

ESTUDIO DE UN AMORTIGUADOR ESPACIADOR DE VIBRACIONES DEL TIPO “cable doble” PARA LÍNEAS DE TRANSMISIÓN ELÉCTRICA

Héctor Antonio Barrera Domínguez, José Colín Venegas, Luz Antonio Aguilera Cortés
Facultad de Ingeniería Mecánica Eléctrica y Electrónica, Universidad de Guanajuato,
Carretera Salamanca-Valle de Santiago km 3.5 + 1.8km Comunidad de Palo Blanco, Salamanca, Guanajuato, México
Tel. (464) 64 7 99 40 Fax. 2311
hector.barrera@ge.com, colin@salamanca.ugto.mx, aguilera@salamanca.ugto.mx

RESUMEN

Este artículo presenta un estudio teórico experimental sobre la caracterización de un amortiguador espaciador para cables dobles, el cual es utilizado en las líneas de transmisión eléctrica con el fin de evitar que los conductores de dichas líneas se dañen debido a vibración eólica. El objetivo es conocer y aplicar una metodología para determinar sus características mecánicas (caracterización) que permita posteriormente desarrollar una simulación de las líneas de transmisión con estos dispositivos instalados.

ABSTRACT

The present article shows an analytical and experimental study about the characterization of a spacer damper for twin bundle conductors, which is used in the electric overhead lines in order to avoid the damage on the conductors due to wind vibration. The objective is to know and to apply a methodology to obtain their mechanical characteristics that let us to develop a simulation of those conductors with the spacer dampers installed.

NOMENCLATURA

AE	Amortiguador Espaciador
Kt	Coefficiente de Rigidez Torsional
Ht	Coefficiente de Amortiguamiento Torsional
ζ_{eq}	Coefficiente de Amortiguamiento Equivalente
θ	Desplazamiento Angular

INTRODUCCIÓN

Los sistemas de conductores múltiples son usados en líneas de transmisión para mallas de alto voltaje y extra voltaje por razones eléctricas, y, dentro del campo de las vibraciones mecánicas, es posible analizar un fenómeno que se presenta en las líneas de transmisión eléctricas, conocido como “vibración eólica” [1].

Son de considerar los riesgos que se tienen para con los sistemas de transmisión eléctrica debido a este fenómeno que es producido por la ocurrencia de altas frecuencias, vibración en los conductores múltiples debido a la incidencia natural del viento con velocidades entre 1 m/s y 7 m/s. Esas vibraciones causan esfuerzos flexionantes alternantes en los conductores; esto puede resultar en un daño al conductor en los puntos de las abrazaderas, lo cual provoca desde la rotura de cables simples hasta la rotura completa del conductor. Otro fenómeno de vibración es la ocurrencia de oscilaciones de baja frecuencia con las cuales se tienen amplitudes grandes suficientes para causar que los cables se golpeen uno con otro.

El objetivo principal es el estudio experimental bajo condiciones de prueba normalizadas del amortiguador de vibraciones de conductores múltiples del tipo “cable doble” para líneas de transmisión eléctrica, con el fin de conocer sus parámetros físicos [2]. Se pretende utilizar los resultados de la caracterización en estudios posteriores para generar un modelo de elemento finito que pueda reproducir en cierto grado el comportamiento de las líneas de transmisión eléctrica con amortiguadores espaciadores instalados.

Por otra parte, hace mas de diez años que en la FIMEE de la Universidad de Guanajuato se vienen estudiando y analizando experimentalmente dispositivos para la atenuación de las vibraciones eólicas en conductores eléctricos [3,4,5], y entre ellos recientemente los del tipo amortiguador espaciador.

La razón de estos estudios se debió a la necesidad que surgió por parte de algunos fabricantes nacionales para lograr la comercialización de estos dispositivos. Las propiedades mecánicas de estos dispositivos, generalmente de importación, no son publicadas por el fabricante y solamente se da información general acerca del número y ubicación de estos en las líneas de transmisión. Es por eso que para obtener esta información y con el fin de simular el comportamiento dinámico de la línea de transmisión con cable doble y amortiguadores espaciadores motados se desarrolló este proyecto comenzando por conocer las características mecánicas de los AE.

AMORTIGUADORES ESPACIADORES

Con la acumulación de experiencia sobre los fenómenos de las vibraciones eólicas que provocan daños sobre los alambres de los conductores en las zonas próximas a las mordazas de los distanciadores rígidos, se desarrollaron sistemas basados en espaciadores con características no solo de distanciador sino también amortiguantes[6,7].

