

# Análisis experimental de un dispositivo tope de impacto como atenuador de vibraciones en banco experimental

## *Experimental analysis of an impact absorber device as a vibration attenuator in an experimental bench*

Luis Alberto Baltazar Tadeo<sup>1</sup>✉, Claudia Cortés García<sup>2</sup>, Eladio Martínez Rayón<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Instituto Politécnico Nacional | Unidad Profesional Interdisciplinaria de Ingeniería Campus Palenque (UPIIP) | Palenque, Chiapas, México

<sup>2</sup>Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico | Departamento de Ingeniería Mecánica | Cuernavaca, Morelos, México

### RESUMEN

En este trabajo se analiza experimentalmente el funcionamiento de un dispositivo tope de impacto como atenuador de vibraciones de un sistema sometido a vibración forzada. Para este propósito, se diseñó y construyó un banco de pruebas experimentales conformado por una viga en voladizo a la cual se montó en su extremo libre un motor con desbalance rotatorio para hacerla vibrar. El dispositivo tope de impacto se colocó en el extremo libre de la viga y recibió la energía cinética de la viga a través de múltiples eventos de impacto, disipando energía de vibración por un mecanismo de fricción. Asimismo, se realizó un análisis con variables tales como fuerza de fricción (gobernada por un tornillo de ajuste en el dispositivo), rigidez de los resortes del prototipo (que actúan como elementos de restitución del elemento móvil del dispositivo) y el claro entre el tope de impacto y la estructura. En el análisis paramétrico, se identificó, de entre las variables propuestas, los parámetros que mejoran la atenuación de vibración en la estructura vibratoria. Como resultado de este estudio, se lograron importantes reducciones de amplitud de vibración, de más del 90 %, por efecto del dispositivo tope de impacto en el sistema vibratorio.

**PALABRAS CLAVE:** tope de impacto; amortiguamiento por fricción; atenuador de vibraciones.

### ABSTRACT

In this work, the operation of an impact stop device as a vibration attenuator of a system subjected to forced vibration is analyzed experimentally. For this purpose, an experimental test bench was designed and built, made up of a cantilever beam to which a rotary unbalanced motor was mounted at its free end to make it vibrate. The impact stop device was placed at the free end of the beam and received the kinetic energy of the beam through multiple impact events, dissipating vibration energy by a friction mechanism. Likewise, an analysis was carried out with variables such as friction force (governed by an adjustment screw in the device), rigidity of the springs of the prototype (which act as restorative elements of the mobile element of the device) and the clearance between the stop of impact and structure. In the parametric analysis, the parameters that improve the vibration attenuation in the vibrating structure were identified among the proposed variables. As a result of this study, significant reductions in vibration amplitude of more than 90% were achieved due to the effect of the impact stop device in the vibratory system.

**KEYWORDS:** impact absorber; friction damping; vibration attenuator.

#### Correspondencia:

**DESTINATARIO:** Luis Alberto Baltazar Tadeo  
**INSTITUCIÓN:** Instituto Politécnico Nacional, Unidad Profesional Interdisciplinaria de Ingeniería Campus Palenque (UPIIP)  
**DIRECCIÓN:** México 199, Nueva Esperanza, C. P. 29960, Palenque, Chiapas, México  
**CORREO ELECTRÓNICO:** lbaltazart@ipn.mx

**Fecha de recepción:** 1 de mayo de 2023. **Fecha de aceptación:** 22 de agosto de 2023. **Fecha de publicación:** 29 de agosto de 2023.



## I. INTRODUCCIÓN

La búsqueda de mejoras en el amortiguamiento de sistemas mecánicos ha impulsado el desarrollo de dispositivos para disminuir o eliminar los efectos negativos de las vibraciones mecánicas. Estos mecanismos utilizan diferentes tecnologías para lograr su propósito y, en términos generales, se pueden clasificar en dispositivos de *control activo*, *semiactivo*, *pasivo* y de *control híbrido* [1].

Los dispositivos de control pasivo destacan por su menor costo y su capacidad para operar sin depender de una fuente de energía externa, misma que podría no estar disponible durante eventos catastróficos como los terremotos [2] y, a su vez, se pueden clasificar como amortiguadores dependientes de la velocidad, amortiguadores dependientes del desplazamiento y una combinación de estos (a la vez, dependientes de la velocidad y el desplazamiento) [2]-[4]. Los amortiguadores dependientes de la velocidad abarcan los de fluido viscoso, viscoelástico de fluido y viscoelástico sólido [5]-[8]. Por otro lado, los dependientes del desplazamiento incluyen al amortiguador de deformación metálica [9]-[11] y el amortiguamiento por fricción [12]-[17].

