

## Resultados y Conclusiones

El presente trabajo esta orientado al diseño, modelado y simulación de un microacelerómetro del tipo torsional, capacitivo y vertical utilizando el proceso de fabricación comercial SOIMUMPS.

### 6.1 Resultados

En el capítulo 2 se revisaron algunos materiales comúnmente utilizados en micromaquinado, así como las técnicas y procesos para la construcción de microdispositivos. En el capítulo 3 se trataron los principales parámetros mecánicos que debe satisfacer un acelerómetro para lograr un desempeño óptimo. En el capítulo 4 se revisaron los efectos causados por el sensado capacitivo y se propuso un circuito electrónico para sensar la capacitancia. En el capítulo 5, teniéndose en cuenta la teoría anteriormente expuesta y las especificaciones de un acelerómetro, se diseñó y modeló el microdispositivo. En el presente capítulo se exponen los resultados obtenidos del microacelerómetro y se hacen algunas sugerencias para mejorar este diseño.

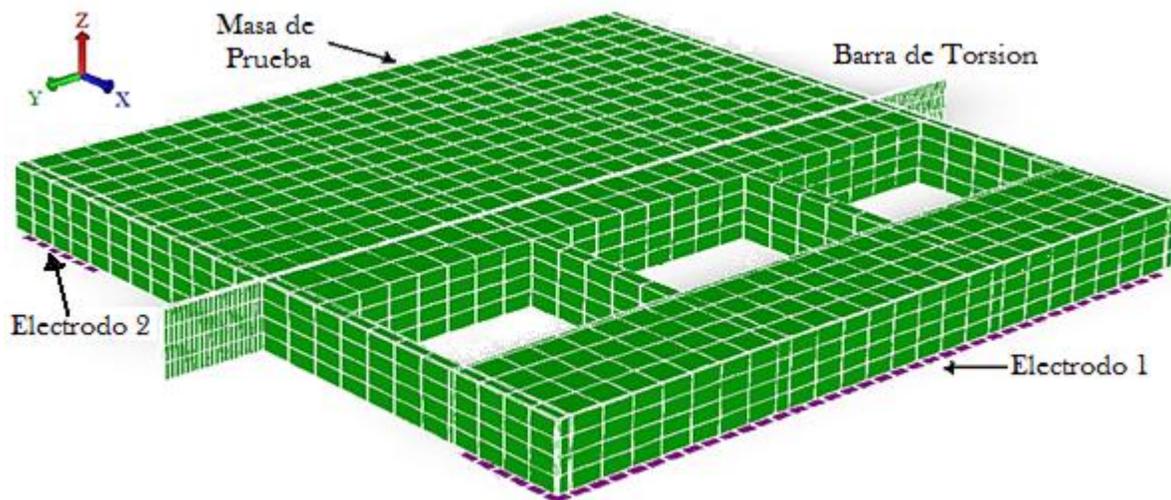


Fig. 6.1 Vista oblicua del microacelerómetro junto con el marco de referencia.

El microdispositivo debe ser mallado para poder realizar las simulaciones en Coventor, de esta forma, la estructura puede reducirse a un grupo de elementos finitos más simples, con el propósito de que Coventor pueda utilizar el análisis del elemento finito. El tipo de mallado aplicado a la estructura fue del tipo *Manhattan*, el cual utiliza elementos cúbicos. Este tipo de mallado es utilizado para modelos con geometría ortogonal, es decir, todas las caras del modelo son planas y se unen en ángulos de 90°. En la Fig. 6.1 se muestra el microacelerómetro con el mallado utilizado para realizar las simulaciones en Coventor. [21]

Para obtener mejores resultados, la microestructura se dividió en regiones, con el fin de poder aplicar distintos mallados en cada región. En las vigas de torsión se aplicó un mallado más fino que en las otras regiones, debido a la torsión que sufren las vigas por la aceleración aplicada, mientras que las otras regiones no requieren de un mallado tan fino. En la Tabla 6.2 se muestran las características de los mallados aplicados a cada una de las regiones de la microestructura.

Región	Eje X [ $\mu\text{m}$ ]	Eje Y [ $\mu\text{m}$ ]	Eje Z [ $\mu\text{m}$ ]
Masa	60	60	8
Vigas de Torsión	4	10	6
Electrodos	40	40	0.5

Tabla 6.1 Características del mallado.

### 6.1.1 Simulación Mecánica

En 5.3.2 se calculó la constante de torsión de las vigas usando Coventor y en 3.2.5 se obtuvo la expresión que permite calcular la constante de torsión de una viga. Para nuestro caso, debido a que son dos vigas y suponiendo que el ángulo de torsión es el mismo para ambas, se concluye que están en paralelo, por tanto la constante equivalente es:

$$k_{\phi} = k_{\phi_1} + k_{\phi_2} = \frac{2k_1 G h^3 b}{L} \quad 6.1$$

Donde el ancho, el espesor y la longitud de la viga son:  $h=13 \mu\text{m}$ ,  $b=25 \mu\text{m}$  y  $L=200 \mu\text{m}$ , respectivamente. El módulo cortante del silicio es  $G=65 \text{ GPa}$  y de acuerdo a la Tabla 3.1, para  $b/h=1.923$ ,  $k_1$  tiene el valor de 0.2251.

$$k_{\phi} = 8.03635 \times 10^{-6} \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$$

Además, utilizando Coventor se calculó el momento de inercia de la estructura respecto al eje de rotación de la estructura. Por otra parte, para calcular el momento de inercia teórico de la masa de prueba es necesario descomponer el cuerpo en formas sencillas, cuyos momentos de inercia sean fáciles de calcular. De esta forma, el momento de inercia total será igual a la suma de los momentos de inercia de las distintas partes de la estructura. Sin embargo, en [22] se menciona que cuando una de las partes componentes sea un hueco, su momento de inercia deberá restarse del momento de inercia de la parte total para obtener el momento de inercia del cuerpo compuesto. De este modo, si calculamos el momento de inercia de la masa de prueba como el de una placa rectangular y le restamos los momentos de inercia de las perforaciones, respecto al eje de movimiento, obtendremos el momento de inercia total de la masa de prueba.

En la Tabla 6.2 se muestran los valores obtenidos en Coventor y los teóricos de la constante de torsión y del momento de inercia de la microestructura.

Parámetro	Coventor	Teórico	Error [%]
Constante de Torsión, $k_\phi$ [Nm/rad]	$8.16243 \times 10^{-6}$	$8.03635 \times 10^{-6}$	1.545
Momento de Inercia, $I_\phi$ [ $kg \cdot m^2$ ]	$23.429 \times 10^{-15}$	$23.69359 \times 10^{-15}$	1.129

Tabla 6.2 Constante de torsión y momento de inercia.

### 6.1.1.1 Frecuencia Natural de Vibración y Factor de Amortiguamiento

Haciendo uso de Coventor se obtuvieron los cuatro primeros modos de vibración de la estructura. En la Tabla 6.3 se muestran los resultados obtenidos con Coventor y el teórico obtenido con la Ec. 5.6 para el primer modo. Además, en la Fig. 6.2 se muestran los resultados de forma gráfica para cada uno de los modos obtenidos en Coventor.

