

ANÁLISIS DINÁMICO DE UN BANCO DE ENSAYOS ESTÁTICO PARA PROPULSORES DE PLASMA ESTACIONARIO

Rodolfo M. Duelli^a, Leonardo Molisani^a, Julio C. Massa^{a,b}, Héctor H. Brito^{a,c}

^a *Departamento de Mecánica, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de Río Cuarto, Ruta Nacional 36 Km. 601, 5800 Río Cuarto, Argentina, rduelli@ing.unrc.edu.ar, <http://www.ing.unrc.edu.ar>*

^b *Departamento de Estructuras, Facultad de C. E. F. y N., Universidad Nacional de Córdoba, Casilla de Correo 916, 5000 Córdoba, Argentina, jmassa@efn.uncor.edu, <http://www.efn.uncor.edu>*

^c *Centro de Investigaciones Aplicadas, Instituto Universitario Aeronáutico. Avenida Fuerza Aérea S/n, Córdoba, Argentina. hbrito@iua.edu.ar, <http://www.iua.edu.ar>*

Palabras claves: banco de ensayos estático, simulaciones numéricas, respuesta dinámica.

Resumen. En este trabajo se investiga mediante simulaciones numéricas el comportamiento de un banco de ensayos estático para predecir su respuesta dinámica cuando se utiliza un propulsor de plasma de funcionamiento estacionario de propulsante sólido en un ambiente con perturbaciones mecánicas de fondo. Simultáneamente con el análisis conceptual teórico previo al desarrollo del propulsor, se estudia cómo evaluar las performances del banco durante los ensayos en cámara de alto vacío simulando un ambiente espacial. Tales ensayos tienen lugar con ruido de fondo proveniente principalmente de la bomba mecánica de vacío que posee la cámara y del movimiento micro sísmico del suelo. El diseño del banco se basa en un concepto de péndulo de flexión, permitiéndose únicamente desplazamiento correspondiente a un grado de libertad. La plataforma para las mediciones está montada sobre dos vigas biempotradas cuyas fijaciones se realizan utilizando mordazas rígidas. Para el análisis de las performances del banco se utiliza un modelo dinámico simplificado con parámetros concentrados. Se evalúa el comportamiento del banco realizando simulaciones numéricas para caracterizar la calidad de la respuesta con relación al ruido tratando de optimizar el diseño del mismo con la finalidad de garantizar su aptitud para ser utilizado en la determinación del empuje de los propulsores de plasma.

1 INTRODUCCIÓN

Para lograr un aprovechamiento pleno de las ventajas comparativas de los micro o nano satélites se hace imprescindible disponer de métodos autónomos de corrección de órbita (Sun et al. 2003; Brito and Murgio, 1998). La solución para el control de órbita de este tipo de satélites se ha orientado hacia la utilización de un *propulsor de plasma de funcionamiento estacionario* de propulsante sólido (PPFE) (Myers, 1993), concepto que se encuentra en pleno proceso de estudio y desarrollo (Paccani and Petrucci, 1999) en el ámbito del Instituto Universitario Aeronáutico (Brito et al. 2000a) con la participación de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de Río Cuarto (Brito, 2004).

Los parámetros básicos de comportamiento que requieren una evaluación experimental son el *Impulso Total*, definido por la integral en el tiempo del empuje sobre una misión (o una parte de la misión) y el *Impulso Específico*, es decir el impulso total por unidad de peso de propulsante consumido (Micci and Ketsdever, 2000). Estos son dos parámetros importantes para el diseño y la evaluación del comportamiento del PPFE que es operado en forma continua y ensayado en una cámara de alto vacío con la presencia inevitable de ruido de fondo proveniente principalmente de la bomba mecánica de vacío y del movimiento micro sísmico del suelo, que combinados dan origen a un *ruido micro sísmico de fondo* (RMF) siempre presente durante los ensayos del PPFE.

Los bancos de ensayos comúnmente utilizados para medir pequeños impulsos se basan en el péndulo balístico horizontal, en el péndulo balístico vertical o el péndulo de torsión (Haag and Curran, 1987; Dean et al. 1998; McFall et al. 1988). Estos bancos utilizan como transductor para realizar la medición del desplazamiento un transformador lineal diferencial variable mientras que el desplazamiento angular se mide mediante un transformador rotatorio diferencial variable (Doebelin, 1990). Estos dispositivos se aplican para censar movimientos del orden de una micra, para la medición de magnitudes mas pequeñas se emplean interferómetros ópticos.

Como una innovación a la forma de medición mencionada anteriormente se propone el diseño de un banco de ensayos sobre la base de dos láminas flexibles que se utilizan como columnas de un pórtico (Figura 5), con el motor rígidamente unido en su extremo superior y con sus extremos inferiores empotrados a una sólida base, empleando transductores piezoeléctrico como sensores de deformación pegados próximos a la sección de empotramiento, recuperando el impulso medido indirectamente a través del procesamiento digital de la medición de la deformación, medida con los transductores piezoeléctricos (Dean et al. 1998). En las referencias consultadas no se registran antecedentes de bancos de este tipo, el concepto aquí propuesto es una alternativa de bajo costo.

2 DETERMINACIÓN DE LA DENSIDAD DE POTENCIA ESPECTRAL DEL RMF

Como antecedente al Banco de Ensayos que se estudia en este trabajo se cuenta con un desarrollo conjunto entre la Facultad de Ingeniería de UNRC y Departamento de Vehículos Espaciales del Centro de Investigaciones Aplicadas del Instituto Universitario Aeronáutico. Se trata de un banco de ensayos para un propulsor de plasma pulsante de propulsante sólido (P4S), consistente en una lámina deformable montada en viga en voladizo con el motor rígidamente unido en su extremo libre, utilizando este concepto por el bajo costo asociado al mismo. El conjunto motor-banco se modeló como un sistema de dos grados de libertad dinámicos, uno de traslación y otro de rotación (Brito et al. 2000b), como se muestra en la Figura 1.

Para el diseño del BEE propuesto en este trabajo, que se muestra en la Figura 6, es necesario conocer el RMF que estará siempre presente durante los ensayos del PPFE. Como se disponen de mediciones experimentales (Brito, 2006) de la respuesta al RMF realizadas en el Banco para medir el empuje del P4S que se muestra en la Figura 1, es posible obtener el RMF a partir de la resolución de un problema inverso, utilizando el modelo propuesto en (Brito et al. 2000b).

