

## RECOLECTOR PIEZOELECTRICO MULTIMODAL DE IMPACTO PARA BAJAS FRECUENCIAS DE ROTACION

Sebastián Machado<sup>a,b</sup> y Mariano Febbo<sup>b,c</sup>

<sup>a</sup> *Grupo de Investigación en Multifísica Aplicada (GIMAP), Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional Bahía Blanca (CIC), 11 de Abril 461, 8000 Bahía Blanca, Argentina, smachado@frbb.utn.edu.ar, <http://www.frbb.utn.edu.ar>*

<sup>b</sup> *Consejo Nacional de Investigaciones Científicas y Técnicas (CONICET)*

<sup>b</sup> *Instituto de Física del Sur (IFISUR), Departamento de Física, Universidad Nacional del Sur (UNS), Avda. Alem 1253, B8000CPB- Bahía Blanca, Argentina, mfebbo@uns.edu.ar, <http://www.uns.edu.ar>*

**Palabras Clave:** Baja frecuencia, rotación, energía, piezoeléctrico.

**Resumen.** En este trabajo se presenta el análisis del comportamiento dinámico de un dispositivo recolector de energía de múltiples vigas que utiliza el fenómeno de impacto como técnica de conversión. El prototipo mecánico posee además un límite elástico/rígido de desplazamiento con el fin de evitar grandes deformaciones que puedan deteriorar la estructura. Para realizar el análisis se desarrolla un modelo matemático no lineal basado en la formulación tipo viga Bernoulli Euler para la estructura. Se derivan las ecuaciones gobernantes que predicen la dinámica y la potencia eléctrica de salida. Se analiza la posibilidad de incrementar la energía recolectada a partir de modificar las características del límite de desplazamiento, observando la variación de generación para diferentes velocidades de rotación. El estudio se realiza en forma numérica y experimental, determinando el beneficio de recolectar energía mediante la incorporación de un disco piezoeléctrico (“buzzer” en inglés) en lugar de un resorte elástico.

**Keywords:** Low frequency, Rotation, Energy, Piezoelectric.

**Abstract.** This work presents the dynamic behavior of a multi-beam energy harvesting device based on the impact phenomenon as a conversion technique. The mechanical prototype has an elastic/rigid stop in order to avoid large deformations, preventing possible damage to the structure. A non-linear mathematical model is developed based on the Bernoulli Euler beam-type formulation for the structure. The governing equations that predict the dynamics and electrical power output are derived. The possibility of increasing the energy harvested is analyzed for different rotation speeds, modifying the characteristics of the displacement limit. Numerical and experimental results are presented, defining the advantage of energy harvesting by using a piezoelectric element type “buzzer” instead of an elastic spring.

## 1 INTRODUCCIÓN

La conversión de vibraciones mecánicas en energía eléctrica es un tema de investigación de gran interés debido a la posibilidad de realizar monitoreo estructural inalámbrico. La energía disponible en el ambiente se ubica en general en un rango de bajas frecuencias ( $< 50$  Hz). Es sabido que los recolectores de bajas frecuencias de resonancia presentan el problema de una generación de energía eléctrica reducida. En este contexto, el desafío consiste en diseñar un recolector de energía capaz de obtener en forma eficiente la potencia eléctrica necesaria para la alimentación de componentes electrónicos de baja impedancia. La aplicación principal del recolector de energía propuesto es para el monitoreo de aerogeneradores. De esta manera, la integridad estructural de las turbinas eólicas puede ser evaluada en tiempo real a partir de una estación de sensado autónoma y remota basada en recolectores de energía piezoeléctricos.

Las siguientes investigaciones se destacan entre los trabajos más relevantes de recolección de energía piezoeléctrica aplicados a ambientes rotativos. [Gu y Livermore \(2012\)](#) estudiaron un recolector pasivo bajo impacto basado en un viga en voladizo para un rango de 6.2 a 15.2 Hz. [Guan y Liao \(2016\)](#) trabajaron sobre un recolector piezoeléctrico basado en un modelo en voladizo para un intervalo de frecuencia de 7-13.5 Hz, donde analizaron la influencia del radio de rotación para reducir la amplitud de la fuerza centrífuga en comparación con la fuerza gravitacional. El prototipo fue orientado para una aplicación de sistema de monitoreo de presión de neumáticos. [Febbo et al. \(2017\)](#); [Ramírez et al. \(2017, 2018\)](#) y [Machado et al. \(2017, 2020\)](#) presentaron varios sistemas de recolección de energía de rotación de múltiples vigas no resonantes en un entorno de muy baja frecuencia e informaron una densidad de potencia sensible para un intervalo de frecuencia de 0.77-2.59 Hz. Incluyendo dos imanes en un diseño de viga en voladizo, [Zou et al. \(2017\)](#) presentaron un sistema de recolección de energía de 2 grados de libertad acoplado magnéticamente en un escenario giratorio entre 420-550 rpm (7 y 9,17 Hz). Utilizaron la fuerza centrífuga de una viga cantilever invertida para obtener una gran amplitud en un rango de baja velocidad. Se encontró que para un valor de velocidad crítico, la vibración es inestable y el voladizo piezoeléctrico puede romperse. De ello se deduce que en el caso de entornos de baja frecuencia, el desafío incluye garantizar que el sistema se pueda acoplar a bajas frecuencias, no sufra roturas y que se pueda extraer energía de manera eficiente en esta condición.

