



ESTRATEGIA RESONANTE INTEGRAL PARA CONTROL ACTIVO DE VIBRACIONES EN UNA ESTRUCTURA TIPO VIGA

FRANCISCO ERNESTO MORENO GARCÍA¹
JOHN JAIRO RAMÍREZ MATHEUS²
JOSÉ ALEJANDRO CÁRDENAS LINDARTE³

¹Universidad Francisco de Paula Santander.
Grupo de Investigación y desarrollo en microelectrónica aplicada (GIDMA)
femgarcia@ufps.edu.co

²Universidad Francisco de Paula Santander
Grupo de Investigación y desarrollo en microelectrónica aplicada (GIDMA)
jhonjairorm@ufps.edu.co

³Universidad Francisco de Paula Santander
josealejandrocl@ufps.edu.co

RESUMEN

En éste trabajo se desarrolla un sistema de control activo de vibraciones para una estructura tipo viga en voladizo. El controlador que se desarrolló es un sistema de control resonante integral, implementado mediante circuitos electrónicos analógicos basado en amplificadores operacionales y utiliza actuadores piezoeléctricos QP21b. Se describe el proceso de sintonización del controlador y finalmente e incluye los resultados experimentales obtenidos, donde se evidencia una optimización en el tiempo de asentamiento de la viga que pasa de tener una respuesta libre extendida a más de 40 segundos a tener una respuesta controlada inferior a los 10 segundos

Palabras clave: control activo de vibraciones, CRI, actuador piezoeléctrico, PZT, viga.

1. INTRODUCCIÓN

En general es posible afirmar que todo sistema mecánico no ideal en cumplimiento éste trabajo se trata el tema del control activo de vibraciones específicamente para estructuras flexibles tipo viga, mediante una estrategia de control clásica ligeramente reformada llamada control resonante integral; la principal característica de éste tipo de controladores es su gran capacidad para estabilizar sistemas muy poco amortiguados sin exigir un gran esfuerzo al conjunto de actuadores.

de sus funciones presenta vibraciones indeseadas que deben ser atenuadas en la medida en que afectan la estabilidad y el correcto funcionamiento de la planta. En la última década se ha comenzado a desarrollar una estrategia de control activo para sistemas poco amortiguados llamado control resonante integral (CRI), propuesto por [3].

Autores como [4] propone alternativas para el control de una viga en voladizo, sin embargo se discute acerca de la controlabilidad que se consigue sobre la influencia de múltiples modos de vibración de bajo orden.



Este trabajo estudia una estrategia de control activo clásico poco abordada llamada control resonante integral (CRI). Dicho controlador es en esencia un controlador integral con pérdidas. Cuya simplicidad en control proporciona una relación muy beneficiosa en comparación con sistemas de control moderno. Una presentación a nivel conceptual, diseño electrónico y sintonización de dicho controlador se expone a continuación. El cual es sustentado la veracidad de dicha estrategia a través de resultados experimentales.

2. MARCO CONCEPTUAL

2.1 Concepto de vibraciones

Una variación en el tiempo de un sistema con respecto a un punto de equilibrio estable se define como movimiento vibratorio. La característica más relevante de éste tipo de movimiento es su reminiscencia con el movimiento armónico simple dado a su naturaleza también periódica; esto permite que se llegue a una primera aproximación relativamente sencilla de las vibraciones mediante un análisis del movimiento armónico simple (M.A.S) [1].

Es importante aclarar que los términos oscilación y vibración aunque parecen indicar lo mismo no hacen referencia estrictamente al mismo fenómeno físico. Por un lado, las oscilaciones hacen referencia a un fenómeno de movimiento periódico con respecto a un punto de equilibrio estable que implica un proceso de cambio entre energía cinemática y energía potencial gravitatoria, mientras que las vibraciones se refieren de manera similar al cambio de energía cinética y la energía potencial elástica [2].

