

# Fabricación y caracterización de un amplificador mecánico flexible

H. D. Kennedy-Cabrera<sup>a</sup>, J. Hernández-Torres<sup>a</sup>, A. L. Herrera-May<sup>a</sup>, J. Mireles Jr. García<sup>b</sup> and A. Saucedo-Carvajal<sup>b</sup>

<sup>a</sup>Centro de Investigación en Micro y Nano Tecnología, Universidad Veracruzana,  
Calz. Ruiz Cortinez SN, Cp. 94292, Boca del Rio, Ver. México.

<sup>b</sup>Centro de Investigación para Ciencia Aplicada y Tecnología, Universidad Autónoma de Cd. Juárez,  
Av. del Charro 451, Cp. 32310, Cd. Juárez Chih., México.

Received 8 January 2014; accepted 28 April 2014

Las características de desempeño de un mecanismo para amplificar desplazamientos mecánicos, como la ganancia geométrica en régimen forzado, la ganancia geométrica en resonancia y la frecuencia de resonancia, son obtenidas mediante interferometría óptica y comparados con los valores obtenidos mediante elemento finito en ANSYS. Se describe el principio de operación del mecanismo y mediante simulaciones numéricas en ANSYS, se obtienen los rangos de operación del mismo. La similitud entre los resultados experimentales y las simulaciones numéricas muestran que la metodología seguida es adecuada.

*Descriptores:* Amplificación mecánica; mecanismos monolíticos flexibles; piezoamplificación; diseño mecánico; fabricación por CNC.

The performance characteristics of a compliant mechanical displacement amplification mechanism, as well as the geometrical gain in forced regime, the geometrical gain in resonance and the resonance frequency are obtained by using optical interferometry and compared with values obtained using the finite element analysis software ANSYS. The operation principle and the limits of the compliant mechanism are described by numerical simulations in ANSYS. The similarity between the experimental results and numerical simulations show that the used methodology is adequate to describe its design and its mechanical performance.

*Keywords:* Mechanical amplification; compliant mechanism; piezoamplification; mechanical design; CNC fabrication.

PACS: 62.40.+i; 85.50.-n; 46.70.-p

## 1. Introducción

Desde el punto de vista de la teoría de sistemas, un amplificador mecánico es un dispositivo que tiene la capacidad de transformar un desplazamiento aplicado a la entrada, en una versión amplificada de éste, obtenido a la salida del mecanismo. Aunque existen una amplia variedad de mecanismos que amplifican señales mecánicas [1], muy probablemente uno de los mecanismos más populares para realizar esta tarea, lo constituye el mecanismo de tipo pantógrafo. La sencillez y la utilidad de estos mecanismos radican en la obtención de ganancia o amplificación de señales mecánicas mediante el ensamblaje de partes simples como barras rígidas unidas mediante goznes o pernos de ensamble. Sin embargo, la naturaleza intrínseca de este principio para conseguir amplificación, pone una cota superior a la exactitud, la precisión y a la resolución máxima conseguible con éstos, entre otras igualmente importantes, como el envejecimiento y la fabricación, la zona muerta (backlash), etc. En general los mecanismos que contienen partes móviles adolecen del mismo problema en cuanto a las características mencionadas anteriormente.

Los amplificadores mecánicos se pueden categorizar en dos grandes grupos: amplificadores mecánicos con uniones y amplificadores mecánicos monolíticos o sin uniones. Para aplicaciones de precisión, los amplificadores mecánicos monolíticos representan una mejor opción debido a que los amplificadores con uniones presentan “juego” o “zona muerta”, (en inglés: backlash) en cada unión, por lo que no todo el desplazamiento de entrada se refleja en la salida.

En este tipo de estructuras amplificadoras, existen dos tipos de ganancia, la ganancia mecánica y la ganancia

geométrica. La primera ganancia hace referencia a la ganancia referida a la relación entre la fuerza de salida respecto a la de entrada, mientras que la segunda se refiere a la ganancia en deflexión o desplazamiento y es la que nos interesa en este trabajo. Esta ganancia está dada por la siguiente expresión:

$$\text{máx } GA = \frac{\delta_0}{\delta_i}, \quad (1)$$

donde  $\delta_0$  representa el desplazamiento de salida,  $\delta_i$  es el desplazamiento de entrada y  $\text{máx } GA$  es la ganancia geométrica máxima [2].

En este contexto, la búsqueda de mecanismos para amplificar señales mecánicas que, por un lado, superen las desventajas mencionadas arriba, y por otro lado, permitan la integración en procesos de fabricación masivos como los dispositivos MEMS (del inglés: Microelectromechanical Systems) ha llevado a la exploración de los principios que la naturaleza incorpora en los seres vivos, por ejemplo, la capacidad de saltar de algunos insectos, basada en la elasticidad de sus patas [3].