Modo	Frecuencia Coventor [Hz]	Frecuencia Teórica [Hz]	Error [%]
1 <sup>er</sup>	2970.66	2931.12	1.331
2 <sup>do</sup>	20082.64	-----	-----
3 <sup>er</sup>	23556.61	-----	-----
4 <sup>to</sup>	30127.32	-----	-----

Tabla 6.3 Modos de vibración de la estructura.

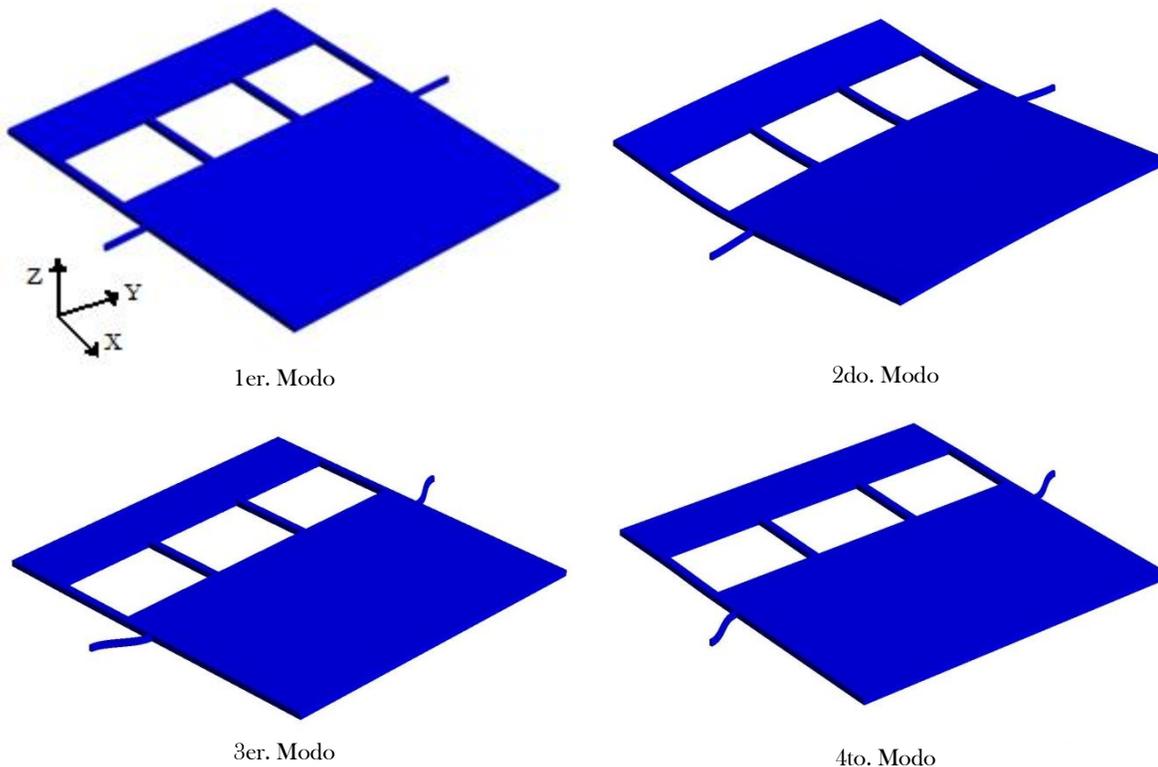


Fig. 6.2 Primeros 4 modos de vibración obtenidos en Coventor.

En 5.3.2 se determinó que la estructura deberá encontrarse en un medio con una presión mucho menor a la presión atmosférica para lograr un factor de amortiguamiento de  $\xi \approx 0.7$ , aproximadamente. Realizando pruebas en Coventor, obtuvimos que para un gap de  $2 \mu\text{m}$  y en un medio con una presión de 636 Pa, aproximadamente, obtenemos un coeficiente de

amortiguamiento  $C=591.9 \times 10^{-12} \text{ Nms/rad}$  y un factor de amortiguamiento de  $\xi \cong 0.677$ . Sin embargo, si aumentamos el gap a  $3 \mu\text{m}$  y a una presión de  $1150 \text{ Pa}$ , aproximadamente, se obtiene un coeficiente de amortiguamiento de  $C=586.98 \times 10^{-12} \text{ Nms/rad}$  y un factor de amortiguamiento de  $\xi \cong 0.671$ , aproximadamente. Como puede observarse, ambos resultados se aproximan a  $\xi \cong 0.7$ , sin embargo, existe una diferencia considerable entre las presiones necesarias para lograr dicho factor de amortiguamiento, casi el doble de presión para un gap de  $2 \mu\text{m}$ . En la práctica, es más difícil lograr un ambiente con una presión menor a la atmosférica. Considerando lo anterior y que con un gap de  $3 \mu\text{m}$  obtendríamos un rango mayor de aceleración que utilizando un gap de  $2 \mu\text{m}$ , optamos por fijar el gap en  $3 \mu\text{m}$ .

### 6.1.1.2 Respuesta de la Estructura Mecánica a una Entrada Escalón

La entrada en escalón a un sistema vibratorio se expresa como:

$$f(t) = R_c m G u(t) \quad 6.2$$

Donde  $u(t)$  es la función escalón unitaria. Sustituyendo la Ec. 6.3 en la Ec. 5.7 para determinar la respuesta del sistema a una entrada escalón se obtiene:

$$\phi(t) = \frac{R_c m G}{k_\phi} \left[ 1 - \frac{e^{-\xi \omega_n t}}{\sqrt{1 - \xi^2}} \text{sen}(\omega_d t + \varphi) \right] u(t) \quad 6.3$$

Donde  $\omega_d$  es la frecuencia natural amortiguada, definida como  $\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2}$ , y  $\theta$  es el ángulo de desfase, definido como  $\theta = \tan^{-1} \frac{\sqrt{1 - \xi^2}}{\xi}$ . Si definimos un tiempo adimensional  $\tau = \omega_n t$ , la Ec. 6.3 puede reescribirse como:

$$\phi(t) = \frac{R_c m G}{k_\phi} \left[ 1 - \frac{e^{-\xi \tau}}{\sqrt{1 - \xi^2}} \text{sen}(\tau \sqrt{1 - \xi^2} + \theta) \right] u(t) \quad 6.4$$

La respuesta obtenida mediante la Ec. 6.4 consiste de un término constante  $\frac{R_c m G}{k_\phi}$  y una senoide que decrece en forma exponencial. Esta respuesta oscila con respecto a la posición de estabilización final antes de quedar fija. La posición de estabilización, llamada valor en régimen permanente, puede hallarse por medio de la Ec. 6.5:

$$\lim_{\tau \rightarrow \infty} \phi(t) = \frac{R_c m G}{k_\phi} \quad 6.5$$

En base a lo anterior, en esta sección se comparan los resultados en régimen permanente obtenidos con Coventor y la Ec. 6.5. Se aplicaron diferentes valores desde  $0G$  hasta  $50G$  en ambos sentidos, sobre el eje  $z$ . Es de esperar que en los extremos libres de la masa de prueba se registren los desplazamientos máximos.

En la Tabla 6.4 se muestran los resultados de los desplazamientos. Cabe aclarar que en la tabla solo se incluyen valores positivos de aceleración, debido a que el movimiento de la masa de prueba es simétrico respecto a la aceleración aplicada, es decir, si se aplican aceleraciones de  $\pm G$  obtendremos prácticamente los mismos resultados.