Como alternativa a los diseños mencionados, muchos investigadores trabajaron con vigas cantilever que impactan contra límites de desplazamientos (stoppers). Existe una variedad de estudios para diferentes tipos de sistemas con impacto dinámico ([Mak et al. 2011](#); [Blystad y Halvorsen, 2011](#); [Soliman et al. 2017](#); [Halim y Park, 2015](#) y [Febbo et al. 2020](#)). Sin embargo, en entornos de rotación, la influencia del impacto no se ha estudiado lo suficiente y, en general, dependerá de la velocidad de rotación. Por otro lado, la fuerza de contacto provocada por el impacto introduce una fuerza de impulso con fuertes no linealidades y componentes de alta frecuencia en la respuesta del recolector que debe ser estudiada y aprovechada para maximizar la potencia generada.

En este trabajo se diseña un dispositivo conformado por dos vigas que colisionan elásticamente entre sí durante la rotación. El dispositivo es creado para recolectar energía producida por el movimiento de rotación de un aerogenerador de 30 kW con velocidades de operación entre 50 y 150 rpm. Con el objetivo de recuperar el mayor porcentaje de la energía de rotación, el prototipo mecánico es diseñado a partir de la modificación de sus parámetros físicos y geométricos. Para ello, se realiza un modelo analítico del movimiento rotatorio que evidencia la influencia de las fuerzas centrífuga y gravitacional a medida que aumente la velocidad de rotación. Además, se considera la influencia de la rigidez del límite de

desplazamiento en la generación de voltaje, considerando la incorporación de un “buzzer” piezoeléctrico rígido en lugar de un elemento elástico.

## 2 MODELO DEL RECOLECTOR

El prototipo mecánico consiste en dos vigas flexibles con masas ubicadas en sus extremos con el fin de incrementar su deformación. Además, se incorpora un límite de desplazamiento para evitar grandes deformaciones de la viga inferior como se muestra en la **Figura 1**. La transformación de energía mecánica en eléctrica se realiza mediante una lámina piezoeléctrica comercial PZT-5A que es adherida a la viga superior, ver **Figura 1**. La fuerza de excitación del prototipo se debe a la fuerza gravitatoria que actúa principalmente sobre las masas. Por lo tanto se alcanza un movimiento oscilatorio sostenido en las vigas flexibles siempre que haya un movimiento rotativo. Los ejes longitudinales de las vigas son paralelos al eje de rotación de tal manera que la fuerza centrífuga está en la misma dirección que la fuerza gravitacional y perpendicular al eje de rotación.

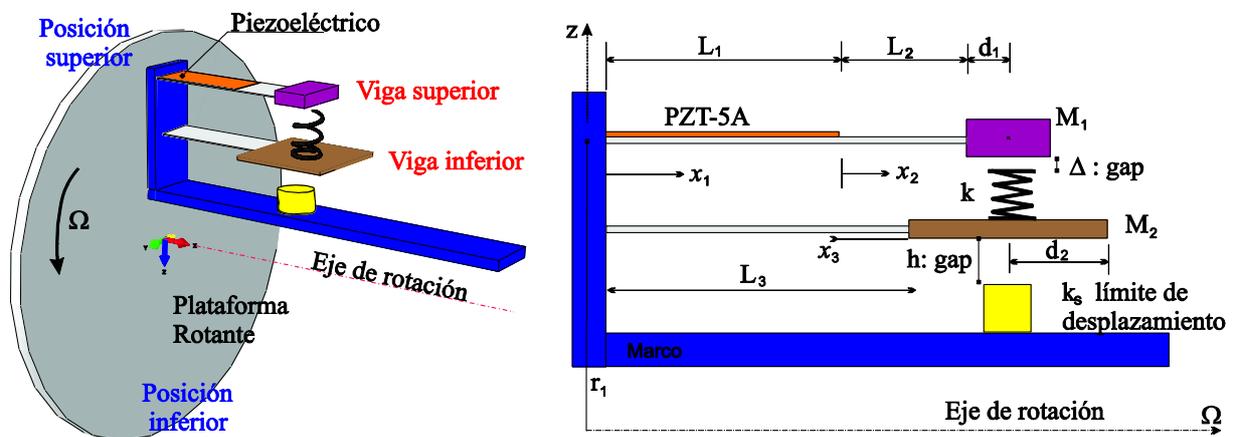


Figura 1: Esquema del dispositivo recolector.

El modelo matemático se basa en el esquema mostrado en la **Figura 1**, el cual consiste de una viga piezoeléctrica unimorfa a partir del extremo empotrado (viga superior), que tiene una masa en su extremo  $M_1$ . Una viga inferior de longitud  $L_3$  se ubica entre la viga superior y el límite de desplazamiento  $k_s$ , con una masa  $M_2$  y un resorte  $k$  en su extremo. Esta configuración permite sintonizar la frecuencia resonante de la viga inferior modificando las dimensiones de la masa  $M_2$  y verificando que los desplazamientos dinámicos no excedan los límites admisibles.