Los amortiguadores de fricción se distinguen por su simplicidad, confiabilidad, consistencia y capacidad para disipar la máxima energía debido a la generación del ciclo histerético rectangular y, además, representan la opción más adecuada para la disipación de energía a través de un mecanismo pasivo [18]. Sin embargo, es necesario mencionar algunas desventajas que se tienen al emplear amortiguadores de fricción: un comportamiento histerético altamente no lineal debido al deslizamiento brusco del mecanismo de fricción que es causado por las rebabas y la abrasión; un desgaste producido entre los elementos friccionantes y que requiere de fuerzas de sujeción elevadas para generar la fuerza de fricción necesaria; y, también, es común que estos amortiguadores utilicen resortes para autocentrar el dispositivo, lo cual impacta negativamente en el ciclo histerético del amortiguador.

Entre los dispositivos que disipan energía a través de mecanismos de fricción, se encuentra el tope de impacto desarrollado en el Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (CENIDET) [19]. Este dispositivo fue sometido a pruebas tanto estáticas como dinámicas con el fin de determinar su eficiencia en la disipación de energía de fuerzas de impacto. En el estudio

dinámico se analizó el funcionamiento del prototipo sometido al impacto de una masa en el extremo de un péndulo, simulando condiciones de fuerzas de impacto. Además, fue sometido a pruebas de impacto cíclico con un mecanismo manivela, biela, corredera a una determinada frecuencia de trabajo, con el fin de cuantificar la cantidad de energía que este dispositivo es capaz de disipar. Se ha analizado numérica y experimentalmente la forma en que el prototipo disipa energía a través de sus distintos elementos (vástago, aros deformables, carcasa) y la influencia de las interacciones de contacto entre superficies [20], [21]. Se encontró que el dispositivo es capaz de disipar cerca del 88 % de energía en un evento de impacto y, además, puede disipar energía por varios ciclos, de ahí que el dispositivo presente características de un amortiguador y sea capaz de atenuar las vibraciones en sistemas mecánicos.

En este trabajo se analizó el funcionamiento de un dispositivo tope de impacto diseñado por Romero-Leyva [19] como atenuador de vibraciones en una estructura sujeta a vibración forzada. Para realizar este análisis, se diseñó y construyó un banco de pruebas experimentales conformado por una viga en voladizo, un excitador de desbalance rotario colocado en el extremo libre de la viga para inducir vibraciones y un dispositivo tope de impacto que es excitado por medio de eventos de impacto al entrar en contacto con la vibración de la viga. Este último está diseñado para disipar la energía cinética de un impacto a través de un mecanismo de fricción.

El mecanismo de fricción se compone de un par de aros deformables montados en un elemento móvil que actúa dentro de una carcasa cilíndrica, de tal manera que al recibir un impacto se genera una fuerza de fricción. Esta fuerza de fricción puede ser regulada mediante la deformación radial inducida por un tornillo que se encuentra en la parte posterior del elemento móvil, al recibir un torque de ajuste. Asimismo, para asegurar que el elemento móvil regrese a su posición inicial y pueda seguir disipando energía por más eventos de impacto, se utilizaron resortes como elementos de restitución.

Posteriormente, se realizó un análisis paramétrico del tope de impacto que involucró variables como el torque de ajuste de la fuerza de fricción, la rigidez de los elementos de restitución y el claro entre el tope de impacto y la viga. Una vez realizado el estudio, se determinaron los parámetros del tope de impacto que maximizan la atenuación de las amplitudes de vibración en la viga de

entre todos los parámetros propuestos. Los resultados obtenidos demuestran que el dispositivo tope de impacto es capaz de atenuar las vibraciones de una estructura vibratoria, logrando importantes reducciones de amplitud de vibración.

## II. METODOLOGÍA

El presente estudio se planteó demostrar que el dispositivo tope de impacto diseñado por Romero-Leyva [19] es capaz de atenuar las amplitudes de vibración de una estructura sujeta a vibración forzada y, de manera paralela, identificar los parámetros del tope de impacto que tienen mayor influencia en la atenuación de la vibración de la estructura.