Aceleración [G]	Desplazamiento Electrodo 1 [ $\mu\text{m}$ ]	Desplazamiento Electrodo 2 [ $\mu\text{m}$ ]	Desplazamiento Teórico [ $\mu\text{m}$ ]	Error [%]
0	-0.026876	0.019298	0.00802	58.463
1	-0.031968	0.027687	0.01604	42.099
2	-0.037496	0.036077	0.02405	33.347
5	-0.056385	0.061246	0.04809	21.476
8	-0.077114	0.086416	0.07214	16.521
10	-0.090933	0.103195	0.08817	14.560
15	-0.125481	0.145145	0.12825	11.642
20	-0.160029	0.187094	0.1683	10.032
25	-0.194577	0.229044	0.20840	9.013
30	-0.229126	0.270994	0.24848	8.309
40	-0.298223	0.354895	0.32864	7.399
50	-0.367321	0.438797	0.40879	6.839

Tabla 6.4 Desplazamientos de la microestructura debidos a una aceleración aplicada.

De los datos de la Tabla 6.4, si solo consideramos los desplazamientos del Electrodo 2, obtenidos en Coventor, y los teóricos, se observa que el error entre estos desplazamientos es muy grande, en particular para aceleraciones pequeñas, llegando a ser de casi el 60% cuando ninguna aceleración es aplicada al microacelerómetro. De cualquier forma, cuando ninguna aceleración es aplicada a la estructura es de esperar un ligero desplazamiento o desbalance, debido al propio peso de la microestructura y de la asimetría de la estructura respecto al eje de rotación. Además de este ligero desbalance se presenta un ligero alabeo de la masa de prueba. En base a lo anterior y lo visto en 5.3.1 es posible inferir que, a pesar de que los materiales empleados tienen un esfuerzo residual pequeño existe un alabeo en la masa de prueba. Por otro lado, el error entre los datos obtenidos en Coventor y los calculados con la Ec. 6.5 tiende a disminuir conforme se incrementa la aceleración aplicada a la estructura. Por lo tanto, para aceleraciones grandes, los resultados obtenidos en Coventor tienden a coincidir con los calculados por la Ec. 6.5.

En la Fig. 6.3 se muestra una grafica con los desplazamientos obtenidos en cada extremo libre de la estructura contra aceleración aplicada. Aunque los desplazamientos de los extremos libres de la estructura no son simétricos, estos si son lineales respecto a la aceleración aplicada.

Cabe mencionar que, la Ec. 6.5 es solo una aproximación que describe el movimiento de la microestructura, y a pesar de no considerar varios factores, tal como las propiedades de los materiales, es una buena aproximación, la cual nos permite conocer el comportamiento del microdispositivo.

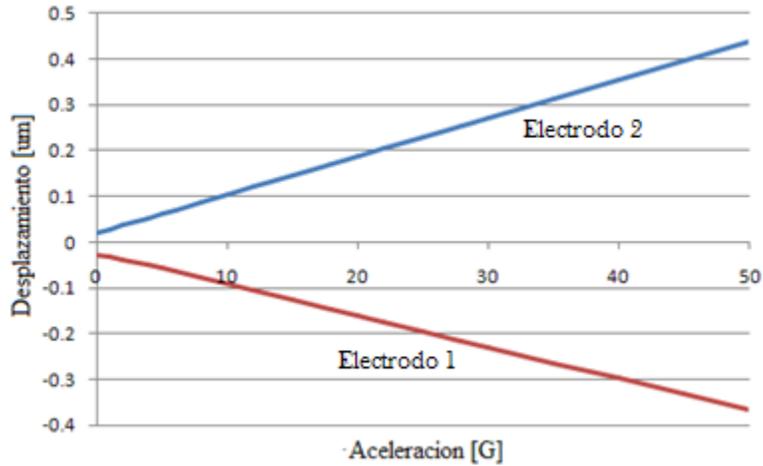


Fig. 6.3 Desplazamiento de la estructura contra aceleración aplicada.

Para revisar el factor de amortiguamiento del microacelerómetro se obtuvo la respuesta de la estructura ante una entrada de tipo escalón, la Fig. 6.4 muestra los resultados obtenidos cuando se aplica una aceleración de 50G. De la gráfica es evidente que la respuesta ante una entrada escalón oscila respecto a la posición de estabilización final, además, esta se asemeja a la respuesta de un sistema con un factor de amortiguamiento  $\xi \approx 0.7$ , aproximadamente, como se puede ver en la Fig. 3.21.

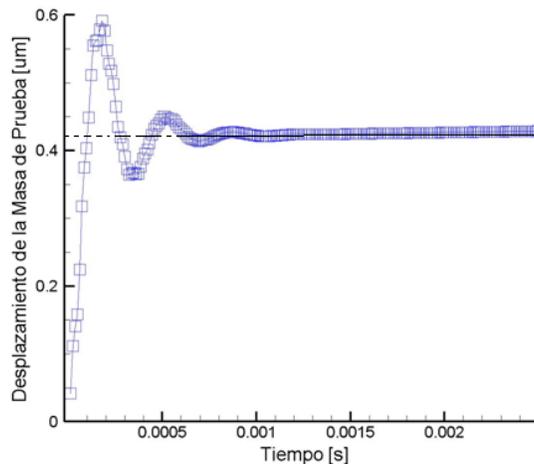


Fig. 6.4 Respuesta en el tiempo ante una entrada escalón.

También se obtuvo la respuesta en frecuencia de la microestructura ante una entrada escalón. En la Fig. 6.5 se muestran los resultados obtenidos utilizando Coventor. La respuesta en magnitud muestra que la amplitud se mantiene plana en el rango 0 a 700 Hz, aproximadamente, el cual es mayor al  $0.2\omega_n$ . De igual forma, la distorsión de fase se incrementa linealmente con la frecuencia dentro de un rango de 0 a 3000 Hz, aproximadamente, de esta forma ambos resultados satisfacen lo visto en 3.3. Por lo tanto, el microacelerómetro tiene un rango de operación de 700 Hz, aproximadamente, es decir, dentro de este rango la distorsión de amplitud es prácticamente nula y la distorsión de fase es lineal con la frecuencia, requisitos necesarios en el diseño de un acelerómetro.

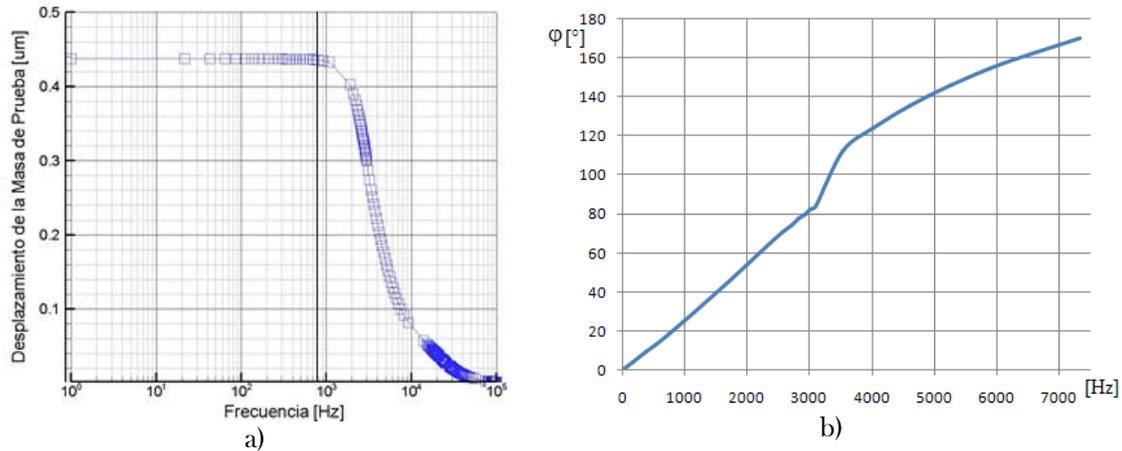


Fig. 6.5 Respuesta en frecuencia ante una entrada escalón: a) Magnitud y b) Fase

En 5.1 se mencionaron las principales especificaciones de un acelerómetro, entre ellas la sensibilidad a los movimientos de ejes cruzados. Por esto es importante determinar que tan sensible es el instrumento a aceleraciones aplicadas en los ejes  $x$  y  $y$ , según nuestro marco de referencia, y de este modo determinar los efectos de estas sobre la aceleración en el eje de medición, eje  $z$ .

