\sqrt{\left(\frac{x_j}{\cos \alpha_{2j}} - x_j \right)^2 + \left(\frac{x_j}{\cos \beta_{2j}} - x_j \right)^2} \right] - \left[\sqrt{\left(\frac{x_{(0,0)}}{\cos \alpha_{2(0,0)}} - x_{(0,0)} \right)^2 + \left(\frac{x_{(0,0)}}{\cos \beta_{2(0,0)}} - x_{(0,0)} \right)^2} \right] \quad \text{Ec. 9}$$

$$\Delta y_{j, láser} = \delta y_{j, láser} - \delta y_{(0,0), láser} = \left[\sqrt{\left(\frac{y_j}{\cos \alpha_{1j}} - y_j \right)^2 + \left(\frac{y_j}{\cos \beta_{1j}} - y_j \right)^2} \right] - \left[\sqrt{\left(\frac{y_{(0,0)}}{\cos \alpha_{1(0,0)}} - y_{(0,0)} \right)^2 + \left(\frac{y_{(0,0)}}{\cos \beta_{1(0,0)}} - y_{(0,0)} \right)^2} \right] \quad \text{Ec. 10}$$

En la **Ec. 11** y la **Ec. 12**, los términos x_j y y_j serán las distancias teóricas en valor absoluto de los espejos a los láseres en cada posición j .

Error de posicionamiento debido a deformación estructural con tres apoyos (véase **Tabla 1**).

	j=(-25,25)							j=(25,25)					
	$\Delta x_{j,pos}$ μm	$\Delta y_{j,pos}$ μm	$\Delta x_{j,láser}$ μm	$\Delta y_{j,láser}$ μm	Δx_j μm	Δy_j μm		$\Delta x_{j,pos}$ μm	$\Delta y_{j,pos}$ μm	$\Delta x_{j,láser}$ μm	$\Delta y_{j,láser}$ μm	Δx_j μm	Δy_j μm
1	-	0,033	-	-0,007	-	0,025	1	-	0,030	-	-0,040	-	-0,010
2	-	0,035	-	-0,007	-	0,028	2	-	0,029	-	-0,040	-	-0,011
3	-0,031	-	0,224	-	0,193	-	3	0,030	-	-0,489	-	-0,459	-

	j=(0,0)					
	$\Delta x_{j,pos}$ μm	$\Delta y_{j,pos}$ μm	$\Delta x_{j,láser}$ μm	$\Delta y_{j,láser}$ μm	Δx_j μm	Δy_j μm
1	-	0,000	-	0,000	-	0,000
2	-	0,000	-	0,000	-	0,000
3	0,000	-	0,000	-	0,000	-

	j=(-25,-25)							j=(25,-25)					
	$\Delta x_{j,pos}$ μm	$\Delta y_{j,pos}$ μm	$\Delta x_{j,láser}$ μm	$\Delta y_{j,láser}$ μm	Δx_j μm	Δy_j μm		$\Delta x_{j,pos}$ μm	$\Delta y_{j,pos}$ μm	$\Delta x_{j,láser}$ μm	$\Delta y_{j,láser}$ μm	Δx_j μm	Δy_j μm
1	-	-0,025	-	-0,048	-	-0,073	1	-	-0,029	-	-0,028	-	-0,057
2	-	-0,023	-	-0,048	-	-0,071	2	-	-0,030	-	-0,028	-	-0,058
3	-0,030	-	0,472	-	0,442	-	3	0,030	-	-0,402	-	-0,372	-

Tabla 1 Error de posicionamiento con 3 apoyos

A continuación se muestran los resultados apoyando toda la superficie inferior de la base (véase **Tabla 2**).

	j=(-25,25)							j=(25,25)					
	$\Delta x_{j,pos}$ μm	$\Delta y_{j,pos}$ μm	$\Delta x_{j,láser}$ μm	$\Delta y_{j,láser}$ μm	Δx_j μm	Δy_j μm		$\Delta x_{j,pos}$ μm	$\Delta y_{j,pos}$ μm	$\Delta x_{j,láser}$ μm	$\Delta y_{j,láser}$ μm	Δx_j μm	Δy_j μm
1	-	0,002	-	0,088	-	0,090	1	-	-0,003	-	0,088	-	0,085
2	-	0,002	-	0,088	-	0,090	2	-	-0,003	-	0,088	-	0,085
3	0,001	-	0,624	-	0,625	-	3	0,001	-	-0,617	-	-0,616	-

	j=(0,0)					
	$\Delta x_{j,pos}$ μm	$\Delta y_{j,pos}$ μm	$\Delta x_{j,láser}$ μm	$\Delta y_{j,láser}$ μm	Δx_j μm	Δy_j μm
1	-	0,000	-	0,000	-	0,000
2	-	0,000	-	0,000	-	0,000
3	0,000	-	0,000	-	0,000	-

	j=(-25,-25)							j=(25,-25)					
	$\Delta x_{j,pos}$ μm	$\Delta y_{j,pos}$ μm	$\Delta x_{j,láser}$ μm	$\Delta y_{j,láser}$ μm	Δx_j μm	Δy_j μm		$\Delta x_{j,pos}$ μm	$\Delta y_{j,pos}$ μm	$\Delta x_{j,láser}$ μm	$\Delta y_{j,láser}$ μm	Δx_j μm	Δy_j μm
1	-	0,001	-	-0,084	-	-0,083	1	-	-0,005	-	-0,083	-	-0,088
2	-	0,001	-	-0,084	-	-0,083	2	-	-0,004	-	-0,083	-	-0,087
3	0,001	-	0,620	-	0,621	-	3	0,003	-	-0,613	-	-0,611	-

