

# Control de Posición de una Mesa Vibratoria: Aplicación al Seguimiento de Señales Sísmicas<sup>\*</sup>

Gerardo Hirata<sup>\*</sup> Joaquín Alvarez<sup>\*</sup> Ricardo Cuesta<sup>\*</sup>

<sup>\*</sup> Centro de Investigación Científica y de Educación Superior de  
Ensenada, BC, México  
(e-mail: {ghirata,jqalvar,jcuesta}@cicese.edu.mx).

---

**Resumen:** En este artículo se muestra la aplicación, evaluación y comparación de dos algoritmos de control de posición de una mesa vibratoria. Este mecanismo forma parte de una plataforma experimental para el estudio del efecto de señales oscilatorias, especialmente señales sísmicas, sobre estructuras diversas y el control de las mismas. La mesa es accionada mediante un motor lineal, sin escobillas, y presenta una fricción seca elevada. El primer algoritmo es un controlador PD con compensación de fricción y de perturbaciones, el cual requiere un modelado previo del mecanismo y una sintonización adecuada de los parámetros del control. El segundo algoritmo es un controlador discontinuo que reproduce, en lazo cerrado, una dinámica tipo Zeno. Dada la disponibilidad de una medición únicamente de la posición de la mesa, ambos controladores requieren de un observador de velocidad, para el cual se propone un controlador discontinuo. Se muestra que éste presenta un mejor desempeño y robustez frente a incertidumbres, a costa de una señal de control con componentes de alta frecuencia.

*Palabras clave:* Mesa vibratoria, control PD, control discontinuo, dinámica Zeno, motor lineal.

---

## 1. INTRODUCCIÓN

El estudio del efecto de vibraciones en estructuras mecánicas ha tenido una importancia considerable en las últimas décadas. Por ejemplo, se han desarrollado diversas técnicas para proteger una estructura contra los efectos de un sismo. Estas técnicas pueden clasificarse en pasivas, activas, híbridas y semi-activas (Horacio Andrés, 2010). Los métodos pasivos se basan principalmente en elementos que forman parte de la estructura, o que se agregan a ella, con la finalidad de cambiar sus propiedades dinámicas. Los otros métodos utilizan, en general, elementos que requieren de energía para controlar el comportamiento de una estructura (véase Preumont y Seto (2008) y las referencias incluidas ahí).

El control del efecto de perturbaciones sobre estructuras requiere conocer algunas características como frecuencia de resonancia, amplitud máxima de movimiento, respuesta a perturbaciones, etc., con la finalidad de diseñar algoritmos eficientes de control y minimizar el efecto de señales perjudiciales. Para poder realizar pruebas experimentales en estructuras es necesario contar con un equipo que sea capaz de reproducir los efectos de vibraciones que sean de interés para el investigador. Las mesas vibratorias son un equipo fundamental para estos propósitos.

Existen varios tipos de mesas vibratorias. En ingeniería civil se han construido mesas vibratorias a gran escala para soportar estructuras de tamaño real y evaluar su dinámica

y resistencia ante perturbaciones. Por ejemplo, en Ji et al. (2009) se presenta una propuesta de una mesa vibratoria a escala completa a la cual se le monta una sub-estructura metálica de cinco pisos. La mesa reproduce movimientos que corresponden a la respuesta de una estructura de gran altura. Para asegurar una reproducción exacta de estos movimientos se utiliza un control de seguimiento de modelo (“model matching”) y un control  $\mathcal{H}_\infty$ . Algo similar se muestra en Lamarche et al. (2010), donde se reportan los resultados obtenidos con una estructura de dos pisos y una mesa vibratoria a escala real.

Otro tipo de mesas vibratorias son las que se utilizan a escala pequeña, las cuales tienen una amplia gama de aplicaciones. La más común es para realizar pruebas de vibraciones para maquinaria industrial, como los motores rotatorios. En Seki et al. (2009) se presenta un controlador adaptable para mejorar la supresión de perturbaciones producidas en una mesa vibratoria por la rotación de un motor industrial. Para ello se utiliza un actuador hidráulico cuyo fluido es controlado por una servo válvula.