Cabe aclarar que, debido al tipo de estructura utilizada, es de esperar cierto grado de sensibilidad sobre el eje  $x$ , debido a que la estructura rota sobre un eje paralelo al eje  $y$ . Para apreciar la sensibilidad a los movimientos de ejes cruzados, utilizando Coventor, se han aplicado aceleraciones de 50G en las direcciones de los ejes  $x$  y  $y$ . En las Figs. 6.6 se muestran los desplazamientos en  $x, y$  y  $z$  cuando se aplica una aceleración en las direcciones  $x$  y  $y$ , respectivamente.

Eje de la aceleración Aplicada [50G]	Dirección del Desplazamiento	Desplazamiento Máximo [ $\mu\text{m}$ ]	Sensibilidad [%]
X	X	0.02277	5.191
X	Y	$5.435 \times 10^{-6}$	0.0025
X	Z	0.00371	0.8467
Y	X	0.00158	0.3593
Y	Y	0.00226	0.5143
Y	Z	$4.01 \times 10^{-5}$	0.0091

Tabla 6.5 Desplazamientos máximos debidos a aceleraciones de 50G sobre los ejes  $x$  y  $y$ .

En la Tabla 6.5 se muestran los resultados obtenidos para aceleraciones aplicadas en los ejes  $x$  y  $y$ . Analizando estos datos tenemos que, cuando se aplica una aceleración en la dirección del eje  $x$ , observamos que el máximo desplazamiento ocurre en la dirección de  $x$ . Este movimiento podría repercutir en la respuesta del microacelerómetro. Para reducir este efecto se puede realizar lo siguiente: aumentar el ancho de las vigas de torsión, ya que el espesor es un parámetro que no se puede modificar, o bien reduciendo la longitud de las vigas. Sin embargo, si se aumenta el ancho o se reduce la longitud de las vigas de torsión, la frecuencia natural del sistema aumenta a cambio de una pérdida en la sensibilidad en el eje

de movimiento. Por otra parte, para el caso de una aceleración aplicada en la dirección del eje  $y$ , se observa que los movimientos producidos son mínimos, casi nulos.

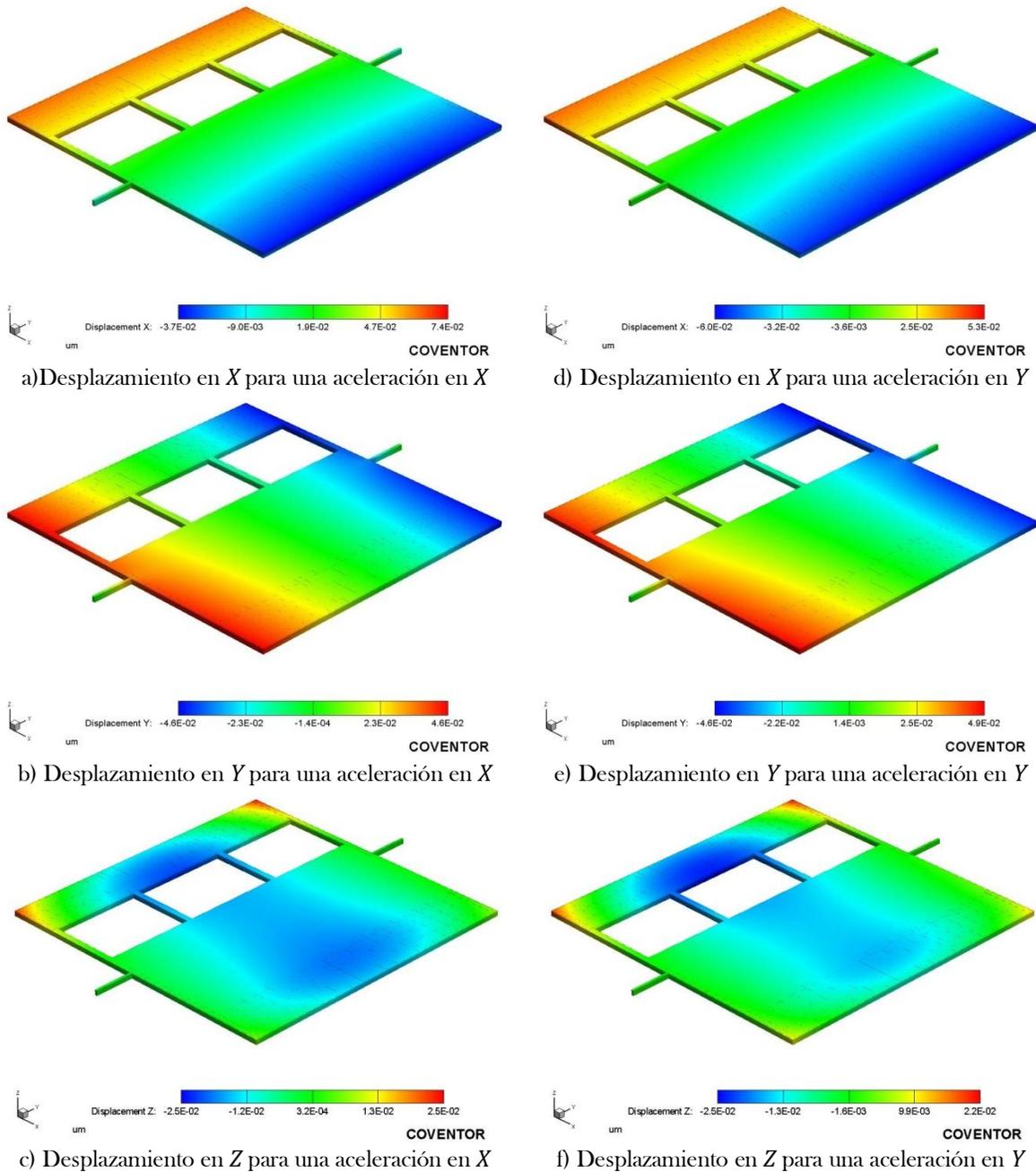


Fig. 6.6 Sensibilidad de ejes cruzados de la estructura para aceleraciones de 50 G.