### EL DISPOSITIVO TOPE DE IMPACTO

El dispositivo tope de impacto fue diseñado para disipar la energía cinética de un impacto a través de un mecanismo de fricción que se compone de un par de aros elásticos deformables montados en un elemento móvil que actúa dentro de una carcasa cilíndrica. Cuando el vástago del elemento móvil recibe una fuerza de impacto, se genera una fuerza de fricción entre los aros deformables y la carcasa, lo que permite la disipación de energía. La fuerza de fricción puede ajustarse mediante la aplicación de un torque a un tornillo que se encuentra en la parte inferior del elemento móvil. Una rondana y un separador metálico transmiten la fuerza de compresión del tornillo hacia los aros deformables. Para garantizar que el mecanismo disipe energía en cada evento de impacto, se agregó al prototipo un par de resortes en paralelo que ayudan al elemento móvil a regresar a su posición inicial y estar disponible para disipar energía de impacto en otro nuevo ciclo. La Figura 1 muestra los elementos que constituyen al dispositivo tope de impacto.

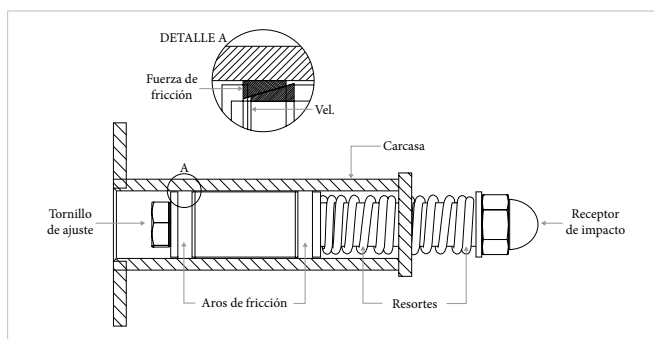


Figura 1. Configuración del dispositivo tope de impacto.

### BANCO EXPERIMENTAL

En la Figura 2 se presenta el banco de pruebas experimentales que se diseñó para realizar el análisis del funcionamiento del dispositivo tope de impacto como atenuador de vibraciones en estructuras. El banco está compuesto por una viga en voladizo de acero (2) con un ancho de 51.1 mm, un espesor de 4.85 mm y 300 mm de largo. Por un extremo está anclada a la bancada (7) que soporta todo el banco de pruebas y por el otro extremo de la viga se coloca un excitador mecánico (1) de vibraciones que consiste en un motor de corriente directa con desbalance rotatorio. El desbalance rotatorio está constituido por una masa de desbalance de 0.022 kg con una excentricidad de 0.015 m. La velocidad del motor es controlada por una fuente de voltaje variable (9) que regula el voltaje de alimentación del excitador y es medida por un circuito tacómetro (4).

El movimiento de desbalance provoca que la estructura comience a moverse y ese movimiento se traduce a una amplitud de vibración que es medida por un sensor de desplazamiento (5). La amplitud de vibración está limitada por el prototipo tope de impacto (3) que se coloca en el extremo libre de la viga para cumplir con dicho objetivo. El tope de impacto, al limitar la amplitud de vibración, recibe fuerzas de impacto que son captadas por el sensor de fuerza (6) que se encuentra en la base del prototipo. Posteriormente, la señal de fuerza es enviada a un amplificador de señales (10). Las señales de los sensores de desplazamiento, fuerza y tacómetro se envían al adquirente de datos (8), el cual se encarga de su procesamiento con la ayuda de un equipo de cómputo (11).

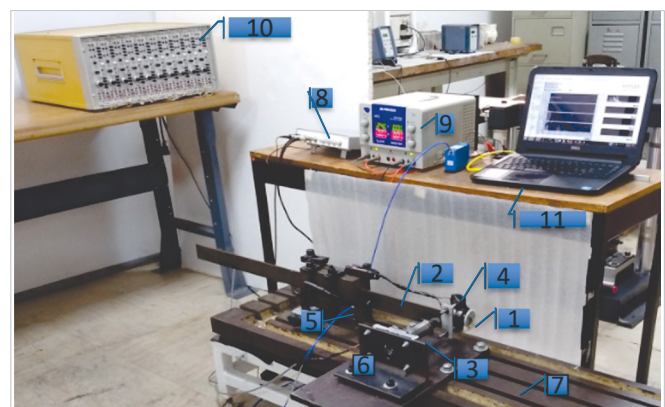


Figura 2. Configuración de banco experimental: 1) excitador mecánico, 2) viga, 3) tope de impacto, 4) tacómetro, 5) desplazómetro, 6) sensor de fuerza, 7) bancada, 8) sistema de adquisición de datos Kistler 5165A4, 9) fuente de voltaje variable, 10) amplificador de señales Vishay 2300 y 11) equipo de cómputo.