Tabla 2 Error de posicionamiento con toda la superficie inferior fija

De los resultados obtenidos se obtienen importantes conclusiones. Se observa que el error de posicionamiento de la coordenada Y medida por el espejo 1 (puntos 1 y 2) es del orden de decenas de nanómetro (entre 10 y 80 nanómetros según forma de apoyo y posición analizada), lo cual son considerados valores aceptables. Sin embargo, en la coordenada X medida por el espejo 2 (punto 3) se tiene una pérdida de precisión con errores entre 200 y 600 nanómetros. Los datos obtenidos con Ansys para el cálculo de estos errores se pueden consultar en el **Anexo II.4.3 - DATOS PARA EL CÁLCULO DEL ERROR DE POSICIONAMIENTO DEBIDO A DEFORMACIONES ESTRUCTURALES**, aquí se muestran los cambios de posición de cada punto, las distancias teóricas x_j e y_j entre cabezales láser y espejos, así como los ángulos de giro de los espejos α_{ij} y β_{ij} .

Observando los diferentes términos calculados en la **Tabla 1** y en la **Tabla 2**, se puede comprobar como el error $\Delta x_{j, pos}$ y $\Delta y_{j, pos}$ se encuentra en torno a los 30 nanómetros para ambas coordenadas en caso de tener tres apoyos y por debajo de los 5 nanómetros para toda la superficie inferior fijada. Estos resultados son muy positivos en cuanto a desplazamiento de los puntos de incidencia, especialmente, con el segundo tipo de apoyo de la base. Teniendo esto en consideración, se tratará de apoyar toda la superficie de la plataforma a la mesa anti-vibración que hace de bancada en lugar que acoplarla a ella por tres puntos.

Sin embargo, los errores son mayores para los términos $\Delta x_{j, láser}$ y $\Delta y_{j, láser}$. Mientras que $\Delta y_{j, láser}$ medido con el espejo 1 toma valores entre 10 y 80 nm; el principal problema radica en el espejo 2 que mide la coordenada X (punto 3) con errores $\Delta x_{j, láser}$ de centenas de nanómetro, incluso mayor de 500 nanómetros en algunas posiciones. A la vista de estos resultados, se trata de actuar sobre inclinación de los espejos para minimizar este error debido a variaciones de longitud en el haz láser.

Así, en el capítulo siguiente se presenta una alternativa de diseño donde los espejos no están colgados sobre el marco superior para evitar giros de los mismos y solucionar el problema encontrado. No obstante, se ha incrementado el tamaño general del sistema; así que, en futuros trabajos, se tratará de reducir las dimensiones del mismo conservando las nuevas ideas aportadas y aspecto general del nuevo diseño para, posteriormente llevar a cabo nuevos análisis que permitirán su validación final.

4 ALTERNATIVA DE DISEÑO

Los análisis realizados en anteriores capítulos han permitido determinar los puntos débiles de la estructura de nuestro sistema de posicionamiento. Distintos elementos daban problemas de rigidez y otros, como los acoplamientos flexibles, no estaban completamente determinados. A todo ello, se le ha dado solución.

No obstante, todavía quedaba pendiente la forma de acoplamiento de la parte fija superior. Se disponía de una pared lateral entre las dos partes fijas que, en principio, se trata simplemente, de una solución conceptual que no resulta efectiva en cuanto al alineamiento de las partes. Además, la amortiguación, sigue presentando problemas al disponerse de grandes placas en voladizo de cobre, las cuales resultan muy poco compactas y aportan gran peso a la plataforma móvil. Más aún si tenemos en cuenta que los motores lineales cuentan con posibilidades de amortiguación.

Por último, el hecho de que los espejos no se encuentren en el mismo plano que el marco metrológico superior, no es la mejor solución. Así, que estén colgando de dicho marco da lugar a propagación y amplificación de errores por deformaciones estructurales.

Teniendo todo esto en consideración, se va a proponer una alternativa de diseño. En ella, se tratará de lograr un diseño más compacto y dar solución a aquellos problemas que no han podido solucionarse con simples modificaciones geométricas en alguna de las piezas que componen el sistema.

4.1 ARQUITECTURA DEL MODELO ALTERNATIVO PROPUESTO

La arquitectura del sistema en este nuevo diseño recoge la idea original de tres partes (dos fijas y una móvil que se moverá con los motores lineales y fricción nula gracias a los *air bearings*).

Los cambios principales tienen que ver con la disposición de las mismas, su geometría y dimensiones. Así, se ha logrado un diseño más compacto integrando los componentes de forma más armoniosa. Además, se han introducido unas columnas guía para el acoplamiento de la parte fija superior (véase **Figura 38** y **Figura 39**).

En cuanto a su principio de funcionamiento sigue siendo el mismo, con los mismos elementos comerciales realizando las mismas funciones. Es decir, se ha dispuesto espacio para el actuador vertical en el centro, el armazón superior sigue conteniendo los estatotes de los motores lineales, la parte móvil levita sobre una película de aire y el movimiento se mide con unos interferómetros láser.

En esta memoria se muestran imágenes representativas del nuevo diseño. No obstante, en el **ANEXO III - ALTERNATIVA PROPUESTA EN EL DISEÑO DEL SISTEMA. DETALLES CONSTRUCTIVOS**, se ofrecen los detalles y medidas de las piezas que lo componen.