Las vigas se modelan utilizando la teoría de Bernoulli-Euler donde la discretización espacial del desplazamiento transversal  $w(x,t)$  de la viga es representada como una suma finita de  $N$  desplazamientos temporales generalizados  $q_i(t)$  y funciones de forma modal  $\phi_i(x)$ :

$$w(x,t) = \sum_{i=1}^N \phi_i(x) q_i(t) \quad (1)$$

Para considerar el cambio geométrico y seccional introducido por el material piezoeléctrico y el vínculo con el resorte durante el impacto entre las vigas, se propone un sistema discontinuo para definir la función de forma  $\phi_i(x)$ :

$$\phi_i(x) = \sum_{n=1}^3 \phi_{i,n}(x) H_n(x) \quad (2)$$

donde  $n$  es el número de secciones y  $H_n(x)$  es la función de Heaviside. Dependiendo de la posición del dispositivo durante la rotación, las funciones de forma se modifican de acuerdo a las condiciones de contacto. Por ejemplo, cuando el dispositivo se encuentra en la posición inferior de la plataforma de rotación, las vigas colisionan por medio del resorte de constante  $k$  y el sistema se considera como un continuo formado por tres tramos.

$$\begin{aligned}\phi_{i,1}(x_1) &= C_1 \sin(\beta_{i,1}x_1) + C_2 \cos(\beta_{i,1}x_1) + C_3 \sinh(\beta_{i,1}x_1) + C_4 \cosh(\beta_{i,1}x_1), \\ \phi_{i,2}(x_2) &= C_5 \sin(\beta_{i,2}x_2) + C_6 \cos(\beta_{i,2}x_2) + C_7 \sinh(\beta_{i,2}x_2) + C_8 \cosh(\beta_{i,2}x_2), \\ \phi_{i,3}(x_3) &= C_9 \sin(\beta_{i,3}x_3) + C_{10} \cos(\beta_{i,3}x_3) + C_{11} \sinh(\beta_{i,3}x_3) + C_{12} \cosh(\beta_{i,3}x_3), \\ \beta_{i,1} &= \left(\frac{\omega_i^2 \rho A_1}{EI_1}\right)^{\frac{1}{4}}, \quad \beta_{i,2} = \left(\frac{\omega_i^2 \rho A_2}{EI_2}\right)^{\frac{1}{4}}, \quad \beta_{i,3} = \left(\frac{\omega_i^2 \rho A_3}{EI_3}\right)^{\frac{1}{4}},\end{aligned}\quad (3)$$

donde,  $x_2 = x - L_1$ ,  $x_3 = -x - (L_1 + L_2)$  y  $C_j$  ( $j = 1-12$ ) son constantes que se obtienen de las condiciones de borde:

$$\begin{aligned}\phi_{i,1}(0) &= 0, \quad \phi'_{i,1}(0) = 0, \\ \phi_{i,1}(L_1) &= \phi_{i,2}(0), \quad \phi'_{i,1}(L_1) = \phi'_{i,2}(0), \quad EI_1 \phi''_{i,1}(L_1) = EI_2 \phi''_{i,2}(0), \quad EI_1 \phi'''_{i,1}(L_1) = EI_2 \phi'''_{i,2}(0), \\ EI_2 \phi''_{i,2}(L_2) &= (I_{T1} + M_1 d_1^2)(\omega^2 + \Omega^2) \phi'_{i,2}(L_2) + M_1 d_1 (\omega^2 + \Omega^2) \phi_{i,2}(L_2), \\ EI_2 \phi'''_{i,2}(L_2) &= k[\phi_{i,2}(L_2) - \phi_{i,3}(0)] - M_1 (\omega^2 + \Omega^2) \phi_{i,2}(L_2) - M_1 d_1 (\omega^2 + \Omega^2) \phi'_{i,2}(L_2), \\ EI_3 \phi''_{i,3}(0) &= (I_{T2} + M_2 d_2^2)(\omega^2 + \Omega^2) \phi'_{i,3}(0) + M_2 d_2 (\omega^2 + \Omega^2) \phi_{i,3}(0), \\ EI_3 \phi'''_{i,3}(0) &= k[\phi_{i,3}(0) - \phi_{i,2}(L_2)] - M_2 (\omega^2 + \Omega^2) \phi_{i,3}(0) - M_2 d_2 (\omega^2 + \Omega^2) \phi'_{i,3}(0), \\ \phi_{i,3}(L_3) &= 0, \quad \phi'_{i,3}(L_3) = 0.\end{aligned}\quad (4)$$

La normalización de los modos se realiza con respecto a la masa:

$$\begin{aligned}\rho A_1 \int_0^{L_1} \phi_{j,1}(x) \phi_{n,1}(x) dx + \rho A_2 \int_{L_1}^{L_1+L_2} \phi_{j,2}(x) \phi_{n,2}(x) dx + \rho A_3 \int_{L_1+L_2}^{L_1+L_2+L_3} \phi_{j,3}(x) \phi_{n,3}(x) dx + \\ \phi_{j,2}(L_1+L_2) M_1 \phi_{n,2}(L_1+L_2) + \phi_{j,3}(L_1+L_2) M_2 \phi_{n,3}(L_1+L_2) + 2M_1 d_1 \phi_{j,2}(L_1+L_2) \phi'_{n,2}(L_1+L_2) + \\ 2M_2 d_2 \phi_{j,3}(L_1+L_2) \phi'_{n,3}(L_1+L_2) + (I_{T1} + M_1 d_1^2) \phi'_{j,2}(L_1+L_2) \phi'_{n,2}(L_1+L_2) + \\ (I_{T2} + M_2 d_2^2) \phi'_{j,3}(L_1+L_2) \phi'_{n,3}(L_1+L_2) = \begin{cases} 0 & \text{for } j \neq n. \\ 1 & \text{for } j = n. \end{cases}\end{aligned}\quad (5)$$

