

Computer-based system for the design of dynamic vibration absorbers

Rafael Fernández*, Nohelis Rincón y David Bukowitz

*Laboratorio de Dinámica de Máquinas, Facultad de Ingeniería, Universidad del Zulia, Apartado postal 526. Maracaibo 4001-A, Venezuela. E-mail: rafaeldariof@latinmail.com

Abstract

A dynamic vibration absorber (DVA) is a second-order system, which is designed to attenuate the amplitude of vibrations in mechanical systems. It is designed as a secondary mass-spring system connected to the main system, tuning its natural frequency such that it coincides with the excitation frequency. This originates a force that opposes the excitation at all times. A computerized expert system capable to acquire and process data to calculate the DVA design parameters was developed. The resulting computer-based system was named DADVIB and it was executed in the Visual Basic programming environment and directed towards design the DVA for laboratory equipment. The signal of a velocity transducer is transmitted to a data acquisition card connected to a laptop; the frequency spectrum of the studied system was obtained by processing the data using the fast fourier transform algorithm. The parameters obtained with the software, effectively reduces the amplitude of vibrations up to 80% in rotating machinery tested in laboratory. DADVIB was developed looking forward to be used in the industry as a part of the rotating machineries maintenance programs.

Key words: Vibration absorbers, maintenance preventive, computer-based system.

Sistema computarizado para el diseño de amortiguadores dinámicos de vibración

Resumen

Un Amortiguador Dinámico de Vibración (ADV) es un sistema de segundo orden diseñado para atenuar amplitudes de vibraciones en sistemas mecánicos. Se diseña un sistema secundario masa-resorte conectado al sistema principal, seleccionando su frecuencia natural de forma que coincida con la frecuencia de excitación, lo cual origina una fuerza que se opone a la excitación en todo momento. Se implementó un sistema experto computarizado capaz de realizar la recolección y el procesamiento de datos para calcular los parámetros de diseño del ADV. A este sistema computarizado se le dio el nombre de DADVIB y fue elaborado en el ambiente de programación Visual Basic y orientado para diseñar el ADV en equipos de laboratorio. Un sensor sísmico transmite la señal a una tarjeta de adquisición de datos conectada a un computador portátil; los datos son procesados utilizando el algoritmo de la transformada rápida de fourier para obtener el espectro de frecuencias del sistema estudiado. Los parámetros arrojados por DADVIB lograron disminuir hasta en un 80% las amplitudes de vibraciones en máquinas rotativas probadas en el laboratorio. Este sistema fue elaborado con miras a ser utilizado en la industria como parte de los programas de mantenimiento en máquinas rotativas.

Palabras clave: Amortiguador dinámico de vibración, mantenimiento preventivo, sistemas computarizados.

Introducción

Hoy en día, en nuestro país, los sistemas para el diagnóstico de fallas en máquinas rotativas, son sistemas desarrollados en el exterior que requieren para su implementación y funcionamiento, asesoramiento técnico foráneo, o son sistemas híbridos conformados por analizadores de espectros comerciales para la recolección de datos en sitio y sistemas para el procesamiento y análisis, mediante el uso de un programa computacional diseñado fuera del país. Esto hace que las mediciones sean costosas y complicadas, además no existe la posibilidad de que el programa diseñe la solución al problema presente y dichos programas no pueden ser modificados. Adicionalmente, se origina una dependencia que solo favorece al proveedor, teniendo que pagar el consumidor, cada vez más, por el suministro de dichos sistemas.

La situación antes planteada parece indicar que lo más conveniente para los investigadores, la industria y el país es desarrollar sistemas de programas que logren el proceso completo, desde la recolección de datos hasta la solución del problema, con lo cual se podría realizar las labores de mantenimiento con bajos costos para las empresas venezolanas. En función de este planteamiento se hace necesario producir un sistema computarizado, capaz de implementar la adquisición de datos muestreando las señales de vibración de las máquinas rotativas en forma eficaz, para luego hacer uso de estos datos y dar solución al problema mediante el diseño de un ADV; en este sentido se orienta esta investigación.