Otra aplicación importante es la reproducción de vibraciones sísmicas en estructuras de escala pequeña. Por ejemplo, en Yang y Junwei (2007) se presentan las características de seguimiento de una mesa vibratoria de este tipo. El actuador es un mecanismo servo hidráulico que, en conjunto con algunos algoritmos de control, mejoran las características de seguimiento de la mesa. Trabajos similares pueden verse en Conte y Trombetti (2000), Phillips et al. (2014) y Zhong Lin y Christenson (2009). Las mesas vibratorias utilizadas en estos trabajos tienen la característica común de utilizar un actuador hidráulico.

---

<sup>\*</sup> Este trabajo fue financiado parcialmente por el Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología de México (CONACYT), dentro del proyecto No. CB2012-180011-Y.

Otro tipo de mesas son las que utilizan motores eléctricos rotatorios, como la mesa unidireccional de Quanser<sup>®</sup> mostrada en Baratta et al. (2012). Esta mesa comercial utiliza un mecanismo tipo gusano o “sin fin” para producir movimientos en la plataforma móvil. En general, es muy adecuada para propósitos educativos experimentales. Dentro de esta familia se encuentra la “XY Shake Table III”, también de Quanser<sup>®</sup>, la cual utiliza motores lineales en las dos direcciones.

La utilidad de los experimentos para estudiar el efecto de vibraciones sobre estructuras depende de la capacidad de la mesa, sobre la cual se monta la estructura, para reproducir fielmente las señales cuyo efecto se pretende investigar. En este sentido, el diseño de algoritmos de control de seguimiento es una etapa importante en esta área de investigación.

En este artículo se presenta la aplicación, evaluación y comparación de dos algoritmos de control de posición de una mesa vibratoria unidireccional, cuyo actuador es un motor lineal de gran potencia y con gran capacidad de carga. En ella se pueden montar no solamente estructuras, sino también otros equipos mecánicos para estudiar su comportamiento ante perturbaciones vibratorias. Para esto, es necesario que la mesa reproduzca fielmente las señales de interés. El primer algoritmo es un controlador Proporcional-Derivativo (PD) con compensación de fricción y de perturbaciones, el cual requiere un modelado previo del mecanismo y una sintonización adecuada de los parámetros del control. El segundo algoritmo es un controlador discontinuo que reproduce, en lazo cerrado, una dinámica tipo Zeno. Dada la disponibilidad de una medición únicamente de la posición de la mesa, ambos controladores requieren de un observador de velocidad, para el cual se propone un controlador discontinuo.

## 2. MODELADO Y CARACTERIZACIÓN DE LA MESA VIBRATORIA

La mesa, fabricada por H2W Technologies, consiste de una plataforma de aluminio grueso montada sobre dos rieles (ver figura 1), entre los cuales se encuentran imanes estacionarios, que forman parte del motor lineal. Esta plataforma se utiliza principalmente para el posicionamiento de cargas pesadas que requieren de alta velocidad y altas aceleraciones. La plataforma de la mesa vibratoria cuenta



Figura 1. Mesa vibratoria H2W Technologies.

con un conjunto de bobinas de núcleo de hierro que son atraídas magnéticamente por los imanes estacionarios que proporcionan una precarga para el sistema de cojinetes. Esta plataforma está montada sobre dos carriles paralelos

de rodamiento lineal, con cuatro guías de baleros que proporcionan una capacidad de carga de cerca de 200 kg.

El modelo matemático de la mesa corresponde al de un sistema mecánico compuesto por una masa  $m$ , a la que se aplica una fuerza  $u$ , con una fricción viscosa con coeficiente  $f_v$ . Por otra parte, en la figura 2 se muestra la respuesta del sistema a una entrada senoidal, donde puede observarse el efecto de un atascamiento, típico de una fricción seca tipo Coulomb, que conviene agregar al modelo.

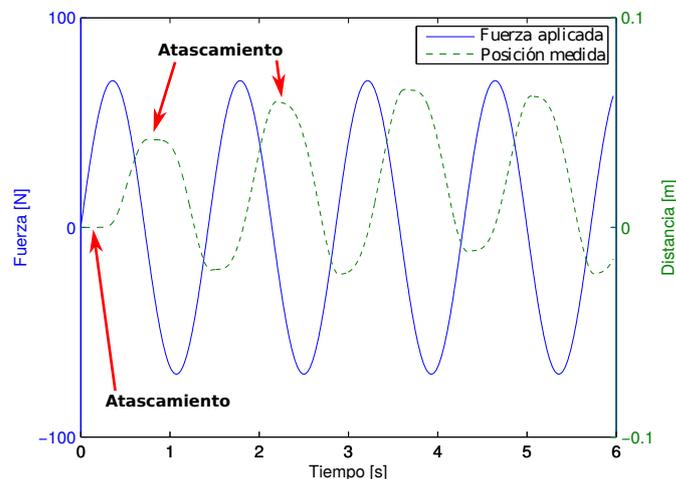


Figura 2. Respuesta en lazo abierto de la mesa a una señal periódica.

