

NEUTRALIZADOR ELECTROMECAÁNICO DE VIBRACIONES: PARÁMETROS EQUIVALENTES GENERALIZADOS

Carlos Alberto Bavastri
Departamento de Mecánica Aplicada, Facultad de Ingeniería
Universidad Nacional del Comahue, calle Buenos Aires 1400, 8300 Neuquén, Argentina
e-mail: bavastri@uncoma.edu.ar

RESUMEN

Los neutralizadores de vibración son dispositivos mecánicos que al ser fijados en una estructura dinámica reducen en ésta sus niveles de vibración y ruido irradiado. En algunos casos particulares, estos dispositivos deben poseer la capacidad de ser adaptados para ejercer un control adecuado. Los neutralizadores electromecánicos tienen esta capacidad, pudiendo ser utilizados tanto en control activo como pasivo. Se presenta una metodología para proyectar en forma óptima un neutralizador electromecánico. La función característica a partir de la cual se encuentran los parámetros óptimos de estos dispositivos es definida por dos caminos: uno a través de una analogía con las técnicas tradicionales y el otro usando un modelo viscoso equivalente. Un ejemplo numérico es presentado para mostrar la eficiencia de este dispositivo y sus resultados son comparados con aquellos obtenidos por los neutralizadores mecánicos tradicionales.

ABSTRACT

Vibration neutralizers are mechanical devices which, on being attached to a dynamic structure, will reduce the latter's vibration and sound radiation. In some particular cases, these devices must prove able to undergo adaptations in order to exercise a suitable control. Electromechanical neutralizers possess this ability, thus can be applied to both active and passive control methods.

A methodology is introduced to optimally devise an electromechanical neutralizer. The characteristic function from which these devices' optimal parameters are found is established following two approaches - one of them by means of an analogy with traditional techniques, the other one by using an equivalent viscous model. A numerical example is shown to account for this device's efficiency, and results are compared to those of traditional mechanical neutralizers.

NOMENCLATURA

Ω	= Frecuencia circular variable.
Ω_1, Ω_2	= Límite inferior y superior de la banda de frecuencia de análisis, respectivamente.
Ω_n	= Frecuencia natural del sistema primario.
Ω_a, Ω_n	= Frecuencia de antirresonancia del MCK y del NDEM, respectivamente.
ε	= Relación de frecuencias, Ω/Ω_a o Ω/Ω_n , dependiendo el tipo de neutralizador.
ξ_a, ξ_i	= Coeficiente de amortiguamiento del MCK y del NDEM, respectivamente.
μ	= Relación de masas entre el sistema auxiliar y el sistema primario = m_a/m .
μ_{me}	= m_e/m , relación de masas entre el sistema electromecánico y el sistema primario.

C_i, L_i y R_i	= Capacitancia, Inductancia y Resistencia eléctrica en el circuito resonante.
$X(\Omega)$	= Transformada de Fourier del desplazamiento.
$I(\Omega)$	= Transformada de Fourier de la corriente.
$F(\Omega)$	= Transformada de Fourier del esfuerzo sobre el sistema primario.
$\bar{G}(\Omega)$	= Módulo de corte de un material viscoelástico. Función también de la temperatura, aquí omitido por simplicidad en la notación.
L	= Factor de forma, si el material viscoelástico trabaja al corte puro = A/h . En donde A es el área sometida al corte y h el espesor correspondiente.
B	= Intensidad de campo magnético radial y uniforme.
r, n	= Radio y número de espiras del bobinado, respectivamente.
T	= Constante del transductor electromagnético ($T=2\pi n rB$).
j	= $\sqrt{-1}$.

INTRODUCCIÓN

Un neutralizador de vibraciones, también conocido como absorbedor dinámico, es un dispositivo físico (denominado sistema secundario o auxiliar) que al ser fijado en un sistema dinámico o estructura (generalmente denominado sistema primario) reduce sus niveles de vibración y ruido irradiado. Estos dispositivos actúan sobre el sistema primario aplicando fuerzas de reacción y/o disipando energía vibratoria. En otras palabras, estos dispositivos introducen una elevada impedancia sobre el sistema primario, en determinadas frecuencias o banda de frecuencia.

