



## DESARROLLO DE UN GENERADOR DE VIBRACIONES MECÁNICAS A PARTIR DE UN PARLANTE DE AUDIO

**Renzo Garcia, Federico Masch, Rogelio Hecker y Ernesto Berges**

Facultad de Ingeniería, UNLPam, General Pico, La Pampa. [maschfederico@ing.unlpam.edu.ar](mailto:maschfederico@ing.unlpam.edu.ar)

### RESUMEN

El estudio experimental de las vibraciones mecánicas en cuerpos flexibles requiere de equipos de laboratorio capaces de producirlas con determinadas características de composición espectral e intensidad. Existe una amplia gama de equipamientos comerciales con rangos específicos de frecuencias y potencias, pero su adquisición puede resultar costosa. Este trabajo, desarrollado como trabajo final de un alumno de Ingeniería Electromecánica, presenta el ensamble y caracterización de un sistema electromecánico para la generación vibraciones controladas donde el transductor es un altavoz comercial. El sistema en cuestión consta de un amplificador de potencia de audio, una caja acústica y un altavoz subwoofer. El sistema se diseñó teniendo como objetivo brindar vibraciones mecánicas controladas con una frecuencia comprendida entre los 20 Hz y 200 Hz. La respuesta dinámica del sistema fue relevada experimentalmente y a partir de principios físicos se obtuvo el orden de un modelo dinámico simplificado. Con el orden del modelo y los datos experimentales se pudo ajustar una función transferencia capaz de describir la dinámica de manera satisfactoria.

**Palabras Clave:** *Vibraciones controladas, Altavoz.*

## 1. INTRODUCCIÓN

El estudio experimental de vibraciones mecánicas en cuerpos flexibles requiere de un sistema de vibraciones controladas capaz de inducir vibraciones mecánicas con una determinada potencia y contenido espectral. Estudios de fatiga de componentes mecánicos, evaluaciones de integridad mecánica de placas electrónicas, evaluación de dispositivos de recolección de energía vibratoria y evaluación de acelerómetros son algunos ejemplos de aplicación directa de este tipo de instrumental. Los sistemas comerciales de vibración, a menudo llamados shakers o mesas vibratorias, utilizan típicamente un conjunto de bobinas electromagnéticas para mover el dispositivo de prueba [1]. Las bobinas de voz también se encuentran en altavoces de audio comunes. La construcción de subwoofers de automóviles es particularmente resistente y se puede crear un sistema de vibraciones controladas muy útil mediante la modificación de un subwoofer que disponga de un área útil en la que se puedan montar un acelerómetro de referencia y el componente bajo prueba [2].

Este trabajo, desarrollado como trabajo final de un alumno de Ingeniería Electromecánica, presenta el ensamble y caracterización de un sistema electromecánico para la generación vibraciones controladas donde el transductor es un altavoz comercial. El rango de interés del estudio es entre 20 y 200 Hz, para el posterior análisis de estructuras de cosecha de energía con materiales piezoeléctricos. En las siguientes secciones se realiza una descripción del sistema desarrollado, la presentación de un modelo dinámico simplificado para describir su dinámica y la evaluación experimental correspondiente. Finalmente se presenta la discusión de resultados y las conclusiones pertinentes.

## 2. METODOLOGÍA

### 2.1. Montaje del sistema de vibraciones

El sistema de vibraciones controladas propuesto tiene como dispositivo central un transductor electromecánico comúnmente denominado altavoz. Este altavoz en un modelo Subwoofer TS-



A300D4 de la marca Pioneer [3], como se observa en la Figura 1 y cuyos detalles técnicos se especifican en la Tabla 1.