El modelo está dado entonces por

$$\ddot{x} + \beta \dot{x} + \alpha \text{sign}(\dot{x}) = \frac{1}{m} u \quad (1)$$

donde  $x$  es la posición de la mesa,  $\dot{x}$  y  $\ddot{x}$  denotan la velocidad y la aceleración, respectivamente,  $\alpha = f_v/m$  y  $\beta = f_c/m$  son los cocientes entre los coeficientes de fricción viscosa,  $f_v$ , y de Coulomb,  $f_c$ , y la masa  $m$ , respectivamente. Una representación adecuada en variables de estado de este modelo es la siguiente,

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= -\beta x_2 - \alpha \text{sign}(x_2) + \frac{1}{m} u \end{aligned} \quad (2)$$

donde  $x_1 = x$  y  $x_2 = \dot{x}$ .

La masa  $m$  tiene un valor de 33 kg, proporcionado por el fabricante. Los parámetros de fricción,  $f_v$  y  $f_c$ , sin embargo, no son conocidos. Para tener un estimado de estos parámetros se siguió el procedimiento descrito en González Elías (2000). Este consiste en obtener los coeficientes de fricción viscosa y de Coulomb a partir de la respuesta de velocidad a una entrada tipo rampa.

Dado que este equipo cuenta solamente con medición de posición, se requiere utilizar un observador para la velocidad. Se propone entonces el observador robusto descrito en Rosas et al. (2006), que tiene la forma

$$\begin{aligned} \dot{\hat{x}}_1 &= \hat{x}_2 + c_1 \text{sign}(x_1 - \hat{x}_1) \\ \dot{\hat{x}}_2 &= -\beta \hat{x}_2 - \alpha \text{sign}(\hat{x}_2) + c_2(x_1 - \hat{x}_1) \\ &\quad + c_3 \text{sign}(x_1 - \hat{x}_1) + \frac{1}{m} u \end{aligned} \quad (3)$$

donde  $c_1$ ,  $c_2$  y  $c_3$  son constantes positivas que, seleccionadas adecuadamente, aseguran la convergencia del estado

observado al estado real. La demostración de esta propiedad puede consultarse en Rosas et al. (2006).

Para identificar los coeficientes de fricción de la mesa, la entrada utilizada fue una entrada tipo rampa,  $u = \mu t$ , donde  $\mu$  es la pendiente en [N-m/s] y  $t$  es el tiempo en segundos. Aplicando esta señal, con  $\mu = 35$ , se obtuvo la gráfica de la figura 3, donde la velocidad fue estimada con el observador (3).

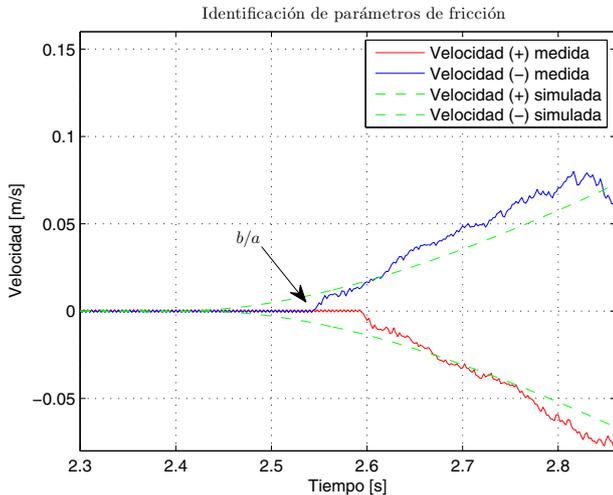


Figura 3. Respuesta experimental y simulada de la mesa vibratoria a una entrada tipo rampa.