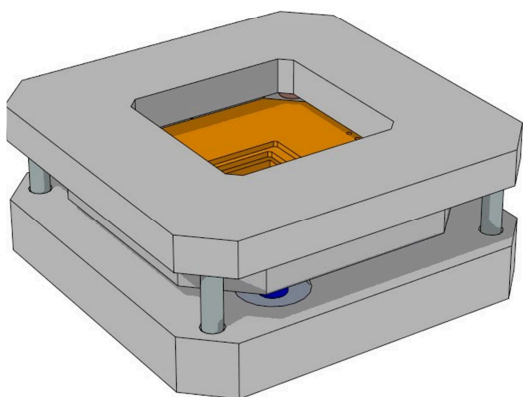


Figura 38 Nueva versión. Vista compacta

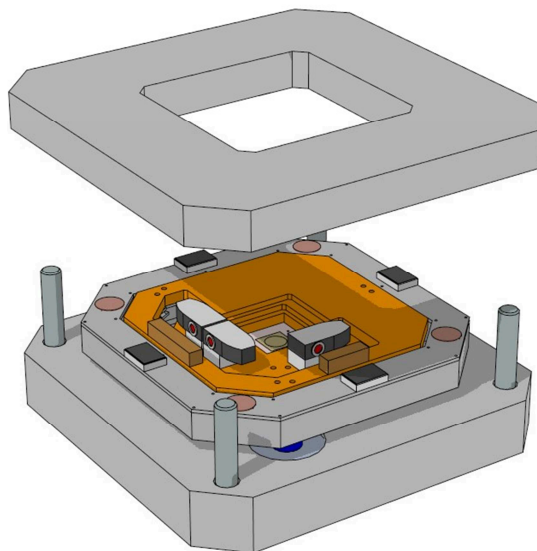


Figura 39 Nueva versión. Parte fija superior levantada

4.2 NOVEDADES INTRODUCIDAS Y SU JUSTIFICACIÓN

Como ya se ha comentado, la creación de este nuevo modelo, viene motivada por la necesidad de lograr una estructura más compacta. Para ello, se ha reducido la altura a la que se sitúa la plataforma de aluminio de la parte móvil sobre los cojinetes; de este modo, se evita el problema de los vástagos de los *air bearings* observados en los análisis del diseño original. A su vez, estos se desplazan sobre superficies de deslizamiento que se encuentran a un nivel inferior que la superficie superior de la base (véase **Figura 40**).

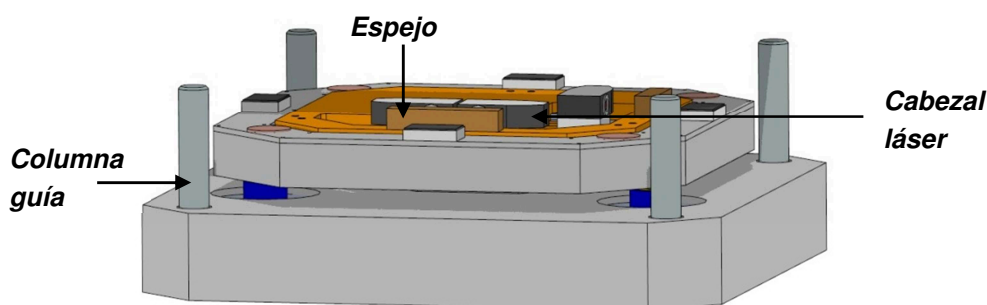


Figura 40 Detalle de la altura de la parte móvil

En cuanto a la plataforma de aluminio de la parte móvil, se ha realizado una estructura enervada (véase **Figura 41**). Se ha comprobado, en análisis modales de anteriores capítulos, que aumentar la rigidez es necesario para este tipo de elementos de grandes dimensiones en un plano y poco espesor. Igualmente, se ha colocado una tapa como en la anterior modificación realizada para el diseño original. Asimismo, se han realizado los correspondientes vaciados a la base por su parte inferior (véase **Figura 42**).

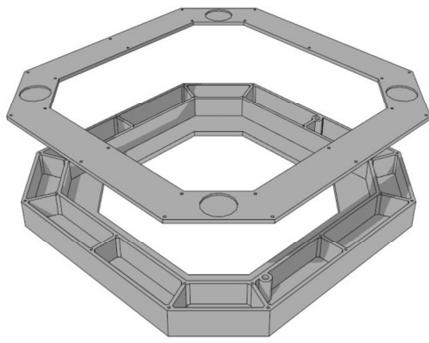


Figura 41 Nueva plataforma de aluminio

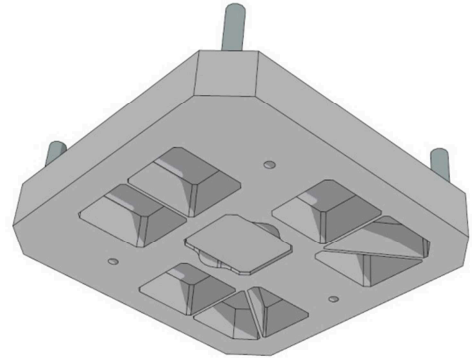


Figura 42 Vaciados de la base

Por supuesto los marcos metrológicos han sufrido importantes variaciones en cuanto a geometría, pues ha sido necesario adaptarlos a las nuevas consideraciones en la disposición de elementos. No obstante, seguirán acoplándose a sus respectivos soportes de aluminio mediante acoplamientos flexibles de acero inoxidable que permitirán movimiento relativo para diferentes dilataciones ante variaciones de temperatura.