Figura 1. Altavoz Subwoofer TS-A300D4 [3]

Tabla 1. Datos técnicos del altavoz Subwoofer TS-A300D4

Potencia nominal (RMS)	500 [W]
Potencia máxima	1500 [W]
Impedancia nominal (dual)	4 [ $\Omega$ ]
Respuesta de frecuencia (-20 dB)	20 [Hz] a 2300 [Hz]
$R$ : Resistencia de la bobina	4.3 [ $\Omega$ ]
$L$ : Inductancia de la bobina	7.73 [mH] (8 [ $\Omega$ ]) / 1.93 [mH] (2 [ $\Omega$ ])
$f_r$ : Frecuencia de resonancia	25 [Hz]
$c$ : Pérdidas mecánicas	4.95 $N \cdot s/m$ [Ns/m]
$m$ : Masa mecánica	0.181 [kg]
$k$ : Constante elástica	$(23.3 \times 10^{-5})^{-1}$ [N/m]
Diámetro D	256 [mm]
$T$ : Factor de fuerza	17.7 [N/A] (8 [ $\Omega$ ]) / 8.9 [N/A] (2 [ $\Omega$ ])
$X_{max}$ : Excursión máxima del cono	10.1 [mm]

Para la generación de la señal de excitación del altavoz se adoptó un amplificador de audio comercial modelo B52, cuyos datos técnicos se presentan en la Tabla 2.

Tabla 2. Datos técnicos del amplificador de audio.

Marca	B52
Modelo	RC-802
Potencia continua @ 2 $\Omega$	175 W x 2
Máxima Potencia @ 2 $\Omega$	400 W x 2
Máxima Potencia Puente @ 4 $\Omega$	800 W x 1
Impedancia mínima del altavoz	2 $\Omega$
Distorsión THD	0.01%
Respuesta de frecuencia	20 Hz ~ 20 kHz
Sensibilidad de entrada	0.2 V ~ + 6 V
Impedancia de entrada	10 k $\Omega$
Relación Señal - Ruido	98 dB
Separación de canal	50 dB
Red Crossover	
Filtro pasa bajos	50 Hz ~ 250 Hz
Aumento de bajos (Bass Boost)	0 dB / +6 dB / +12 dB
Filtro pasa altos	100 Hz ~ 2.2 kHz

El altavoz se instaló en una caja acústica con la finalidad de modificar su respuesta dinámica y así proteger su integridad mecánica del fenómeno de resonancia. El tipo de caja acústica

seleccionado ha sido el Bass-Reflex y sus dimensiones fueron determinadas en base al software de diseño WinISD 0.7.0.950 [4]. El criterio de diseño adoptado ha sido establecer una frecuencia de resonancia del sistema caja-altavoz menor a la frecuencia de resonancia libre del altavoz. En la Figura 2 se puede visualizar la implementación de la caja acústica que posee una altura de 300 mm, base de 500 mm por 400 mm constituida en material fenólico de 18 mm con la adición de una lámina de 5 mm de corcho prensado. Además, esta caja posee un tubo respiradero que fue establecido en 58 mm de diámetro y una longitud de 170 mm.

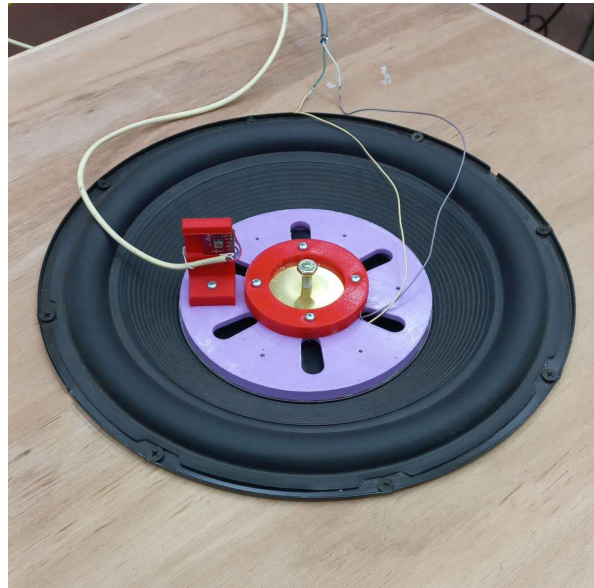


Figura 2. Implementación de caja acústica y altavoz. En esta imagen puede observarse el soporte genérico, la sujeción de un disco piezoeléctrico y el acelerómetro ADXL203.

Como también se muestra en la Figura 2, se desarrolló por impresión 3D una base que se pegó al centro del cono del altavoz para poder sujetar piezas a estudiar. Complementariamente, se desarrolló un soporte vertical, de color rojo, para poder sujetar un acelerómetro, donde en este caso se montó el modelo ADXL203 [5].