Los primeros en modelar un neutralizador dinámico simple actuando sobre un sistema primario de un grado de libertad fueron Ormondroyd y Den Hartog [1]. El modelo utilizado para el neutralizador fue masa-resorte-amortiguador viscoso (MCK); un modelo masa-resorte se usó para el sistema primario. En aquel trabajo, se presentaba una metodología para encontrar los parámetros óptimos (sintonización) de un neutralizador dinámico viscoso. Este modelo, utilizado en la mayoría de los trabajos como referencia, tiene poca aplicación práctica.

Los neutralizadores dinámicos viscoelásticos (NDVs), estudiados en casos particulares bajo ciertas condiciones de contorno, fueron presentados por Snowdon [2]. En general, los materiales viscoelásticos presentan elevada disipación de energía en su región de transición (denominados tipo II según [2]). En los últimos años el avance tecnológico sobre estos materiales permite que un particular producto pueda obtenerse a partir de especificaciones preestablecidas. Esto llevó a que los NDVs se convirtieran en una herramienta posible de ser aplicada en distintas estructuras, reduciendo la respuesta vibratoria sobre una amplia banda de frecuencias.

Varios trabajos sobre neutralizadores dinámicos aplicados en distintos sistemas particulares han sido presentados en los últimos años. Aun así, Sun [3] en 1995 expresó: "A pesar de todo el esfuerzo realizado hasta el momento, no existe una metodología general para el estudio completo de neutralizadores dinámicos aplicados a sistemas lineales geoméricamente complejos".

Buscando generalizar la teoría de neutralizadores, Espíndola y Silva [4] presentaron un nuevo concepto denominado parámetros equivalentes generalizados. Estos parámetros permitían representar la dinámica del sistema compuesto (primario + neutralizadores), completamente, en función de las coordenadas generalizadas del sistema primario. Así, conociendo los parámetros modales del sistema primario, se puede analizar la dinámica del sistema compuesto en un subespacio modal del sistema primario que está relacionado con la banda de frecuencia de análisis. A partir de aquí, despreciando el acoplamiento provocado por los neutralizadores, se realiza un control modo a modo a través de una analogía directa con la teoría presentada por [1]. De esta forma, se presenta una metodología para el proyecto óptimo de "p" dispositivos mecánicos auxiliares actuando sobre una estructura lineal con cualquier complejidad geométrica.

Continuando la línea presentada por [4], en los trabajos [5], [6] y [7] fue desarrollada una metodología general para el estudio de NDVs tipo II aplicados a sistemas geoméricamente complejos, lineales e invariantes en el tiempo. En aquellos trabajos, se muestra cómo proyectar los parámetros óptimos de "p" NDVs para controlar en forma pasiva una estructura geoméricamente compleja, en una amplia banda de frecuencias y con una cierta densidad modal. Para ello se deben considerar conceptos tales como: parámetros equivalentes generalizados (referencia [4]), modelo modal del sistema primario (determinados en forma analítica o analítico-experimental) y técnicas numéricas de optimización no lineal (PONL). De esta forma, el control dejaba de ser modo a modo para convertirse en un control global sobre toda la banda de frecuencia.

Además de los neutralizadores MCK y NDV, otro modelo, utilizado para control pasivo de vibraciones, es el neutralizador electromecánico (NDEM). Nagem y otros [8], presentan el desarrollo matemático básico para este tipo de neutralizador actuando sobre un sistema primario de un grado de libertad (MCK). Este dispositivo está formado por un transductor electromecánico y un circuito eléctrico resonante, RLC. En aquel trabajo, además del modelo matemático se presenta una aplicación práctica sobre una viga empotrada-libre, en donde, su respuesta era reducida sintonizando la frecuencia de antirresonancia del dispositivo auxiliar. Por otro lado, no se propuso una metodología para el proyecto óptimo de un NDEM, menos aún cuando se trata de controlar una estructura de múltiples grados de libertad (como lo es la estructura presentada en dicho trabajo) y varios neutralizadores actuando simultáneamente sobre una banda amplia de frecuencia. Como se muestra en [8] y [9], este dispositivo tiene la ventaja de poder ser utilizado en control activo/adaptivo ya que sus características dinámicas pueden ser modificadas en el tiempo.