Los sistemas expertos para el diagnóstico de fallas en máquinas rotativas son herramientas altamente eficientes y de gran ayuda para la labor de mantenimiento; en DADVIB se logra integrar las bondades de un sistema experto y el diseño de amortiguadores dinámicos de vibraciones. “Los ADVs con frecuencia son usados para controlar los problemas de vibraciones en máquinas rotativas, además son altamente eficaces para tratar problemas de frecuencias resonantes” [1].

Un ADV consiste en una combinación de masa-resorte agregada al dispositivo primario para protegerlo de la vibración excesiva. Los ADVs se usan en máquinas que operan a veloci-

dad constante, como bombas, turbinas, motores eléctricos y máquinas rotativas en general [2], permitiendo reducir, en un alto porcentaje, la amplitud de sus vibraciones. En este trabajo, se logra integrar en un sistema computarizado la recolección, procesamiento de datos y el diseño del ADV, para solucionar problemas de vibraciones en máquinas rotativas evitando colapsos o paros innecesarios de las máquinas o equipos.

Fundamentación Teórica

Uno de los métodos para proteger un dispositivo de un estado de perturbación armónica a una frecuencia constante es la utilización de un ADV. Al contrario del aislador, un ADV consiste en una segunda combinación de masa-resorte agregada al dispositivo primario para protegerlo de la vibración excesiva [3]. El mayor efecto de agregar un segundo sistema masa-resorte es cambiar un sistema de un solo grado de libertad a un sistema de dos grados de libertad. El nuevo sistema tiene dos frecuencias naturales. El sistema de masa-resorte agregado es el Amortiguador Dinámico de Vibración. Los valores de la masa y la rigidez del ADV son seleccionados de manera tal que el movimiento de la masa original sea mínimo, esto es acompañado por un movimiento sustancial del sistema agregado llamado ADV [4]. El ADV es un dispositivo físico que se agrega a la máquina para disminuir las amplitudes excesivas de vibraciones, con la ventaja de que es colocado en la carcasa de la máquina, por lo cual puede ser instalado sin sacar a la máquina de servicio [5].

La aplicación de los amortiguadores dinámicos de vibraciones es una técnica frecuentemente usada para controlar problemas de vibraciones en máquinas rotativas. Los ADVs son muy eficientes para tratar problemas de frecuencias resonantes; sin embargo, estos no deben ser usados para enmascarar los efectos de las máquinas defectuosas [2]. La Figura 1 ilustra un ADV simple unido a un sistema masa-resorte. Las ecuaciones de movimiento son:

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{x}_a \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k + k_a & -k_a \\ -k_a & k_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ x_a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_0 \sin w_d t \\ 0 \end{bmatrix} \quad (1)$$

donde x es el desplazamiento de la mesa modelado como si tuviera una masa m y rigidez k , x_a es el

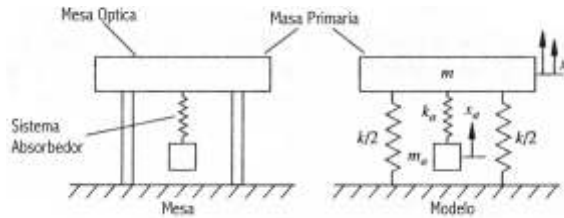


Figura 1. Mesa óptica protegida por un ADV.

desplazamiento de la masa del ADV (de masa m_a y rigidez k_a), y la fuerza armónica F_0 sen $w_{dr}t$ es la perturbación aplicada a la masa de la mesa. Lo deseado es diseñar el ADV (es decir, seleccionar m_a y k_a) tal que el desplazamiento del sistema primario sea lo más pequeño posible en estado estacionario [4].

Se desea obtener una solución en términos de los parámetros (m , k , m_a y k_a) que puede ser resuelta entonces como parte de un proceso de diseño. Con este fin, hagamos que las soluciones de $x(t)$ y $x_a(t)$ sean de la forma:

$$x(t) = x \text{ sen } w_{dr}t \quad \text{y} \quad x_a(t) = x_a \text{ sen } w_{dr}t. \quad (2)$$

Al hacer la substitución en la ecuación (1) resulta:

$$\begin{bmatrix} k + k_a - mw_{dr}^2 & -k_a \\ -k_a & k_a - m_a w_{dr}^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ x_a \end{bmatrix} \text{ sen } w_{dr}t = \begin{bmatrix} F_0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ sen } w_{dr}t, \quad (3)$$

que es una ecuación en el vector $[X \ X_a]^T$. Dividiendo por $\text{sen } w_{dr}t$, tomando el inverso del coeficiente de la matriz de $[X \ X_a]^T$, y multiplicando por los campos de la izquierda:

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} x \\ x_a \end{bmatrix} &= \frac{1}{(k + k_a - mw_{dr}^2)(k_a - m_a w_{dr}^2) - k_a^2} \cdot \\ &\quad \begin{bmatrix} k + k_a - mw_{dr}^2 & -k_a \\ -k_a & k_a - m_a w_{dr}^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_0 \\ 0 \end{bmatrix} \\ &= \frac{1}{(k + k_a - mw_{dr}^2)(k_a - m_a w_{dr}^2) - k_a^2} \cdot \\ &\quad \begin{bmatrix} (k_a - m_a w_{dr}^2)F_0 \\ K_a F_0 \end{bmatrix}. \end{aligned} \quad (4)$$

Los elementos de la igualdad dados por la ecuación (4) dan como resultado que la magnitud de vibración en estado estacionario del sistema primario sea:

$$X = \frac{(k_a - m_a w_{dr}^2)F_0}{(k + k_a m w_{dr}^2)(k_a - m_a w_{dr}^2) - k_a^2}, \quad (5)$$

mientras la magnitud de vibración de la masa del ADV resulta:

$$X_a = \frac{K_a F_0}{(k + k_a m w_{dr}^2)(k_a - m_a w_{dr}^2) - k_a^2}. \quad (6)$$

Note de la ecuación (5) que pueden escogerse los parámetros del ADV k_a y m_a de manera tal que la magnitud de vibración del estado estacionario, X , sea exactamente cero. Esto es igualando el coeficiente de F_0 en la ecuación (5) a cero:

$$w_{dr}^2 = \frac{k_a}{m_a}. \quad (7)$$

En este caso el movimiento en estado estacionario de la masa del ADV se calcula de las ecuaciones (6) y (2) con $k_a = m_a w_{dr}^2$ por lo tanto:

$$X_a(t) = \frac{F_0}{k_a} \text{ sen } w_{dr}t. \quad (8)$$

Así la masa del ADV oscilará a la frecuencia de excitación con amplitud $X_a = \frac{F_0}{k_a}$. La magnitud de la fuerza que actúa en la masa del ADV es sólo $k_a x_a = -F_0$.

Cuando el sistema del ADV se pone a punto a la frecuencia de excitación y ha alcanzado estado estacionario, la fuerza proporcionada por la masa del ADV es igual en magnitud, en dirección y sentido opuesto a la fuerza de perturbación. Anulando la fuerza que actúa en la masa primaria, no hay movimiento y la vibración se dice que es absorbida por el movimiento de la masa secundaria o ADV [6].

El éxito del ADV depende de varios factores. Primero la excitación armónica debe conocerse bien y no debe desviarse mucho de su valor constante. Si la frecuencia de excitación varía mucho, la condición de afinación no se satisfará, y la masa primaria experimentará alguna oscilación [7].

El diseño se realiza asumiendo que el sistema puede construirse sin introducir amortiguamiento. Si se introduce algún amortiguamiento, las ecuaciones no necesariamente pueden ser desacopladas y la magnitud del desplazamiento de la masa primaria no será cero.

Otro factor importante en el diseño del ADV es que el valor k_a de rigidez del resorte debe ser capaz de resistir la fuerza completa de la excitación y las correspondientes deflexiones. Por esta razón, para que los ADVs sean eficientes deben diseñarse con la proporción de masa apropiada y el resorte debe tener la fuerza suficiente para absorber la energía del sistema primario.