De González Elías (2000) se tiene que los parámetros quedan en función de ciertas características que se pueden calcular de la figura 3, esto es,

$$f_v = \frac{\mu}{a} \quad \text{y} \quad f_c = \frac{b}{a}\mu \quad (4)$$

donde  $a$  es la pendiente de la respuesta de la velocidad medida y  $b/a$  es el punto de intersección con la línea que forma la pendiente y el eje del tiempo. Los datos obtenidos experimentalmente son calculados según González Elías (2000), obteniéndose

$$a \approx \frac{x_2(t_2) - x_2(t_1)}{t_2 - t_1} \approx 0,32$$

$$\frac{b}{a} \approx 2,55$$

Los puntos  $(t_1, x_2(t_1))$  y  $(t_2, x_2(t_2))$  se obtuvieron de forma aproximada de la gráfica correspondiente a la velocidad positiva medida (ver gráfica azul de la figura 3). Con estos valores y para  $\mu = 35$ , se obtiene

$$f_v \approx 109,38$$

$$f_c \approx 89,25$$

Estos valores fueron utilizados para simular el sistema (2) con la misma entrada tipo rampa, obteniéndose la gráfica verde con líneas discontinuas de la figura 3, que muestran una aproximación razonable del modelo de fricción propuesto.

### 3. DISEÑO DE UN CONTROLADOR PD

En esta sección se describe el diseño de un controlador PD para seguimiento de posición, considerando los parámetros

estimados anteriormente. El controlador contiene también términos para compensar la fricción y las perturbaciones que afectan al sistema, por lo que tiene la forma

$$u_{pd} = m[-x_f - k_p(x_1 - x_d) - k_v(\dot{x}_2 - \dot{x}_d) + \beta\dot{x}_2 + \alpha \text{sign}(\dot{x}_2)] \quad (5)$$

donde  $k_p$  y  $k_v$  son los parámetros del control proporcional y derivativo, respectivamente, los cuales deben ser positivos. El término  $x_f$  denota una estimación de las perturbaciones externas e incertidumbres paramétricas. En Alvarez et al. (2009) se muestra que el observador (3) puede ofrecer una estimación de dichas perturbaciones e incertidumbres mediante un filtrado adecuado del término discontinuo  $c_3 \text{sign}(x_1 - \hat{x}_1)$ , de la forma

$$x_f \approx \lim_{t \rightarrow \infty} \overline{c_3 \text{sign}(x_1 - \hat{x}_1)}$$

En particular, es posible utilizar un filtro Butterworth, cuya función de transferencia normalizada es la siguiente,

$$\frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{\omega_c^2}{s^2 + 1,4142\omega_c s + \omega_c^2}, \quad (6)$$

donde  $\omega_c$  es la frecuencia de corte. La entrada  $U$  es el término discontinuo mencionado anteriormente, la salida  $Y$  es una aproximación de la perturbación  $x_f$  en estado estacionario. La frecuencia  $\omega_c$  se selecciona para obtener un defasamiento mínimo.

En la sección 5 se mostrará el resultado de la aplicación de este controlador a la mesa vibratoria.

### 4. CONTROLADOR CON DINÁMICA TIPO ZENO

Es conocido que los controladores discontinuos pueden ofrecer una buena robustez frente a perturbaciones e incertidumbres de diversa índole. Entre los algoritmos de este tipo, el controlador descrito en Orlov (2005), dado por

$$u_{zeno} = -\kappa_p \text{sign}(e_1) - \kappa_v \text{sign}(e_2) + m\dot{x}_d \quad (7)$$

donde  $e_1 = x_1 - x_d$  y  $e_2 = x_2 - \dot{x}_d$  representan las variables de la dinámica del error, con  $x_d$  y sus derivadas conocidas, ofrece algunas características interesantes mencionadas enseguida.

De (2) y (7), la dinámica de las variables de error, en lazo cerrado, tiene la forma

$$\dot{e}_1 = e_2$$

$$\dot{e}_2 = -\bar{\kappa}_p \text{sign}(e_1) - \bar{\kappa}_v \text{sign}(e_2) + \gamma(e, t) \quad (8)$$

donde  $\bar{\kappa}_p = \kappa_p/m$ ,  $\bar{\kappa}_v = \kappa_v/m$  y

$$\gamma(e, t) = -\beta(e_2 + \dot{x}_d) - \alpha \text{sign}(e_2 + \dot{x}_d)$$

Cuando la perturbación  $\gamma$  es cero y  $\bar{\kappa}_p > \bar{\kappa}_v > 0$ , este sistema reproduce una dinámica llamada Zeno, cuyo estado converge al origen en tiempo finito (Orlov, 2005). En esta referencia se muestra también que, si la perturbación satisface  $|\gamma(e, t)| < \rho$  y los coeficientes satisfacen  $\bar{\kappa}_p > \bar{\kappa}_v > \rho$  y  $\bar{\kappa}_p - \bar{\kappa}_v > \rho$ , entonces el estado del sistema (8) converge al origen, también en tiempo finito. Un análisis más detallado se puede consultar en Orlov (2005).