El objetivo de este trabajo es presentar una metodología para el proyecto óptimo de un neutralizador electromecánico simple actuando sobre un sistema primario de un grado de libertad. Esto será desarrollado a través de: una analogía con los métodos tradicionales y, por otro lado, utilizando un modelo dinámicamente equivalente para el dispositivo electromecánico, una vez definidos sus parámetros equivalentes generalizados. Se definirán dichos parámetros y se discutirá la influencia sobre el proyecto óptimo de los NDEMs. Asimismo, una introducción mostrando la potencialidad de este método para sistemas primarios más complejos será presentada. Se introducirá un ejemplo numérico y sus resultados serán presentados en forma de gráficos mostrando la eficiencia de estos dispositivos. Para ello, se compararán las respuestas en frecuencia del sistema primario y del sistema compuesto con neutralizador óptimo, usando NDV y NDEM.

NEUTRALIZADOR ELECTROMECAÁNICO

Un modelo simple de sistema de control pasivo electromecánico, aplicado a un sistema de un grado de libertad, es mostrado en la Figura 1. El sistema primario puede ser modelado a través de una masa m y un material viscoelástico de rigidez compleja $L\bar{G}(\Omega)$, o un resorte con un amortiguador viscoso dispuestos en paralelo, que une la masa a tierra. En general, la rigidez dinámica para materiales viscoelásticos es expresada por $L\bar{G}(\Omega) = LG(\Omega)(1 + j\eta(\Omega))$. En este trabajo se considera un modelo con material viscoelástico tipo I, según [2]. Así, para el sistema primario el factor de pérdida $\eta(\Omega)$ y $L\bar{G}(\Omega) = L\bar{G}$ son constantes. El NDEM está compuesto por una bobina solidaria a la masa del sistema primario, un imán permanente rígidamente unido a tierra y un circuito eléctrico resonante RLC. La ecuación diferencial, utilizando diagrama de cuerpo libre y considerando sistemas lineales, es

$$m \frac{d^2 x(t)}{dt^2} + L\bar{G}(\Omega) x(t) + T i(t) = f(t), \quad (1)$$

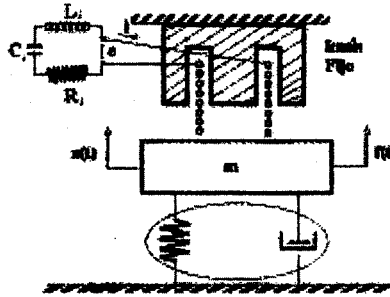


Figura 1: esquema básico de control de vibraciones a través de NDEM

$$L_i \frac{d^2 i(t)}{dt^2} + R_i \frac{di(t)}{dt} + \frac{1}{C_i} i(t) - T \frac{d^2 x(t)}{dt^2} = 0. \quad (2)$$

En la ecuación (1) se consideró la rigidez de un material viscoelástico real. Dicha ecuación es válida solamente para excitaciones armónicas de frecuencia Ω . Considerando el material viscoelástico tipo I y aplicando la transformada de Fourier en (1) y (2) se obtienen las siguientes ecuaciones

$$(-\Omega^2 m + L\bar{G})X(\Omega) + T I(\Omega) = F(\Omega), \quad (3)$$

$$\left(-\Omega^2 L_i + j\Omega R_i + \frac{1}{C_i}\right)I(\Omega) + \Omega^2 T X(\Omega) = 0. \quad (4)$$

Despejando la corriente en la ecuación (4) y reemplazándola en la ecuación (3), la función respuesta en frecuencia entre $F(\Omega)$ y $X(\Omega)$ es

$$H(\Omega) = \frac{X(\Omega)}{F(\Omega)} = \frac{(-\Omega^2 L_i + jR_i \Omega + 1/C_i)}{(-\Omega^2 m + LG(1 + j\eta))(-\Omega^2 L_i + jR_i \Omega + 1/C_i) - \Omega^2 T^2}. \quad (5)$$

La ecuación (5), denominada respuesta en frecuencia (FRF), es una función característica del sistema. Teniendo en cuenta las siguientes relaciones: $\Omega_n = \sqrt{1/(L_i C_i)}$ y $\xi_i = R_i / R_c = R_i / (2L_i \Omega_n)$, $\beta = \Omega / \Omega_n$ y $\varepsilon = \Omega / \Omega_n$, se puede escribir la ecuación (5) en forma adimensional $H_{ad}(\Omega) = H(\Omega) LG$.

$$H_{ad}(\Omega) = \frac{(-\varepsilon^2 + j 2\xi_i \varepsilon + 1)}{(-\beta^2 + 1 + j\eta)(-\varepsilon^2 + 1) - \frac{\Omega^2 T^2}{\Omega_n^2 \Omega_n^2 m L_i} + j 2\xi_i \varepsilon (-\beta^2 + 1 + j\eta)}. \quad (6)$$