Ahora, examinaremos el comportamiento al variar la proporción μ , que se define como la proporción de la masa del amortiguador sobre la masa primaria:

$$\mu = \frac{m_a}{m} \tag{9}$$

Las frecuencias quedan definidas por las siguientes ecuaciones:

$$\omega_p = \sqrt{\frac{k}{m}}; \text{ frecuencia natural original del sistema primario sin agregar el ADV.}$$

$$\omega_a = \sqrt{\frac{k_a}{m_a}}; \text{ frecuencia natural del sistema ADV antes que se una al sistema primario [8].}$$

Con estas definiciones, también se nota que:

$$\frac{k_a}{k} = \mu \frac{\omega_a^2}{\omega_p^2} \tag{10}$$

La sustitución de los valores para μ , ω_p y ω_a en la ecuación (5) para la amplitud de vibración de la masa primaria resulta (después de alguna manipulación)

$$\frac{Xk}{F_0} = \frac{1 - \frac{\omega_{dr}^2}{\omega_a^2}}{\left[1 + \mu \left(\frac{\omega_a}{\omega_p} \right)^2 - \left(\frac{\omega_{dr}}{\omega_p} \right)^2 \right] \left[1 - \left(\frac{\omega_{dr}}{\omega_p} \right)^2 - \mu \left(\frac{\omega_a}{\omega_p} \right)^2 \right]} \tag{11}$$

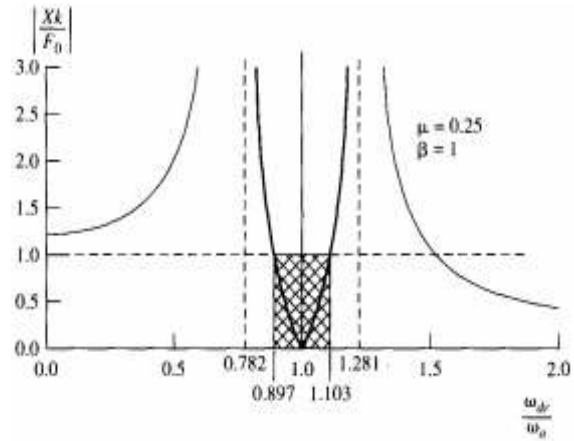


Figura 2. Magnitud normalizada de la masa primaria vs. la razón de frecuencia para $\mu = 0.25$.

El valor absoluto de esta expresión se traza en la Figura 2 para $\mu = 0.25$. Esto puede usarse para ilustrar cuanta tendencia puede tolerarse en la frecuencia de excitación por el sistema del ADV. Note que si ω_{dr} debe moverse entre $0.782 \omega_a$ o $1.28 \omega_a$, el sistema combinado experimentaría la resonancia y falla, ya que éstas son las frecuencias naturales del sistema combinado. De hecho, si la frecuencia de excitación cambia tal que $\left| \frac{Xk}{F_0} \right| > 1$, la fuerza transmitida al sistema primario se amplifica y el sistema amortiguador no es una mejora para el sistema primario. El área sombreada de Figura 2 ilustra los valores de $\frac{\omega_{dr}}{\omega_a}$ tal que ese $\left| \frac{Xk}{F_0} \leq 1 \right|$. Esto ilustra el rango de operación útil del sistema amortiguador (es decir, $0.897 \omega_a < \omega_{dr} < 1.103 \omega_a$) [9].

Examinando la proporción de masa μ , y la razón de frecuencia (definiendo $\beta = \frac{\omega_a}{\omega_p}$), se puede especificar la masa y rigidez del sistema del ADV indirectamente. La ecuación de frecuencia para las dos masas del sistema se obtiene mediante el determinante del coeficiente de la matriz en la ecuación (3) igualando a cero e interpretando ω_{dr} como la frecuencia natural del sistema (ω). Sustituyendo el valor de β y reestructurando, resulta:

$$\beta^2 \left(\frac{\omega^2}{\omega_a^2} \right)^2 - [1 + \beta^2(1 + \mu)] \frac{\omega^2}{\omega_a^2} + 1 = 0, \quad (12)$$

que es una ecuación cuadrática en $\left(\frac{\omega^2}{\omega_a^2} \right)$. Resolviendo esto resulta:

$$\left(\frac{\omega^2}{\omega_a^2} \right)^2 = \frac{1 + \beta^2(1 + \mu)}{2\beta^2} \pm \frac{1}{2\beta^2} \sqrt{\beta^4(1 + \mu)^2 - 2\beta^2(1 - \mu) + 1}, \quad (13)$$

que ilustra cómo las frecuencias naturales del sistema varían con la proporción de masa μ y la proporción de frecuencia. Esto se grafica para $\beta = 1$ en la Figura 3.