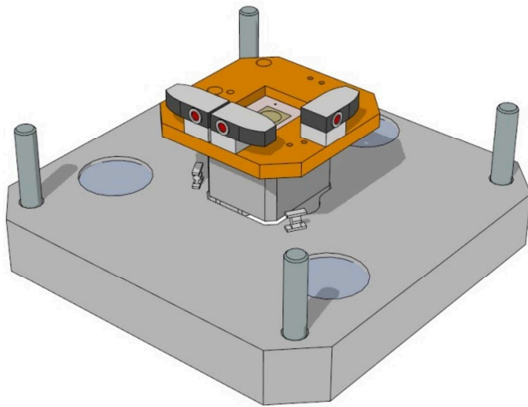


Figura 43 Acoplamiento del marco metrológico inferior

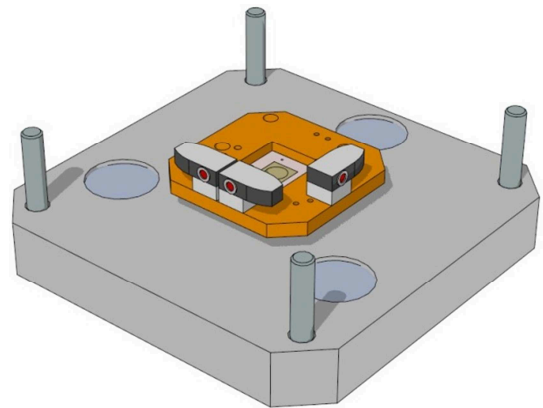


Figura 44 Parte fija inferior

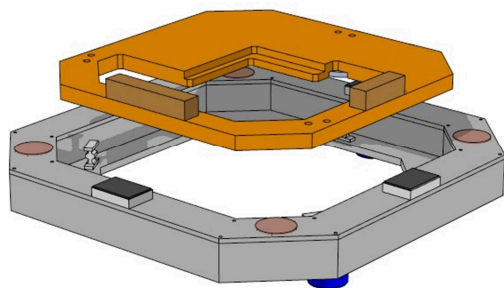


Figura 45 Acoplamiento del marco metro-lógico superior

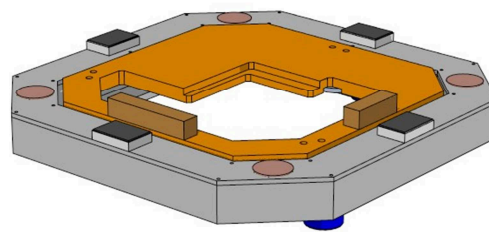


Figura 46 Parte móvil

Así, se ha situado sobre el marco metro-lógico superior los espejos del sistema láser de medición sin necesidad de que vayan colgados a él. Con ello se logra que dicho marco metro-lógico con sus espejos y los láseres se encuentren en el mismo plano.

Es importante observar dos aspectos. En primer lugar, los cabezales láser se localizan, en este caso, más cerca de la parte central del sistema. Los espejos, en cambio, están más alejados. Fue necesario plantearlo de esta nueva forma al pretender situar los espejos y cabezales en la misma línea y generar el espacio necesario en la geometría de las piezas para permitir el movimiento relativo.

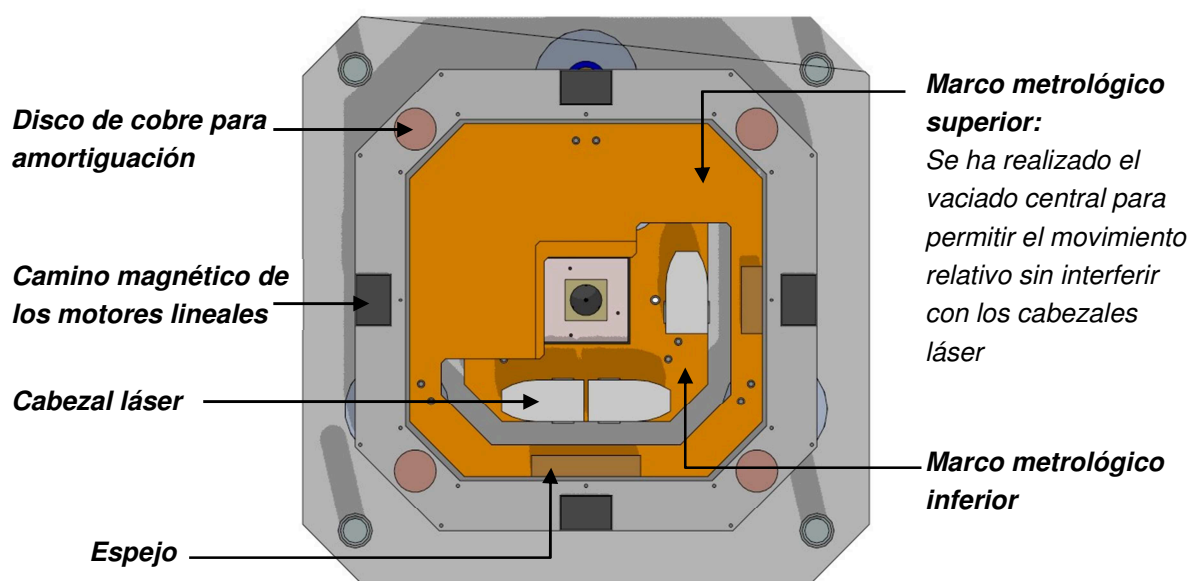


Figura 47 Vista en planta de la nueva disposición

En segundo lugar, se pueden observar las importantes diferencias geométricas de los marcos metro-lógicos.

Además, se han eliminado las placas de cobre en voladizo situadas en la parte móvil y se han sustituido por cuatro discos de cobre que harán una función similar. Una vez, se dis-

pongan de los motores lineales y se estudien las necesidades y valores de la amortiguación adicional requerida se podrá aumentar o disminuir fácilmente sin grandes influencias en el diseño con sólo aumentar o disminuir el grosor de dichas placas, pues la amortiguación es proporcional a este espesor. El campo magnético constante, se crea con unos imanes circulares en la parte fija superior. Al producirse el movimiento relativo, se generan corrientes de Foucault que generan fuerzas que se oponen al movimiento (véase **Figura 48** y **Figura 49**). La fuerza será proporcional a la velocidad y al cuadrado del campo magnético. Además, influirá la geometría de los discos o su distancia. Estos parámetros se determinarán cuando se disponga de los motores lineales y se comprueben las necesidades de amortiguación.