Las vibraciones pueden deberse a excitaciones externas del entorno en el que se encuentra trabajando el sistema, o debido a su funcionamiento.

En cualquiera de los dos casos son un fenómeno indeseable que puede poner en riesgo la integridad de la planta, y en algunos casos la de personas que tengan relación directa con ella. Cuando el sistema vibra producto de factores externos que no están relacionados de ninguna manera con la dinámica de éste se dice que las vibraciones son forzadas.

Si el fenómeno externo produce una fuerza a una frecuencia que corresponda con una frecuencia natural de la estructura se presenta resonancia, lo cual genera oscilaciones de gran amplitud que pueden llegar a ser peligrosas. Si las vibraciones se producen como producto de la acción de fuerzas que pertenecen al mismo sistema, se denominan vibraciones libres. Las vibraciones libres de un sistema se pueden presentar en varias frecuencias específicas que corresponden a los modos de vibración de la planta.

2.2 Control de vibraciones

En la práctica, las vibraciones indeseadas de un sistema mecánico pueden reducirse o controlarse mediante técnicas pasivas o activas de control o implementando estrategias que incluyan estos dos tipos de estrategias.

Se habla de controladores pasivos cuando se introducen a la planta elementos mecánicos que disipen la energía que genera las oscilaciones. Entonces, una estrategia de control pasivo consiste en añadir pérdidas de manera controlada al sistema para reducir los tiempos de estabilización [3]. A pesar de ser tan sencilla su sintonización e implementación, es necesario complementarlo con estrategias de control activo.

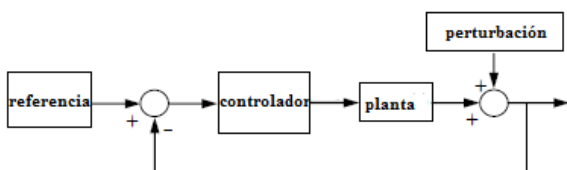
Un controlador activo de vibraciones mide mediante elementos sensores el estado de la variable a controlar y, de acuerdo con un algoritmo de control establecido ejecuta un cálculo y envía una señal de control a



elementos actuadores que se encargan de oponerse a las vibraciones indeseadas. Pueden ser controladores analógicos o discretos y, utilizados junto con sistemas de control pasivos dan origen a los controladores semiactivos que tienen las ventajas de los dos tipos de estrategias de control.

Un esquema de control activo se muestra en la figura 1. El controlador está sintonizado para seguir una señal de referencia cerca de la cual se desea mantener la variable de salida y envía a los actuadores situados en la planta una señal de control para este propósito.

Figura 1. Diagrama esquema de control activo.



Fuente: Autores

3. BANCO DE EXPERIMENTOS

El estudio se realizó sobre una barra flexible tipo viga en voladizo mostrada en la figura 2. La estructura consta de una base sobre la cual se monta la viga, adaptada con un acelerómetro MMA7361 en su extremo libre para medir la aceleración del movimiento de la viga y un actuador piezoeléctrico QP21B en el extremo fijo para controlar el primer modo de vibración.

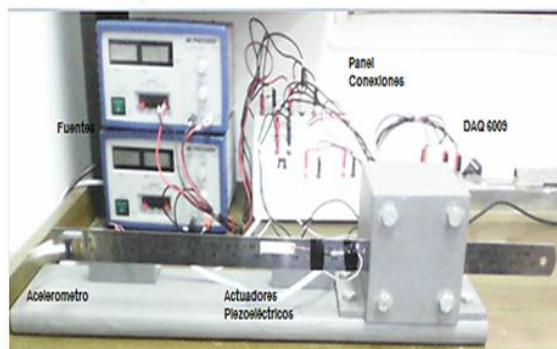
El sistema de adquisición se desarrolló mediante un microcontrolador PIC18f4550 de Microchip, estableciendo una comunicación USB tipo *bulk* y realizando un enlace con MATLAB para analizar la respuesta de la viga.