Es así como en los últimos años han sido propuestos los llamados “compliant mechanisms”, algo así como: mecanismos de compliancia para amplificación de movimiento, en los que dentro de sus principales atributos y ventajas están el no contar con partes móviles, es decir, su fabricación es monolítica, son compatibles con tecnologías de microfabricación, no presentan zona muerta en los movimientos y no requieren resortes para restauración de la posición inicial, etc. [4].

Estas estructuras sin uniones también llamadas estructuras “compliant” funcionan de manera opuesta a las estruc-

turas comunes (con partes móviles), ya que ceden ante una fuerza o desplazamiento aplicado, por lo tanto, usan la deformación elástica para transmitir movimiento, fuerza y energía. El desplazamiento de entrada es amplificado a la salida por medio de una estructura de baja rigidez. La estructura incrementa la ganancia por medio de momentos mecánicos. La operación de estos mecanismos en resonancia mejora la respuesta o la capacidad de amplificación del amplificador mecánico solo en la misma dirección al modo de vibración. Adicionalmente la operación en resonancia elimina parte del ruido que provenga de direcciones diferentes al modo de vibración. Una de las características de estas estructuras es que las vigas que la constituyen deberán tener mayor espesor que ancho, de esta manera se incrementará el momento flexionante en la dirección necesitada. Esta configuración, es la que menor rigidez presentará si el movimiento se aplica en dirección perpendicular al espesor. El conjunto de vigas formarán una estructura simple que presentará una alta deflexión en la dirección perpendicular al espesor [5].

En particular la búsqueda de mecanismos de compliancia para la amplificación del desplazamiento obtenido mediante actuadores piezoeléctricos es sin duda un tema de bastante actividad en la comunidad de ingenieros y científicos dedicados al diseño mecánico especialmente los enfocados a los dispositivos MEMS. Una revisión más completa sobre este tema se describe en la Ref. [5].

En este contexto se han propuesto diversas metodologías para el diseño óptimo de este tipo de mecanismos, por ejemplo, Du *et al.* propusieron el uso de geometrías elípticas para la amplificación de señales provenientes de un piezoactuador [6]. Lobontiu and García, en el 2003, propusieron una geometría tipo pantógrafo para conseguir el mismo propósito [7]. Por otro lado, el análisis de la distribución de estrés a lo largo del mecanismo fue analizado por Ananthasuresh, en 1994 [8], y en 1999, Hendry y Kota propusieron una topología basada en combinaciones de celdas en forma de triángulo para conseguir amplificación mecánica [9]. El uso de optimización topológica fue propuesto por Saxena and Ananthasuresh en el 2000 [10], y Canfield and Frecker y Maddiseti and Frecker usaron métodos similares para conseguir piezoamplificación [11,12].

En este trabajo se presenta el diseño y la caracterización experimental de un mecanismo con la capacidad de amplificar desplazamientos provenientes de un material piezoeléctrico (Piezoactuador), con posibilidades de fabricarse a escala microscópica para integrarse con otros dispositivos. Desde este punto de vista, se requiere que el amplificador mecánico tenga alta sensibilidad y que estructuralmente soporte niveles altos de tensión y deformación, a la vez que el microescalamiento no modifica sus características de desempeño más allá de la proporcionalidad que el mismo escalamiento introduce.

En la Sec. 2 se describe la metodología que se siguió en la obtención del dispositivo y los resultados a los que se llegaron. En la Sec. 3 se discute el modelado numérico y se describe el análisis estructural y modal obtenido en ANSYS;

y en la Sec. 4 se aborda el tema de la fabricación del dispositivo y se discuten los detalles de la técnica con la que se obtuvieron los mejores resultados para la fabricación del mecanismo. Finalmente en la Sec. 5 y 6 se discuten la técnica experimental empleada y los resultados obtenidos con ésta y su relación con el modelado numérico.

## 2. Metodología

El enfoque en el diseño del dispositivo está basado en una metodología heurística, ésta consistió en realizar modificaciones sistemáticas a la topología propuesta por Kota *et al.* [13] (Fig. 1) y mediante la ayuda de software especializado en elemento finito (ANSYS), lograr una estructura que cumpliera los requerimientos mínimos descritos arriba, es decir, capacidad de piezoamplificación en una sola dirección, y posibilidad de escalarse a nivel microscópico, de preferencia en Silicio, para acoplarse a otros dispositivos en tecnología MEMS.

El primer paso consistió en convertir dichas estructuras cuyo movimiento amplificado es de tipo angular, en estructuras cuyo desplazamiento de salida fuera lineal en una sola dirección. Una vez conseguido esto, se procedió a la modificación sistemática de los brazos que constituyen las celdas en forma de triángulos; identificando varias estructuras con mayor capacidad de amplificación que la original. El siguiente paso, consistió en conjugar la intuición ganada con la comprensión del funcionamiento de las estructuras conocidas y la inmensa capacidad computacional de ANSYS, para identificar la mejor estructura de todas las probadas; tomando en