En esta gráfica puede observarse claramente que al aumentar la proporción de masa aumenta el rango de frecuencia útil de un ADV. El sistema DADVIB toma en cuenta todos estos factores, con lo cual se garantiza un buen diseño del ADV.

Descripción del Sistema

El sistema DADVIB diseña ADVs con una configuración de barra circular empotrada, con masa en el extremo libre. La longitud total de la barra es roscada, tomándose en cuenta para el diseño, el diámetro raíz de la misma. Dicho sistema está conformado por:

- Un programa de Adquisición de datos, éste genera un arreglo de datos de entrada que puede procesarse en tiempo real.
- Una interfaz gráfica compuesta por:
 - Un osciloscopio capaz de mostrar la amplitud de la señal de vibración con relación al tiempo.
 - Un analizador de espectros capaz de mostrar el espectro de frecuencia del equipo antes de instalar el ADV.
 - Una gráfica que muestra el diseño completo del ADV.
 - Una gráfica del espectro de frecuencia, después de instalar el ADV.

Las características principales del sistema DADVIB son:

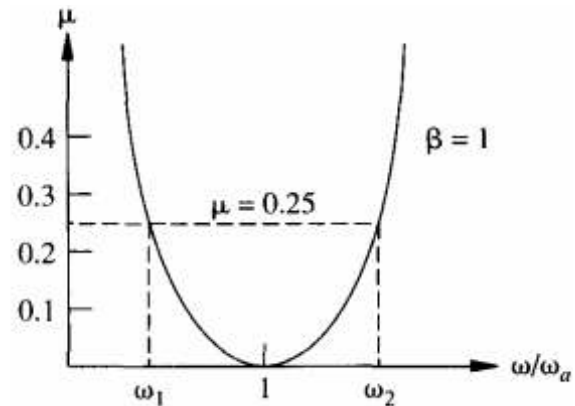


Figura 3. Gráfica de la proporción de masa contra la razón de frecuencia natural del sistema.

- El diseño de presentación es en forma textual-gráfica.
- Utiliza ventanas que hacen al sistema amigable y de fácil utilización.

Es de hacer notar que por las características del programa el único dato que necesita introducir el operador es la masa de la máquina rotativa objeto de análisis, por lo cual hay poca posibilidad de errores, solo se requiere de un suave ajuste en la longitud de la barra, en el momento de montar el ADV.

La Figura 4 muestra el esquema de funcionamiento del sistema DADVIB.

Experimentación

Se trabajó con un sistema de barra empotrada a cuyo extremo libre fue apernado un motor eléctrico de 7 Kilogramos de masa inicialmente balanceado (Figura 5), operando a una frecuencia de 16 Hz. En este motor se colocó un disco con una masa excéntrica para producir desbalance, la misma introduce una fuerza de excitación al sistema; esta fuerza es de tipo sinusoidal y tiene una incidencia en el sistema de 1X RPM, todo el sistema vibra con la misma frecuencia. Se midió el movimiento del extremo libre de la barra, es decir, las amplitudes de vibraciones del sistema, El sensor se conectó a una computadora portátil con tarjeta de adquisición de datos, en esta computadora está instalado el sistema computarizado DADVIB. Por medio de DADVIB se obtuvo la gráfica de amplitud vs. frecuencia (Figura 6) y