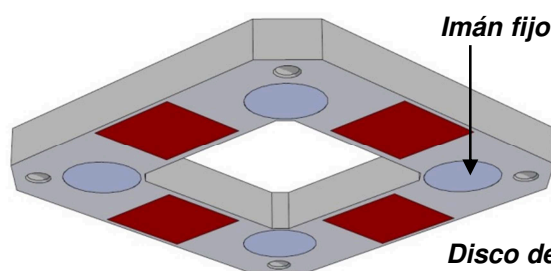


Figura 48 Armazón superior. Vista de elementos

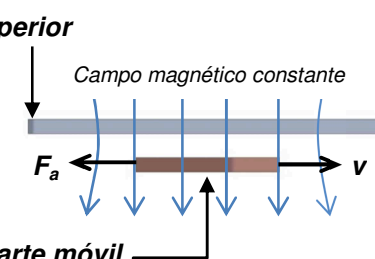


Figura 49 Fuerza de amortiguación

Por último, cabe destacar que la muestra se mantiene fija como en el anterior diseño sobre dos etapas conjuntas de ajuste vertical: un ajuste basto con el actuador y un ajuste fino con el nano-posicionador. Se puede observar, como la gran diferencia radica en el hecho de que el AFM una vez acoplado quedará a la altura de la muestra, al igual que los espejos y los cabezales láser. Esta es una de las grandes diferencias con el anterior diseño (véase **Figura 50**).

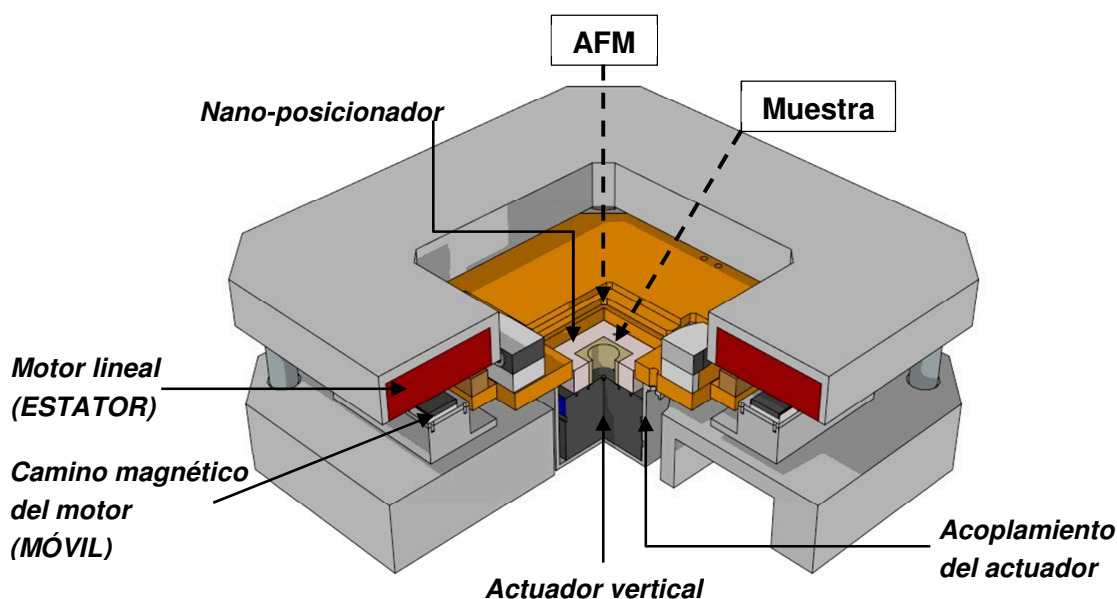


Figura 50 Corte del nuevo sistema diseñado

4.3 PRESUPUESTO

	Uds./Kg.	COSTE
Material de la plataforma	Aluminio: 120 kg x 1,7 €/kg-procesado Zerodur: 10 kg x 2800 €/kg-procesado	28.204 €
Air Bearings Fabricante "New Way"	3 Air Bearings: VPL 50mm 3 flexure mounts Accesorios suministro de aire	2.150 €
Etapas de posicionado de la muestra	Actuador vertical (Por determinar ~700 €) Nano-posicionador (Por determinar ~10.000 €)	10.700 €
Motores lineales Elaborados bajo pedido por la UNCC	4 Motores Lineales 4 Caminos Magnéticos Accesorios montaje / Controlador	14.000 €
Sistema Láser Fabricante "Renishaw"	1 Unidad laser: RLU10 3 cabezales detectors: RLD10 3 Espejos Tarjeta RPI20	49.600 €
Sensores Capacitivos Fabricante "Lion Precision"	3 Sondas C5-E Controlador Elite Series CPL 190 SR	13.800 €
TOTAL		118.454 €

Tabla 3 Presupuesto

En cuanto al presupuesto se puede observar como a parte del sistema láser de medición, el mayor coste viene dado por los elementos de Zerodur introducidos. En este caso son más grandes que en el diseño anterior. Esto implica un aumento en el presupuesto de los 105.000 € anteriores a los 118.500 € actuales. Por ello, la completa validez del nuevo sistema diseñado radica en la aceptación de estos sobrecostes.

4.4 VENTAJAS E INCONVENIENTES DEL NUEVO DISEÑO

En este apartado se resumen las principales ventajas e inconvenientes de este nuevo diseño.

Después de los análisis modal y estático mostrados en anteriores capítulos de esta memoria, se ofrecieron soluciones y cambios en diversos elementos; igualmente, se aconsejó sobre una forma de apoyo de la base apropiada. Con estos cambios se corregían los problemas estudiados y se entraba dentro de las especificaciones. Sin embargo, la principal motivación de proponer una alternativa, fue la de dar una solución integral a los problemas encontrados en los análisis realizados.