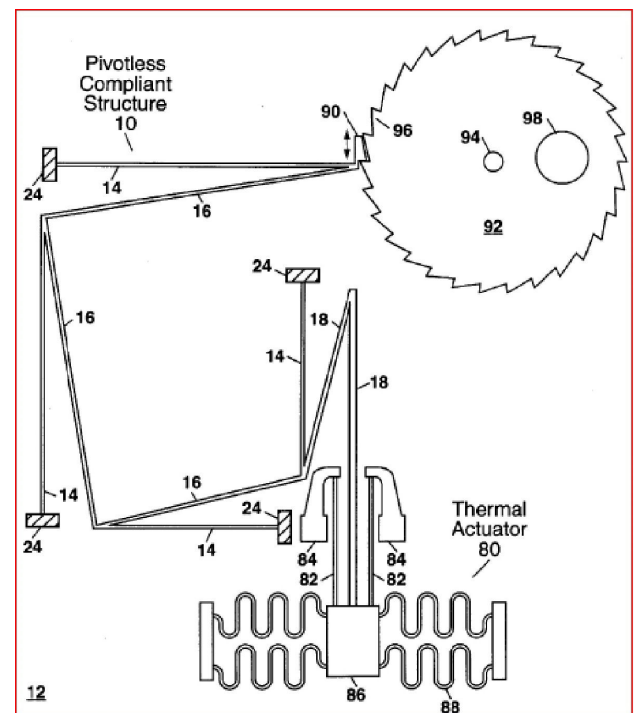


FIGURA 1. Estructura que sirvió de base inicial para el diseño (Ref. 13).

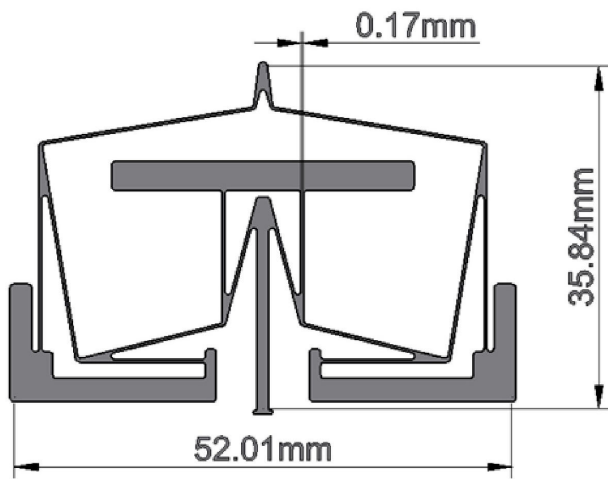


FIGURA 2. Amplificador mecánico propuesto.

cuenta la capacidad de amplificación y conjugando las dimensiones físicas respecto al tamaño total de ésta, pues por problemas de fabricación, requeríamos que su tamaño total no excediera un área de 25 cm<sup>2</sup>. Una vez identificada la estructura (Fig. 2), el paso final consistió en realizar el análisis estructural de la misma, así como el análisis modal. Finalmente, se implementó el arreglo experimental para extraer la ganancia geométrica maxGA, la frecuencia de resonancia y la ganancia en resonancia de la estructura.

### 3. Modelado Numérico

#### 3.1. Ganancia geométrica y Análisis Estructural

El modelado que se desarrolló en ANSYS consistió en estimar los desplazamientos máximos y los esfuerzos a los que estarán sometidos los mecanismos una vez que se les induzca algún desplazamiento; así como las frecuencias de resonancia de los mismos y la ganancia tanto en resonancia como forzada. Debido a que la fabricación a macro escala se realizó en Cobre, el material utilizado tanto en las simulaciones como en la fabricación fue cobre.

El amplificador mecánico propuesto además de transformar el desplazamiento angular del modelo original en lineal unidimensional, mejora su ganancia, con un total de 19.03 veces el desplazamiento de entrada. Cabe señalar que la respuesta del sistema al desplazamiento de entrada es invertida en la salida, es decir, si aplicamos un desplazamiento de 1 μm en la entrada, obtendremos -19.03 μm en la salida. Por lo tanto, del punto cero en la entrada, cualquier movimiento sobre ese punto, será invertido en la salida.

Como se aprecia en la Fig. 3, el análisis numérico desarrollado en ANSYS arroja un desplazamiento de 22.9 μm a la salida, cuando en la entrada el desplazamiento es de 1 μm, es decir, la ganancia geométrica es de 22.9.

Para este desplazamiento, el estrés de Von Mises, relacionado con la posibilidad de falla del dispositivo y mostrado en la Fig. 4 es de 6.028 MPa, por lo que, el límite elástico del cobre no representa ningún problema.

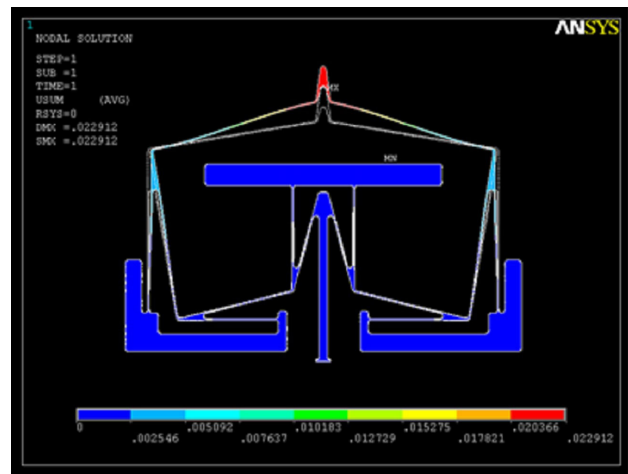


FIGURA 3. Simulación en ANSYS para un desplazamiento de 1 μm.