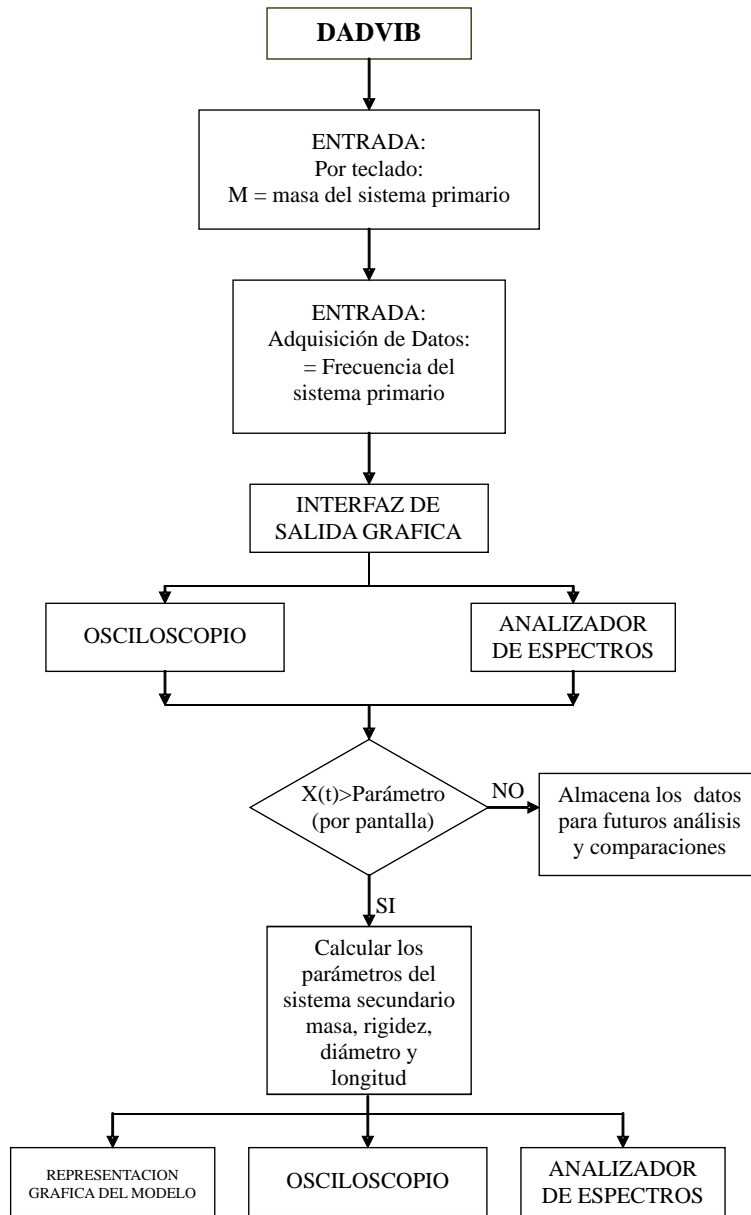


Figura 4. Esquema de funcionamiento del sistema DADVIB.

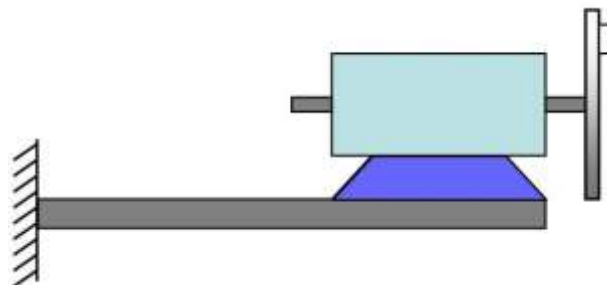


Figura 5. Sistema de prueba de laboratorio.

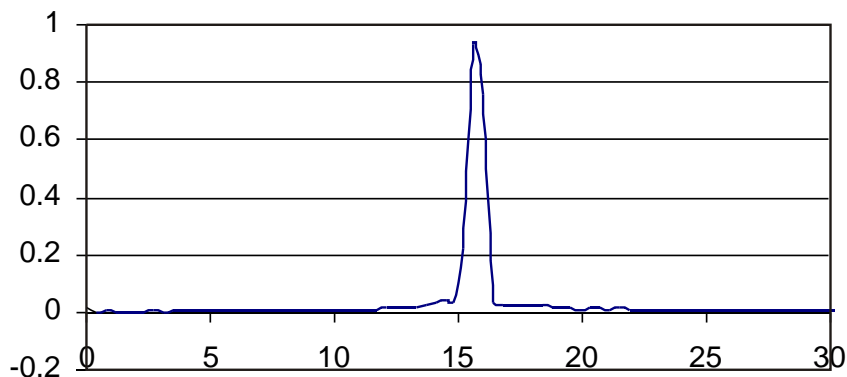


Figura 6. Espectro de frecuencias (Sistema sin ADV).