## 2.2. Modelo dinámico del sistema de vibraciones

La segunda etapa de este trabajo consiste en la obtención de un modelo matemático simplificado con el cual describir la dinámica del sistema. Específicamente, se decidió obtener un modelo matemático lineal que describa la dinámica del sistema en el rango de frecuencias comprendidas entre los 20 Hz y 200 Hz. El modelo debe describir la aceleración transversal del altavoz en base a la señal de excitación del amplificador.

En este modelo se considera despreciable la interacción mecánica de la caja acústica con el altavoz en el rango de frecuencias de interés. Se asume que la dinámica del acelerómetro se describe como un filtro pasa-bajo y por último, se asume que el amplificador dispone de una dinámica lineal plana. En la Figura 3, se presenta un diagrama del modelo electromecánico del altavoz [6].

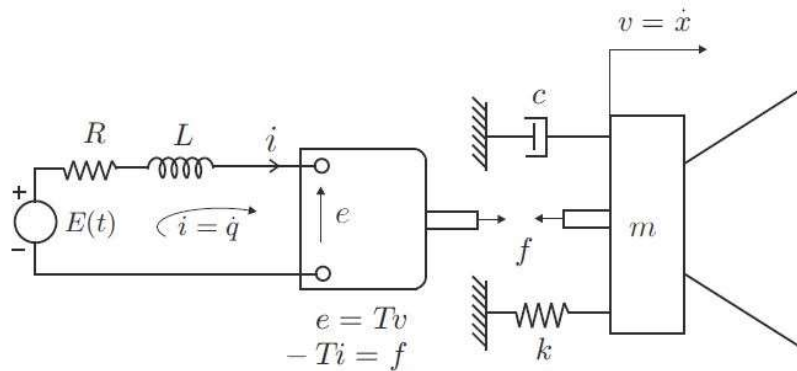


Figura 3. Esquema de la dinámica del altavoz [6].

En este diagrama se presentan la dinámica eléctrica, la dinámica mecánica y el acoplamiento entre estas. La variable temporal  $E(t)$  es la diferencia de potencial en la salida del amplificador y resulta proporcional a la señal de excitación de este  $e_x(t)$ , es decir  $E(t) = k_a e_x(t)$ , ya que se asume que la dinámica del amplificador es plana. La constante  $k_a$  es la ganancia del amplificador. La variable temporal  $i(t)$  es la corriente eléctrica que circula en el conductor de la bobina. El parámetro  $R$  es la resistencia eléctrica de la bobina del altavoz. El parámetro  $L$  es la inductancia de la bobina. La variable  $e(t)$  es la fuerza electromotriz inducida de la bobina y  $f(t)$  es la fuerza que se origina en la interacción del campo magnético de la bobina con el campo magnético del imán permanente. El parámetro  $m$  es la masa equivalente del altavoz,  $c$  es el parámetro de disipación viscosa del altavoz y  $k$  es la constante elástica del altavoz. Por otro lado,  $T$  es el parámetro denominado factor de fuerza de la bobina y  $x(t)$  es el desplazamiento longitudinal de la bobina. Las ecuaciones diferenciales que describen estas dinámicas son:

$$E(t) = k_a e_x(t) \quad (1)$$

$$Ri(t) + L \frac{\partial i}{\partial t}(t) + e(t) = E(t) \quad (2)$$

$$e(t) = T\dot{x}(t) \quad (3)$$

$$f(t) = -Ti(t) \quad (4)$$

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = f(t). \quad (5)$$

En tanto a la dinámica del acelerómetro se modeló de la siguiente manera:

$$\dot{q}(t) + 2\pi f_c q(t) = 2\pi f_c \ddot{x}(t) \quad (6)$$

$$\ddot{x}_m(t) = q(t), \quad (7)$$

donde  $\ddot{x}(t)$  es la aceleración longitudinal de la bobina,  $q(t)$  es la variable de estado de la dinámica,  $f_c$  es la frecuencia de corte del acelerómetro y  $\ddot{x}_m(t)$  es la señal de salida del acelerómetro.