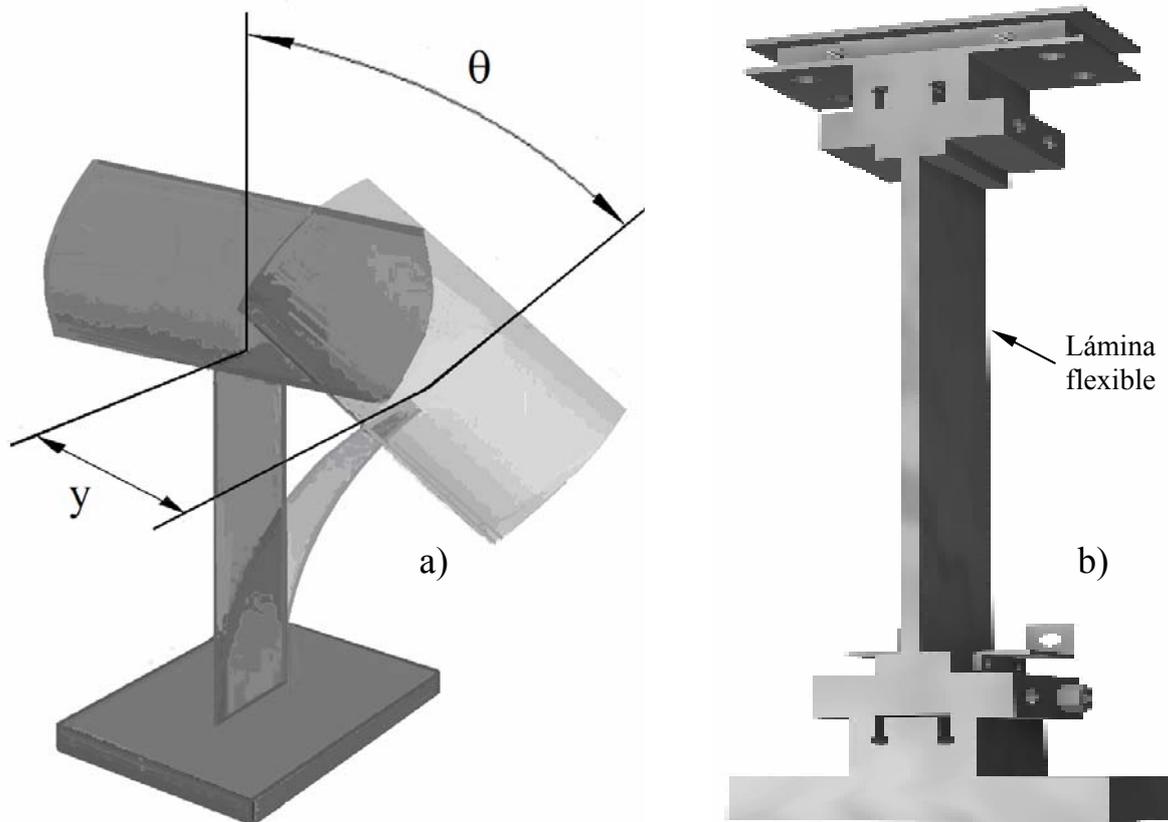


Figura 1: a) Esquema 3D. b) Representación 3D del Banco para el P4S

El planteo del problema inverso se presenta esquemáticamente en la [Figura 2](#):

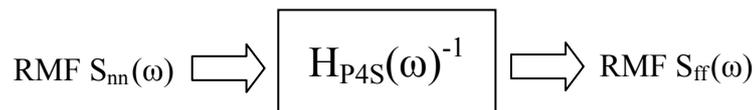


Figura 2: Esquema del problema inverso.

La densidad de potencia espectral (DPE) del RMF $S_{nn}(\omega)$ se obtuvo a través de un post proceso de las mediciones experimentales. La ubicación del sensor piezoeléctrico utilizado como sensor de deformación se halla pegado próximo a la sección de empotramiento como se muestra en la [Figura 1b](#). El problema inverso se puede formular de la siguiente forma:

$$[S_{ff}] = [\hat{H}^*(\omega)]^{-1} [S_{nn}] [\hat{H}(\omega)]^{-1} \quad (1)$$

donde $[S_{ff}]$ es la matriz de DPE de la entrada y $[\hat{H}(\omega)]$ es la matriz correspondiente al Banco para el P4S, definida como:

$$[\hat{H}(\omega)] = [\Phi] [H_j(\omega)] [\Phi]^T \quad (2)$$

donde $[\Phi]$ es la matriz modal del sistema y $[H_j(\omega)]$ es una matriz diagonal conteniendo las funciones de respuesta en frecuencia ([Rao, 2004](#)), $[S_{nn}]$ es la matriz de DPE de la respuesta correspondiente al RMF, cuya primera componente se muestra en la [Figura 3](#).