En la Figura 3 se observa cómo se encuentran dispuestos el tope de impacto, la viga y el excitador mecánico. La numeración de los elementos de esta figura corresponde con la numeración de los elementos presentada en la Figura 2.

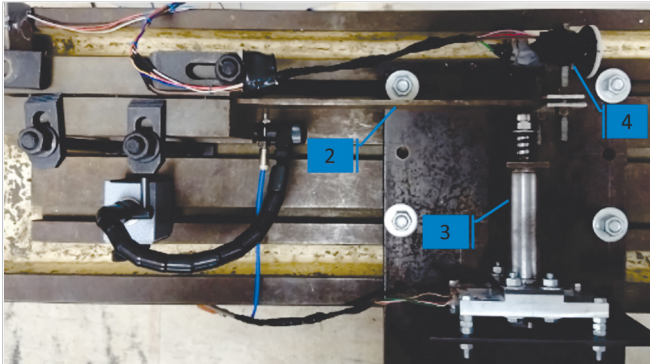


Figura 3. Disposición de elementos en banco experimental: 2) viga, 3) tope de impacto y 4) excitador mecánico.

### CONDICIONES DE LA PRUEBA EXPERIMENTAL

En el estudio se comparó la respuesta de la viga con y sin el dispositivo tope de impacto, con la finalidad de observar la disminución de la amplitud de la respuesta vibratoria del sistema debido al dispositivo tope de impacto. Se observó también el efecto que produce la variación de parámetros como el torque de ajuste de la fricción en el dispositivo, la rigidez de los resortes, la frecuencia de excitación (discreta) en un rango de 15 a 20 Hz y el claro que existe entre la punta del tope de impacto y la viga. En la Tabla 1 se muestran las magnitudes de los parámetros propuestos en este estudio.

TABLA 1

PARÁMETROS DEL DISPOSITIVO TOPE DE IMPACTO PARA LAS PRUEBAS EXPERIMENTALES

TORQUE DE AJUSTE DE FUERZA DE FRICCIÓN (T)	RIGIDEZ DEL TOPE DE IMPACTO (K)	FRECUENCIA DE EXCITACIÓN	CLARO (C)
2 Nm	10 kN/m	15-20 Hz	0 mm
3 Nm	30 kN/m		1 mm
4 Nm	50 kN/m		2 mm

Cabe mencionar que la rigidez del prototipo está formada por dos resortes en paralelo que tienen la misma magnitud de rigidez y al sumarse dan como resultado la rigidez del tope de impacto que aparece en la Tabla 1.

Finalmente, se compararon los resultados de las pruebas experimentales para identificar los parámetros que mejoran la atenuación de la vibración de la viga.

## III. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

A continuación se presentan los resultados obtenidos en el banco experimental descrito líneas arriba y que tiene la configuración mostrada en la Figura 2. Las distintas condiciones de la prueba experimental están definidas por los parámetros presentados en la Tabla 1.

En la Figura 4 se aprecia la amplitud de vibración de la estructura analizada con y sin el dispositivo de tope de impacto, en un rango de frecuencias discretas entre 15 y 20 Hz. Los parámetros del tope de impacto en esta prueba son: torque de ajuste de fuerza de fricción de 2, 3 y 4 Nm; rigidez del dispositivo de 10, 30 y 50 kN/m, y un claro entre la punta del tope de impacto y el extremo libre de la viga de 0 mm.

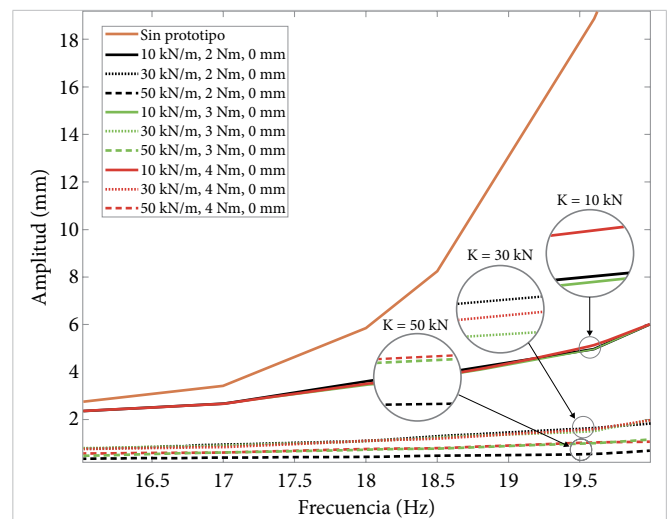


Figura 4. Diagrama de amplitud vs. frecuencia con claro de 0 mm.