Como ya se ha comentado, la visión general es de una estructura más compacta y con menos altura. La plataforma de aluminio de la parte móvil ya no se encuentra suspendida en altura con los vástagos de los *air bearings*, sino directamente sobre ellos (o un poco por encima), con esto evitamos problemas derivados de deformaciones en los vástagos que hacen de soporte de la plataforma de aluminio. Además, los espejos no están colgados del marco metrológico superior, sino simplemente apoyados sobre él. De esta forma, se consigue reducir la influencia de las deformaciones del marco en los errores de posicionamiento que dan lugar a amplificación de errores de medición.

También se ha logrado crear espacio para que los sensores capacitivos midan la altura de vuelo entre los marcos metrológicos y no entre el marco metrológico inferior y la plataforma de aluminio. Esto es interesante, pues se tiene como referencias los elementos de mayor importancia del sistema (véase **Figura 51** y **Figura 52**)

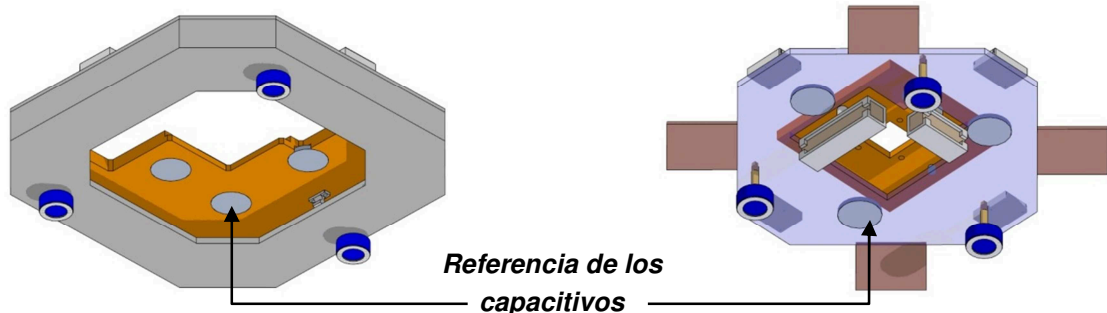


Figura 51 Vista inferior de la nueva parte móvil propuesta

Figura 52 Vista inferior de la parte móvil original

Sin embargo, todo esto hace que sea necesario generar más espacio horizontal para tener suficiente holgura de movimiento entre los espejos y los láseres. Al pretender situar los espejos directamente sobre el marco metrológico superior sin necesidad de colgarlos, es necesario realizar un vaciado en el mismo. En dicho hueco deberá existir suficiente espacio

para que los cabezales láser no interfirieran con el movimiento. Así, implica un aumento de tamaño tanto de la plataforma de aluminio como del marco metrológico superior.

Este aumento de tamaño lleva consigo la necesidad de una base y parte fija superior de mayores dimensiones con el consiguiente aumento de peso y reducción de la portabilidad del sistema. Además, el Zerodur es un material caro y el marco metrológico superior sufre un aumento considerable en su tamaño, lo que implica importantes costes de material (véase **Figura 53** y **Figura 54**).

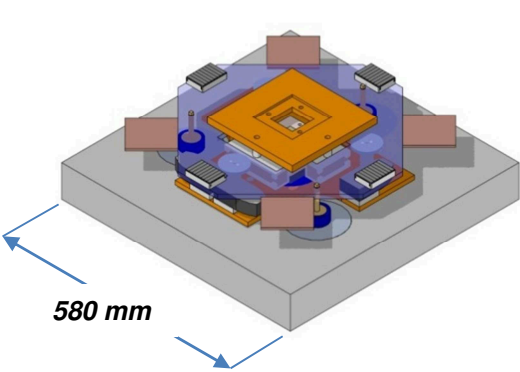


Figura 53 Sistema original sin parte fija superior

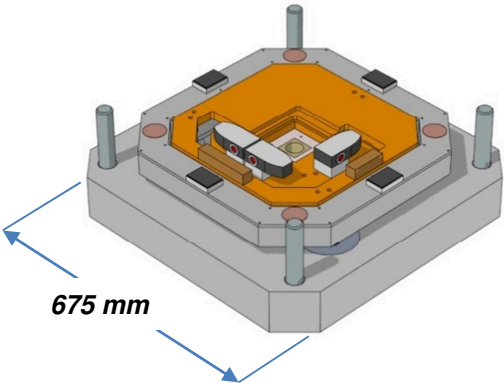


Figura 54 Alternativa de diseño sin parte fija superior

En la siguiente tabla se resumen las ventajas e inconvenientes del nuevo diseño:

VENTAJAS	INCONVENIENTES
Solución integral a los problemas de rigidez encontrados en los análisis	Mayores dimensiones generales lo que implica aumento de peso y reducción de la portabilidad del sistema
Plataforma móvil directamente sobre los cojinetes de aire (o a escasa altura)	Mayores dimensiones del marco metrológico superior de Zerodur con el consiguiente aumento de costes
Espejos directamente integrados en el marco metrológico superior	Cabezales láser en la parte interna cerca de la muestra. Generación de calor en zonas interiores del sistema
Referencia de los capacitivos sobre marco metrológico superior	
Acceso por la parte superior a todo el sistema de medición del movimiento que determina la posición de la parte móvil (cabezales láser y espejos)	
Acoplamientos flexibles entre piezas con diferente coeficiente de dilatación térmica	

Tabla 4 Ventajas e inconvenientes del nuevo diseño

5 ENSAYO EXPERIMENTAL DE LOS SENSORES CAPACITIVOS

Puesto que ya se dispone de los sensores capacitivos para medir el desplazamiento vertical, se les realizaron unos ensayos que daban ciertos problemas de ruido en la medición. Así, como parte de este trabajo se repitieron los ensayos realizados para comprobar los resultados de dichos ensayos y, posteriormente, se introdujeron varias modificaciones en el montaje del laboratorio para intentar solucionar el problema.