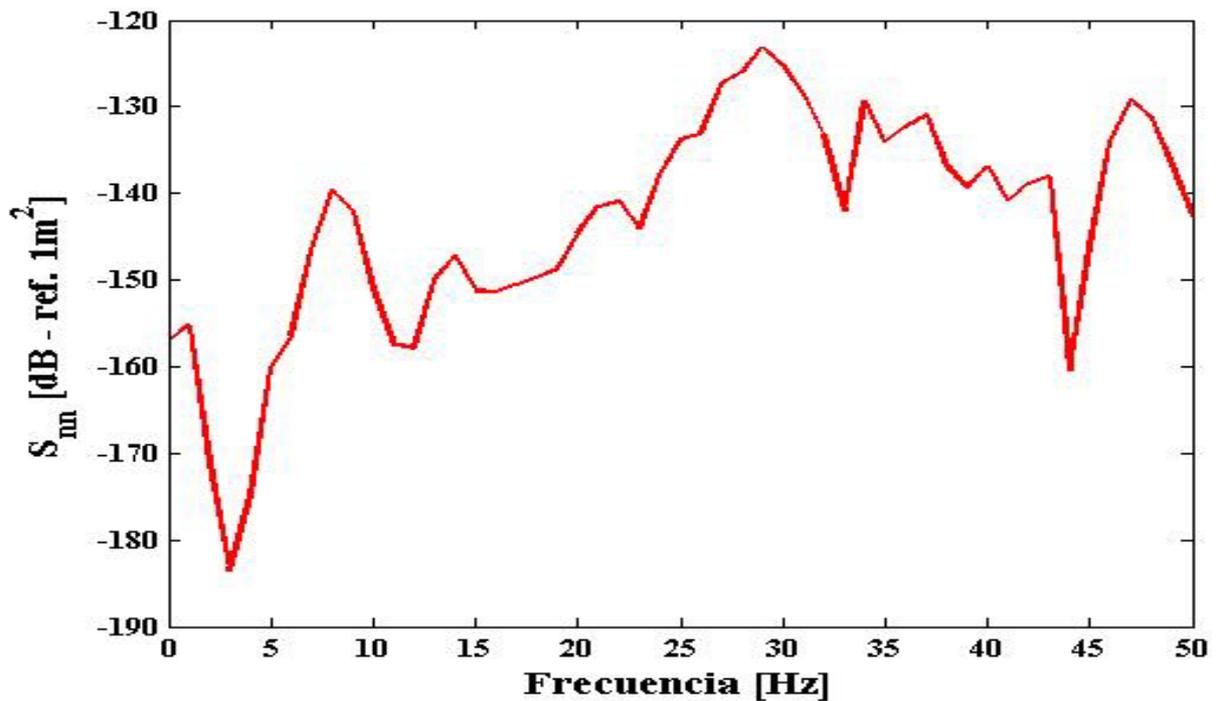


Figura 3: Densidad de potencia espectral de la respuesta RMF $S_m(\omega)$

Una vez obtenida la matriz de DPE [S_{ff}] que caracteriza al RMF, se la puede utilizar para simular las perturbaciones que introduce el RMF en la respuesta dinámica del banco de ensayos que se está desarrollando (Figura 6). La primera componente de la matriz de DPE de la entrada del banco de la Figura 1 se muestra en la Figura 4.

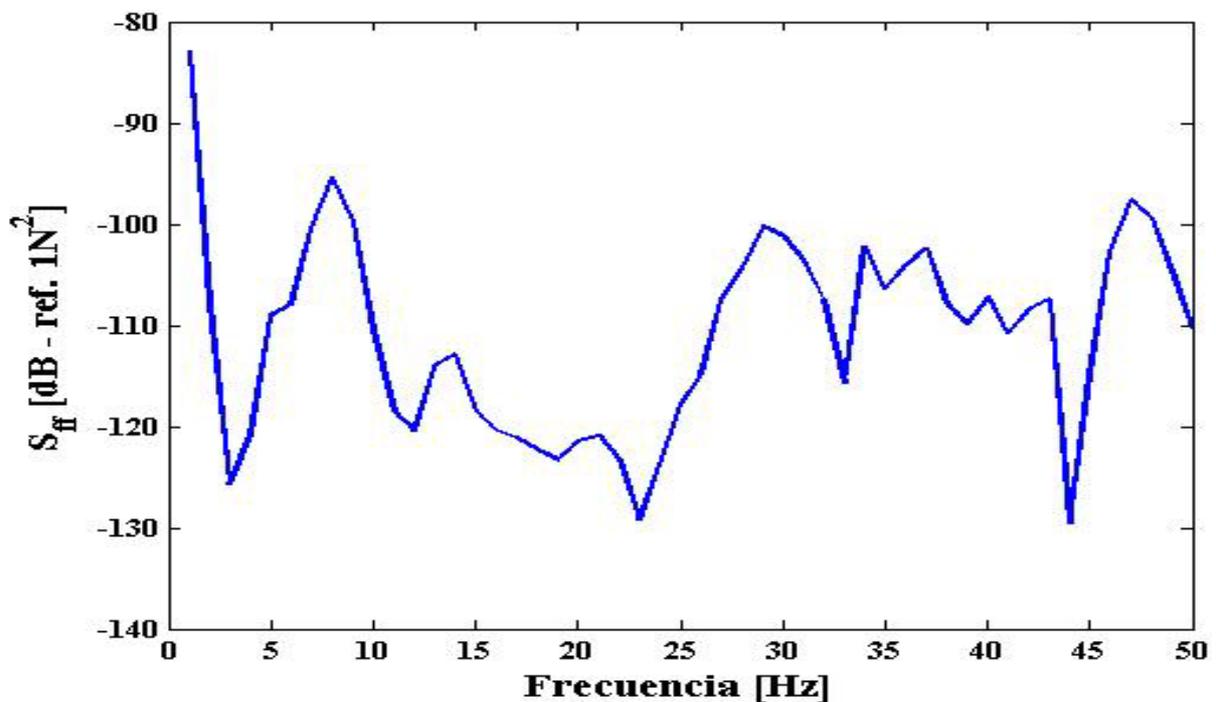


Figura 4: Densidad de potencia espectral de la entrada

La DPE, en líneas generales, muestra la característica típica del RMF de variar proporcionalmente a la inversa de la frecuencia.

3 MODELOS DE ANÁLISIS DINÁMICO

3.1 Modelo simplificado del banco de ensayos

El banco de ensayos propuesto en este trabajo consta de dos láminas flexibles montadas como columnas de un pórtico plano. Esto permite adoptar un modelo simplificado de un grado de libertad dinámico (1GLD) con la finalidad de simular el comportamiento del banco de ensayos estático (BEE) durante su operación. Este tipo de modelos de 1GLD es el más usual en las referencias bibliográficas consultadas (Dean et al. 1998; McFall et al. 1988).

El conjunto motor-banco de ensayos se modela según el esquema representado en la Figura 5, en la izquierda de la misma se representa en su posición no deformada y a la derecha en su posición deformada. M es la masa total del motor y su interfase de acople, las propiedades de las láminas flexibles son: la longitud L , la masa M_i , el momento de inercia I_i y el módulo de Young E_i .

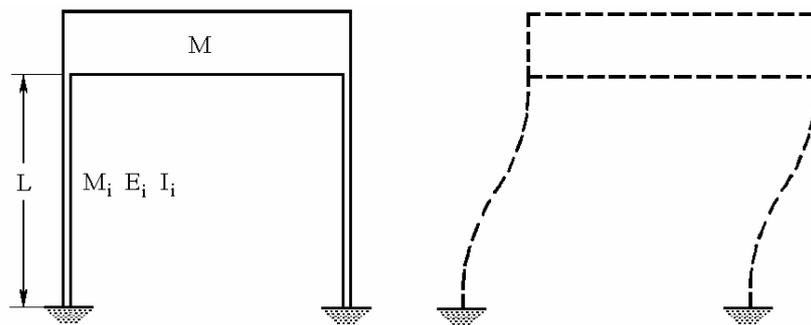


Figura 5: Esquema de 1 GLD del BEE

Para la construcción del prototipo del BEE que funcionará en una cámara de vacío, se seleccionaron los materiales que se especifican, junto con sus propiedades, en la Tabla 1.