La FRF de un sistema mecánico MCK, equivalente al sistema de dos grados de libertad con NDEM (ecuación (6)), puede ser encontrada como (ver referencia [1])

$$H_{ad}(\Omega) = \frac{(-\varepsilon^2 + j 2\xi_a \varepsilon + 1)}{(-\beta^2 + 1 + j 2\xi \beta)(-\varepsilon^2 + 1) - \mu \beta^2 + j 2\xi_a \varepsilon (-\beta^2 + 1 + j 2\xi \beta - \mu \beta^2)}. \quad (7)$$

Comparando las ecuaciones (6) y (7) se define la siguiente relación adimensional

$$\mu_{me} = T^2 C_i / m = m_e / m, \quad (8)$$

siendo $m_e = T^2 C_i$. El parámetro m_e representa una masa ficticia del sistema de control electromecánico. De esta forma, la ecuación (6) puede ser expresada por

$$H_{ad}(\Omega) = \frac{(-\varepsilon^2 + j 2\xi_i \varepsilon + 1)}{(-\beta^2 + 1 + j\eta)(-\varepsilon^2 + 1) - \mu_{me} \beta^2 + j 2\xi_i \varepsilon (-\beta^2 + 1 + j\eta)}. \quad (9)$$

La ecuación (9) representa la respuesta del sistema a controlar debida a una fuerza en el propio sistema. Esta respuesta, una vez identificado el sistema primario, es función de los parámetros del NDEM. El objetivo en control de vibraciones es reducir la respuesta del sistema primario a través de la sintonización óptima de los parámetros del sistema auxiliar. Definida la masa ficticia, ecuación (8), restan aún dos parámetros más para caracterizar completamente al NDEM. Estos parámetros, relacionados con la frecuencia de antirresonancia y el amortiguamiento del sistema auxiliar, serán presentados en el ítem proyecto óptimo.

La FRF adimensional del sistema auxiliar debido a una excitación en el sistema primario es

$$I_{ad}(\Omega) = \frac{I(\Omega)T}{F(\Omega)} = \frac{-\beta^2 \mu_m H_{ad}(\Omega)}{-\varepsilon^2 + j2\xi \varepsilon + 1} \quad (10)$$

PARÁMETROS EQUIVALENTES GENERALIZADOS

La función a partir de la cual se proyecta un NDEM (ecuación (9)), puede ser obtenida en forma alternativa usando un modelo equivalente al dispositivo electromecánico. Para ello, es necesario definir los parámetros equivalentes generalizados del NDEM.

En la figura 2-a se muestra el esquema básico de un dispositivo simple electromecánico cuya base es considerada sin masa.

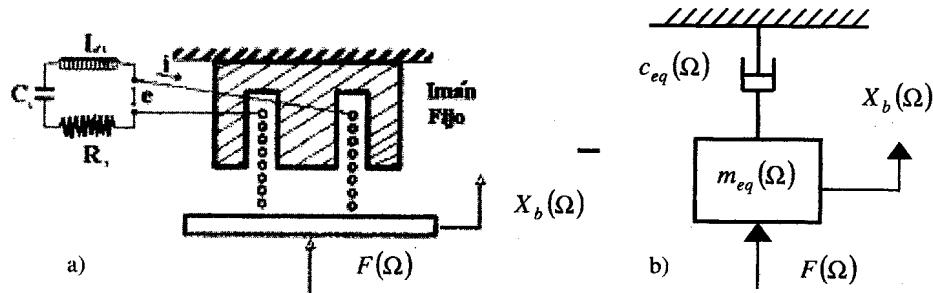


Figura 2: a) sistema electromecánico. b) sistema dinámico equivalente viscoso

La dinámica del modelo presentado en la figura 2-a es

$$L_i \ddot{i}(t) + R_i \dot{i}(t) + 1/C_i \int i(t) dt - T \ddot{x}_b(t) = 0 \quad \text{y} \quad f(t) = T i(t) \quad (11)$$

Aplicando la transformada de Fourier en (11) se llega a

$$[-\Omega^2 L_i + j\Omega R_i + 1/C_i] I(\Omega) + \Omega^2 T X_b(\Omega) = 0 \quad \text{y} \quad F(\Omega) = T I(\Omega) \quad (12)$$