Este desplazamiento vertical vendrá dado básicamente por la película de aire creada con los *air bearings*. La medición ideal, sería colocando el sensor capacitivo en el marco metrológico inferior y un disco que hará de referencia o *target* en el marco metrológico superior. Así, en el momento en que se disponga la película de aire, éste último marco ascenderá verticalmente unas pocas micras y es lo que mediremos con estos sensores. En el caso del diseño original, esta medición se da entre el marco metrológico inferior y la plataforma de aluminio, pero en el nuevo modelo propuesto se soluciona este problema y tenemos la medición idónea entre marcos metrológicos.

Así, en un principio se dispuso el montaje tal cual había sido realizado previamente. El mismo consistió en disponer una placa de aluminio especialmente preparada para este ensayo sobre los vástagos de los *air bearings*. Posteriormente, se fijan tres sensores capacitivos a la plataforma mencionada y se colocan las referencias apoyadas en una mesa de granito (véase **Figura 55**). Se observa que la disposición es contraria a cómo será en el sistema de posicionamiento, donde las referencias se sitúan en la parte móvil y los sensores capacitivos en el marco metrológico de la parte fija inferior. En cualquier caso, esto no es relevante para las pruebas llevadas a cabo.

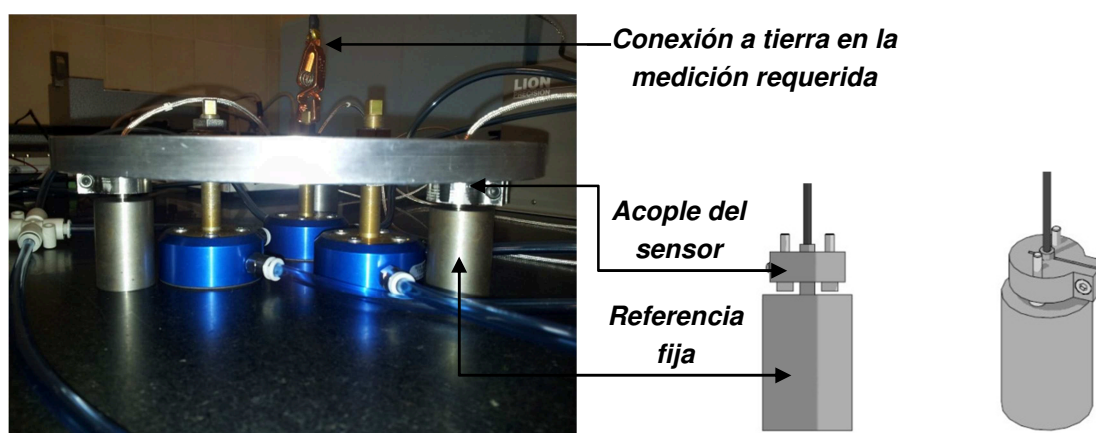


Figura 55 Detalle del montaje de los sensores capacitivos

La señal proporcionada por los sensores es en voltaje, siendo su rango de -10 a 10 voltios. Una señal de -10 voltios indica una distancia de separación entre el sensor y la referencia de 200 μm y una señal de 10 voltios corresponde a 100 μm de separación (véase **Figura 56**). Así, su rango de medición es de 100 μm y la posición inicial debe encontrarse en un punto intermedio (sobre 150 μm) que correspondería a un voltaje de 0 voltios. Así, trataremos de ajustar los sensores hasta que nos aproximemos a ese punto.

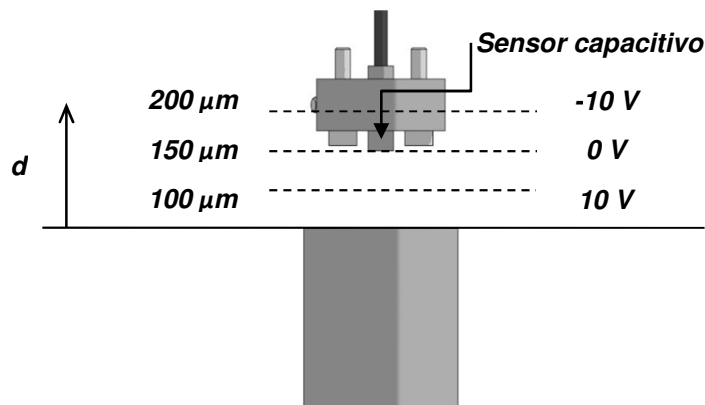


Figura 56 Distancia aumentada entre el capacitivo y su referencia

Para determinar distancia entre ambos elementos basta con aplicar la ecuación:

$$d (\mu\text{m}) = 150 - 5 \times V(\text{voltios}) \quad \text{Ec. 13}$$

En un primer momento, se realiza la medición sin aire en los *air bearings* haciendo estos, únicamente, de soporte de la plataforma. De este modo sabremos el ruido de los sensores capacitivos sin tener en cuenta el ruido que pueda generar el aire en la medición.

En estas mediciones introduciremos dos variaciones para intentar disminuir el ruido observado. Por un lado, se tomarán datos durante un segundo en cada uno de los tres sensores a distintas frecuencias y, por otro, se conectarán todos los elementos metálicos a tierra. En todos estos ensayos, veremos si se producen variaciones en el ruido observado. (Véase **ANEXO IV - ENSAYO EXPERIMENTAL DE LOS SENSORES CAPACITIVOS** donde se muestra el esquema de montaje y las gráficas resultado de la medición bajo las diferentes condiciones probadas).

5.1 VARIACIÓN DE LA FRECUENCIA EN LA TOMA DE DATOS

Para comprobar cómo influye la frecuencia de muestreo. Se realizaron mediciones tomando 10 000, 1 000, 100 y 10 datos cada segundo. De esta forma se pretendía conseguir un filtrado manual de la señal tomando datos cada más tiempo.