	Base de Granito	Aislante Eléctrico de plexiglas	Lámina flexible de aluminio aeronáutico
E: Módulo de Young [Pascal]	60×10^9	$2,9 \times 10^9$	$7,1 \times 10^{10}$
ν : Coeficiente de Poisson	0,27	0,40	0.34
ρ : Densidad [kg/m^3]	$2,3 \times 10^3 - 3 \times 10^3$	$1,8 \times 10^3$	$2,6 \times 10^3$

Tabla 1: Propiedades de los materiales seleccionados para el prototipo del BEE

Como parámetro de diseño se tiene una masa dinámica $M = 5 \text{ Kg}$, que estima la masa del PPFE con el combustible sólido (Teflón[®]) y la cuna para su fijación a las mordazas superiores de las láminas flexibles. Las dos láminas flexibles tienen longitud $L = 15 \text{ cm}$ y ancho $h = 3 \text{ cm}$, para adecuarse a las dimensiones interiores de la cámara de vacío. Al determinar la frecuencia natural fundamental f de vibración del pórtico plano de la Figura 5 se debe adicionar a la masa M un 37% de la masa de las columnas ($0,74 M_i$). Ese valor se obtiene utilizando la técnica de Rayleigh (Blevins, 1979; Meirovitch, 1993), pero en este caso en que el ancho b de las columnas es del orden de 1 mm , la masa a adicionar resulta del orden de los 10 g por lo que se considerará incluida en los 5 Kg anteriormente estimados para la masa del sistema de 1GLD.

La frecuencia natural de vibración se especifica en 3 Hz por razones inherentes al sistema de adquisición de datos, por lo tanto la rigidez requerida por el sistema de masa $M = 5 \text{ Kg}$, resulta:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{\text{req}}}{5}} = 3 \text{ Hz} \longrightarrow K_{\text{req}} = 1776 \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad (3)$$

La rigidez transversal, K_i , del extremo superior de la columna empotrada en la base, que

puede trasladarse pero no rotar en el extremo superior resulta:

$$K_i = 12 \frac{E_i I_i}{L^3} \phi_1 \quad \text{donde:} \quad I_i = \frac{hb^3}{12} \quad \phi_1 \approx 1 - \frac{P}{P_c} \quad P_c = \pi^2 \frac{E_i I_i}{L^2} \quad (4)$$

donde P es la carga axial de compresión, P_c es la carga crítica de pandeo y el coeficiente ϕ_1 tiene en cuenta la disminución de rigidez por efecto de la carga axial que en este caso resulta importante. La aproximación para el valor de ϕ_1 que figura en (4) tiene gran precisión (Massa, 2003), la expresión exacta puede consultarse en (Livesley, 1975).

Teniendo en cuenta que la carga de compresión sobre cada columna es la mitad del peso de la masa ($P = 5 \times 9.8/2 = 24.5$ N) e igualando el valor de K_{req} de (4) a (3) veces el valor K_i de (4) se puede despejar el valor del ancho de la columna que provee la rigidez requerida.

$$2K = K_{req} = 1776 \text{ N/m} \Rightarrow E_i I_i = 0,3056 \Rightarrow b = 0,001985 \text{ m} \quad (5)$$

Adoptamos $b = 1,2$ mm, en consecuencia:

$$P_c = 134,54 \text{ N} \quad P = 24,5 \text{ N} \quad \frac{P}{P_c} = 0,1821 \quad \phi_1 = 0,8179 \quad K = 1784 \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad (6)$$

Como el espesor es pequeño la lámina flexible se fabricará por medio de un proceso de fresado químico. El banco no presenta problemas de pandeo ya que según (6), la carga crítica de las columnas es 5,5 veces el peso que soportan. En la tabla 2 se resumen las dimensiones de la lámina flexible.

Alto $L = 15$ cm	Ancho $h = 3$ cm	Espesor $b = 1,2$ mm
------------------	------------------	----------------------

Tabla 2: Dimensiones de la lámina flexible

La Figura 6 muestra dos vistas (a) y (b) foto realistas del prototipo del BEE, y un esquema (c) en vista isométrica donde se pueden observar las dos láminas flexibles empotradas en sus extremos. En el extremo inferior se encuentran unas mordazas rígidas que fijan las láminas flexibles a una base de granito y los extremos superiores de las mismas se fijan con unas mordazas rígidas a la cuna de unión al banco de ensayo que sostiene la masa dinámica equivalente del PPFE.

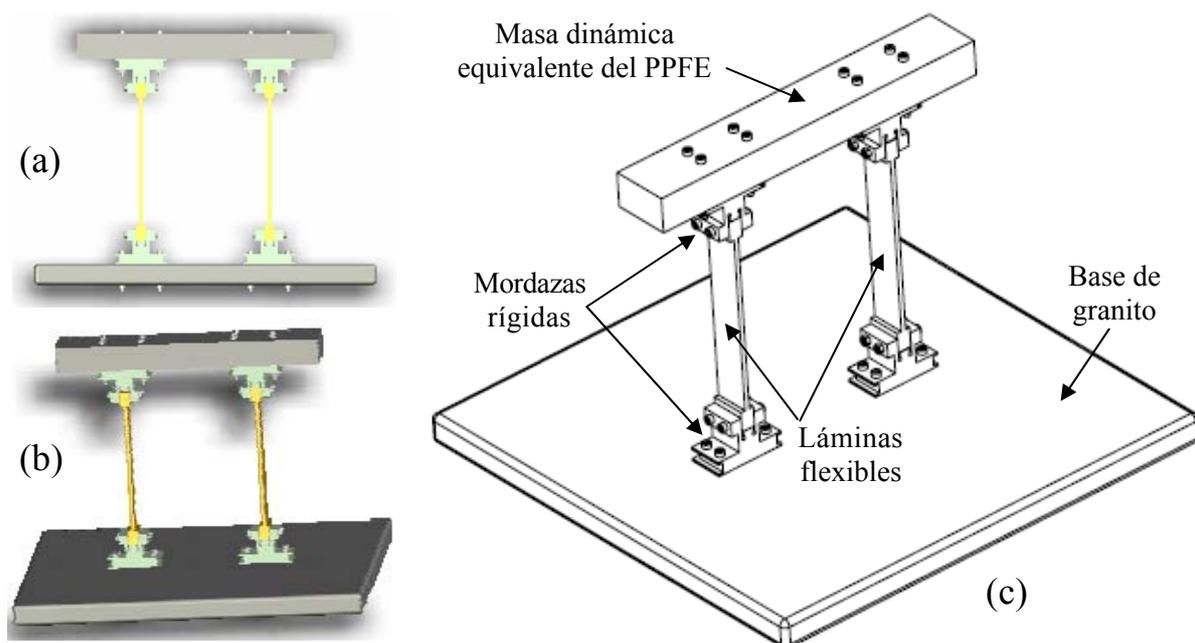


Figura 6: Diseño del prototipo del BEE, (a) vista de frente, (b) vista tridimensional, y (c) vista isométrica

3.2 Respuesta dinámica del BEE

En esta sección se realiza un análisis dinámico del comportamiento del BEE dimensionado en la sección anterior. Se utiliza un modelo de parámetros concentrados de un grado de libertad dinámico equivalente a un sistema masa resorte amortiguador (Humar, 1990; Rao, 2004).