Finalmente, aplicando la formulación lagrangiana (Machado et al. 2020), es posible definir las ecuaciones que gobiernan el movimiento de la siguiente manera, donde  $\delta_1$  es activado cuando ambas vigas están en contacto y  $\delta_2$  cuando la viga inferior impacta contra el límite de desplazamiento.

$$\delta_1 = \begin{cases} 1, & \text{if } p > \Delta \\ 0, & \text{if } p < \Delta \end{cases} \quad \delta_2 = \begin{cases} 1, & \text{if } p < h \\ 0, & \text{if } p > h \end{cases}\quad (6)$$

$$\begin{aligned}\ddot{p} + (c_2 \dot{p} + \omega_2^2 p)(1 - \delta_1 - \delta_2) + (\delta_1 c_3 + \delta_2 c_4) \dot{p} + (\delta_1 \omega_3^2 + \delta_2 \omega_4^2) p \\ - \chi_2 (1 - \delta_1 - \delta_2) \Omega^2 - (\delta_1 \chi_3 + \delta_2 \chi_4) \Omega^2 + k_G p^3 = \Gamma_2 \cos(\Omega t)\end{aligned}\quad (7)$$

$$\ddot{q} + (c_1 \dot{q} + \omega_1^2 q)(1 - \delta_1) + \delta_1 (c_3 \dot{p} + \omega_3^2 p) - \chi_1 (1 - \delta_1) \Omega^2 - \delta_1 \chi_3 \Omega^2 - \nu(\theta + \theta_n \operatorname{sgn}(q)q) + c_n \operatorname{sgn}(\dot{q})\dot{q}^2 + k_n \operatorname{sgn}(q)q^2 = \Gamma_1 \cos(\Omega t) \quad (8)$$

$$C_p \dot{\nu} + \frac{\nu}{R} + \dot{q} \gamma [\theta + \theta_n \operatorname{sgn}(q)q] = 0 \quad (9)$$

donde  $p$  y  $q$  representan las coordenadas generalizadas de la viga inferior y superior, respectivamente. Se utiliza el subíndice  $1$  para definir los parámetros de la viga superior y el subíndice  $2$  para la viga inferior.  $\Gamma_i$  representa la amplitud de excitación modal,  $\omega_i$  la frecuencia natural,  $c_i = 2\zeta_i \omega_i$  la constante de amortiguamiento,  $\Omega$  la frecuencia de rotación,  $\chi_i$  el radio modal equivalente y  $k_G$  un coeficiente geométrico no lineal. Los parámetros  $\theta$  y  $\theta_n$  son las acoplamiento electromecánicos lineales y no lineales, proporcionales a las constantes piezoeléctricas  $d_{31}$  y  $e_{311}$ , respectivamente (Gatti et al. 2016). Con respecto al material piezoeléctrico,  $c_n$  es el amortiguamiento no lineal (proporcional al coeficiente de amortiguamiento  $\xi_n$ ) y  $k_n$  es la rigidez constitutiva no lineal (proporcional al  $c_{111}$ , Gatti et al. 2016). En la ecuación eléctrica,  $C_p$  es la capacidad eléctrica del piezoeléctrico,  $\nu$  es el voltaje y  $R$  la resistencia de carga.

### 3 DISEÑO DEL RECOLECTOR

A partir de la configuración del sistema presentada en la sección anterior se definen los parámetros geométricos y físicos del dispositivo en la [Tabla 1](#). De esta manera, la viga inferior presenta la menor frecuencia natural, de 3 Hz, mientras que durante el breve intervalo de impacto donde las vigas permaneces unidas, la frecuencia asciende a 7 Hz. Las velocidades de rotación seleccionadas para el análisis varían entre 50-150 rpm (0.8-2.5 Hz). Las características del material piezoeléctrico PZT-5A (MIDE QP16N) son definidas también en la [Tabla 1](#).

Acero (viga superior)		Aluminio (viga inferior)		Elemento Piezoeléctrico	
Young	210 GPa	Young	67 GPa	Young	67 GPa
Densidad	7850 kg/m <sup>3</sup>	Densidad	2700 kg/m <sup>3</sup>	Densidad	7800 kg/m <sup>3</sup>
L <sub>1</sub>	45.97 mm	L <sub>3</sub>	64 mm	Piezoelec. d <sub>31</sub>	-210 pm/V
L <sub>2</sub>	34.03 mm	b <sub>3</sub>	26.00 mm	Capacitancia	125 nF
b <sub>2</sub> (ancho)	22.3 mm	t <sub>3</sub>	0.5 mm	Módulo c <sub>111</sub>	-82.28 TPa
t <sub>2</sub> (espesor)	0.5 mm	M <sub>2</sub>	79 gr	Acopl. e <sub>311</sub>	-11.11 kC/m <sup>2</sup>
M <sub>1</sub>	31 gr	r <sub>2</sub>	30 mm	Coef. $\xi_n$	3.2665e <sup>-4</sup>
r <sub>1</sub>	82 mm	d <sub>2</sub>	22.5 mm		
$\Delta$	10.40 mm	K	758 N/m		
d <sub>1</sub>	8.00 mm	Gap h	8.2 mm		

Tabla 1: Parámetros geométricos y físicos del dispositivo propuesto.