### 5. RESULTADOS EXPERIMENTALES

En esta sección se muestran los resultados experimentales obtenidos al aplicar los controladores anteriormente descritos. La señal de referencia para la posición se obtuvo a partir de la señal del sismo de El Centro, California, ocurrido el 18 de Mayo de 1940, que corresponde a una

señal típica de prueba, utilizada extensamente para el estudio del efecto de señales sísmicas. Se utilizaron los datos de aceleración de la componente norte-sur mostrados en la figura 4.

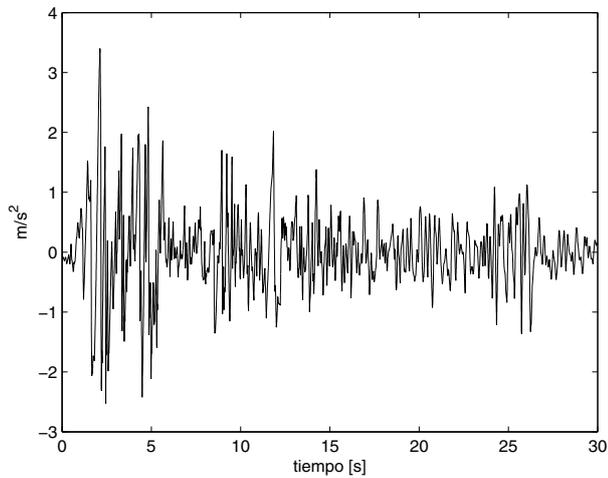


Figura 4. Aceleración del sismo de El Centro, CA, del 18 de mayo de 1940.

Estos datos se procesaron numéricamente para obtener la velocidad y la posición (ver figura 5). En cada caso se realizó una compensación en amplitud para minimizar la deriva. Las variables  $\ddot{x}_d$ ,  $\dot{x}_d$  y  $x_d$ , representan la aceleración, velocidad y posición, respectivamente. Finalmente,

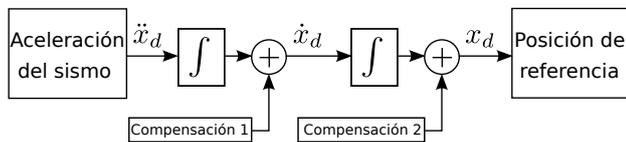


Figura 5. Posición de referencia obtenida a partir de la señal de aceleración del sismo.

la señal obtenida fue escalada de 1:0.3 para que el movimiento de la mesa vibratoria estuviera dentro de sus límites de operación en la posición ( $\pm 15$  cm a partir del centro).

En la figura 6 se muestra la posición de la mesa vibratoria al aplicar el controlador PD (5) (curva azul) y el controlador discontinuo (7) (curva verde), así como la posición de referencia (curva roja), obtenida mediante el procesamiento anterior de la figura 5.

En la figura 7 se muestra una ampliación de los primeros 1.2 segundos de las respuestas mostradas en la figura 6, donde puede apreciarse mejor la diferencia de las respuestas ofrecidas por ambos controladores. Las señales de control y un detalle de las mismas se muestran en las figuras 8 y 9, respectivamente.

### 5.1 Discusión de Resultados

Las figuras 6 y 7 muestran que el error de seguimiento del controlador discontinuo (tipo Zeno) es mucho menor que el del controlador PD, si bien la respuesta de este último puede considerarse aceptable. Por otra parte, las

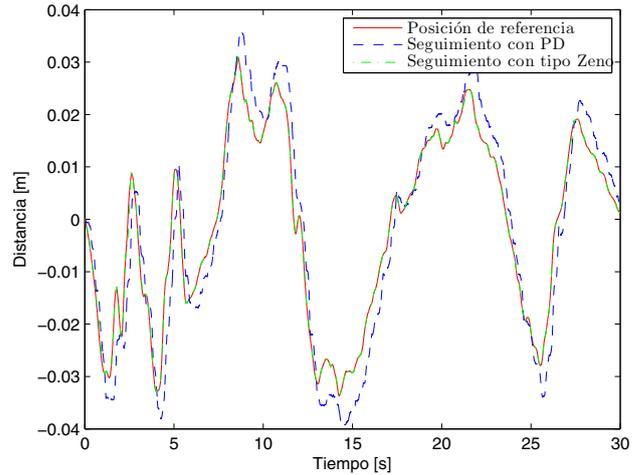


Figura 6. Seguimiento de posición con los controladores descritos en (5) y (7).