La rigidez, impedancia y masa dinámica en la base del dispositivo electromecánico son definidas por

$$K(\Omega) = \frac{F(\Omega)}{X_b(\Omega)} = \frac{-\Omega^2 T^2}{[-\Omega^2 L_i + j\Omega R_i + 1/C_i]} \quad (13)$$

$$Z(\Omega) = \frac{F(\Omega)}{j\Omega X_b(\Omega)} = \frac{j\Omega T^2}{[-\Omega^2 L_i + j\Omega R_i + 1/C_i]} \quad \text{y} \quad M(\Omega) = \frac{F(\Omega)}{-\Omega^2 X_b(\Omega)} = \frac{T^2}{[-\Omega^2 L_i + j\Omega R_i + 1/C_i]} \quad (14)$$

Definiendo los parámetros equivalentes generalizados del NDEM (referencia [4]) como

$$m_{eq}(\Omega) = \text{Re}[M(\Omega)] = \frac{T^2(-\Omega^2 L_i + 1/C_i)}{(-\Omega^2 L_i + 1/C_i)^2 + (\Omega R_i)^2} \quad \text{y} \quad c_{eq}(\Omega) = \text{Re}[Z(\Omega)] = \frac{T^2 \Omega^2 R_i}{(-\Omega^2 L_i + 1/C_i)^2 + (\Omega R_i)^2} \quad (15)$$

se demuestra que los modelos de la figura 2-a y 2-b son dinámicamente equivalentes. Esto puede ser

observado calculando las impedancias dinámicas para cada modelo (ecuaciones (14) y (16)).

$$Z(\Omega) = F(\Omega) / (j\Omega X_s(\Omega)) = j\Omega m_{eq}(\Omega) + c_{eq}(\Omega) = j\Omega T^2 / [-\Omega^2 L_i + j\Omega R_i + 1/C_i] \quad (16)$$

Siendo estos modelos dinámicamente equivalentes, el NDEM puede ser reemplazado por su equivalente mecánico, figura 2-b, cuyos parámetros son dependientes de la frecuencia.

En la figura 3, se presenta un esquema básico de estos dos modelos actuando sobre un sistema primario arbitrario. Considerando el modelo equivalente, el sistema primario "siente" al neutralizador como una masa rígidamente unida a suya - en una de sus coordenadas generalizadas en el caso de una sistema geoméricamente complejo - y un amortiguador unido a tierra.

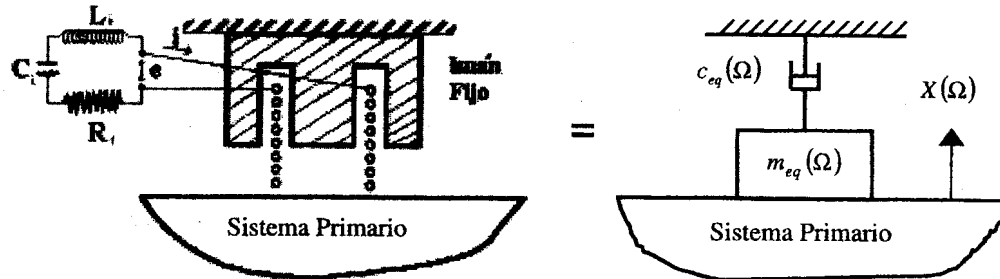


Figura 3: dispositivos dinámicos equivalentes fijados en un sistema primario genérico

Adoptando el modelo viscoso equivalente, las ecuaciones dinámicas del sistema compuesto pueden ser escritas únicamente en función de las coordenadas generalizadas del sistema primario. En la ecuación (17) se representa la dinámica de un sistema primario de un grado de libertad al que se le ha fijado un NDEM. Para ello, se considera el modelo viscoso equivalente de este dispositivo.

$$(-\Omega^2(m + m_{eq}(\Omega)) + LG(1 + j\eta) + j\Omega c_{eq}(\Omega))X(\Omega) = F(\Omega) \quad (17)$$

Reemplazando los parámetros equivalentes generalizados y realizando pasos algebraicos simples se obtiene la respuesta en frecuencia del sistema

$$H_{ad}(\Omega) = \frac{X(\Omega)}{F(\Omega)/LG} = \frac{[-\Omega^2 L_i + 1/C_i]^2 + (jR_i \Omega)^2}{-\Omega^2 / \Omega_n J - \Omega^2 T^2 [-\Omega^2 L_i + 1/C_i] / LG + j\Omega^3 T^2 R_i / LG + (1 + j\eta)J} \quad (18)$$

siendo $J = [-\Omega^2 L_i + 1/C_i]^2 + (jR_i \Omega)^2$.