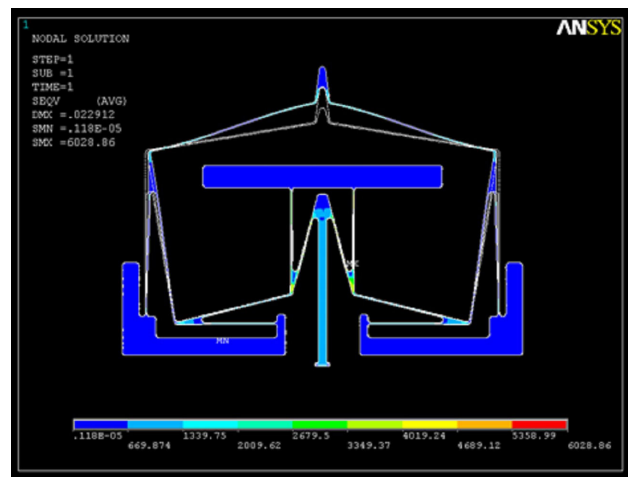


FIGURA 4. Estrés Von Mises para un desplazamiento de 1 μm.

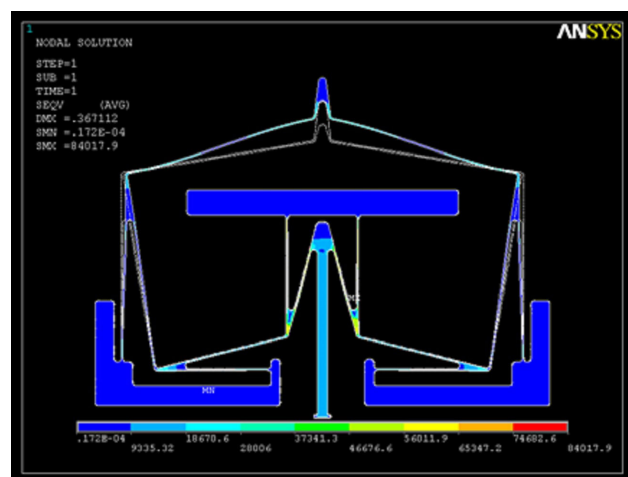


FIGURA 5. Estrés Von Mises igual 84.017 MPa, para un desplazamiento de 16 μm casi en el límite permitido para el cobre.

En cuanto al rango de desplazamiento en el que trabaja la estructura, el límite superior está dado por las propiedades mecánicas del metal, en este caso del cobre, cuyo valor para

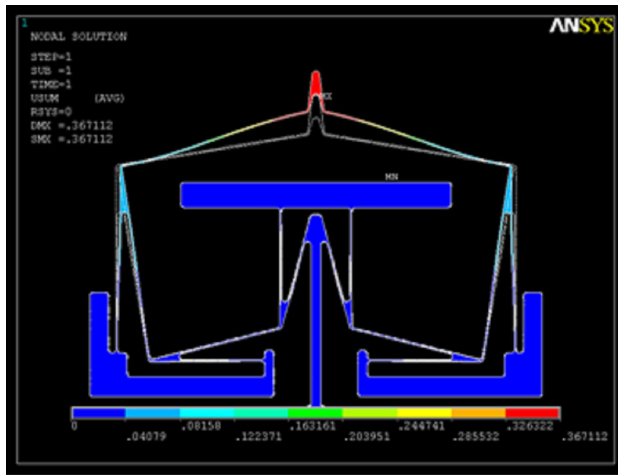


FIGURA 6. Análisis para un desplazamiento de 16  $\mu\text{m}$ , desplazamiento total 367.112  $\mu\text{m}$ .

para el límite elástico es 90 MPa; por lo tanto, el desplazamiento máximo permitido antes de superar este límite, en la entrada del sistema, es de 16  $\mu\text{m}$ . De acuerdo a los resultados de ANSYS, para este desplazamiento se genera un estrés Von Mises de 84.017 MPa y un desplazamiento máximo de salida de 367.112  $\mu\text{m}$  por lo que la ganancia en este punto es de 22.94. En la Fig. 5 se muestra el resultado arrojado por ANSYS para el nivel de esfuerzo Von Mises para un desplazamiento cercano al límite de fractura del cobre, correspondiente a un desplazamiento de 16  $\mu\text{m}$  a la entrada del amplificador. El desplazamiento correspondiente a la salida del amplificador para una entrada de 16  $\mu\text{m}$ , se observa en la Fig. 6.