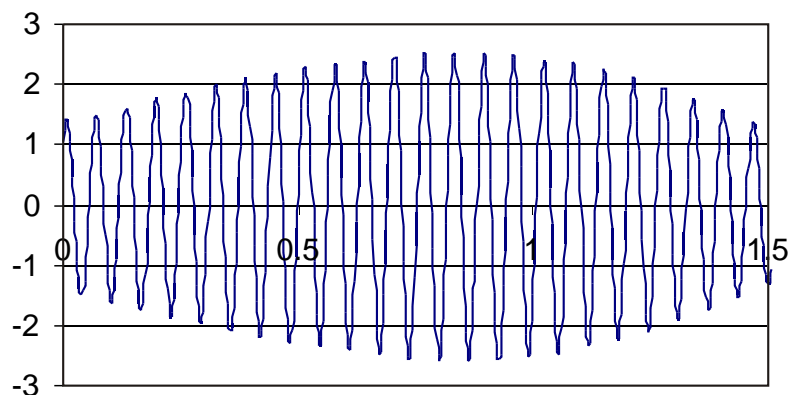


Figura 7. Gráfica de amplitud vs. tiempo (Sistema sin ADV).

también la gráfica de amplitud vs. tiempo (Figura 7). Seguidamente, con la utilización de DADVIB, se diseñó el ADV y se instaló en el motor eléctrico. Luego, se realizaron nuevamente las mediciones de amplitudes de vibraciones obteniéndose las gráficas de amplitud vs. frecuencia y amplitud vs. tiempo, después de instalar el ADV diseñado. Dichas gráficas son mostradas en las Figuras 8 y 9.

Resultados Obtenidos y Análisis

En la Figura 6, se observa la gráfica de amplitud vs. frecuencia (espectro de frecuencias) del sistema mostrado en la figura 5, en aquella podemos ver que la frecuencia de operación es de 16 Hz y la amplitud es de 0.95 mm/s. Este es un caso de laboratorio que se utilizó para probar el sistema DADVIB en el diseño de un ADV para reducir la amplitud de vibración en este sistema. La Figura 7 es la gráfica amplitud vs. tiempo del mismo sistema; en ésta se puede observar que las amplitudes son relativamente grandes y que no

son constantes, esto se debe a que para esta frecuencia el sistema está en resonancia y existen modulaciones de la vibración, ya que el motor es de velocidad variable; por lo cual al entrar en resonancia el intenta variar la velocidad produciendo el cambio de amplitud de vibración mostrado.

Al ejecutar el sistema DADVIB, éste arrojó que el ADV apropiado para este motor resultó ser una barra roscada de 28 cm de longitud y $\frac{1}{4}$ " de diámetro, con una masa en el extremo de 90 g, para lo cual la relación de masas es de 1,3%. En las Figuras 8 y 9 se muestra el espectro de frecuencia y la gráfica amplitud vs. tiempo del sistema después de haber colocado el ADV diseñado por DADVIB.

El sistema DADVIB logró una reducción de las amplitudes de vibraciones de un 80% en el caso estudiado, este valor se puede mejorar ajustando manualmente la longitud a la cual se coloca la masa, debido a que la longitud arrojada por el sistema presenta un margen de error, ya que el programa considera una barra lisa de diámetro

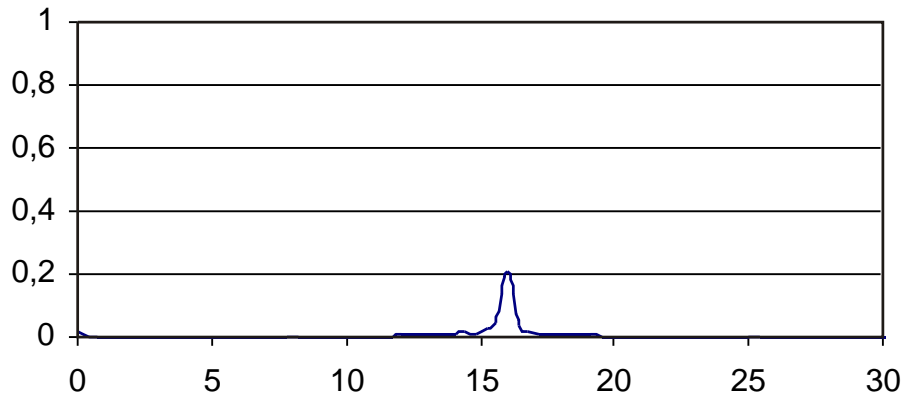


Figura 8. Espectro de frecuencias (después de colocar el ADV).