A partir de las ecuaciones diferenciales presentadas en las Ecuaciones (1) a (7), se obtiene usando la transformada del Laplace y condiciones iniciales nulas, la siguiente función transferencial:

$$G(s) = \frac{\ddot{x}_m(s)}{e_x(s)} = \frac{k_a T s^2}{mLs^3 + (cL + mR)s^2 + (T^2 + kL + cR)s + kR} \frac{2\pi f_c}{s + 2\pi f_c} \quad (8)$$

que relaciona la señal de excitación del amplificador con la aceleración longitudinal de la bobina medida por acelerómetro.

## 4. DESARROLLO

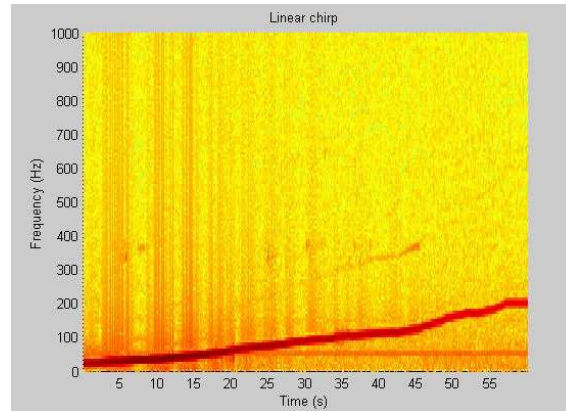
### 4.1. Evaluación experimental

La evaluación experimental del sistema de vibraciones controladas constó de dos etapas. La primera etapa fue una evaluación general del comportamiento dinámico del sistema y estudio de la amplitud máxima de excitación para la cual el sistema presenta un comportamiento lineal. La segunda etapa consistió en el registro de la señal de excitación y la señal del acelerómetro en el rango de frecuencias comprendido entre los 20 y 200 Hz para la estimación de parámetros de la función de transferencia.

#### 4.1.1. Análisis del rango de frecuencia y amplitud de la señal a comandar

Para la primera etapa se procedió a excitar al sistema con un conjunto de señales de entrada,  $e_x(t)$ , comprendidas por una onda senoidal pura con un barrido lineal de frecuencia y amplitud máxima de: 50 mV, 100 mV, 200 mV, 300 mV y 400 mV (señal chirp). El barrido de frecuencia cubrió el rango comprendido entre 20 Hz y los 200 Hz para cada una de las amplitudes anunciadas. A su vez, estas evaluaciones se realizaron para 4 ganancias del amplificador identificadas como: mínima, 25%, 50% y 100%. Para cada experimento se registró la señal de excitación  $e_x(t)$  y la señal de salida del acelerómetro  $\ddot{x}_m(t)$  por medio de una placa adquisidora

de datos LabJack U6 [7] a una tasa de muestreo de 2 kHz. A los pares de señales  $(e_x(t), \ddot{x}_m(t))$  se les aplicó la transformada rápida de Fourier (FFT) [8] y se analizó sus respectivos espectros en búsqueda de presencias de armónicos. A modos de ejemplo, en la Figura 4 se visualiza la



evolución temporal del espectro de la señal del acelerómetro  $\ddot{x}_m(t, f)$  para una excitación de 50 mV y ganancia mínima.

Figura 4. Evolución temporal del espectro de la señal de acelerómetro  $\ddot{x}_m(t)$  ante una excitación  $e_x(t)$  del tipo chirp con una amplitud máxima de 50 mV y mínima ganancia del amplificador.

Como se puede observar en la Figura 4, hay una evolución preponderante (línea roja principal) que pone de manifiesto que el sistema responde con la frecuencia comandada para cada valor de tiempo de la señal chirp.

La Figura 5 muestra otro ejemplo donde se visualiza la evolución temporal del espectro de la señal del acelerómetro  $\ddot{x}_m(t, f)$  ahora para una excitación de 300 mV y ganancia mínima. En esta última puede observarse la presencia de armónicos, los cuales pueden provenir de no linealidades en la dinámica del sistema.