**3.2. Análisis Modal**

En relación al comportamiento dinámico del amplificador, se realizó un análisis modal para encontrar las frecuencias de resonancia de la estructura. Los resultados se presentan en la Tabla I.

De estos modos de vibración, la frecuencia de resonancia de 206.37 Hz es la que tiene el desplazamiento en la dirección deseada.

TABLA I. Modos de vibración de la estructura propuesta.

NUMERO DE ANÁLISIS	FRECUENCIA (Hz)
1	141.40
2	180.45
3	206.37
4	521.31
5	591.45
6	617.27
7	684.49
8	792.70
9	875.98
10	991.55

Posteriormente, se realizó el análisis modal del amplificador mecánico con la incorporación de un espejo de vidrio Pyrex ( $4.5 \times 2 \times 0.4 \text{ mm}$ ) en su extremo superior. Este espejo tiene un valor aproximado de masa (8.03 mg) que representa el 4.8 % de la masa total (167.54 mg) de todas las vigas de cobre que forman el amplificador mecánico. Sin embargo, la masa del espejo representa el 33.4 % de la masa (24.03 mg) de las dos vigas flexionantes superiores del amplificador. La unión del espejo con el amplificador se localizó en el centro de gravedad del espejo para evitar movimientos fuera del plano del amplificador debido a una alteración del centro de gravedad fuera del plano del sistema amplificador-espejo. Así, se obtuvo el mismo modo de vibración tipo flexionante en el plano del amplificador pero con una disminución significativa (21.2 %) en el valor de la frecuencia de resonancia, como se muestra en la Fig. 7. Esta nueva magnitud de la frecuencia de resonancia tiene un valor de 162.7 Hz. Aunque, la masa del espejo tiene una contribución pequeña en la masa total del sistema amplificador-espejo, su efecto en el valor de la

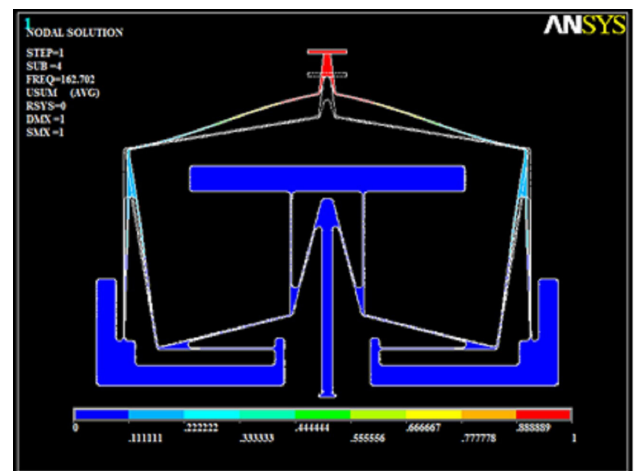


FIGURA 7. Modo de vibración tipo flexionante en el plano a una frecuencia de 162.7 Hz del sistema integrado por el amplificador mecánico y un espejo de vidrio Pyrex.

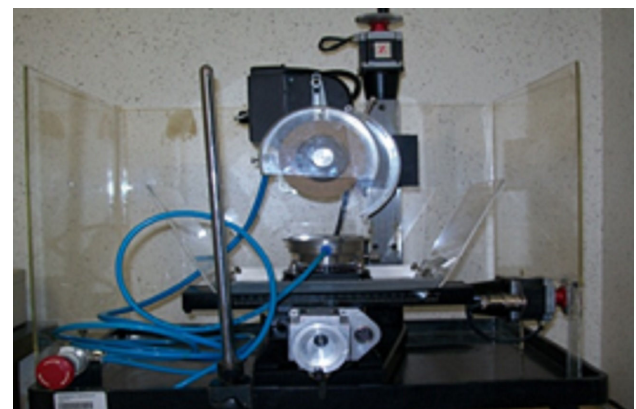


FIGURA 8. Cortadora de obleas marca Sherline modelo 5410.

frecuencia de resonancia deseada es importante. Esto es debido a que la masa del espejo si tiene un afecto considerable (33.4%) en la masa de las dos vigas flexionantes superiores del amplificador, en donde estas dos vigas tienen una contribución significativa en el modo de vibración deseado.

### 4. Fabricación del Amplificador Mecánico

Una vez analizado y modelado en ANSYS el dispositivo, se procedió a la fabricación de este mediante maquinado por CNC (del inglés: Computer numerical control). Para poder realizar los diseños con esta técnica, se utilizó un cortador de obleas marca Sherline modelo 5410, mostrado en la Fig. 8. Para la fabricación del dispositivo se utilizaron el software Autocad, para el diseño de la estructura, Visualmill que es un programa de fabricación asistida por computadora (CAM) y Match 3 CNC, el cual transfiere el modelo a código máquina.

TABLA II. Medidas del amplificador mecánico.