La columna de sensibilidad, dada en porcentajes, de la Tabla 6.5, se entiende como el porcentaje de movimiento máximo en un eje respecto a una aceleración de 50G aplicada en dirección del eje  $z$ . Por ejemplo, cuando una aceleración de 50G fue aplicada en la dirección del eje  $z$  el desplazamiento máximo sobre ese mismo eje fue de  $0.43877 \mu\text{m}$ , mientras que, para una aceleración de 50G aplicada en dirección del eje  $x$ , el máximo desplazamiento en ese mismo eje fue de  $0.022277 \mu\text{m}$ , por lo tanto la sensibilidad del eje  $x$  respecto al eje  $z$  es de

5.19%, aproximadamente. Para los otros casos, la sensibilidad es pequeña, menor al 1%, por lo que se considera que, bajo estas condiciones de diseño, el microacelerómetro tendría una *sensibilidad baja* a aceleraciones aplicadas en cualquier dirección que no sea la del eje z.

En la Fig. 6.6b,c,e y f es posible visualizar el alabeo que sufre la estructura a causa del esfuerzo residual de los materiales empleados. En 6.6c y f el color azul indica que las estructuras sufren un ligero hundimiento respecto al origen del sistema de coordenadas, apenas de  $2.5 \times 10^{-8}$  m, y las zonas en rojo indican que la estructura se eleva  $2.2 \times 10^{-8}$  m como máximo.

## 6.1.2 Simulación Electromecánica

En la sección anterior se revisaron y compararon los resultados obtenidos en Coventor con los calculados mediante la teoría para un comportamiento mecánico. En esta sección se revisan los resultados del voltaje de pull-in, la capacitancia entre los electrodos, debida a una aceleración y una fuerza eléctrica aplicada y, finalmente, se determina el rango de operación y la sensibilidad del instrumento.

### 6.1.2.1 Voltaje de Pull-In

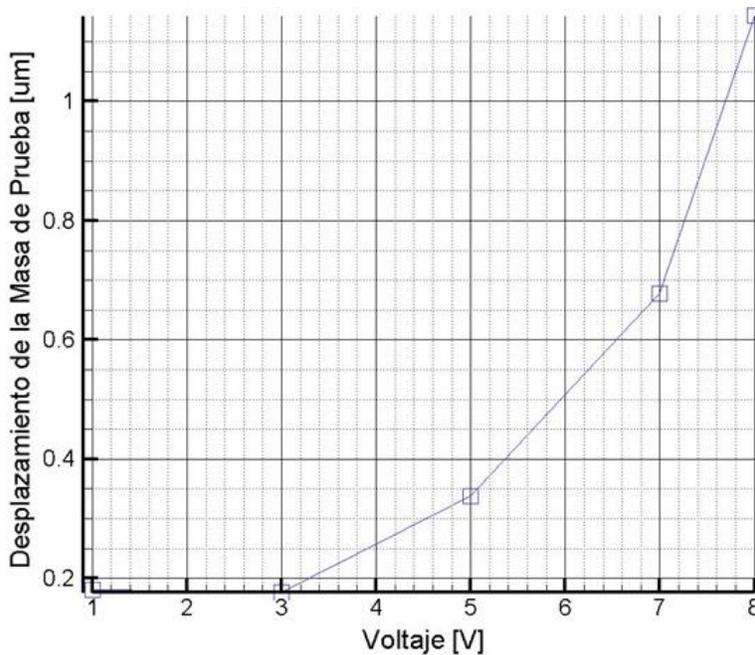
Se utilizó Coventor para simular la torsión mecánica de la masa de prueba debida a la fuerza electrostática, producida por la diferencia de potencial entre un electrodo y la masa de prueba. El procedimiento para realizar esta simulación consistió en aplicar a la estructura un voltaje en forma de rampa.

Para determinar el voltaje de pull-in teórico, en 4.2.2 se revisó el caso del desplazamiento angular de una barra de torsión causado por una fuerza electrostática, donde se llegó a la Ec. 4.26. Para obtener el voltaje de pull-in solo tenemos que despejar  $V$  y entonces calcular el voltaje de pull-in para un desplazamiento angular de aproximadamente  $1/3$  del gap.

$$\frac{B\varepsilon\varepsilon_0V^2}{2} \left[ \ln \frac{1 - \phi\tilde{a}_2}{1 - \phi\tilde{a}_1} + \frac{\phi(\tilde{a}_2 - \tilde{a}_1)}{(1 - \phi\tilde{a}_2)(1 - \phi\tilde{a}_1)} \right] - k_\phi\phi^3 = 0 \quad 6.6$$

Si las dimensiones de la estructura son:  $B=1.4$  mm,  $a_2=745$   $\mu$ m,  $a_1=505$   $\mu$ m,  $d_0=3$   $\mu$ m, la constante de torsión teórica es  $k_\phi=8.03635 \times 10^{-6}$  y  $G=65$  GPa. De este modo, el máximo desplazamiento angular corresponde al desplazamiento hecho por el centro del electrodo ( $x=625$   $\mu$ m). Si  $\tilde{a}_1 = a_1/d_0 = 168.33$  y  $\tilde{a}_2 = a_2/d_0 = 248.33$ , tenemos que el máximo desplazamiento angular estable es de  $1.6 \times 10^{-3}$  rad para un voltaje de pull-in de  $V_{po}=7.359$  V.

En la Tabla 6.6 se muestran los resultados obtenidos, donde se observa que Coventor da un rango de voltaje donde ocurrirá el efecto pull-in. Además, revisando la Fig. 6.7 encontramos que el voltaje aplicado para lograr un desplazamiento de  $1$   $\mu$ m o  $1.6 \times 10^{-3}$  rad en la masa de prueba es de  $V_{po} \approx 7.7$  V, aproximadamente, el cual es muy cercano al voltaje de pull-in calculado mediante la Ec. 6.6.



	Voltaje de Pull-In [V]
Coventor	8 - 8.25
Teórico	7.359

Tabla 6.6 Voltaje de pull-in.

Fig. 6.7 Voltaje aplicado contra desplazamiento de la masa de prueba.

### 6.1.2.2 Capacitancia Generada por la Aceleración

En los siguientes párrafos se muestran los resultados obtenidos en capacitancia. Utilizando Coventor se aplicó un voltaje de  $\pm 1$  V a cada electrodo, mientras que la masa de prueba fue puesta a cero volts. Además, se aplicaron diferentes valores de aceleración, desde 0G hasta 200G, para obtener la respuesta en capacitancia del microdispositivo debida a una entrada electromecánica.

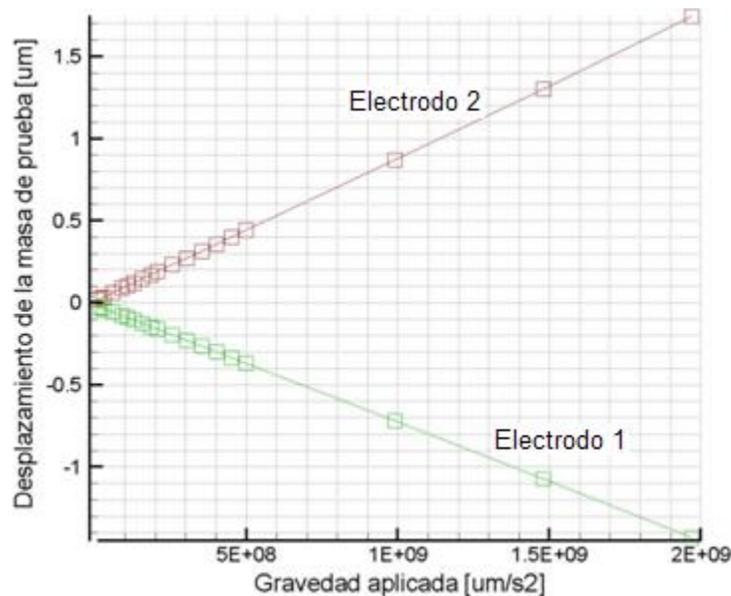


Fig. 6.8 Aceleración aplicada contra desplazamiento.