Sin embargo, no se encontraron diferencias significativas en cuanto a variación de ruido y la desviación típica de los datos medidos no se vio alterada siguiendo una tendencia determinada en las diferentes formas de llevar a cabo los ensayos (véase **Tabla 5**).

	VARIACIÓN DE LA FRECUENCIA DE MUESTREO											
	10 000 datos/seg			1 000 datos/seg			100 datos/seg			10 datos/seg		
	CAP 1	CAP 2	CAP 3	CAP 1	CAP 2	CAP 3	CAP 1	CAP 2	CAP 3	CAP 1	CAP 2	CAP 3
DESVIACIÓN TÍPICA DE LA MEDICIÓN	0,0178	0,0140	0,0056	0,0112	0,0081	0,0058	0,0320	0,0253	0,0048	0,0161	0,0144	0,0047

Tabla 5 Desviación típica (μm) de la medición con diferentes frecuencias de muestreo

5.2 PUESTA A TIERRA DE REFERENCIAS Y SENSORES

En esta modificación del ensayo, se prueba poniendo a tierra cada una de las referencias, así como los sensores capacitivos. Para poner a tierra estos últimos, basta con poner a tierra la plataforma diseñada para el ensayo, pues todas las partes son metálicas y los sensores van acopladas a ella con insertos metálicos.

Para esta medición se han tomado 10 000 datos por segundo y, comparado con las pruebas anteriores sin tierra. No se observan diferencias significativas (véase **Tabla 6**).

	CONEXIÓN A TIERRA		
	10 000 datos/seg		
	CAP 1	CAP 2	CAP 3
DESVIACIÓN TÍPICA DE LA MEDICIÓN	0,0098	0,0087	0,0092

Tabla 6 Desviación típica (μm) de la medición con conexión a tierra de los elementos

5.3 APLICACIÓN DE LA PELÍCULA DE AIRE

Por último se ha querido comprobar la influencia que tiene la película de aire en la medición de los sensores. En cuanto a resultados, tampoco se puede decir que tenga clara influencia en el ruido observado ni que influya negativamente de forma significativa (véase **Tabla 7**).

	PELÍCULA DE AIRE. CONEXIÓN A TIERRA		
	10 000 datos/seg		
	CAP 1	CAP 2	CAP 3
DESVIACIÓN TÍPICA DE LA MEDICIÓN	0,0079	-	0,0147

Tabla 7 Desviación típica (μm) de la medición con película de aire

6 CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

Consideraciones iniciales

En este trabajo se ha optimizado el diseño del sistema de posicionamiento presentado. En primer lugar, y antes de los primeros análisis, se han realizado las modificaciones previas consideradas necesarias. Estas han consistido en el diseño e incorporación al sistema de unos acoplamientos flexibles (con los que se facilita el movimiento relativo entre piezas con distinto coeficiente de dilatación térmica ante variaciones de temperatura). Además, se han realizado unos vaciados a la base del sistema para disminuir el peso del conjunto.

Análisis modal

En cuanto al análisis modal, se ha comprobado la necesidad de rigidizar la plataforma de aluminio, las placas de Zerodur (con espesores no inferiores a 17 mm) y los vástagos de los *air bearings*. Además, se ha determinado que los acoplamientos sean de acero inoxidable para no ver afectada la sensibilidad a resonancia del sistema. Con ello, se obtienen frecuencias de resonancia siempre mayores de 200 Hz. La frecuencia a la que aparece el primer modo de resonancia se duplica para la parte fija inferior y se triplica para la parte móvil.

Análisis estático

En este análisis se ha calculado el error de posicionamiento del sistema en todo el rango de movimiento de la parte móvil. Se observa la conveniencia de apoyar la base por toda su superficie inferior en lugar de sólo tres puntos de apoyo. El error de posicionamiento debido a desplazamiento de los puntos de incidencia del haz láser es, en este caso inferior a 5 nanómetros. Sin embargo, el giro de los espejos hace que la medición se vea alterada la medición por incremento de la longitud de haz de vuelta a los espejos. Así, el error de posicionamiento se incrementa hasta el orden de las centenas de nanómetro para la coordenada X medida por el espejo 2 manteniendo buenos resultados para la coordenada Y (espejo 1).

Nuevo diseño

Debido a estos resultados, se propone un nuevo diseño donde se pretende evitar el giro de los espejos. Para ello, se disponen los espejos integrados en el marco metrológico superior. Además, se incluyen columnas guía para el acoplamiento de la parte fija superior y se realizan rediseños de la amortiguación y la sustentación de la plataforma de aluminio en los *air bearings*. Además, se mantienen las consideraciones de diseño obtenidas en el análisis modal del sistema original, como disponer una plataforma de aluminio rígida, placas de Zerodur de más de 17 mm o acoplamientos flexibles de aluminio.

Ensayos a los sensores capacitivos

En los ensayos experimentales en el laboratorio, no se encontraron diferencias significativas en la reducción de ruido al variar la frecuencia de toma de datos ni al conectar a tierra los

elementos metálicos. Tampoco, se encontró una influencia negativa al disponer la película de aire.

Trabajos futuros

Para próximos trabajos, se tratará de reducir el tamaño del nuevo sistema diseñado, especialmente de la placa de Zerodur pero respetando las nuevas consideraciones y novedades introducidas. Una vez logrado, se validará con simulaciones en las mismas condiciones que las realizadas en este trabajo. Además, se tratarán las partes de fabricación y control del movimiento una vez se reciban los motores lineales. También, y como última tarea del proyecto completo, se tratará la parte correspondiente a la calibración del sistema.

Esquema de flujo del trabajo realizado