En la Figura 4, la línea de color naranja representa la amplitud de vibración de la viga sin el prototipo tope impacto. Las líneas de color negro representan las amplitudes de vibración de la viga cuando el tornillo de ajuste de la fuerza de fricción del tope de impacto tiene un torque de 2 Nm. Asimismo, las líneas color verde y rojo representan las amplitudes de vibración de la viga cuando el torque de ajuste es de 3 y 4 Nm, respectivamente. Por otro lado, las líneas continuas indican que el tope de impacto tiene una rigidez de 10 kN/m y, de la misma forma, las líneas punteadas y discontinuas indican rigideces del tope de impacto con valores de 30 y 50 kN/m, respectivamente.

Los resultados presentados en la Figura 4 muestran una evidente disminución de la amplitud de vibración

de la viga por efecto del dispositivo tope de impacto bajo las condiciones analizadas, considerando que el claro entre el tope de impacto y la viga fue de 0 mm. También en la **Figura 4** se observan importantes disminuciones de amplitudes de vibración en la viga en función de las diferentes rigideces utilizadas en el análisis, siendo poco significativos los torques de ajuste de la fuerza de fricción del tope de impacto, lo cual se aprecia en las agrupaciones de amplitudes de vibración destacadas en círculos en la **Figura 4** para los valores de rigideces utilizados. Los resultados obtenidos muestran que una mayor atenuación de la vibración de la estructura se obtiene cuando la rigidez del dispositivo es mayor. Cabe mencionar que, aunque no se reportan en este estudio, se observaron patrones similares a los descritos en la **Figura 4** durante las pruebas realizadas con las configuraciones detalladas en la **Tabla 1**, utilizando claros de 1 y 2 mm.

En la **Figura 5** se muestran las amplitudes de vibración de la viga a una frecuencia de 19.6 Hz, obtenidas en cada combinación de parámetros de rigidez del tope de impacto (K1, K2 y K3), el torque de ajuste de la fuerza de fricción (T1, T2 y T3) y el claro entre el tope de impacto y la viga (C1, C2 y C3) en las pruebas experimentales realizadas. Cabe mencionar que solo se muestran los resultados obtenidos a una frecuencia de excitación de 19.6 Hz para simplificar el análisis.

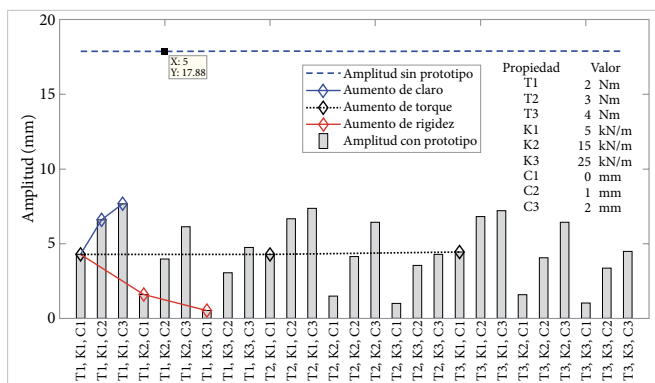


Figura 5. Comparación de amplitud de vibración de la viga vs. configuraciones del banco de prueba a 19.6 Hz.

Al analizar la configuración T1, K1, C1 en la **Figura 5**, nótese que si se aumenta el claro C1 (línea color azul) a C2 o C3, la amplitud de vibración de la viga crece. De manera similar, si el análisis comienza en T1, K1, C1 y se aumenta el torque (línea color negro) a T2 o T3, la amplitud de vibración de la viga disminuye muy ligeramente, casi imperceptible para los toques de ajuste de la

fuerza de fricción seleccionados. Si se hace nuevamente el análisis en T1, K1, C1, se observa que si se aumenta la rigidez (línea color rojo) del tope de impacto a K2 o K3 la amplitud de vibración de la viga disminuye.