Como etapa de potencia para el manejo del actuador piezoeléctrico se utilizó un driver

de referencia PDU100b, el cual con una alimentación DC de entre 3V y 5V puede amplificar una señal por un factor de 27.5 y hasta 100V pico.

La instrumentación para el acondicionamiento de las señales del sensor y el controlador se implementaron en un sistema electrónico analógico basado en amplificadores operacionales y elementos pasivos discretos.

Figura 2. Banco experimental.



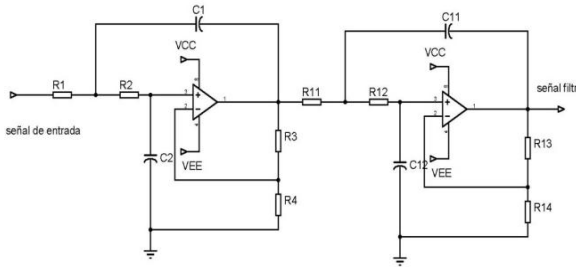
Fuente: Autores

La figura 3 muestra un esquema del circuito de filtro que fue utilizado; éste corresponde a un filtro pasabajas de topología Sallen-Key de cuarto orden. Una discusión acerca de los criterios de la elección de los valores de los componentes del filtro puede verse en [10].

Las figuras 4 y 5 muestran el comportamiento de la señal de aceleración sin la implementación del filtro y luego de la implementación de éste, respectivamente. Además del filtrado, se desarrollaron también etapas de acople de impedancias (etapa seguidora), amplificación y eliminación de niveles DC según las necesidades específicas de diseño.

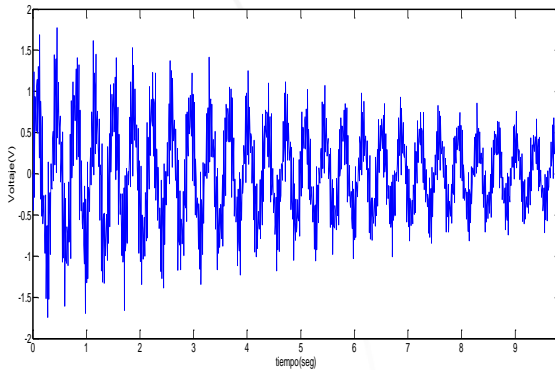


Figura 3. Filtro pasabajas Sallen-Key de 4 orden.



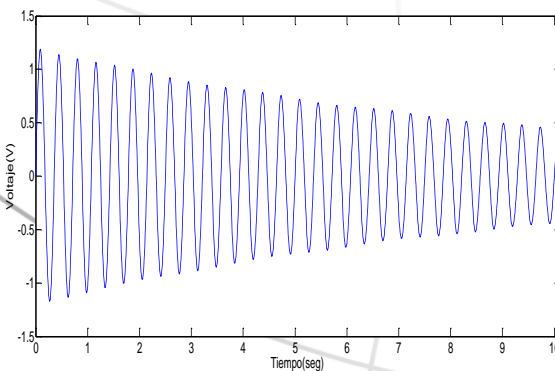
Fuente: Autores

Figura 4. Señal de aceleración sin filtrar.



Fuente: Autores

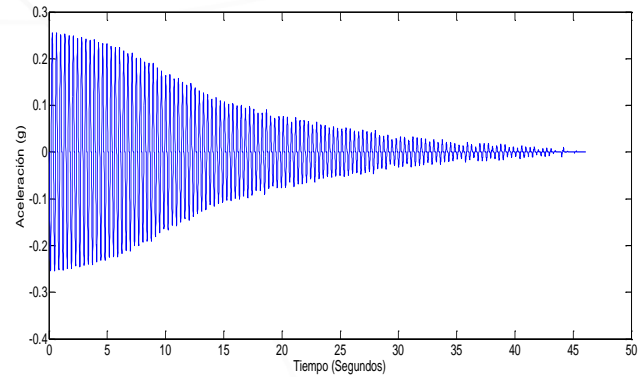
Figura 5. Señal de aceleración filtrada.