Nota: Las ecuaciones (9) y (18) son idénticas, representan el mismo sistema dinámico. Por otro lado, si "p" NDEM actúan sobre un sistema primario de múltiples grados de libertad, la ecuación (18) seguiría siendo válida. En ese caso, $x(t)$ y $f(t)$ serían vectores y los coeficientes de inercia, amortiguamiento y rigidez serían matrices, al igual que la FRF (ecuación (18)). Siguiendo estos conceptos y conociendo los parámetros modales del sistema primario, se puede trabajar en un subespacio modal del mismo sistema para proyectar de forma óptima los "p" dispositivos de control. Esto conduciría a una metodología general de proyecto para los NDEM.

PROYECTO ÓPTIMO Y SIMULACIÓN NUMÉRICA

A partir de la ecuación (9) o (18), dos caminos pueden ser seguidos para definir los parámetros óptimos del sistema auxiliar: a través de una analogía con los métodos tradicionales, siendo el más conocido el de los puntos fijos, [1], o, por otro lado, utilizando técnicas de optimización no lineal. Siguiendo esta última línea se proponen los siguientes pasos: Encontrar el mínimo de la función objetivo ($f: R^n \rightarrow R$), siendo "n" el orden del vector proyecto definido en la ecuación (21),

$$f(x) = \max_{\Omega_i \in \Omega_2} |H_{ad}(\Omega)|; \quad (19)$$

definir la masa ficticia del NDEM como un porcentaje de la masa del sistema primario:

$$\mu_{me} = T^2 C_i / m = m_e / m = 0.1 \text{ a } 0.2 \quad (20)$$

y, por último, definir el vector de proyecto, variables independientes que determinan completamente el sistema secundario, junto con la ecuación (20),

$$x = (\Omega_{n_i}, C_1, \eta_i) \quad (21)$$

siendo $\eta_i = 2\xi_i$ y $C_1 = (\Omega_1 + \Omega_2)/2$.

Para mostrar la metodología presentada, se introduce un ejemplo numérico simple (figura 1). Se adoptará para el sistema primario un amortiguamiento prácticamente nulo para comparar los resultados con un modelo mecánico tradicional, cuyos resultados pueden ser obtenidos de [1] y [10].

Datos:

$$m = 10, \quad m_e = 2, \quad \mu_{me} = \frac{m_e}{m} = 0.2, \quad B = 4, \quad n = 500, \quad r = 0.0048, \quad T = 2\pi n r B, \quad \Omega_n = 223$$

$$x_0 = (200, 100)$$

El método numérico utilizado en el proceso de optimización fue DFP (Davidon-Fletcher-Power, [11]). Como resultado de este proceso iterativo, el punto óptimo encontrado fue

$$x^* = (213.3, 0.5532) \quad \text{o} \quad R_i = 4.72\Omega \quad C_i = 550\mu F \quad L_i = 40mH.$$

En la figura 4-a se comparan las FRFs adimensionales del sistema primario y del sistema compuesto con parámetros óptimos. En aquella, se observa el efecto del control pasivo sobre la respuesta del sistema primario. Para una estructura poco amortiguada la reducción es considerable, entre 50 y 60 dB. En la misma figura, se comparan dos dispositivos de control pasivo, NDV o MCK, cuyos resultados no se muestran en este trabajo, y el otro NDEM, cuyos resultados ya fueron presentados.

En la figura 4-b, se muestra la respuesta en frecuencia adimensional del sistema compuesto, medida sobre el sistema secundario (corriente en el circuito RLC) cuando una excitación es aplicada en el sistema primario (ecuación (10)).