Al comparar los datos registrados en la **Figura 5**, se determina que el mayor porcentaje de disminución de la amplitud de vibración de la viga se obtiene con la configuración del claro más pequeño, la rigidez más alta y con el torque más alto, con porcentajes de disminución de amplitud mayores a 90 %.

La energía que se disipa del sistema vibratorio por efecto del prototipo tope de impacto puede estimarse a partir del cambio en la amplitud de vibración de la viga con y sin el dispositivo tope de impacto. En este sentido, la diferencia de la energía de deformación de la viga debido a la deflexión provocada por la vibración, con y sin el dispositivo tope de impacto, será la energía disipada.

De acuerdo a lo reportado por Popov [22], la energía de deformación de la viga debido a la deflexión puede calcularse con la Ecuación (1), a partir de conocer la deflexión medida ( $\Delta$ ) en su extremo libre (definida por la amplitud de vibración en este estudio),

$$U = We = \frac{\Delta^2}{\frac{2L^2}{3EI} + \frac{2L}{5AG}} \quad (1)$$

donde A = área de la sección transversal de la viga, E = módulo de elasticidad, G = módulo del cortante y L = longitud de la viga.

La **Figura 6** muestra la disipación de energía calculada con la Ecuación (1) a partir de los resultados mostrados en la **Figura 5**.

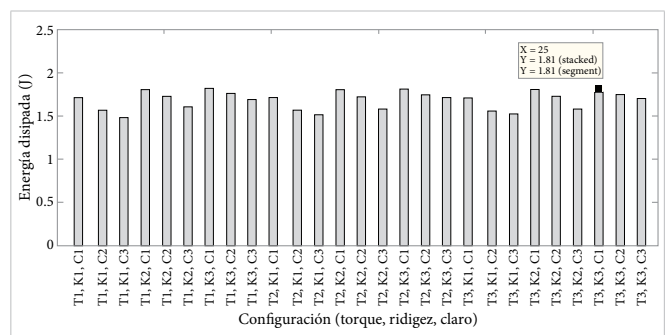


Figura 6. Comparación de disipación de energía, con amplitudes registradas a 19.6 Hz.

Con el análisis realizado se determinó que la energía máxima disipada en las pruebas experimentales fue de 1.8 J, lo que representa más del 90 % de la energía que tenía la viga sin el prototipo tope de impacto. Estos resultados se obtuvieron con la configuración del claro más pequeño, la rigidez y el torque más alto (T3, K3, C1). Cabe mencionar que existen otras configuraciones con las que se pueden obtener niveles similares de disipación de energía, aunque idealmente aquellas configuraciones con mayor torque de ajuste de fuerza de fricción deberían tener mayor disipación de energía. La poca influencia del torque de ajuste en la disminución de la amplitud de vibración, vistos en este estudio, puede deberse a errores de maquinado en el proceso de fabricación del prototipo en elementos como la carcasa y los aros deformables.

Los hallazgos encontrados en esta investigación representan un valioso recurso para el diseño de futuros dispositivos de amortiguamiento por fricción. La combinación de los parámetros claro, rigidez y torque puede servir como pauta esencial en la elaboración de diseños que busquen maximizar la atenuación de vibraciones en contextos similares. Adicionalmente, el dispositivo tope de impacto representa una alternativa a los amortiguadores de fricción mencionados en la sección Introducción [12]-[17] y ofrece la ventaja de que la fuerza de fricción necesaria para la disipación de energía puede regularse fácilmente mediante el tornillo de ajuste y, en caso de desgaste excesivo, los elementos friccionantes pueden ser remplazados.

#### IV. CONCLUSIONES

En este trabajo se analizó el funcionamiento de un dispositivo tope de impacto como atenuador de vibraciones en una estructura sometida a vibración forzada. El estudio realizado se llevó a cabo en el banco experimental que se mostró en la sección Metodología, en donde el parámetro evaluado fue el cambio en la vibración de una viga en voladizo en función de parámetros como el claro o distancia entre el extremo libre de la viga y el tope de impacto, la rigidez del dispositivo tope de impacto y el torque de ajuste de la fuerza de fricción del tope de impacto.