Alto	52.810 mm
Ancho	36.76 mm
Espesor	.2290 mm
Ancho de la viga	.1 mm

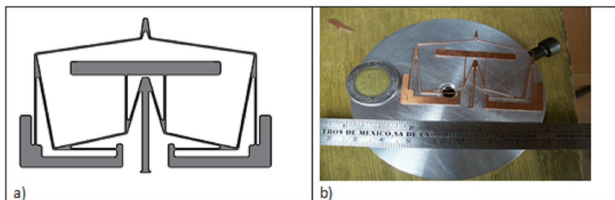


FIGURA 9. a) Estructura mecánica propuesta y b) Amplificador mecánico fabricado.

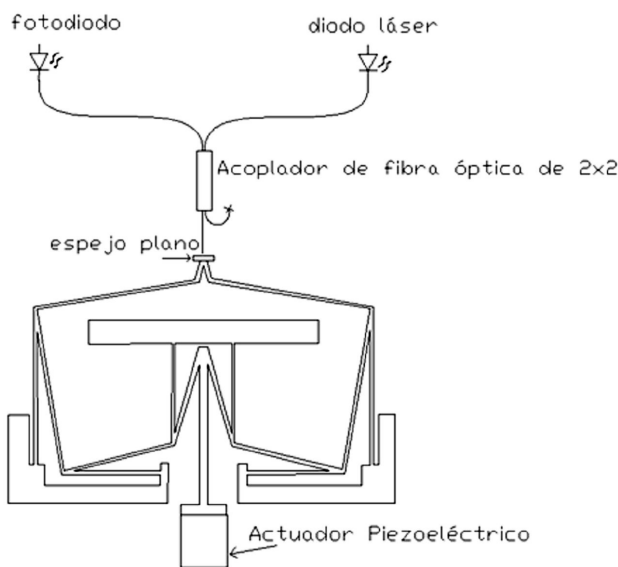


FIGURA 10. Diagrama esquemático del arreglo experimental del interferómetro y el Amplificador mecánico.

Después de realizar las pruebas necesarias, se alcanzó una resolución de hasta 100 μm para el ancho mínimo de línea, por debajo de este valor, no fue posible fabricar la estructura con esta técnica y la CNC disponible. El diseño propuesto del amplificador se muestra en la Fig. 9a) y el dispositivo fabricado en Cobre, se muestra en la Fig. 9b). En la Tabla II se presentan sus medidas las dimensiones de la estructura fabricada.

### 5. Caracterización experimental del dispositivo

La extracción de los parámetros como la ganancia geométrica, tanto en resonancia como fuera de resonancia, así como la frecuencia de resonancia de la estructura, se realizó mediante interferometría óptica utilizando un interferómetro de Fabry-Perot de Fibra óptica [14].

En la Fig. 10 se muestra esquemáticamente el arreglo experimental. Cabe señalar que para poder utilizar el interferómetro fue necesario colocar un espejo en la parte del amplificador que corresponde a la salida de éste (Fig. 11). Se persiguió que el tamaño del espejo fuera lo suficientemente pequeño como de tal manera que no alterara significativamente la frecuencia de resonancia de la estructura.

La señal eléctrica a la salida del fotodetector está dada por

$$I(t) = I_0 \left\{ R_1 + (1 - R_1)^2 R + 2(1 - R_1) \sqrt{RR_1} \frac{\sin \pi D_x}{l_c} \cos \left( \frac{4\pi}{\lambda} D_x \right) \right\} \quad (2)$$

donde  $I_0$  representa la potencia del diodo láser,  $R_1$  and  $R_2$  son los coeficientes de reflexión en la interface fibra-aire y del espejo colocado en el amplificador respectivamente;  $l_c$  representa la longitud de coherencia del diodo láser y  $D_x$  es la separación entre el extremo de la fibra y el espejo.

En nuestro caso,  $D_x$  es una cantidad que varía armónicamente con el tiempo, dada por

$$D_x(t) = X_0 \sin(\omega t - \eta), \quad (3)$$

donde  $X_0$ ,  $\omega$  y  $\eta$  representan la amplitud la frecuencia angular y la fase inicial de  $D_x$ . Esta señal proviene del sintetizador de señales y se aplica al Piezoactuador mediante la modulación de la fuente de alimentación de éste. A su vez, el piezo actuador transmite este desplazamiento armónico al amplificador y a la salida de éste se observará un versión amplificada de  $D_x$ . Cambiando el valor de  $X_0$  se puede controlar la amplitud del desplazamiento de entrada al amplificador y cambiando la frecuencia, se pueden excitar los diferentes modos de vibración de la estructura.