La densidad de potencia espectral de la respuesta, $S_{xx}(\omega)$, del nuevo banco de ensayos (Figura 6) al RMF se puede determinar a partir de la densidad de potencia espectral de la entrada, $S_{ff}(\omega)$, medida en el viejo banco (Figura 1). El valor de $S_{ff}(\omega)$ se calculó como problema inverso y se graficó en la Figura 4.

$$S_{xx}(\omega) = |H(\omega)|^2 S_{ff}(\omega) \quad (7)$$

donde $H(\omega)$ es la función de respuesta en frecuencia compleja, dada por:

$$H(\omega) = \frac{-1}{\left(-\omega^2 + i\omega \frac{C}{M} + \frac{K}{M}\right)} \quad (8)$$

Los parámetros concentrados del BEE se dan en la Tabla 2: M es la masa dinámica, K es la rigidez equivalente del sistema, calculada a través de un modelo estructural de pórtico plano y C es el coeficiente de amortiguamiento viscoso. Se adoptó el valor $\xi=0,5\%$ para la relación de amortiguamiento por comparación con un banco de ensayo similar (Dean et al. 1998; Brito et al. 2000b).

M	K	$C = 2\xi M \sqrt{K/M}$
5 Kg	1784 N/m	0,9444 Kg/s

Tabla 3: Parámetros concentrados del BEE

La DPE de la respuesta del BEE al RMF se muestra en la Figura 7. En esta figura se puede observar que la resonancia ocurre en la frecuencia de 3 Hz que fue fijada durante la etapa de prediseño.

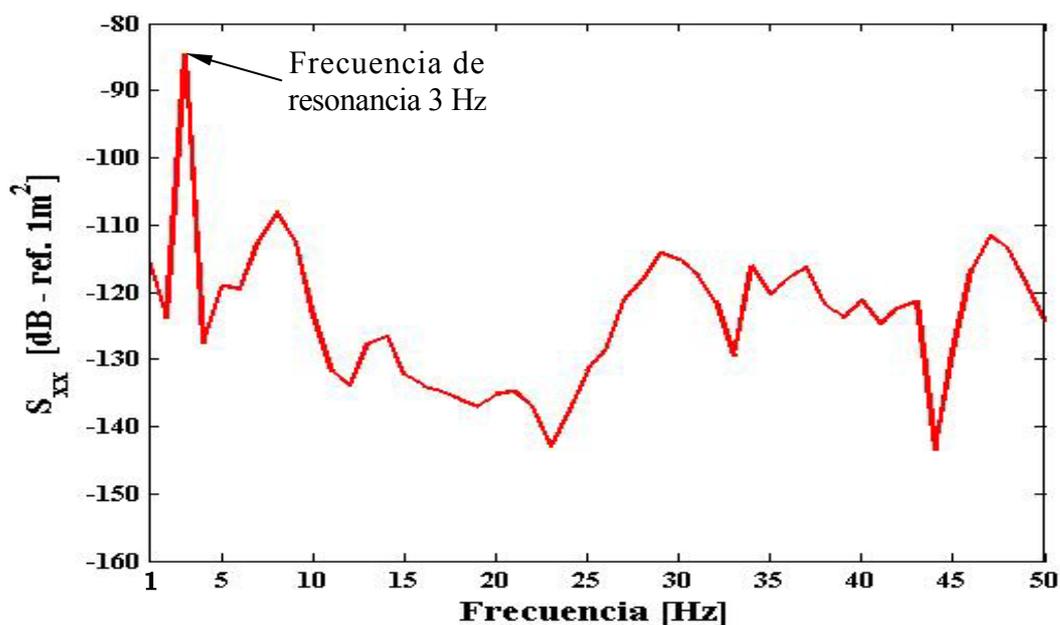


Figura 7: Densidad de potencia espectral de la respuesta del BEE al RMF

La desviación estándar de la respuesta del BEE es de 13,7 micrones, obtenida por:

$$\sigma_{xx} = \sqrt{\int_{-\infty}^{+\infty} S_{xx}(\omega) d\omega} \quad (9)$$

El objetivo de la próxima sección es diseñar un absorbedor de vibraciones para modificar las características dinámicas del banco en resonancia para lograr la menor amplificación dinámica posible. De esta manera se disminuirá la influencia del RMF.

4 DISEÑO DEL ABSORBEDOR DE VIBRACIONES

Con la finalidad de disminuir la influencia del ruido micro sísmico de fondo se utilizará un absorbedor pasivo de vibraciones que consiste en un segundo sistema masa-resorte-amortiguador adicionado convenientemente al BEE, por lo cual el nuevo modelo dinámico de parámetros concentrados es de dos grados de libertad. Se utilizará el esquema de un absorbedor de vibraciones pasivo ante la imposibilidad de uso de control activo y su electrónica asociada dentro de la cámara de alto vacío en las condiciones de ensayo a las que será sometido el BEE (Rice, 1993). El diseño del banco se realizó de modo de obtener una frecuencia natural de vibración de 3 Hz, por ello en la Figura 7 se observa en este valor de frecuencia una gran amplificación en la magnitud del desplazamiento. En consecuencia, la frecuencia de trabajo del absorbedor dinámico de vibraciones (ADV) se especifica en 3 Hz.

En la primera etapa del diseño utilizando la segunda ley de Newton, se plantea la ecuación de movimiento para el sistema no amortiguado excitado con una fuerza F_0 equivalente al movimiento de apoyo (Humar, 1990) con una frecuencia ω de 3 Hz, m_a es la masa dinámica y k_a la rigidez del ADV. El subíndice a se utiliza para denotar al absorbedor.

$$\begin{bmatrix} M & 0 \\ 0 & m_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{x}_a \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K + k_a & -k_a \\ -k_a & k_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ x_a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_0 \sin(\omega t) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (10)$$

La solución en régimen permanente para una carga armónica es de la forma:

$$\begin{aligned} x(t) &= X \sin(\omega t) \\ x_a(t) &= X_a \sin(\omega t) \end{aligned} \quad (11)$$

y reemplazando la expresión (11) en la (10) se obtiene:

$$\begin{bmatrix} K + k_a - M\omega^2 & -k_a \\ -k_a & k_a - m_a\omega^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X \\ X_a \end{bmatrix} \sin(\omega t) = \begin{bmatrix} F_0 \\ 0 \end{bmatrix} \sin(\omega t) \quad (12)$$