En este trabajo se considera la influencia de la rigidez del límite de desplazamiento en la generación de voltaje, considerando dos casos extremos como son un elemento elástico y un “buzzer” piezoeléctrico más rígido. En la [Tabla 2](#), se muestra las características de ambas opciones.

Resorte Elástico		Elemento Piezo ("buzzer")	
Young	210 GPa	Young	67 GPa
Densidad	7850 kg/m <sup>3</sup>	Densidad	7800 kg/m <sup>3</sup>
Diámetro	13 mm	Constante Piezoelec. $g_{33}$	24 pm/V
Espesor	0.2 mm	Capacitancia	31.6 nF
Rigidez $k_s$	1517 N/m	Diámetro, $D_b$	25 mm
		Espesor $t_b$	0.25 mm

Tabla 2: Material piezoeléctrico y característica del límite de desplazamiento.

#### 4 RESULTADOS

Los ensayos experimentales se llevaron a cabo utilizando un motor eléctrico junto con un variador de velocidad para proporcionar el movimiento de rotación, como se muestra en la Figura 2. El voltaje generado por el dispositivo se adquiere a una tasa de 100 muestras/s. utilizando una conexión Bluetooth a través de una placa Arduino. La adquisición de la señal inalámbrica es recibida en una PC para su posterior procesamiento. En este caso se establece una resistencia de carga relativamente baja de 10 kohms en todas las mediciones de voltaje a diferentes frecuencias de rotación debido al límite de adquisición de voltaje de la placa Arduino de 5 voltios.

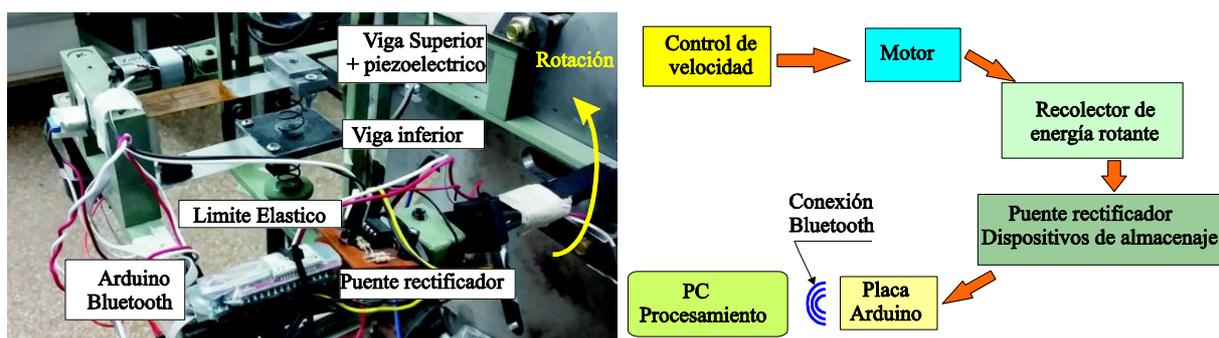


Figura 2: Foto de la configuración experimental utilizada para el dispositivo recolector.

En primer lugar se realizó una medición de voltaje sin rectificar para el caso del límite de desplazamiento elástico (resorte elástico), considerando una frecuencia de rotación de 0.8 Hz. En la Figura 3 se compara el voltaje medido con la respuesta simulada, resolviendo el sistema de Ecs. (6-9) utilizando Mathematica. En la figura se puede observar que el impacto entre las vigas se manifiesta por un incremento abrupto del voltaje. Cuando las masas de ambas vigas se encuentran en contacto por medio del resorte central, el movimiento acoplado entre las vigas persiste durante un cierto tiempo, vibrando el dispositivo a la frecuencia de 7 Hz. Este

efecto es influenciado por la gravedad y por la fuerza centrífuga que coinciden en su dirección cuando el dispositivo se encuentra sobre la parte inferior. Después de esa posición, ambas vigas se separan entre sí y la viga superior queda oscilando a su frecuencia natural de 14 Hz. Este comportamiento se caracteriza por una disminución del voltaje como se puede observar en la [Figura 3](#). A simple vista se puede observar una concordancia cualitativa entre ambas curvas. Sin embargo, los valores de la tensión calculada presentan algunas diferencias con respecto a los experimentales. Por ejemplo, el voltaje máximo pico a pico es de 3 V para la predicción numérica en comparación con los 4 V de los resultados experimentales. Esta diferencia se puede deber el carácter fijo de los espacios (gap) en el modelo numérico y la ausencia de una descripción matemática de la deformación del resorte. De todas formas, el modelo analítico permite captar la dinámica del impacto.