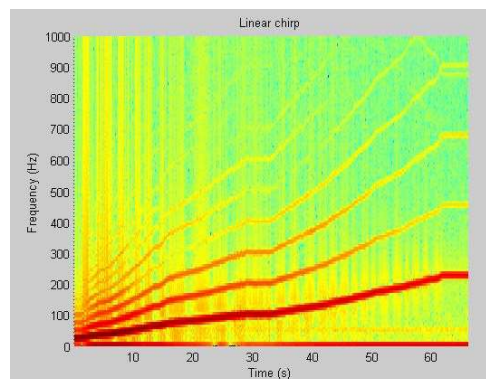


Figura 5. Evolución temporal del espectro de la señal de acelerómetro  $\ddot{x}_m(t)$  ante una excitación  $e_x(t)$  del tipo chirp con una amplitud máxima de 300 mV y mínima ganancia del amplificador.

Por otro lado, si la ganancia era aumentada mas allá del valor mínimo, se observaba también la presencia de armónicos para todos los valores de la amplitud de la chirp. Por lo tanto, para el resto de los experimentos se decidió mantener la ganancia del amplificador en su valor mínimo. También se estableció para el resto de los experimentos una amplitud de la chirp de 50 mV por presentar también una reducida influencia de armónico, como se observa en la Figura 4.

#### 4.1.2. Estimación de parámetros

Para la identificación de parámetros se excitó al sistema con la chirp de 50 mV con un incremento lineal desde 20 Hz hasta los 200 Hz, en un intervalo total de 60 segundos. Se recolectaron los pares de señales  $e_x(t)$  y  $\ddot{x}_m(t)$ , con la ya mencionada placa adquisidora LabJack U6 a una tasa de muestro de 2 kHz.

En base a la función transferencia obtenida a partir de principios físicos presentada en la Ec. (8), se determinó la cantidad de ceros y polos a considerar en la identificación mediante la rutina `tffest()` del Toolbox Identification de Matlab [9]. La función transferencia experimental que se obtuvo es:

$$G_{exp}(s) = \frac{-1242000s^2 + 72600000s - 7144000000}{s^4 + 1603 \cdot s^3 + 366500 \cdot s^2 + 84240000 \cdot s + 593400000}. \quad (9)$$

Mientras que la función transferencia teórica determinada a partir de los datos técnicos del altavoz, ver Tabla 1, y considerando una frecuencia de corte de 50 Hz para el acelerómetro [4], ha quedado determinada de la siguiente manera:

$$G(s) = \frac{8,9s^2}{3,4933 \cdot 10^{-4} \cdot s^3 + 0,3987035 \cdot s^2 + 98,135761 \cdot s + 9227,46781} \cdot \frac{312,5}{(s + 312,5)}. \quad (10)$$

En la Figura 6 se presenta la magnitud de la respuesta en frecuencia de la función transferencia experimental presentada en la Ec. (9) y la magnitud de la respuesta en frecuencia teórica presentada en la Ec. (10), junto con los datos experimentales.

#### 4.2. Análisis y discusión de resultados

Los datos experimentales de la Figura 6 muestran la respuesta real del sistema con un pico de resonancia aproximadamente a los 35 Hz. Se puede observar que los datos son consistentes entre los 20 y los 200 Hz ya que ese rango de frecuencia corresponde al rango de la chirp de excitación.

Luego se puede observar que la función de transferencia teórica determinada a partir de los datos técnicos, ver Ec. (10), predice la forma general de los datos experimentales, pero se



pueden observar diferencias. Por un lado, el pico de resonancia se ubica en 41 Hz, lo que resulta levemente mayor que los 35 Hz experimentales. Por otro lado, la mayor diferencia está en la ganancia de la predicción en la ubicación de la resonancia, o más específicamente entre los 20 y los 100 Hz. Finalmente, la curva ajusta bien entre el rango de los 100 a los 200 Hz. El análisis de las discrepancias observadas a baja frecuencia entre los datos experimentales y teóricas es una de las acciones a realizar en trabajos futuros. Sin embargo, se esbozaron algunas hipótesis para explicar las observaciones. Una de estas hipótesis es que a baja frecuencia la caja acústica interacciona con el altavoz. Esto hace necesario modelar dicha interacción e introducirla en el modelo propuesto. Una segunda hipótesis es que posiblemente se haya subestimado la masa equivalente del altavoz y/o sobrestimado el coeficiente de amortiguamiento. Esta situación promueve el aumento de la frecuencia de resonancia y la reducción drástica de su magnitud.