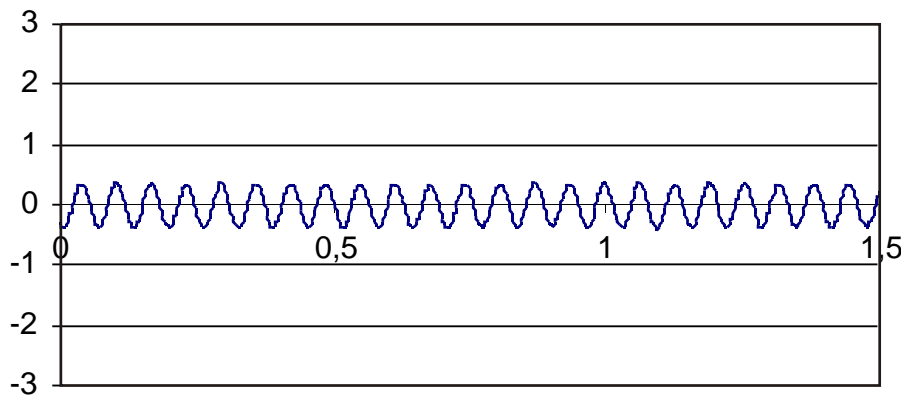


Figura 9. Gráfica de amplitud vs. tiempo (después de colocar el ADV).

igual al diámetro raíz de la barra roscada. Es bueno hacer notar que el absorbedor según la relación de masas presenta un rango de frecuencias para el cual es efectivo (Figura 3), así que mientras mejor se realiza el ajuste anteriormente mencionado, la reducción en las amplitudes de vibraciones será mayor.

Conclusiones

Al finalizar esta investigación y después de haber analizado los datos obtenidos, se pueden establecer las siguientes conclusiones:

- Los ADVs son una económica, práctica y sencilla solución para problemas de vibraciones en máquinas rotativas que no pueden ser sacadas de servicio.
- El sistema DADVIB es una herramienta eficaz, confiable y de fácil utilización, para el diseño de ADVs.

- Al instalar el ADV diseñado por el sistema DADVIB, se logra disminuir las amplitudes de vibración en al menos un 80%, en los sistemas de máquinas rotativas probadas en el laboratorio.

Referencias Bibliográficas

1. Smith R.: "Dynamic vibration absorbers". Sound and Vibration. Belait Corporation, Rochester, New Hampshire, Noviembre 1198.
2. Asami, T., Nishihara O.: "Evaluación analítica y experimental de un absorbente de vibración dinámico de amortiguación por aire: diseño y optimización del modelo del tipo de tres-elementos". Journal of Vibration and Acoustics, vol 121, Julio de 1999, pag 334.
3. Bukowitz, D.: "Programa computacional para diagnosticar fallas en cojinetes de elementos rodantes mediante análisis de vibraciones". Universidad del Zulia. Facultad de

- Ingeniería. Escuela de Mecánica. Maracaibo. Septiembre del 2000.
4. Inman, D.: "Engineering Vibration". Editorial Prentice may, Englewood Cliffs, New Jersey, United States of America, 1ra Edición, 1994.
 5. Hidaka, S. y otros.: "Control de vibración adaptable por un absorbente dinámico de amortiguacion-variable que usa fluido ER". Journal of Vibration and Acoustics, vol 121, Julio de 1999, pag 373.
 6. Luo, H, Hanagud, S.: "Dinámica de absorbedores de vibración con paradas de movimiento-limitado". Journal of Applied Mechanics, vol 65, Marzo de 1998, pág 223.
 7. Yabuno, H. y otros.: "Estabilización de 1/3-Orden de la resonancia subarmónica usando un absorbente de vibración autoparamétrico". Journal of Vibration and Acoustics, Julio de 1999, vol 121, pag 309.
 8. Naveda O. y Barrios P.: "Vibraciones: Notas Complementarias". Universidad del Zulia, Facultad de Ingeniería, Maracaibo, Venezuela, 1983.
 9. Thomson, W.: " Teoría de Vibraciones". Editorial Prentice Hall. 2da Edición. 1982.

Recibido el 08 de Enero de 2004

En forma revisada el 28 de Noviembre de 2005