La magnitud de la respuesta en régimen permanente (Inman, 1996) es:

$$\begin{aligned} X &= \frac{(k_a - m_a\omega^2) F_0}{(K + k_a - M\omega^2)(k_a - M\omega^2) - k_a^2} \\ X_a &= \frac{k_a F_0}{(K + k_a - M\omega^2)(k_a - M\omega^2) - k_a^2} \end{aligned} \quad (13)$$

donde X es el desplazamiento de la masa dinámica del BEE, y X_a es el desplazamiento de la masa del ADV. De la primera de las ecuaciones (13) se selecciona el valor de los parámetros k_a y m_a del absorbedor de manera que la magnitud de la respuesta en régimen permanente de la masa dinámica M sea pequeña, sintonizando el ADV en la frecuencia ω . Con la finalidad de diseñar el ADV en resonancia con la frecuencia ω definimos los siguientes parámetros adimensionales:

$$\mu = \frac{m_a}{M} \quad \beta = \frac{\omega_a}{\omega_B} = \frac{\sqrt{k_a/m_a}}{\sqrt{K/M}} \quad \frac{k_a}{K} = \mu \beta^2 \quad (14)$$

donde μ es el cociente entre la masa del ADV y la masa dinámica del BEE y β el cociente entre la frecuencia natural (ω_a) del ADV y la frecuencia natural de la masa dinámica (ω_B) del BEE. Manipulando algebraicamente la primera de las ecuaciones (13) se puede obtener la magnitud normalizada de la amplitud del desplazamiento de la masa dinámica M versus la frecuencia normalizada (Inman, 1996).

$$\frac{XK}{F_0} = \frac{1 - (\omega/\omega_a)^2}{\left[1 + \mu \beta^2 - (\omega/\omega_a)^2\right] \left[1 - (\omega/\omega_a)^2\right] - \mu \beta^2} \quad (15)$$

La expresión (15) permite encontrar cuándo el valor absoluto de la relación XK/F_0 es menor que la unidad. Esto ocurre en el rango de frecuencias $0,908 < \omega/\omega_a < 1,118$, para los siguientes valores de $\mu=0,25$ y $\beta=1$, fijando el rango de operación del ADV (Den Hartog, 1985; Inman, 1996).

El diseño del ADV se realiza examinando la relación de los parámetros μ y β que son las relaciones de masas y frecuencias respectivamente, estas dos cantidades adimensionales indirectamente especifican la masa y la rigidez del absorbedor. Planteando la ecuación característica de la matriz de la expresión (12) en función μ y β :

$$\beta^2 (\omega^2 / \omega_a^2)^2 - [1 + \beta^2(1 + \mu)] (\omega / \omega_a)^2 + 1 = 0 \quad (16)$$

se obtiene:

$$\left(\frac{\omega}{\omega_a}\right)^2 = \frac{1 + \beta^2(1 + \mu)}{2\beta^2} \pm \frac{1}{2\beta^2} \sqrt{\beta^4(1 + \mu) - 2\beta^2(1 - \mu) + 1} \quad (17)$$

La solución de la ecuación (16) con $\mu=0,25$ y $\beta=1$ permite obtener las nuevas frecuencias naturales del sistema de dos grados de libertad que son $f_1=2,5$ Hz y $f_2=3,74$ Hz.

Para considerar el efecto del amortiguamiento, se reformula el problema definido en la ecuación (10) agregando amortiguamiento correspondiente al BEE, C , y al ADV, c_a .

$$\begin{bmatrix} M & 0 \\ 0 & m_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{x}_a \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C + c_a & -c_a \\ -c_a & c_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{x}_a \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K + k_a & -k_a \\ -k_a & k_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ x_a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_0 \sin(\omega t) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (18)$$

La ecuación característica del sistema con amortiguamiento está dada por:

$$\det ([K] - \omega^2 [M] + i\omega [C]) = 0 \quad (19)$$

La solución de la ecuación característica del sistema con amortiguamiento $C \ll c_a$ en función de los parámetros

$$\xi = \frac{c_a}{2m_a\omega} \quad r = \frac{\omega}{\omega_B} \quad (20)$$

está dada por:

$$\frac{X}{\Delta} = \frac{XK}{F_0} = \sqrt{\frac{(2\xi r)^2 + (r^2 - \beta^2)^2}{(2\xi r)^2 (r^2 - 1 + \mu r^2)^2 + [\mu r^2 \beta^2 - (r^2 - 1)(r^2 - \beta^2)]^2}} \quad (21)$$

A continuación se procede a obtener el amortiguamiento del ADV. La gráfica de la ecuación (19) en función de ξ y r se muestra en la Figura 8.