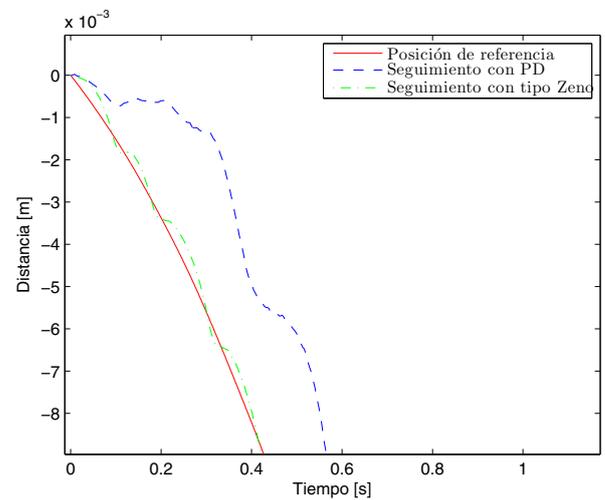


Figura 7. Detalle de la figura 6 .

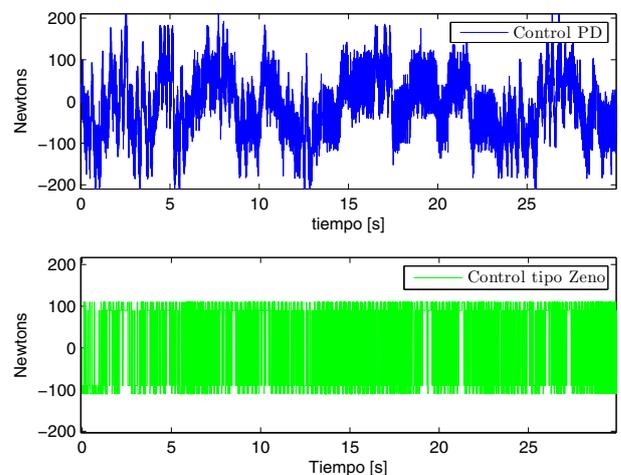


Figura 8. Comparación de las señales de control.

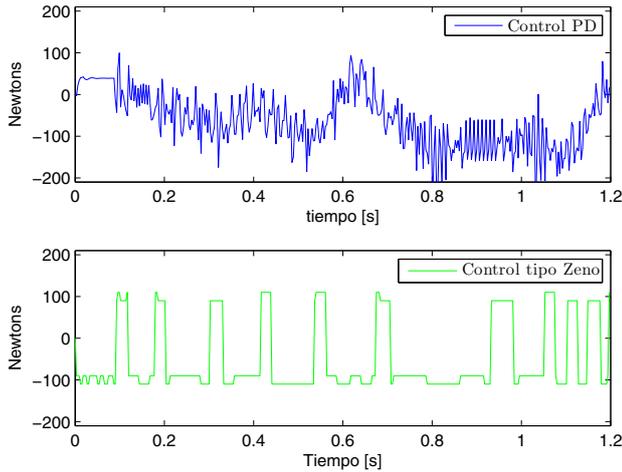


Figura 9. Amplificación en tiempo de la figura 8.

figuras 8 y 9 muestran que el control discontinuo presenta oscilaciones de menor frecuencia que el PD, aunque las del primero son discontinuas y las componentes de alta frecuencia del segundo son de menor amplitud. La amplitud máxima del control discontinuo es, sin embargo, menor que la del controlador PD. En la figura 10 se muestra el espectro frecuencial de ambas señales de control, que proporciona un elemento de comparación complementario de ambas señales. Puede observarse que el espectro de las señales de ambos controladores es similar, aunque el controlador tipo Zeno presenta una ganancia ligeramente mayor a frecuencias mayores a 10 Hz.