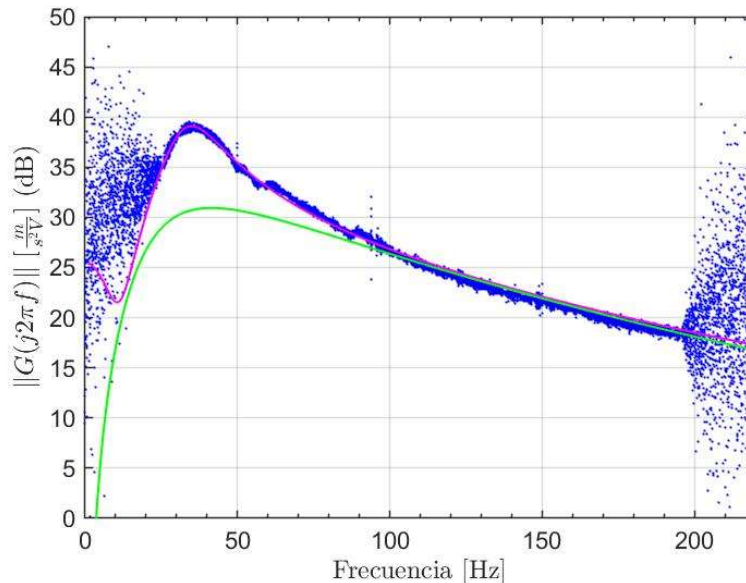


Figura 6. Magnitud de la respuesta en frecuencia entre la señal de excitación  $e_x(t)$  y la señal de salida del acelerómetro  $\ddot{x}_m(t)$ . (x) Respuesta experimental. (---) Función transferencia teórica, Ec.(10). (---) Función transferencia estimada, Ec.(9).

Finalmente, la estimación de la función de transferencia a partir de la rutina `tfest()` de Matlab resultó muy satisfactoria, tal como se puede observar la línea de color magenta en la Figura 6. Es importante destacar que la cantidad de ceros y polos predichos por el modelo teórico, Ec. (8), ha sido una predicción satisfactoria, en tanto que dichas cantidades han sido utilizadas en la rutina `tfest()`.



## 5. CONCLUSIONES

En este trabajo se ha diseñado, implementado y evaluado un sistema de vibraciones controladas a partir de un altavoz comercial. El desarrollo del modelo analítico sirvió para establecer el orden del modelo a estimar experimentalmente. El modelo ajustado experimentalmente representa adecuadamente a los datos experimentales, al menos para una entrada de 50 mV de la señal de entrada y para una ganancia mínima del amplificador. Por lo tanto, se ha podido caracterizar la respuesta en frecuencia del sistema en el rango entre 20 y 200 Hz, para el posterior uso en el estudio de sistemas de cosecha de energía con piezoeléctricos.

## REFERENCIAS

- [1] LabWorks.Inc <https://la.mathworks.com/help/ident/ref/tfest.html>
- [2] Dale H. Litwhiler. *A Custom Vibration Test Fixture Using a Subwoofer*. Proceedings of The 2011 IAJC-ASEE International Conference ISBN 978-1-60643-379-9.  
[https://ijme.us/cd\\_11/PDF/Paper%2068%20ENT%20205.pdf](https://ijme.us/cd_11/PDF/Paper%2068%20ENT%20205.pdf)
- [3]. TS-A300D4. [https://www.labworks-inc.com/modal\\_test\\_systems/index.htm](https://www.labworks-inc.com/modal_test_systems/index.htm)
- [4]. WinISD. <http://www.linearteam.org/>
- [5]. ADXL203. <https://www.analog.com/en/products/adxl203.html>
- [6] A. Preumont. *Mechatronics. Dynamics of Electromechanical and Piezoelectric Systems*. Springer. 2006.
- [7]. LabJack U6. <https://labjack.com/products/u6>
- [8]. Transformada rápida de Fourier  
[https://la.mathworks.com/help/matlab/ref/fft.html?searchHighlight=fft&s\\_tid=srchtitle\\_fft\\_1](https://la.mathworks.com/help/matlab/ref/fft.html?searchHighlight=fft&s_tid=srchtitle_fft_1)
- [9]. Estimate transfer function. <https://la.mathworks.com/help/ident/ref/tfest.html>