Con este arreglo fue posible medir los desplazamientos a la salida del amplificador sin perturbar la estructura, ya que la técnica es una técnica sin contacto. Fue necesario colocar



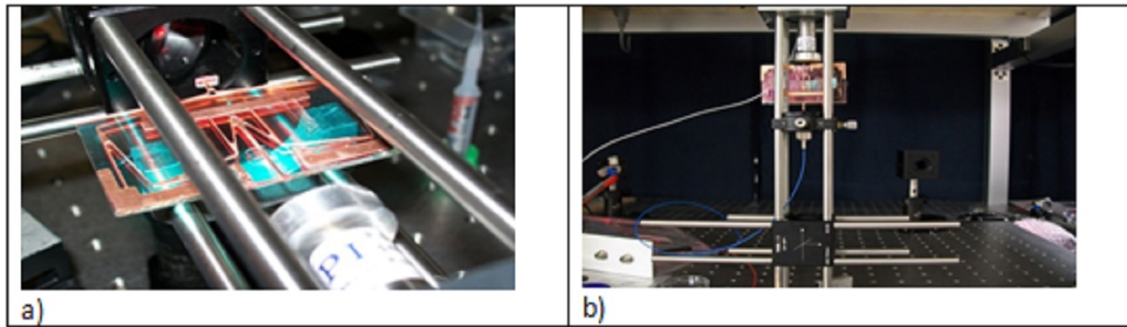


FIGURA 11. a) Colocación del espejo en la salida del Amplificador y colocación del Piezo Actuador a la entrada de éste, b) Montaje final del amplificador mecánico y el sistema de interrogación interferométrico (Fibra de color Azul).

TABLA III. Características del Piezo actuador y de su fuente de alimentación.

PZT modelo 840.1	
Recorrido máximo (0-100 V)	15 $\mu\text{m}$
Longitud	32 mm
Resolución máxima	.15 nm
Fuerza de empuje a 1000 N	1000 N
Temperatura de operación	-20 a 80 °C
Torque máximo	.32 Nm
Fuente de alimentación E-663	
Rango de voltaje de salida	-20 a +120 V
Rango de señal de control de entrada	-2 a +12 V
Ganancia	10 (+/- .1) V
Potencia máxima de salida	14 W /por canal
Impedancia de entrada	100 k $\Omega$
Corriente máxima de salida (< 5 ms)	140 mA

TABLA IV. Características del sintetizador de señales Agilent 33250A

Rango de la señal senoidal	1 $\mu\text{Hz}$ a 80 MHz
Impedancia	50 $\Omega$
Resolución	1 $\mu\text{Hz}$
Amplitud (50 $\Omega$ )	10 mVpp a 10 mVpp
Resolución de salida	.1 mV o 4 dígitos
Velocidad de muestreo	200 MSa/s

el amplificador en una placa de vidrio y acoplarla mecánicamente a un actuador Piezoeléctrico como se muestra en la Fig. 11a). El montaje experimental final se muestra en la Fig. 11b).

Las características de la fuente y el Piezo actuador se muestran en la Tabla III. Para excitar dinámicamente al Piezoactuador y consecuentemente excitar los diferentes modos del amplificador mecánico se utilizó un sintetizador de señales marca Agilent, modelo 33250A, cuyas características se describen en la Tabla IV.

El fotodetector utilizado fue uno marca Thorlabs modelo DET-10A y la fuente de luz fue un diodo láser de estado sólido de longitud de onda de 635 nm acoplado a una la fibra óptica de un acoplador de 2x2 de la marca Thorlabs modelo FC632-50B.

## 6. Resultados experimentales

Dado que la señal eléctrica que se obtiene a la salida del fotodetector es una señal cuyo periodo está dado por la mitad de la longitud de onda de la fuente de luz, en este caso  $635/2=315.5$  nm. y reconociendo que cada vez que la separación entre la punta de la fibra y el espejo colocado en la salida del amplificador ( $D_x$ ) aumenta o disminuye por esta cantidad, aparecerá o desaparecerá un pico en la señal, con el propósito de facilitar la lectura del interferómetro y aprovechando las características de éste, se calculó el voltaje necesario para que el desplazamiento de entrada al amplificador produjera un solo pico en la salida y por lo tanto inferir directamente que en esta situación, la separación entre la fibra y el espejo es de 315.5 nm. Se encontró que dadas las características del Piezoactuador, para poder generar un periodo más (1 pico en el interferograma) observado en el osciloscopio, fue necesario un voltaje de 152.3 mV, es decir, cuando el voltaje aplicado al piezoactuador aumenta por 152.3 mV, en el interferograma aparece un pico más entre dos periodos largos de la señal, lo que significa que el desplazamiento  $D_x$  ha aumentado 315.5 nm.

De esta manera, considerando desplazamientos de entrada tales que produzcan un número de picos entero en la señal del interferograma se determinó que el desplazamiento máximo entre la fibra y el espejo se obtiene mediante la expresión:

$$X_{\text{máx}} = \left(\frac{\lambda}{2}\right) \frac{\# \text{ picos} + 1}{2} \quad (4)$$

En la Fig. 12a) se muestra la pantalla del osciloscopio desplegando la señal de excitación del Piezoactuador en color Azul y la señal de salida del fotodetector (interferograma) en color amarillo para el caso fuera de resonancia.