De la comparación de los resultados obtenidos en las pruebas experimentales, se destaca que las amplitudes de vibración de la viga disminuyen al reducir el claro que existe entre el tope de impacto y la estructu-

ra. Asimismo, la amplitud de vibración disminuye al aumentar la rigidez del dispositivo. El aumento en la rigidez del tope de impacto hace que la frecuencia natural del elemento móvil (que contiene los aros de fricción) aumente y, en consecuencia, realice más ciclos de histéresis en cada evento de impacto contra la viga, lo que se traduce en una mayor disipación de energía y por lo tanto la amplitud de vibración disminuye. Por otro lado, aumentar el torque de ajuste también disminuye la amplitud de vibración de la viga, aunque no considerablemente, lo cual se debe a imperfecciones de maquinado en el proceso de fabricación del dispositivo tope de impacto, ya que el incremento del torque de ajuste aumenta tanto la deformación radial de los aros de fricción como la fuerza de fricción y, por tanto, debe mejorar la disipación de energía.

Como resultado de este estudio se obtuvieron los parámetros del tope de impacto que maximizan la atenuación de las amplitudes de vibración de la viga de entre todos los parámetros propuestos, en un rango de frecuencias de entre 15 y 20 Hz. Así, el mayor porcentaje de disminución de la amplitud se encuentra con la configuración del claro más pequeño, con la rigidez más alta y con el torque más alto. La combinación de estos parámetros específicos puede servir como pauta en la elaboración de diseños de dispositivos en contextos similares.

Finalmente, los resultados obtenidos de las pruebas experimentales confirman la capacidad del dispositivo de tope de impacto para atenuar las vibraciones de una estructura sometida a vibración forzada. Esto queda en evidencia al reducir la amplitud de vibración de la estructura propuesta en el banco de pruebas en un notable 97 %, operando dentro de un rango de frecuencias que se extiende desde 15 hasta 20 Hz. Esto, a su vez, permite una efectiva disipación de energía, alcanzando 1.8 J, dependiendo de la rigidez de los resortes empleados.

#### REFERENCIAS

- [1] T. E. Saaed, G. Nikolakopoulos, J.-E. Jonasson y H. Hedlund, "A state-of-the-art review of structural control systems", *J. Vib. Control*, vol. 21, no. 5, pp. 919-937, abr. 2015, doi: 10.1177/1077546313478294.
- [2] Z. Shu, R. You y Y. Zhou, "Viscoelastic Materials for Structural Dampers: A Review", *Constr. Build.*