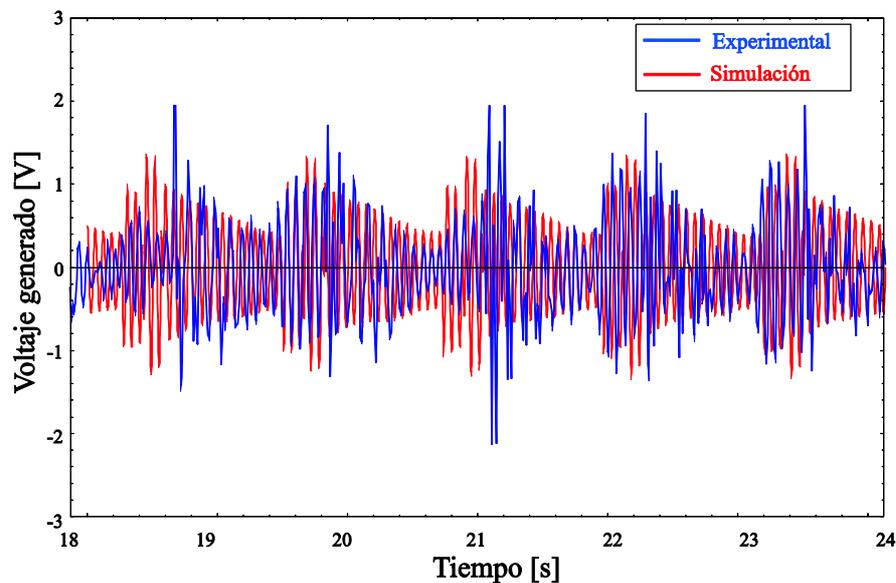


Figura 3: Respuesta temporal del voltaje generado con límite elástico,  $\Omega = 0.8$  Hz.

El siguiente caso corresponde a la medición de voltaje modificando el límite de desplazamiento por un elemento más rígido conformado por un “buzzer” piezoeléctrico (ver [Tabla 2](#)). En la [Figura 4](#) se compara el voltaje medido con la respuesta simulada, resolviendo el sistema de [Ecs. \(6-9\)](#). En comparación con el caso anterior el voltaje generado es inferior sobre todo en la condición de impacto entre las vigas. Para esta velocidad de rotación, la misma que en el caso anterior (0.8 Hz), el modelo es capaz de predecir con precisión tolerable la dinámica de impacto.

Como situación particular, en este caso se puede generar energía debido al impacto con el límite de desplazamiento. El elemento piezoeléctrico “buzzer” recibe el impacto de la gran masa de la viga inferior cuando el dispositivo se encuentra en la posición superior. En la [Figura 5](#) se muestra el voltaje generado por el “buzzer”, en color azul los valores medidos y en color rojo el simulado mediante las siguientes expresiones:

$$\ddot{\beta} + (c_5 \dot{\beta} + \omega_5^2 \beta)(1 - \delta_2) + \delta_2 c_4 \dot{\beta} + \delta_2 \omega_4^2 \beta = \cos(\Omega t), \quad (10)$$

$$V_{buzzer} = \frac{4g_{33}}{\pi} \frac{t_b}{D_b} \ddot{\beta}(t), \quad (11)$$

donde  $\beta$  representa las coordenadas generalizadas del “buzzer” (ver [Tabla 2](#)) y se utiliza el subíndice 5 para definir sus parámetros.

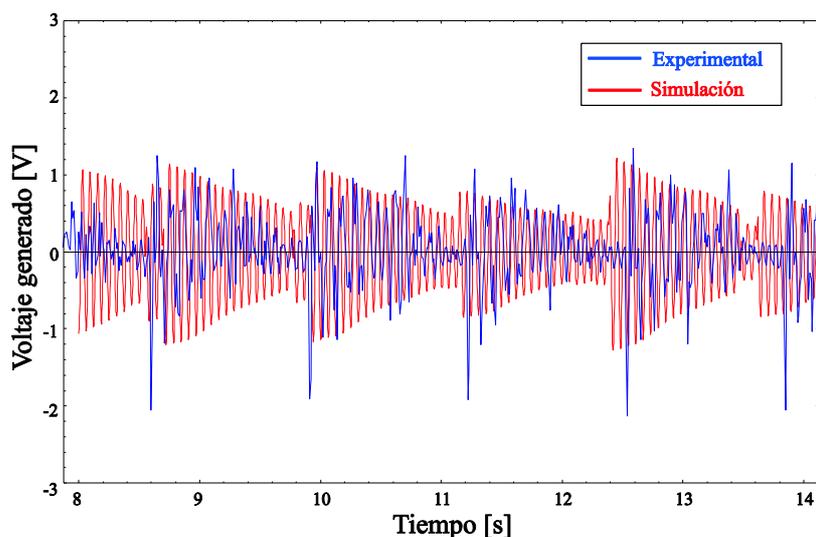


Figura 4: Respuesta temporal del voltaje generado con limite rígido (“buzzer”),  $\Omega = 0.8$  Hz.