En la Fig. 6.8 se muestra los resultados de los desplazamientos en cada extremo de la masa debidos a la aceleración aplicada. De la gráfica se observa que, a pesar del efecto no lineal de la fuerza electrostática, el desplazamiento tiene un comportamiento lineal respecto a la aceleración aplicada al dispositivo.

Aunque el desplazamiento del microdispositivo es lineal, la capacitancia no será lineal respecto a la aceleración aplicada. Sin embargo, de lo visto en 4.4 la salida de capacitancia se considerara lineal dentro de un rango pequeño. En la Fig. 6.9 se muestran los resultados de capacitancia en cada electrodo contra desplazamiento debido a una aceleración. En ella, es evidente la respuesta no lineal de la capacitancia del microdispositivo, en particular aquella donde los electrodos se aproximan entre si.

Sin embargo, de la Fig. 6.9, si solo consideramos el rango entre 0-0.5  $\mu\text{m}$ , podemos considerar que la capacitancia tiene un comportamiento casi lineal respecto a la aceleración aplicada. La Fig. 6.10, la cual solo considera el rango lineal, muestra la gráfica de capacitancia contra aceleración de cada electrodo junto con su función lineal. Según la  $R^2$  obtenida, para cada caso, los puntos se ajustan casi al 100% a la función. Por tanto, si consideramos la capacitancia diferencial, es decir  $\Delta C = C_1 - C_2$ , la función que determina el comportamiento del microdispositivo es:

$$\Delta C = 0.00493G + 0.0063 [pF] \quad 6.7$$

Donde  $G$  es la aceleración aplicada al microdispositivo y se afirma que en un rango de 0-50G la capacitancia del sensor se comporta linealmente con la aceleración. De la Ec. 6.7 se observa que el microdispositivo tiene una sensibilidad de 4.93 fF/G y el porcentaje de error es menor al 2%.

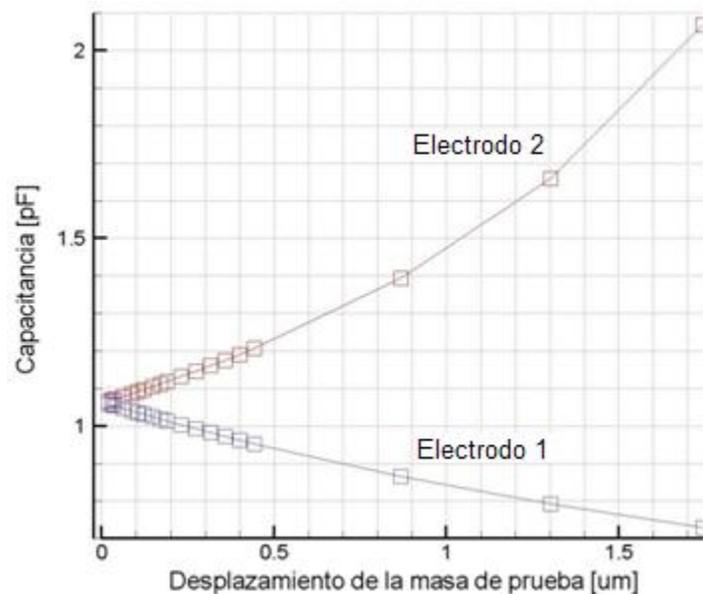


Fig. 6.9 Respuesta de desplazamiento contra capacitancia.

Finalmente, con estos resultados se realizaron pruebas en el circuito electrónico revisado en 5.3.3, el cual se encarga de convertir los cambios de capacitancia en voltaje.

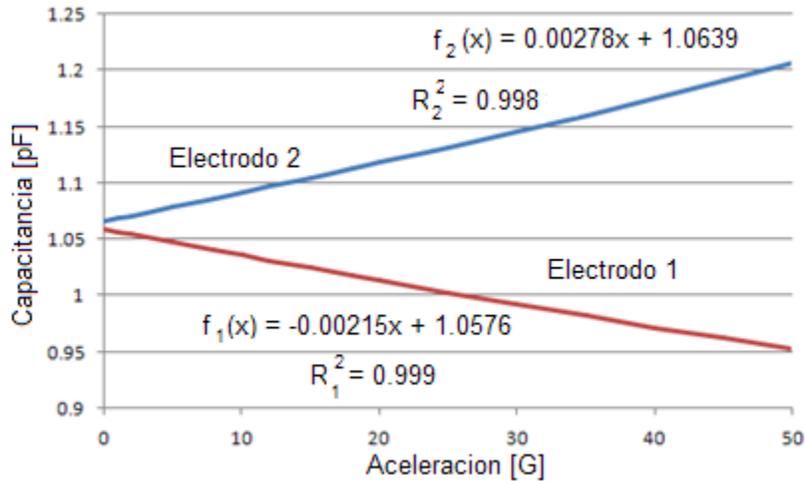


Fig. 6.10 Respuesta de aceleración contra capacitancia.

En la Fig. 6.11 se muestra una gráfica con los resultados obtenidos al simular el circuito electrónico con los cambios en capacitancia para las distintas aceleraciones aplicadas a la microestructura. En esta figura es fácil observar que el circuito se comporta linealmente con respecto a la capacitancia diferencial y a su vez con la aceleración aplicada. Además, se muestra la ecuación que relaciona la aceleración,  $G$ , aplicada con el voltaje del microsensor y el coeficiente de correlación lineal el cual es  $R^2=0.9999$  indicando que los puntos si se ajustan a la recta.

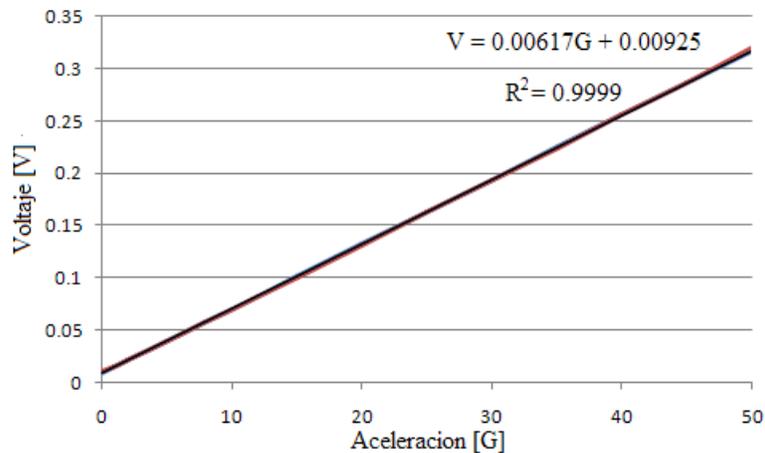


Fig. 6.11 Respuesta de aceleración contra voltaje.