Para este caso la razón del desplazamiento de entrada respecto al desplazamiento de salida, es decir, la ganancia geométrica obtenida es:



FIGURA 12. Interferograma (línea amarilla) a) fuera de resonancia y b) en resonancia.

$$X_{\text{máx}} = \frac{\# \text{ picos} + 1}{2} = \frac{9 + 1}{2} = 5, \quad (5)$$

Por lo tanto, la ganancia geométrica de la estructura fabricada es de:

$$\text{máx } GA = \frac{\delta_0}{\delta_i} = \frac{(315.5 \text{ nm})(5)}{83.5 \text{ nm}} = 19.3. \quad (6)$$

En la Fig. 12b) se muestra el interferograma (color amarillo) para el caso en resonancia. Se puede ver como el número de picos de la señal amarilla es mucho mayor que el número de picos de la misma señal amarilla de la Fig. 12a). La diferencia se debe a que la señal de la Fig. 12b) se obtuvo para una señal de excitación cuya frecuencia es igual a la frecuencia de resonancia de la estructura. Al poner en resonancia la estructura, se encontraron 290 picos en el interferograma, por lo tanto la ganancia geométrica en resonancia es de

$$\text{máx } GA = \frac{\delta_0}{\delta_i} = \frac{(315.5 \text{ nm})(145)}{83.5 \text{ nm}} = 552.08. \quad (7)$$

La frecuencia de resonancia se identificó sintonizando la frecuencia del sintetizador de funciones, que modula la excitación del Piezoamplificador, en el valor que más picos genera en el interferograma, o que equivalentemente mayor amplificación produce. En este contexto, la frecuencia de resonancia obtenida usando un modelo de elemento finito (que incluye el amplificador mecánico con el espejo fue de 162.7 Hz

y la frecuencia de resonancia experimental fue de 171 Hz, lo cual representa una diferencia relativa -4.9%. La ganancia geométrica en resonancia que se encontró en la simulación en ANSYS es de 22.9 y la experimental fue de 19.03, por lo que existe poca diferencia entre ambos resultados.

## 7. Conclusiones

Se discutió el principio de operación de los mecanismos amplificadores monolíticos sin partes móviles. Mediante una aproximación heurística se llegó a una estructura con la capacidad de amplificar desplazamientos unidimensionales como los provenientes de piezoactuadores. Se modeló y se analizó mediante elemento finito el desempeño estructural y el análisis modal de esta nueva estructura. Mediante interferometría óptica se corroboró experimentalmente la ganancia geométrica y la frecuencia fundamental de resonancia en la dirección del desplazamiento de entrada de interés. Los resultados numéricos y los experimentales mantienen una buena cercanía que permite validar la metodología seguida en este trabajo. La alta ganancia geométrica obtenida de la estructura ha permitido aplicar este dispositivo para mover el espejo móvil de un Microespectrómetro por transformada de Fourier, así como su microfabricación tecnología MEMS [14].

1. N. Sclater and N. Chironis, *Mechanism and mechanical devices sourcebook*, Cap. 5, (McGraw-Hill, New York, 3<sup>rd</sup> Ed. 2001).
2. L.L. Howell, *Compliant Mechanisms*, (John-Wiley Publications, 2001) [http://news.nationalgeographic.com/news/2003/07/0730\\_030730\\_froghopper.html](http://news.nationalgeographic.com/news/2003/07/0730_030730_froghopper.html)
3. S. Kota *Smart Materials Bulletin* **1** (2001) 7-10.
4. S. Kota, L. Zhe, J. Joo, S. M. Rodgers and J. Sniegowski *Analog Integrated Circuits and Signal Processing*, **29** (2001) 7-15.
5. H. Du, G.K. Lau, M.K. Lim, and J. Qui, *Smart Materials Structures* **9** (2000) 788-800
6. N. Lobontiu, and E. Garcia, *Computers and Structures* **81** (2003) 2797-2810.
7. G.K. Ananthasuresh, *Optimal Synthesis Methods for MEMS*, (ed. Kluwer Academic Publishers, Boston 2003).
8. J. Hetrick, and S. Kota, *Transactions of ASME, Journal Of Mechanical Design* **121** (1999) 229-234.
9. A. Saxena, and G. K. Ananthasuresh, *Structural and Multidisciplinary Optimization* **19** (2000) 36.
10. S. Canfield, and M. Frecker, *Structural and Multidisciplinary Optimization* **20** (2000) 269-279.

11. H. Maddisetty, and M. Frecker, *Transactions of ASME, Journal of Mechanical Design* **126** (2004) 975-983.
12. S. Kota *et. al.*, “Compliant displacement multiplying Aparatus for Microelectromechanical System”, US patent 6,175,170 B1 (2001).
13. A. Saucedo-Carvajal, H. D. Kennedy-Cabrera, J. Hernández-Torres, A. L. Herrera-May and José Mireles, “Compliant MEMS mechanism to extend resolution in Fourier transform spectroscopy”, *Proc. SPIE* 8973, Micromachining and Micro-fabrication Process Technology XIX, 89730S (March 7, 2014).
14. O. Manzardo, H. P. Herzig, R. Marxer, and N. F. Rooij, *Optics Letters* **24** (1999) 1705-1707.