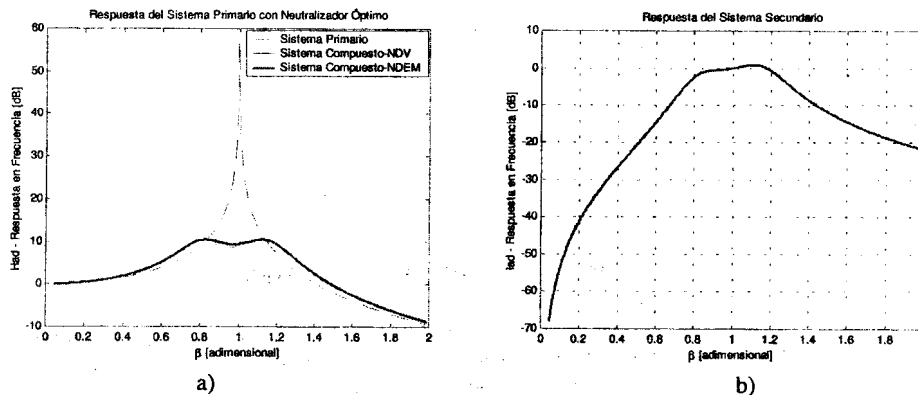


Figura 4: respuesta en frecuencia del sistema compuesto con neutralizador óptimo.

a) Sobre el sistema primario. b) Sobre el sistema auxiliar.

CONCLUSIONES

Se determinó la FRF del sistema compuesto (NDEM + sistema primario) de dos formas alternativas. Una a través de una analogía con el modelo MCK de dos grados de libertad. La otra, utilizando un modelo viscoso equivalente para el neutralizador NDEM. Se definió una masa ficticia para el sistema auxiliar y se determinaron sus parámetros equivalentes generalizados.

Se presentó una metodología para el proyecto óptimo de un NDEM actuando sobre un sistema primario de un grado de libertad. Se mostró gráficamente la eficiencia de estos dispositivos comparándolos con los neutralizadores mecánicos tradicionales. Se observan, en los gráficos de respuesta presentados, idénticas reducciones en la respuesta del sistema primario para los distintos neutralizadores, aunque para ello ha sido necesario utilizar una masa ficticia para el NDEM igual al doble de la que sería necesaria para un NDV o MCK. Aun así, se debe tener en cuenta que los dispositivos electromecánicos no adicionan masa real al sistema principal.

Al utilizar un modelo viscoso equivalente para el NDEM, esta metodología puede ser generalizada para un sistema de NDEMs actuando sobre una estructura lineal de múltiples grados de libertad.

REFERENCIAS

- [1] Ormondroyd, J. and Den Hartog, J.P., *The Theory of the Dynamic Vibration Absorber*, Trans. ASME, 50, pp. 9-22, 1928.
- [2] Snowdon, J.C., *Vibration and Shock in Damped Mechanical Systems*, John Wiley & Sons, 1968.
- [3] Sun, J.Q., Jolly, M.R. and Norris, M.A., *Passive, Adaptive and Active Tuned Vibration Absorbers - A Survey*, Trans. ASME, 234 / Vol. 117, 1995.
- [4] Espíndola, J.J. and Silva, H.P., *Modal Reduction of Vibrations by Dynamic Neutralizers: A General Approach*, 10th International Modal Analysis Conference, pp. 1367-1373, 1992.
- [5] Espíndola, J.J. and Bavastri, C.A., *Reduction of Vibration in Complex Structures with Viscoelastic Neutralizers - A Generalized Approach*, ASME, Volume 3, Part C, pp. 761-766, 1995.
- [6] Espíndola, J.J. and Bavastri, C.A., *Reduction of Vibration in Complex Structures with Viscoelastic Neutralizers: A Generalized Approach and Physical Realization*, ASME, DETC97/VIB-4187, 1997.
- [7] Espíndola, J.J. and Bavastri, C.A., *Optimum Conceptual Design of Viscoelastic Dynamic Vibration Neutralizer for Low Frequency Complex Structures*, EURO Diname 99, pp. 251-258, 1999.
- [8] Nagem, R.J., Madanshetty, S. and Medhi, G., *An Electromechanical Vibration Absorber*, ASME, Design Engineering Technical Conferences, Vol. 3, Part C (DE-Vol. 84-3), pp. 53-57, 1995.
- [9] Okada, Y., Matsuda, K. and Hashitani, H., *Self-sensing Active Vibration Control using the Moving-Coil-Type Actuator*, Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 117, pp.411-415, 1995.
- [10] Bavastri, C. A., *Reducción de Vibraciones de Banda Larga en Estructuras Complejas por Neutralizadores Viscoelásticos*, Tesis de Doctorado UFSC - Brasil, 1997.
- [11] Arora, J.S., *Introduction to Optimum Design*, McGraw-Hill Publishing Company, 1989.