Fuente: Autores

Finalmente, un ensayo de la respuesta libre de la viga se muestra en la figura 6. El espectro de frecuencia de este ensayo permite determinar experimentalmente la frecuencia natural del primer modo de vibración de la viga como 2.76 Hz.

Figura 6. Respuesta libre de la viga.



Fuente: Autores

4. CONTROLADOR ACTIVO DE VIBRACIONES

4.1 Estrategia resonante integral

Una estructura flexible tipo viga presenta múltiples modos de vibración que se modelan como diferentes frecuencias de resonancia. Así, la función de transferencia de una estructura tipo viga corresponde con la sumatoria de las funciones que modelan cada una de los modos de vibración, como se muestra en la Eq. (1):

$$G_s = \sum_{i=1}^N \frac{\alpha}{s^2 + 2\zeta_i \omega_i s + \omega_i^2} \text{Eq. (1)}$$

Donde cada término de la sumatoria corresponde al modelo de la dinámica para cada uno de los modos de vibración de la viga. De acuerdo con esto, se tiene entonces que la función de transferencia de una estructura tipo viga considerando sólo el primer modo de vibración es de la forma:

$$G_s = \frac{K}{s^2 + 2\zeta_1 \omega_1 s + \omega_1^2} + D \text{Eq. (2)}$$



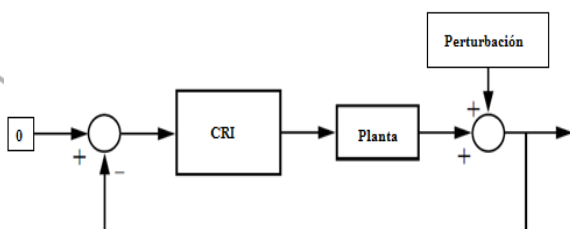
Donde D corresponde a un término adicional que modela los efectos a baja frecuencia de los elementos de la sumatoria que fueron truncados para modelar sólo el primer modo de vibración. Así, para el primer modo de vibración, la función de transferencia de la estructura experimental se presenta en la Eq.(3):

$$H = \frac{s^2 + 0.2054s + 234.1}{s^2 + 0.2234s + 306.6} \text{Eq. (3)}$$

El control resonante integral (CRI) se ha desarrollado como una estrategia de control activo idónea para sistemas demasiado flexibles. El principal inconveniente que presenta esta estrategia de control es su alta sensibilidad a niveles constantes en la señal de control (niveles DC o *offset*), dado a la naturaleza del integrador ideal de la trayectoria de retroalimentación negativa. Para solucionar éste inconveniente, una alternativa que se propone es la reorganización en el diagrama de bloques de la figura 7, obteniendo como resultado la siguiente función para el controlador (CRI) representada por la Eq.(4):

$$C = \frac{K_c}{s + K_c D_f} \text{Eq. (4)}$$

Figura 7. Esquema de control equivalente al CRI propuesto en [4]



Fuente: Autores

De esta manera, la sintonización del controlador se lleva a cabo mediante el ajuste de los parámetros D_f y K_c .

4.2 Sintonización del controlador

La sintonización del CRI requiere únicamente del ajuste de los parámetros D_f y K_c . Para esto se propone una metodología en que consta de dos pasos:

Ajustar el parámetro D_f de acuerdo con la condición: $D_f < -H_0$

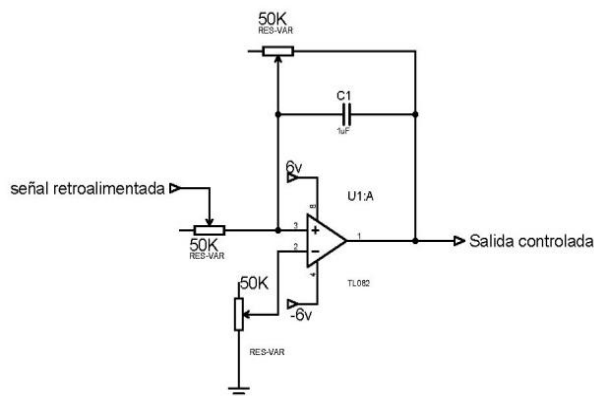
De manera que la estructura polo cero del sistema controlado se invierta con el término D_f . Cuanto D_f disminuya más su valor, el cero que está ubicado entre el origen y el primer par de polos se acerca más a éste par de polos. Se eligió D_f de forma que no ubique el cero tan cerca de estos polos pues esto afectaría notablemente la acción de control integral. De tal forma que se obtuvieron los siguientes parámetros: $D_f = -0.8$ y $K_c = -14.8$

Lo cual da como resultado la siguiente función para el controlador CRI con pérdidas se presente en la Eq.(5):

$$C = -\frac{14.8}{s + 11.84} \text{Eq. (5)}$$

El cual fue implementado mediante el circuito analógico mostrado en la figura 8.

Figura 8. Esquema eléctrico del circuito controlador CRI



Fuente: Autores



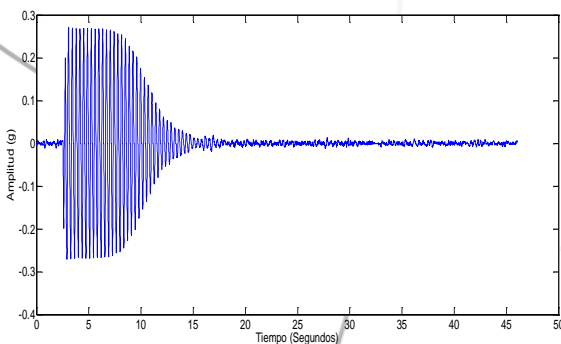
El desarrollo de este tipo de controlador partió de la selección de resistencias variables de precisión en lugar de resistores discretos comerciales para conseguir el mayor grado de precisión posible y realizar pruebas de sintonización variando los parámetros K_c y D_f con respecto a los previamente calculados.

5. RESULTADOS EXPERIMENTALES

De la figura 6 donde se presenta la respuesta de la viga en malla abierta se puede observar que el tiempo de estabilización es superior a los 40 segundos. Al desarrollar y aplicar el controlador CRI se obtuvo la respuesta mostrada en la figura 9. Aquí puede verse que el tiempo de estabilización se redujo a 10 segundos aproximadamente.

El primer ensayo experimental se inició a partir de la generación de una señal senoidal para excitar a los actuadores a una frecuencia de 2.76 Hz con el controlador desconectado. Una vez en estado inestable (oscilatorio) el sistema físico (Viga) se activó el controlador desarrollado.

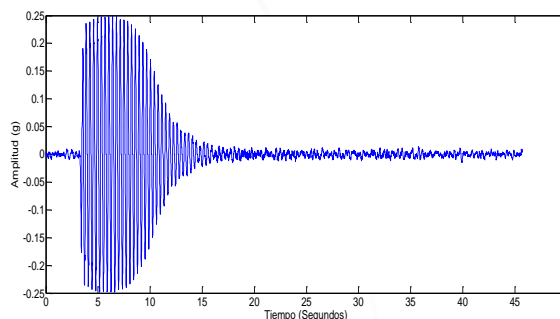
Figura 9. Respuesta del sistema controlado del primer ensayo experimental.



Fuente: Autores

Es importante aclarar que para esta estructura de control, su sintonización descrita anteriormente debió considerarse además de la información brindada por el diagrama LGR, la señal de control máxima que soporta el actuador sin llegar a saturarse. Así, realizando pruebas con una perturbación mayor a la máxima que puede soportar el sistema de control implementado se observó que la respuesta de la planta durante los primeros momentos de oscilación parece no tener incidencia del sistema de control. Esto se evidencia en la figura 10.