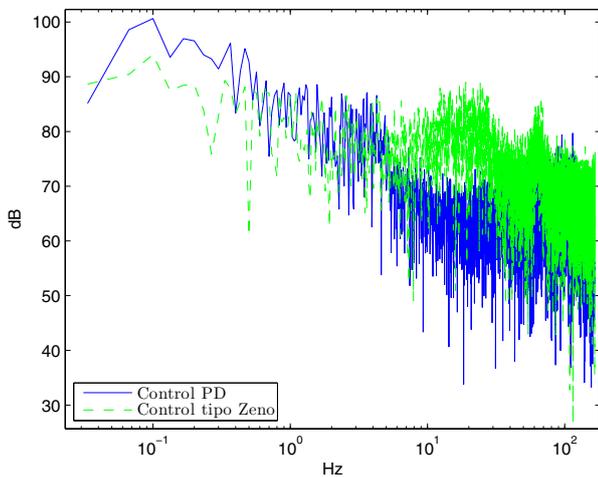


Figura 10. Espectro de frecuencia de las señales de control.

El uso de los términos de compensación de fricción y de perturbaciones ( $x_f$ ) en el controlador PD mejora sensiblemente el desempeño de este algoritmo. En realidad, la ausencia de estos términos disminuye la calidad del controlador, a tal grado que lo hace inaplicable. Esto fue observado en varios experimentos realizados para analizar el desempeño de las técnicas de control propuestas. Sin embargo, la inclusión de los términos de fricción requiere

la estimación de los parámetros  $\alpha$  y  $\beta$ , y la síntesis de la señal de compensación  $x_f$  complica la sintonización del controlador al aumentar el número de parámetros a sintonizar e introduce un observador discontinuo, el cual produce las señales de alta frecuencia mencionadas en el párrafo anterior. La eficiencia de este término depende también de la frecuencia de corte del filtro. Por otro lado, el control tipo Zeno resultó más sencillo de sintonizar; solamente requiere de los parámetros incluidos en (7) y no requiere la identificación de los parámetros de fricción. De esta forma, mientras se cumplan las condiciones sobre los parámetros  $\bar{\kappa}_p$ ,  $\bar{\kappa}_v$  y  $\rho$  mencionadas en la sección 4, el desempeño de este controlador es considerablemente mejor que el controlador PD.

En la tabla 1 se muestra un resumen de los elementos de comparación del desempeño de ambos controladores, discutidos en los párrafos anteriores.

Tabla 1. Comparación de las características de los controladores

Característica	Control PD	Control tipo Zeno
Error promedio	$3,16 \times 10^{-4}$	$2,52 \times 10^{-5}$
Valor máximo de control	301.77N	110.03N
Sintonización de parámetros	difícil	sencilla
Robustez a perturbaciones	baja	alta
Vibraciones de alta frecuencia	si	si
Conocimiento de la dinámica	si	no

Por último, si bien el seguimiento de la posición calculada de una señal sísmica, medida normalmente como una señal de aceleración, muestra un buen desempeño, el espectro de la aceleración de la mesa vibratoria es un elemento importante para evaluar la similitud del movimiento vibratorio del mecanismo con el movimiento sísmico bajo estudio; es decir, para evaluar la eficiencia de la reproducción del sismo real. En la figura 11 se muestra una comparación del espectro de la aceleración medida del sismo con las aceleraciones reproducidas por ambos controladores.

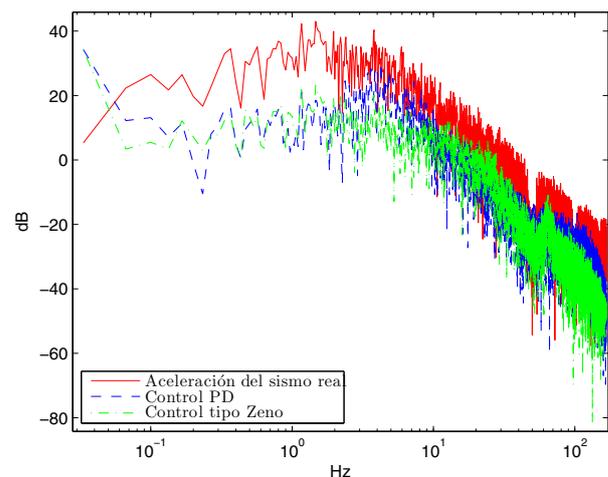


Figura 11. Espectro de frecuencia de la aceleración del sismo y la producida por los controladores PD y tipo Zeno.