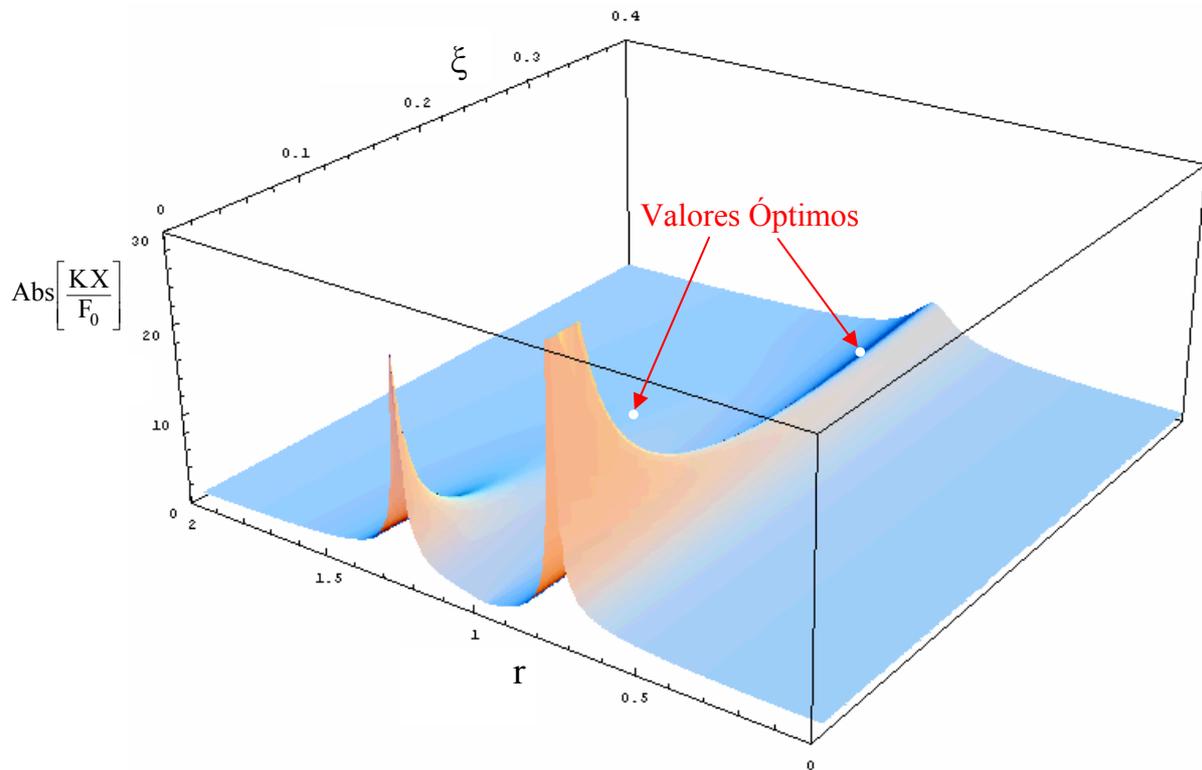


Figura 8: Magnitud normalizada del sistema primario versus ξ y r

A través de un proceso de optimización minimax sobre la ecuación (21) se obtuvieron los valores de ξ y r que definen el mejor diseño del ADV que corresponde al menor factor de amplificación mecánica (Inman, 1996). A través del proceso de optimización minimax se encontraron dos valores posibles de $r_{\text{ópt}} = \{0,82; 1,15\}$ que permiten obtener los valores de $\xi_{\text{ópt}} = \{0,33; 0,23\}$. Evaluando la amplitud normalizada en función del cociente de frecuencias para los dos valores de $\xi_{\text{ópt}}$ se seleccionó el valor del cociente de amortiguamiento en 0,33 debido a que este tiene la menor amplificación mecánica para el sistema primario, y se representa en la Figura 9.

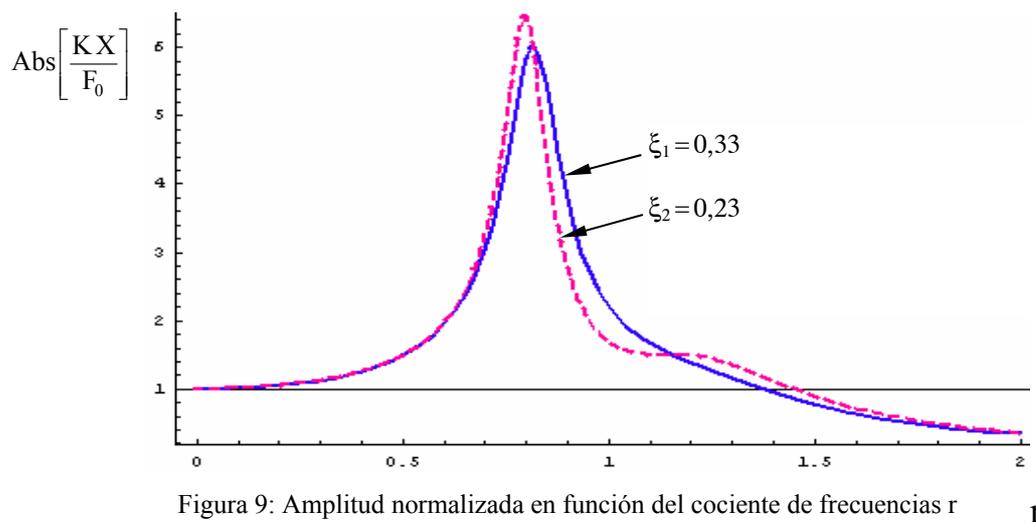


Figura 9: Amplitud normalizada en función del cociente de frecuencias r

La Figura 9 representa dos cortes superpuestos de la Figura 8 por un plano definido por los ejes de la amplitud normalizada y de r para los valores de $\xi_1 = 0,33$ y $\xi_2 = 0,23$.

Con los valores m_a , k_a , $r_{\text{ópt}}$ y $\xi_{\text{ópt}}$ se definen los parámetros del ADV. A continuación se simula el sistema de dos grados de libertad correspondientes al BEE y al ADV respectivamente con RMF.

4.1 Respuesta dinámica del BEE con ADV.

La respuesta del sistema de dos grados de libertad del banco y del absorbedor resulta:

$$[S_{xx}]_{ADV} = [\hat{H}^*(\omega)]_{ADV} [S_{ff}] [\hat{H}(\omega)]_{ADV} \quad (22)$$

donde la matriz $[S_{xx}]_{ADV}$ es la matriz de DPE del BEE con ADV, $[\hat{H}(\omega)]_{ADV}$ es la matriz correspondiente al BEE definida como:

$$[\hat{H}(\omega)]_{ADV} = [\Phi]_{ADV} [H_j(\omega)]_{ADV} [\Phi]^T_{ADV} \quad (23)$$

donde $[\Phi]_{ADV}$ es la matriz modal del sistema y $[H_j(\omega)]_{ADV}$ es una matriz diagonal conteniendo las funciones de respuesta en frecuencia del BEE con ADV (Rao, 2004).

La Figura 10 corresponde a la DPE de la respuesta del BEE versus la frecuencia. En dicha figura se muestran dos curvas, una en azul que corresponde a la respuesta previamente mostrada en la Figura 7 y otra curva en verde que corresponde a la primera componente de $[S_{xx}]_{ADV}$ que es la respuesta del banco y del absorbedor.