- Mater.*, vol. 342, parte B, p. 127955, ag. 2022, doi: [10.1016/j.conbuildmat.2022.127955](https://doi.org/10.1016/j.conbuildmat.2022.127955).
- [3] FEMA, “NEHRP commentary on the guidelines for the seismic rehabilitation of buildings”, Federal Emergency Management Agency, Washington, D.C., USA, rep. no. FEMA 274, oct. 1997. Accedido: ag. 6, 2023. [En línea]. Disponible en: [www.conservaciontech.com/FEMA-publications/FEMA274-1997.pdf](http://www.conservaciontech.com/FEMA-publications/FEMA274-1997.pdf)
- [4] F. Y. Cheng, H. Jiang y K. Lou, *Smart Structures. Innovative Systems for Seismic Response Control*, 1.ª ed. Boca Raton: CRC Press, 2008, doi: [10.1201/9781420008173](https://doi.org/10.1201/9781420008173).
- [5] H. Zhang, Y. Su, A. Li y P. Guo, “Experimental investigation of novel pre-compressed viscoelastic dampers with different matrix materials”, *Structures*, vol. 53, pp. 625-641, jul. 2023, doi: [10.1016/j.istruc.2023.04.056](https://doi.org/10.1016/j.istruc.2023.04.056).
- [6] Q. Liu, P. Li, C. Yuan, W. Li y S. Ding, “Experimental and analytical modelling on a novel self-centering viscous damper”, *J. Build. Eng.*, vol. 75, p. 107020, 2023, doi: [10.1016/j.jobte.2023.107020](https://doi.org/10.1016/j.jobte.2023.107020).
- [7] Z.-H. He, Z.-D. Xu, J.-Y. Xue, X.-J. Jing, Y.-R. Dong y Q.-Q. Li, “Experimental study and mechanical model of viscoelastic damping limb-like-structure device with coupling nonlinear characteristics”, *Soil Dyn. Earthq. Eng.*, vol. 160, p. 107385, 2022, doi: [10.1016/j.soildyn.2022.107385](https://doi.org/10.1016/j.soildyn.2022.107385).
- [8] A. Naeem y J. Kim, “Seismic performance evaluation of a spring viscous damper cable system”, *Eng. Struct.*, vol. 176, pp. 455-467, 2018, doi: [10.1016/j.engstruct.2018.09.055](https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2018.09.055).
- [9] J. Wang, J. Men, Q. Zhang, D. Fan, Z. Zhang y C.-H. Huang, “Seismic performance evaluation of a novel shape-optimized composite metallic yielding damper”, *Eng. Struct.*, vol. 268, p. 114714, 2022, doi: [10.1016/j.engstruct.2022.114714](https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2022.114714).
- [10] A. Farsi, H. R. Amiri y S. H. Dehghan Manshadi, “An innovative C-shaped yielding metallic dampers for steel structures”, *Structures*, vol. 34, pp. 4254-4268, 2021, doi: [10.1016/j.istruc.2021.08.069](https://doi.org/10.1016/j.istruc.2021.08.069).
- [11] M. Ghandil, H. T. Riahi y F. Behnamfar, “Introduction of a new metallic-yielding piston damper for seismic control of structures”, *J. Constr. Steel Res.*, vol. 194, p. 107299, 2022, doi: [10.1016/j.jcsr.2022.107299](https://doi.org/10.1016/j.jcsr.2022.107299).
- [12] J. Gao, C.-L. Wang, B. Zeng y T. Qiu, “Experimental investigation of a novel sleeved member with additional friction dampers”, *Eng. Struct.*, vol. 277, p. 115420, 2023, doi: [10.1016/j.engstruct.2022.115420](https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2022.115420).
- [13] N. Nabid, I. Hajirasouliha, D. Escolano Margarit y M. Petkovski, “Optimum energy based seismic design of friction dampers in RC structures”, *Structures*, vol. 27, pp. 2550-2562, 2020, doi: [10.1016/j.istruc.2020.08.052](https://doi.org/10.1016/j.istruc.2020.08.052).
- [14] Y. G. Wu *et al.*, “Design of semi-active dry friction dampers for steady-state vibration: sensitivity analysis and experimental studies”, *J. Sound Vib.*, vol. 459, p. 114850, 2019, doi: [10.1016/j.jsv.2019.114850](https://doi.org/10.1016/j.jsv.2019.114850).
- [15] M. Latour, M. D’Aniello, M. Zimbru, G. Rizzano, V. Piluso y R. Landolfo, “Removable friction dampers for low-damage steel beam-to-column joints”, *Soil Dyn. Earthq. Eng.*, vol. 115, pp. 66-81, 2018, doi: [10.1016/j.soildyn.2018.08.002](https://doi.org/10.1016/j.soildyn.2018.08.002).
- [16] Y. Xu *et al.*, “Longitudinal displacement control of a long-span suspension bridge under random traffic loads using a polyimide friction damper”, *Structures*, vol. 55, pp. 1861-1873, 2023, doi: [10.1016/j.istruc.2023.05.148](https://doi.org/10.1016/j.istruc.2023.05.148).
- [17] A. A. Kulaksizoglu, C. Yalcin y C. Yilmaz, “Analytical and experimental investigation of a motion amplified rotational friction damper”, *Eng. Struct.*, vol. 288, p. 116184, 2023, doi: [10.1016/j.engstruct.2023.116184](https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2023.116184).
- [18] S. Jaisee, F. Yue y Y. H. Ooi, “A state-of-the-art review on passive friction dampers and their applications”, *Eng. Struct.*, vol. 235, no. en., p. 112022, may. 2021, doi: [10.1016/j.engstruct.2021.112022](https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2021.112022).
- [19] R. Romero-Leyva, “Prototipo de un tope de impacto ajustable que disipe energía mediante fricción”, tesis de maestría, Tecnológico Nacional de México

- Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico, Cuernavaca, Mor., 2006.
- [20] C. Cortés-García, “Análisis de amortiguadores de fricción con elementos deformables aplicados a vibraciones estructurales”, tesis de doctorado, Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico, Cuernavaca, Mor., 2014.
- [21] J. Bedolla, D. Szwedowicz, J. Jiménez, T. Majewski, C. Cortés y E. S. Gutierrez-Wing, “Improvement of dynamic response in an impact absorber by frictional elements”, *J. Mech. Sci. Technol.*, vol. 28, no. 4, pp. 1349-1363, abr. 2014, doi: [10.1007/s12206-014-0303-2](https://doi.org/10.1007/s12206-014-0303-2).
- [22] E. P. Popov, *Mecánica de Sólidos*, 2ª. ed. México: Addison Wesley Longman México, 2000.