En la figura 11 se puede observar que los espectros de las tres señales son similares, módulo una ganancia, en

particular a frecuencias menores a 5 Hz, donde ocurre la mayor concentración de la energía de estas señales.

## 6. CONCLUSIONES

En este artículo se presentó la aplicación, evaluación y comparación de dos algoritmos para controlar la posición de una mesa vibratoria que forma parte de una plataforma experimental para el estudio del efecto de señales oscilatorias sobre estructuras diversas y el control de las mismas. La mesa presenta una fricción seca elevada, disponiéndose de una medición únicamente de la posición. Los algoritmos corresponden a un controlador PD con compensación de fricción y de perturbaciones y un controlador discontinuo que reproduce una dinámica tipo Zeno. Ambos controladores utilizan un observador de velocidad.

Los resultados obtenidos al utilizar como referencia una señal ampliamente usada en estudios sobre vibraciones sísmicas, muestran que el controlador discontinuo presenta un error de seguimiento considerablemente menor que el controlador PD, aunque el espectro frecuencial de la señal del control discontinuo presenta componentes de alta frecuencia de mayor amplitud. Por otra parte, la salida (posición) del sistema en lazo cerrado (control discontinuo) reproduce un espectro frecuencial similar.

Otros experimentos realizados con esta plataforma, no incluidos en este artículo, mostraron que el controlador tipo Zeno presenta un desempeño similar al mostrado aquí y considerablemente mejor que el controlador PD, para otro tipo de señales de referencia, como señales periódicas, “chirp”, etc., que pueden ser utilizadas para pruebas diversas.

## REFERENCIAS

- Alvarez, J., Rosas, D., y Peña, J. (2009). Analog implementation of a robust control strategy for mechanical systems. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 56(9), 3377–3385.
- Baratta, A., Corbi, I., Corbi, O., Carneiro, R., y Bairrão, R. (2012). Open Access Shaking Table Experimental Researches Aimed at the Protection of Structures Subject to Dynamic Loading. *The Open Construction and Building Technology Journal*, 6, 355–360.
- Conte, J. y Trombetti, T. (2000). Linear dynamic modeling of a uni-axial servo-hydraulic shaking table system. *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, 29, 1375–1404.
- González Elías, M.E. (2000). *Modelos de fricción con aplicación al control de mecanismos*. Master’s thesis, CICESE.
- Horacio Andrés, C.E. (2010). *Control robusto activo para la minimización de vibraciones en una estructura flexible de tres pisos bajo excitaciones sísmicas*. Master’s thesis, Universidad del Valle, Colombia.
- Ji, X., Kajiwara, K., Nagae, T., Enokida, R., y Nakashima, M. (2009). A substructure shaking table test for reproduction of earthquake responses of high-rise buildings. *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, 38, 1381–1399.
- Lamarche, C., Tremblay, R., Léger, P., Leclerc, M., y Bursi, O. (2010). Comparison between real-time dynamic substructuring and shake table testing techniques for nonlinear seismic applications. *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, 39, 1299–1320.
- Orlov, Y. (2005). Finite Time Stability and Robust Control Synthesis of Uncertain Switched systems. *SIAM J. Control Optim.*, 43(4), 1253–1271.
- Phillips, B.M., Wierschem, N.E., y Spencer Jr., B. (2014). Model-based multi-metric control of uniaxial shake tables. *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, 43, 681–699.
- Preumont, A. y Seto, K. (2008). *Active Control of Structures*. John Wiley.
- Rosas, D., Alvarez, J., y Fridman, L. (2006). Robust observation and identification of n DOF lagrangian systems. *Int. J. Robust Nonlin.*, Vol. (17), 842–861.
- Seki, K., Iwasaki, M., Kawafuku, M., Hirai, H., y Yasuda, K. (2009). Adaptive Compensation for Reaction Force With Frequency Variation in Shaking Table Systems. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 56(10), 3864–3871.
- Yang, X. y Junwei, H. (2007). Three State Controller Design of Shaking Table in Active Structural Control System. In *IEEE International Conference on Control and Automation Guangzhou, China*, 88–93.
- Zhong Lin, Y. y Christenson, R.E. (2009). Comparison of Real-Time Hybrid Testing with Shake Table Tests for an MR Damper Controlled Structure. In *American Control Conference, Hyatt Regency Riverfront, St Louis, MO, USA*, 5228–5233.