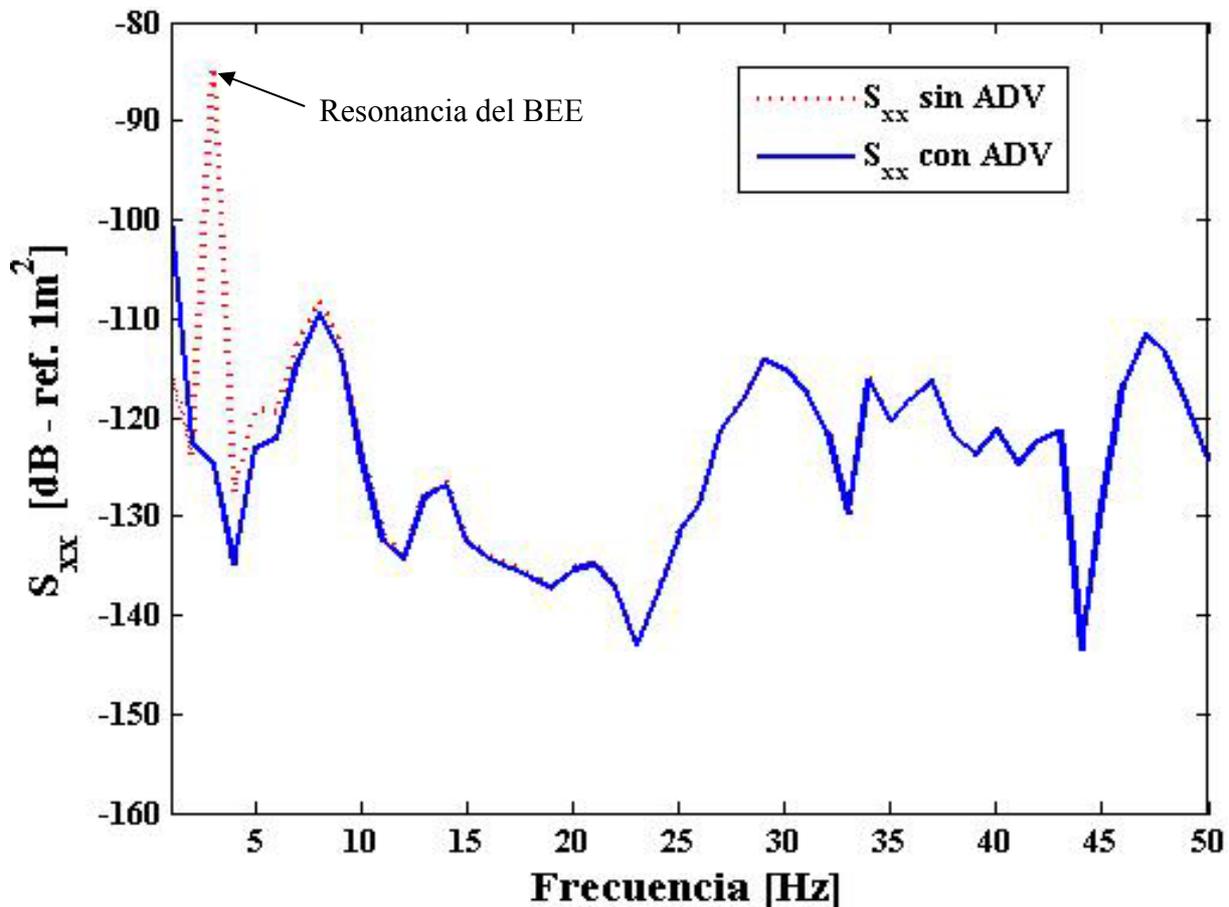


Figura 10: Comparación de la DPE respuesta del BEE con y sin ADV

El efecto del ADV sobre el BEE es reducir el pico de resonancia y ruido de banda. La desviación estándar de la respuesta con el ADV es de 4,6 micrones y la reducción porcentual RMF es del 66%.

5 CONCLUSIONES

En este trabajo se investigó satisfactoriamente mediante simulaciones numéricas el comportamiento de un banco de ensayos estático para predecir su respuesta dinámica cuando se utiliza un propulsor de plasma de funcionamiento estacionario de propulsante sólido, para utilizarlo en un ambiente con perturbaciones mecánicas de fondo.

El modelo simplificado permitió dimensionar el BEE y evaluar el comportamiento dinámico del mismo ante la presencia de RMF. Se utilizó satisfactoriamente una técnica de control pasivo para reducir la influencia del RMF sobre el BEE. Esta técnica de control pasivo se basó en el uso de un ADV.

Los parámetros del ADV se obtuvieron a través de una técnica de optimización para obtener la mejor performance posible del sistema con la finalidad de garantizar su aptitud para ser utilizado en la determinación del empuje de los propulsores de plasma.

Se logró disminuir el efecto del RMF en la frecuencia natural de BEE y en la banda de frecuencias lo que garantizará la calidad en las mediciones experimentales al reducir favorablemente el efecto del RMF.

REFERENCIAS

- Blevins R.D. *Formulas for natural frequency and mode shape*. Krieger Publishing Company. Chap.9, Section 9.5, 1979.
- Brito H.H. and Murgio L.A. μ SAT-1 "VICTOR" in-orbit results. *Proceedings of the 4th International Symposium on Small Satellites Systems and Services*, CNES Centre National d'Etudes Spatiales, 1998.
- Brito H.H., Bortis C.A., Dominguez C.A. and Lifschitz L.A. Electric propulsion activities in Argentina. *IAF-Paper No. 00-S.4.01, 51st. International Astronautical Congress*, Rio de Janeiro, Brasil, 2000a.
- Brito H.H., Garay R., Duelli R., and Maglione S. A compact, low-cost test stand for PPT impulse bit measurement. *36th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint propulsion Conference*, 2000b.
- Brito H.H. Desarrollos concurrentes a la definición de un propulsor de plasma estacionario de propelente sólido. *Programa de investigación (PPI) 2005-2006*. Secretaría de Ciencia y Técnica. Universidad Nacional de Río Cuarto, 2004.
- Brito H.H., Comunicación personal. *Departamento de Vehículos Espaciales del Centro de Investigaciones Aplicadas del Instituto Universitario Aeronáutico*, 2006.
- Den Hartog J.P. *Mechanical Vibrations*. Dover Publications, 1985.
- Dean R.A., Duelli R.M., Lifschitz L.A. and Brito H.H. Revisión sobre bancos de ensayos para la medición de pequeños impulsos. *IV Congreso Anual Sociedad Mexicana de Ingeniería Mecánica*. Ciudad Juárez, Chih. México, 288-297, 1998.
- Doebelin E.O. *Measurement Systems Application and Design*, Fourth Edition, Mc Graw Hill, 1990.
- Haag T.W. and Curran F.M. Arcjet starting reliability: A multistart test on hydrogen/nitrogen mixture. *AIAA-87-1061. 19th AIAA/DGLR/JSASS International Electric Propulsion Conference*, 1987.
- Humar J.L. *Dynamics of Structures*. Prentice Hall, 1990.
- Inman D.J. *Engineering Vibration*. Prentice Hall, 1996.

- Livesley R.K. *Métodos matriciales para el cálculo de estructuras*. Blume, 1975.
- McFall K.A., Spanjers G.G. and Schilling J.H. Pulsed thruster stand measurement evaluations. *34th AIAA/ASME SAE/ASEE Joint Propulsion Conference*, 1988.
- Massa J.C. *Compendio de Cálculo Estructural*. Cooperadora Departamento Estructuras, Universidad Nacional de Córdoba, 2003.
- Meirovitch L. *Elements of vibrations analysis*. Mc Graw Hill, 1975.
- Micci M.M. and Ketsdever A.D. Micropropulsion for small spacecraft. *Progress in Astronautics and Aeronautics* Vol. 187 AIAA, 2000.
- Myers R.M. Electromagnetic propulsion for spacecraft. *AIAA Paper 93-1086*. Aerospace Design Conference, Irvine CA, 1993.
- Paccani G. and Petrucci L. Experimental analysis of a solid propellant MPD thruster with different anode radii. *Proceedings of the 26th International Electric Propulsion Conference*. Kitakyushu, Japón, 1999.
- Rao S.S. *Mechanical vibrations*, Fourth Edition. Pearson Prentice Hall, 2004.
- Rice H.J. Desing of multiple vibration absorber systems using modal data. *Journal of Sound and Vibration*, 160(2):378-385, 1993.
- Sun W., Stephens J.P. and Sweeting M. Micro-mini-satellites for affordable constellations: Rapad-Eye & DMC, *Paper IAA-B3-0603*, 2003.