Figura 10. Respuesta del sistema controlado a una perturbación mayor para el segundo ensayo experimental.



Fuente: Autores

6. CONCLUSIONES

Al realizarse modelamiento de la planta siguiendo métodos experimentales es muy importante validar el modelo obtenido realizando múltiples pruebas al sistema libre y controlado hasta encontrar el modelo que mejor se adapte. Es de gran importancia el truncamiento dinámico de los modos para altas frecuencias debido a su incidencia en el modelado.

Los actuadores piezoeléctricos tipo PZT (*Zirconato Titanato de Plomo*, por sus siglas en inglés) tienen una pobre respuesta a señales de control DC, por lo que fue de vital importancia la eliminación total de la señal de control con niveles de *offset* que se presentaron. En este caso, al ser un



controlador tipo analógico desarrollado, el nivel de DC fue influenciado por los mismos amplificadores operacionales y el circuito de instrumentación.

La ubicación del actuador o actuadores a la estructura no debe contener elementos de adhesión que puedan añadir un alto grado de amortiguamiento entre el actuador la viga, ya que esto limita la capacidad de control de los actuadores sobre la estructura.

Se consiguió una reducción mayor al 70% en el tiempo de estabilización pasando de una respuesta libre que se extendía por más de 40 segundos a una respuesta del sistema controlado con una duración de aproximadamente 10 segundos, ante una perturbación limitada según rango de operación del actuador.

REFERENCIAS

- [1] LAFITA, F.; MATA, H. *Introducción a la teoría de vibraciones mecánicas*. Ed labor. 1968. 160p.
- [2] PALLARES M. MYRIAM R.; RODRÍGUEZ C. WILSON. *Modeling of forced vibration phenomenon by making an electrical analogy with ANSYS finite element software*. Revista **Ingeniería e Investigación**, [S.l.], v. 29, n. 1, p. 5-12, 2010. ISSN 2248-8723
- [3] PEREIRA, E. *Mejora del Control de Vibraciones en Estructuras Flexibles Tipo Viga mediante la utilización de propiedades mecánicas*. Tesis Doctoral. Universidad de castilla-la mancha. España, 2009.
- [4] APHALE, S., FLEMING, A., MOHEIMANI, R. *Integral resonant control of collocated smart structures*. 2007 *Smart Mater. Struct. Journal*, Vol. 16, n 2, pp439.
- [5] MORENO G. F. E.; BECERRA V. J. A.; CARDENAS C. E. M. *Implementación de una estrategia fuzzy adaptativa para el control activo de vigas vibratorias*. Revista Facultad de Ingeniería. 2014, vol.23, n.36, pp. 56-64. ISSN 0121-1129.
- [6] FEI, J. *Active Vibration Control of Flexible Steel Cantilever Beam Using Piezoelectric Actuators*. *System Theory, 2005. SSST '05. Proceedings of the Thirty-Seventh Southeastern Symposium on*, pp 35-39.
- [7] MOHEIMANI S.; FLEMING, A. *Piezoelectric transducers for vibration control and damping*. Ed Springer Verlag, 2006. 91p.
- [8] MOHEIMANI S.; RYALL, T. *Considerations on placement of piezoceramic actuators that are used in structural vibration control*. *Proceedings of the 38th IEEE Conference*. 1999. Vol 2, pp 1118-1123 ISSN :0191-2216.
- [9] MOHEIMANI, S. O. R; FLEMING, A. J. *Piezoelectric transducers for vibration control and damping*. 2006. 256p. Ed. Springer Verlag, London Limited. ISBN: 978-1-84628-331-4
- [10] HAMBLEY, A. *Electrónica*. Ed. Pearson Education, Madrid 2001. ISBN: 84-205-2999-0