Adicionalmente, se realizaron pruebas en Coventor para obtener la frecuencia natural de vibración considerando la fuerza eléctrica. En el análisis hecho en 4.2 se definió que cuando se aplica una diferencia de potencial a los electrodos de la estructura, una fuerza electrostática, en forma de torque, es aplicada a la masa jalándola hacia el electrodo fijo. Considerando el torque de restauración de las vigas e ignorando el efecto de amortiguamiento, la ecuación para el balance de torques es  $T_k - T_e = 0$ , donde se deduce que existe un coeficiente de rigidez eléctrica,  $k_{fe}$ ; por tanto la rigidez total de la estructura queda definida como  $k_{ef} = k_{\phi} - k_{fe}$ . De donde se deduce que la frecuencia natural del sistema se modifica en presencia de la fuerza eléctrica. Con ayuda de Coventor se encontró dicho

coeficiente de rigidez eléctrica para un voltaje efectivo de  $\pm 1V$ ,  $k_{fe} = 0.16081 \frac{Nm}{rad}$ , con lo cual se obtuvo una frecuencia natural menor a la ya calculada.

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{ef}}{I_\phi}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_\phi - k_{fe}}{I_\phi}} = 2941.25 \text{ Hz}$$

Cabe mencionar que el coeficiente de rigidez eléctrica es proporcional al cuadrado del voltaje, por lo que, al incrementar el voltaje de control  $k_{fe}$  crece rápidamente, ocasionando que la frecuencia natural disminuya hasta ser cero en el voltaje de pull-in.

Finalmente, en la Tabla 6.7 se presenta un resumen con las especificaciones del microacelerómetro desarrollado en el presente trabajo.

Especificación	Valor
Rango	$\pm 50 \text{ G}$
Sensibilidad	$6.17 \text{ mV/G}$
Sensibilidad de ejes cruzados	Baja
Ancho de banda	$\approx 700 \text{ Hz}$

Tabla 6.7 Especificaciones del microacelerómetro.

En la tabla solo se mencionan 4 de las 5 especificaciones revisadas en 5.1, debido a que la inmunidad a los choques es una especificación que se determina experimentalmente, por tanto en este trabajo no es posible cuantificar dicha característica del microacelerómetro.

## 6.2 Conclusiones

El objetivo del presente trabajo fue diseñar, modelar y simular un microacelerómetro del tipo capacitivo, utilizando un proceso de fabricación comercial para MEMS. Durante el desarrollo de este trabajo se estudió la forma en como opera un microsensar de aceleración.

En 2.5 se revisaron tres procesos de fabricación estándar y en 5.3.1 se seleccionó el proceso con el que se fabricará el microacelerómetro. Se realizaron diversas pruebas en Coventor con dos de los tres procesos de fabricación y se determinó que el proceso estándar más adecuado para fabricar el acelerómetro es el SOIMUMPS, debido a las propiedades mecánicas favorables de los materiales utilizados en este proceso. Aunque este proceso tiene la desventaja de contar con una sola capa estructural, por lo que es necesario emplear dos obleas para el diseño, en una se construye la masa con las vigas ancladas y en la otra los electrodos.

En 3.1 se estudió el acelerómetro como un sistema masa, resorte y amortiguador y se determinó que con un factor de amortiguamiento de  $\xi \approx 0.7$  prácticamente se elimina la distorsión de amplitud y fase, todo esto dentro de un rango de  $0 \leq \omega/\omega_n \leq 0.2$ , donde  $\omega_n$  es la frecuencia natural de vibración de la estructura mecánica.

Como parte del capítulo 3 se estudió la forma de calcular el primer modo de vibración natural de la estructura y la constante de torsión de una viga. En 6.1.1 se obtuvieron los primeros cuatro modos de vibración de la masa. Se comparó el primer modo obtenido por ambos métodos y el resultado en Coventor estuvo por arriba del teórico por apenas el 1.33%. Por otra parte la constante de torsión y el momento de inercia obtenidos en Coventor difieren no mas de 1.55%, respectivamente, de los calculados mediante la teoría. Considerando los cálculos hechos mediante la teoría vista en el capítulo 3 y los resultados obtenidos en Coventor, se puede afirmar que esta teoría es útil para hacer aproximaciones, además de que son expresiones sencillas.

En 5.3.2 se determinó que el factor de amortiguamiento a presión atmosférica es de  $\xi \cong 35.1$ , aproximadamente, el cual no es el ideal; para reducir este factor puede realizarse lo siguiente:

- Reducir la presión del aire dentro del dispositivo, de tal forma que decrezca el factor de amortiguamiento. Las desventajas de este método son: la dificultad para encapsular a una presión reducida, la variación en el desempeño del dispositivo y la determinación experimental de la presión exacta.

- Perforar la masa de prueba con una serie de hoyos distribuidos uniformemente a lo largo de la estructura, de tal forma que se reduzca el factor de amortiguamiento. La desventaja de este método es la reducción de la masa total de la estructura ocasionando una pérdida en la sensibilidad de la microestructura. Considerando lo anterior y los resultados obtenidos en Coventor, se determinó que lo mejor sería reducir la presión del aire e incrementar el gap, de tal forma que no se requiera una presión muy pequeña.

Utilizando Coventor se realizaron pruebas para determinar la respuesta del dispositivo en el dominio del tiempo y de la frecuencia, ante una entrada de tipo escalón. La respuesta en el tiempo indica que el sistema oscila respecto a la posición de estabilización final y en 1 ms prácticamente se estabiliza el sistema, aunque tiene un sobrepaso del 30%, aproximadamente. La respuesta en la frecuencia indica que entre 0-700 Hz la magnitud se mantiene plana, fuera de este rango la magnitud se atenúa conforme se incrementa la frecuencia; respecto a la fase de la respuesta se observó que en el rango de 0-3000 Hz, aproximadamente, la distorsión de fase varía linealmente con la frecuencia. Por tanto, el ancho de trabajo en el cual se evita la distorsión de amplitud y de fase, es de 0-700 Hz, aproximadamente, siendo mayor a la definida teóricamente en la sección 3.3.

Se debe tener en cuenta que, en el caso de este tipo de sistemas, con un momento de inercia  $I_\phi$  y una frecuencia natural de vibración  $\omega_n$ , algunos parámetros como el ancho de banda están en función del factor de amortiguamiento  $\xi$ , por tanto, la selección de  $\xi$  para ajustar cualquiera de las características afecta a las otras. Por ejemplo, un incremento en la rigidez de las vigas o un decremento en el momento de inercia de la masa aumentan la frecuencia natural; en cambio, una disminución en la rigidez de las vigas o aumento del momento de inercia de la masa, o ambas, reducen la frecuencia natural. Además, al aumentar la sensibilidad mecánica de la estructura se reduce la frecuencia natural.

Con ayuda de Coventor se obtuvo la sensibilidad del instrumento a aceleraciones ortogonales al eje principal de medición, eje z. Se aplicaron aceleraciones de 50G a la estructura en las direcciones x y y. Cuando se aplica una aceleración ortogonal, el desplazamiento de la estructura en el eje x es mayor que en cualquier otro caso, por lo tanto, el instrumento podría

ser sensible a aceleraciones aplicadas a dicho eje. Para reducir esto, se propuso incrementar el ancho de las vigas o reducir su longitud, aunque esto disminuirá la sensibilidad de la microestructura. Considerando lo anterior, el microacelerómetro tendrá una sensibilidad baja a los movimientos de ejes cruzados.