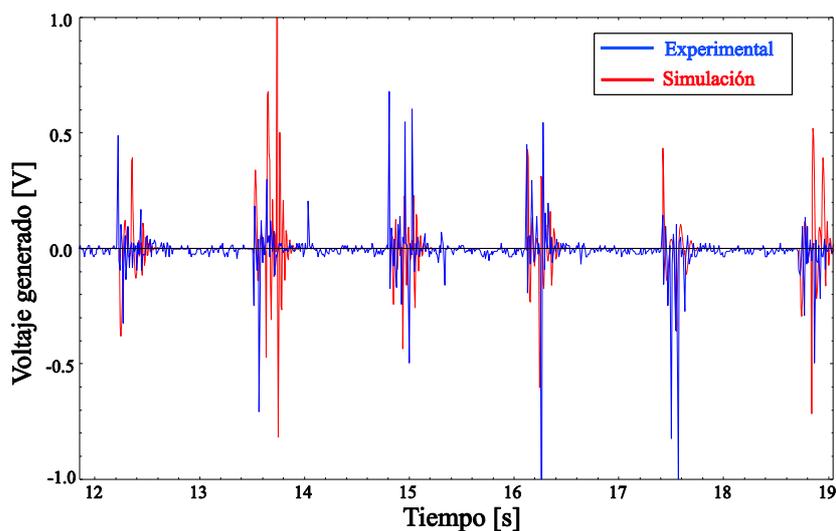


Figura 5: Respuesta temporal del voltaje generado por el “buzzer”,  $\Omega = 0.8$  Hz.

En la [Figura 5](#) se observa una aceptable respuesta simulada del voltaje generado por el impacto de la viga inferior en comparación con los resultados obtenidos experimentalmente. La diferencia entre ambas señales se puede atribuir a la desviación de las condiciones ideales, en particular a la masa finita del marco, que surge de la implementación experimental del sistema recolector propuesto.

En este caso, debido a la rigidez del elemento piezoeléctrico “buzzer”, no se observa generación de energía luego del impacto. Sin embargo, existe una generación de voltaje extra comparado con el caso del límite elástico. De esta manera, para cuantificar la energía recolectada por el dispositivo a partir de la incorporación del “buzzer” es necesario rectificar las señales de los piezoeléctricos. Para evitar el efecto de cancelación por posible desfase entre las señales de voltaje de CA, lo que podría resultar en una menor potencia recolectada, se utiliza un puente de diodos rectificador de onda completa para cada elemento piezoeléctrico. La salida de tensión del conjunto resulta de la suma de las tensiones de salida de cada rectificador. La energía eléctrica recolectada en un

intervalo de tiempo de 10 *seg*, es calculada mediante la integral de la potencia instantánea:

$$E = \int_0^{t_f} \frac{V(t)^2}{R} dt \quad (12)$$

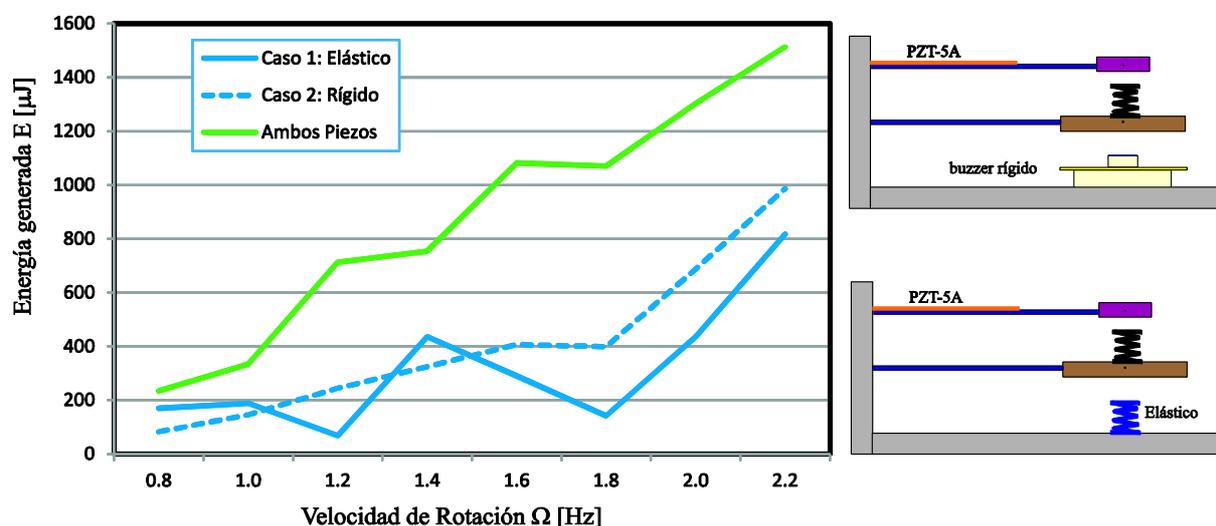


Figura 6: Energía eléctrica generada para diferentes velocidades de rotación,  $R = 10 \text{ k}\Omega$ .

En la **Figura 6** se muestra la energía eléctrica generada para diferentes velocidades de rotación entre 0.8 y 2.5 Hz (50-150 rpm), considerando un resistencia de carga de  $10 \text{ k}\Omega$ . Las curvas azules continua y de trazo corresponden a considerar el límite de desplazamiento elástico y rígido (“buzzer”), respectivamente. Comparando ambas curvas se observa que para la rotación más baja el caso elástico genera mayor energía. Sin embargo, este comportamiento se modifica a medida que aumenta la velocidad de rotación. Por un lado, a medida que aumenta la rotación se incrementa la frecuencia de excitación y se observa una mayor generación de voltaje. Por otro lado, a medida que aumenta la rotación se modifica el estado deformado del dispositivo debido a la fuerza centrífuga y este efecto provoca que la viga inferior se aleje del límite de desplazamiento. Para finalizar, la curva verde muestra la generación obtenida a partir de conectar las señales de voltaje de ambos materiales piezoeléctricos, incrementando considerablemente la energía producida por el dispositivo.