Básicamente, el proceso de optimización de la estructura mecánica consistió en variar las dimensiones físicas de las partes que conforman la estructura, debido a que su diseño está restringido al proceso SOIMUMPS. De manera general, con vigas de torsión cortas, ya sean angostas o anchas, se tiene una frecuencia natural grande pero con una baja sensibilidad al movimiento; en cambio, con vigas de torsión largas, ya sean angostas o anchas, la frecuencia natural decrece lo cual aumenta la sensibilidad a los movimientos del instrumento.

Uno de los principales objetivos de optimizar la estructura mecánica era lograr un movimiento lo más simétrico posible en los extremos libres de la masa, con respecto al eje de rotación. Esto se logró subdividiendo la perforación en 3, respecto del diseño presentado en [20], con lo cual se obtuvo un movimiento con mayor simetría y un aumento en la linealidad de los movimientos respecto a la aceleración aplicada.

En 3.4 se revisaron las leyes de escalamiento y se determinó que en el microdominio las fuerzas electrostáticas son comparables con la fuerza elástica de la microestructura. Por lo tanto, en el capítulo 4 se revisaron los efectos causados por la fuerza electrostática. Se obtuvo el voltaje de pull-in, el cual, según Coventor, ocurre entre 8-8.25 V. Sin embargo, utilizando la ecuación presentada en 4.2, se obtiene que este voltaje es de 7.359 V, aproximadamente, obteniéndose una diferencia de casi el 11%. Una opción para incrementar el voltaje de pull-in, es incrementar el ancho de la masa de prueba, con lo cual, también, se incrementaría la sensibilidad del dispositivo a costa de reducir la frecuencia natural de vibración y por consecuencia reducir el ancho de banda útil del acelerómetro.

En 4.3 se mostró que una estructura con un control de dos lados es mejor que una con un control de un solo lado, porque la linealidad del desplazamiento es mejor y el voltaje de control puede ser mayor sin causar el efecto pull-in. Además, se concluyó que un control de dos lados retroalimentado es mejor que uno de dos lados, debido a que el control retroalimentado prácticamente elimina el efecto pull-in y ofrece el mejor desempeño. Sin embargo se decidió emplear un control de dos lados porque emplear un control retroalimentado obligaba a profundizar en el tema, lo cual extendería este trabajo, y la no posibilidad de comprobar la teoría con algún programa de cómputo disponible en ese momento. En 5.3.3 se determinó teóricamente que, utilizando un control de dos lados y un voltaje efectivo de control de  $\pm 1V$ , la aceleración máxima a la cual existe un desplazamiento estable es de 317.65G; después de este valor es factible que ocurra el efecto pull-in, debido a la acción conjunta de la fuerza electrostática y la aceleración aplicada. Utilizando Coventor solo se pudo validar que dentro de un rango de 0-200G el desplazamiento mantiene una relación lineal con la acción conjunta de la aceleración y la fuerza electrostática.

Además, en 4.4 se revisó que un sensado del tipo capacitivo diferencial es mejor que uno monopolar y que en el diferencial la respuesta es lineal y proporcional a la aceleración sólo si los desplazamientos son pequeños, es decir  $|x| \ll d$ , donde  $x$  es el desplazamiento de la masa y  $d$  el gap entre las placas. Mediante Coventor se obtuvieron los resultados de

capacitancia contra aceleración aplicada y se determinó que dentro de un rango de  $\pm 50G$ , la respuesta en capacitancia mantiene una relación lineal con la aceleración, de esta forma se determinó el rango de operación del circuito.

En 4.4.1 se analizó un circuito electrónico para sensar los cambios de capacitancia, compuesto de dos circuitos amplificadores que contienen un medio puente de AC cada uno. Entre sus ventajas están el que puede implementarse con componentes discretos y la sencillez de su función de transferencia. Con base en los resultados obtenidos en capacitancia, se simuló el circuito sensor y se obtuvo una salida en voltaje proporcional a la aceleración aplicada; la sensibilidad del microsensor es de 6.17 mV/G. Aunque es una sensibilidad pequeña, ésta puede incrementarse si se agrega una etapa de amplificación a la salida del demodulador de la señal, aspecto que se decidió no realizar en este trabajo.

A lo largo del desarrollo del presente trabajo han quedado temas pendientes, que pueden ser tratados en trabajos posteriores, los cuales podrían ampliar los resultados obtenidos y quizás utilizarlos para optimizar este trabajo. A continuación se mencionan algunos de los temas pendientes.

- Profundizar en lo relacionado al amortiguamiento, ya que el desarrollo de modelos de amortiguamiento apropiados para cada aplicación involucra la utilización de la teoría desarrollada en mecánica de fluidos para escalas convencionales, pero se puede cuestionar la validez de estas teorías en aplicaciones de dispositivos MEMS. Al respecto, la literatura menciona que algunos trabajos experimentales realizados sobre amortiguamiento por película comprimida corresponden en un 66%, aproximadamente, con los modelos estimados utilizando el método de elemento finito.
- En el capítulo 4 se habla de las capacitancias parásitas en los microdispositivos, donde su magnitud es más grande que las capacitancias a medir. En este trabajo no se consideraron dichas capacitancias, debido a que es un trabajo meramente teórico, y se tendría que, determinar, mediante la experimentación si están en serie y/o en paralelo con la capacitancia del sensor y el orden de magnitud de estas capacitancias.
- En 4.4.1 se mencionó que uno de los métodos para medir capacitancia es la técnica de capacitores conmutados, así como algunas de sus ventajas. Quizá utilizar esta técnica podría resultar en una mejora al microdispositivo, además de que esta técnica considera las capacitancias parásitas.
- De igual forma, en el capítulo 4 también se revisó que cuando un dispositivo es alimentado con una señal de AC, a la salida de este se tiene una señal de AM, por lo que es importante demodular dicha señal. En ese mismo capítulo se propuso una técnica de demodulación, la demodulación de AM en cuadratura, aunque no es la única técnica útil, esta se propuso solo con el fin de enfatizar el hecho de demodular la señal de salida. Se considera que dependiendo de la posible aplicación final del microacelerómetro desarrollado sería mejor tal o cual técnica de demodulación.
- La conveniencia de analizar un sistema de control con retroalimentación electromecánica. Como se vio en 4.3, este tipo de control ofrece un mejor desempeño y prácticamente elimina el efecto pull-in.
- Coventor ofrece la herramienta Saber, con la cual es posible determinar el comportamiento electrodinámico de un microdispositivo. Sin embargo, durante el tiempo de desarrollo de este trabajo no fue posible tener acceso a esta herramienta, ya

que hubiera sido interesante comparar los resultados obtenidos en Coventor con los del Saber. Por tanto, queda pendiente realizar pruebas en este programa de cómputo.

- Por último, el punto más importante sea el de validar toda la teoría aquí planteada mediante la experimentación.

Finalmente, concluimos que el diseño desarrollado resultó en un microdispositivo aceptable. Sus ventajas son: un amplio rango,  $\pm 50G$ , el cual es común en microacelerómetros comerciales; un ancho de banda considerable, 700 Hz, aproximadamente; y una buena linealidad. Una de las desventajas es la sensibilidad, debido en parte, a las restricciones del proceso de fabricación estándar. Lo más importante, al utilizar un proceso de fabricación estándar, es la factibilidad de su fabricación, así como su experimentación y la posibilidad de crecimiento en su desarrollo.