## 5 CONCLUSIONES

En este trabajo un modelo matemático no lineal basado en la formulación tipo viga Bernoulli Euler es desarrollado para predecir la respuesta dinámica de un recolector de energía conformado por múltiples vigas. El dispositivo es sometido a una rotación de muy baja frecuencia y utiliza el fenómeno de impacto como técnica de conversión. Se analizó en forma numérica y experimental la posibilidad de incrementar la energía recolectada a partir de modificar las características de un límite de desplazamiento utilizado en el dispositivo.

La incorporación del elemento piezoeléctrico tipo “buzzer” en lugar del resorte elástico permite generar energía cuando el dispositivo se encuentra en la posición superior y sumada a la generada por la lámina piezoeléctrica de la viga superior incrementa considerablemente la energía producida del dispositivo. Como aspecto distintivo, del dispositivo en su conjunto, se puede mencionar que la viga superior genera voltaje independientemente de su posición durante la rotación debido al diseño flexible de ambas vigas con sus respectivas masas en los extremos. Luego del impacto entre ambas vigas, si bien se produce una disminución de la

amplitud del voltaje hasta valores cercanos a 0.5 V, la tensión no cae por debajo de este valor, (para la menor velocidad de rotación de 0.8 Hz), siendo esto último un aspecto distintivo en comparación con recolectores basados en impacto cuyo voltaje disminuye drásticamente (siendo prácticamente nulo) hasta alcanzar el nuevo impacto.

A futuro el modelo matemático puede ser utilizado para optimizar la distancia entre las vigas, la rigidez de los resortes, la distancia con el límite de desplazamiento, las grandes masas ubicadas sobre los extremos de las vigas, etc.

## REFERENCIAS

- Blystad, L.C.J. and Halvorsen, E., A piezoelectric energy harvester with a mechanical end stop on one side. *Microsystems Technology*, 17:505–511, 2011.
- Febbo, M., Machado, S.P., Gatti, C.D. y Ramirez, J.M., An out-of-plane rotational energy harvesting system for low frequency environments. *Energy Conversion and Management*, 152:166-175, 2017.
- Febbo, M., Machado, S.P. and Osinaga, S.M., A novel up-converting mechanism based on double impact for non-linear piezoelectric energy harvesting. *Journal of Physics D: Applied Physics*, 53:475501, 2020.
- Gatti, C.D., Ramirez, J.M., Machado, S.P. and Febbo, M., Influence of nonlinear constitutive relations in unimorphs piezoelectric harvesters. *Journal of Physics: Conference Series*, 773: 012093, 2016.
- Gu, L. and Livermore, C., Compact passively self-tuning energy harvesting for rotating applications. *Smart Material and Structures*, 21:015002, 2012.
- Guan, M. and Liao, W.H., Design and analysis of a piezoelectric energy harvester for rotational motion system. *Energy Conversion and Management*, 11:239-44, 2016.
- Halim, M.A. and Park, J.Y., Piezoceramic based wideband energy harvester using impact-enhanced dynamic magnifier for low frequency vibration. *Ceramamics International*, 41:S702–S707, 2015.
- Machado, S.P., Febbo, M., Gatti, C.D. and Ramírez, J.M., Non-resonant energy harvester with elastic constraints for low rotating frequencies. *IOP Conf. Series: Journal of Physics*, 922:012009, 2017.
- Machado, S.P., Febbo, M., Ramírez, J.M. and Gatti, C.D., Rotational double-beam piezoelectric energy harvester impacting against a stop. *Journal of Sound and Vibration*, 469:115141, 2020.
- Mak, K.H., McWilliam, S., Popov, A.A. and Fox, C.H.J., Performance of a cantilever piezoelectric energy harvester impacting a bump stop. *Journal of Sound and Vibration*, 330:6184–6202, 2011.
- Ramírez, J.M., Gatti, C.D., Machado, S.P. and Febbo, M., An experimentally validated finite element formulation for modeling 3D rotational energy harvesters. *Engineering Structures*, 153:136-145, 2017.
- Ramírez, J.M., Gatti, C.D., Machado, S.P. and Febbo, M., A multi-modal energy harvesting device for low-frequency vibrations. *Extreme Mechanics Letters*, 22:1-7, 2018.
- Soliman, M., Abdel-Rahman, E., El-Saadany, E. and Mansour, R., A design procedure for wideband micropower generators. *Journal of Microelectromechanics Systems*, 18:1288-1299, 2009.
- Zou, H.X., Zhang, W.M., Li, W.B., Wei, K.X., Gao, Q.H., Peng, Z.K. and Meng, G., Design and experimental investigation of a magnetically coupled vibration energy harvester using two inverted piezoelectric cantilever beams for rotational motion. *Energy Conversion and Management*, 148:1391-1398, 2017.