El mecanismo de amortiguación de los amortiguadores espaciadores, se basa en la disipación de una cierta cantidad de energía acumulada por cada subconductor debido a energía de vibración que le induce el viento que atraviesa la línea. Esta disipación se logra a través de la absorción de energía por parte de un elemento elástico contenido en las articulaciones (Fig. 1). Para obtener esto, los brazos del espaciador deben rotar para permitirle a los elementos elásticos absorber la energía por deformación [11].

A pesar de las diferencias existentes entre los distintos diseños, en general todo AE se compone de los siguientes elementos:

1. Cuerpo central.
2. Abrazaderas, coincidente con el número de sub conductores.
3. Articulaciones elásticas (simples o dobles).
4. Brazos conectados a las abrazaderas y con el cuerpo central a través de las articulaciones elásticas.

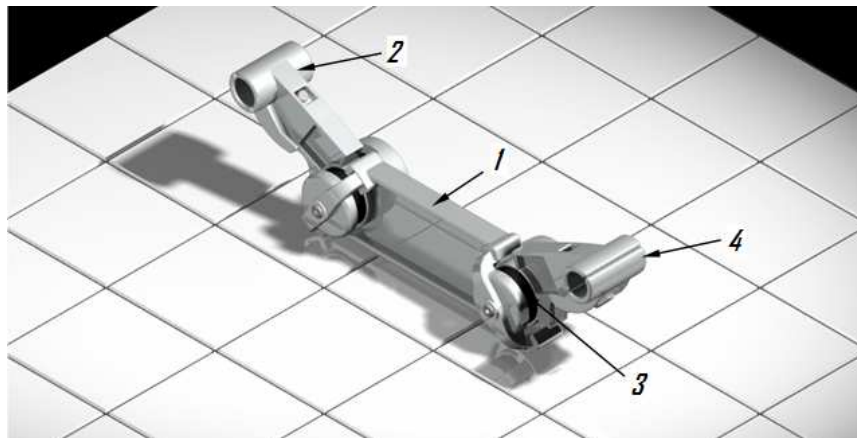


Fig.1 Esquema de los elementos que componen el amortiguador espaciador (SALVI 3930B45).

CARACTERIZACIÓN DEL AMORTIGUADOR ESPACIADOR

El principal componente disipador de energía utilizado en un AE es un elastómero que está sometido a movimiento torsional y comúnmente es un elastómero. Conocer sus parámetros de rigidez y amortiguación son importantes para poder realizar una simulación cuando estos están montados en los conductores eléctricos. Por lo tanto:

- Cuando un elastómero está dinámicamente cargado, incluso en niveles donde su rango es lineal, éste convierte una fracción mucho más grande de la energía de entrada en calor que un metal. Es por lo tanto necesario medir ambos, la propiedad de almacenamiento de energía (rigidez) y la propiedad de disipación de energía (amortiguamiento).

- Ambos, la rigidez y el amortiguamiento del elastómero tienden a variar significativamente con la frecuencia y temperatura. Generalmente, el material más disipativo, tiene más variación.

Basados en normas [2] se desarrollaron pruebas de caracterización de tres tipos, pruebas de histéresis, pruebas de medición de rigidez directa y pruebas de decremento logarítmico. **Las pruebas realizadas por decremento logarítmico y las pruebas de medición directa de rigidez fueron las pruebas utilizadas para definir los valores de rigidez y amortiguamiento torsional.** Las pruebas por histéresis fueron desarrolladas fuera de la norma, sin embargo estas solo fueron desarrolladas con el fin de tener un panorama más amplio del comportamiento de la junta del AE.

PRUEBAS DE CARACTERIZACIÓN POR HISTÉRESIS MÉTODO DE RIGIDEZ – AMORTIGUAMIENTO

Las pruebas para determinar las propiedades elásticas y de amortiguamiento del AE deben ser desarrolladas de acuerdo con uno o más de los siguientes métodos como por los especificados por el comprador.

La prueba basada en el método de rigidez amortiguamiento consiste en lo siguiente: El marco del espaciador deberá ser fijado seguramente y un tubo o barra rígida debe ser colocada en una de las abrazaderas del espaciador. La barra o tubo debe ser excitada oscilatoriamente tal que el ángulo de deflexión del brazo del espaciador desde su posición de reposo siga una sinusoidal, como [10]:

$$\varphi = \phi \sin \omega t \quad (1)$$

Donde:

φ es el ángulo de deflexión

ϕ es el valor pico de la deflexión seleccionada de las mediciones

La fuerza pico F requerida para que el brazo del espaciador oscile a través del ángulo $\pm\phi$ debe ser determinado (medido aproximadamente a 90° del eje del brazo en el plano del espaciador y pasando a través del centro de la abrazadera). El ángulo de fase α , entre la fuerza y el ángulo de deflexión del brazo del espaciador debe ser determinado. Es necesario la oscilación del brazo debe ser mantenida por un largo periodo suficiente para estabilizar la temperatura de los elementos amortiguantes antes de las mediciones de F y α . El ángulo α puede ser directamente medido mediante la comparación de las curvas de fuerza y deflexión del brazo. Esto podría ser determinado también indirectamente mediante la medición del área de la curva de histéresis formada por la fuerza y la deflexión del brazo en la forma $X - Y$. En este caso α puede ser calculada como sigue:

$$\alpha = \arcsen \left[E / (Fl\pi\phi) \right] \quad (2)$$

Donde:

α Es el ángulo de fase entre la deflexión del brazo y la fuerza (rad);

E Es el área de la curva de momento/deflexión angular (J);

F Es la fuerza pico (N);

l Es la longitud del brazo medida entre el centro de la abrazadera y el punto efectivo de pivote del brazo (m);

ϕ Es la deflexión pico del brazo (rad).

La prueba debe ser llevada a cabo en un rango de frecuencias de 1Hz a 2Hz con desplazamientos equivalentes de pico a pico igual al diámetro del conductor para el cual la abrazadera fue diseñada.

De las mediciones de F y α , la rigidez torsional Kt y la constante de amortiguamiento Ht deben ser calculadas como sigue:

$$Kt = \frac{(Fl \cos \alpha)}{\phi} (Nm / rad) \quad Ht = Kt \tan \alpha (Nm / rad) \quad (3) \text{ y } (4)$$

Es necesario mencionar que las ecuaciones anteriores están basadas en un modelo de amortiguación por histéresis de un Grado de Libertad en el que las fuerzas de inercia son despreciables. Los recursos con los que cuenta la máquina de vibraciones “Shaker” nos limitan a operar por arriba de los 4 Hz, por lo que la prueba se realizó entre las frecuencias de 4Hz a 8 Hz. La histéresis bajo esas condiciones de prueba entrega:

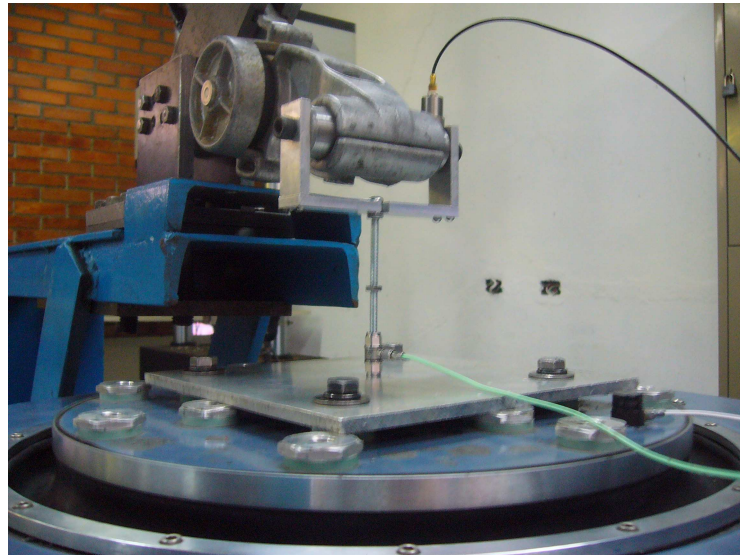


Fig. 2 Prueba de caracterización por histéresis (método de rigidez - amortiguamiento).

$$K_t = 109.15589 \frac{Nm}{rad} \quad H_t = 37.56811189 \frac{Nm}{rad}$$

En la figura 3 se muestra la curva de histéresis.

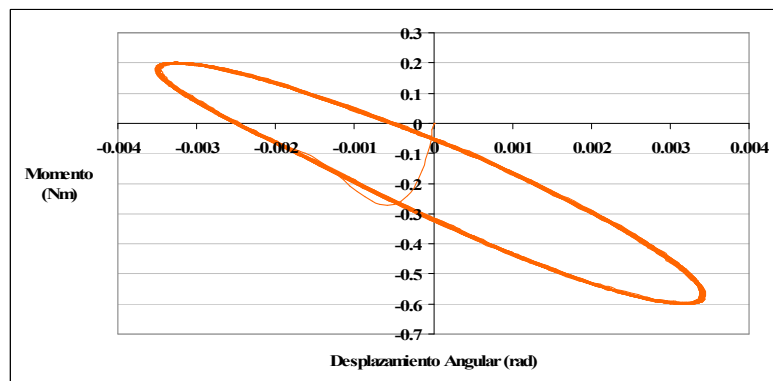


Fig.3. Curvas de Histéresis (Prueba a 4Hz).

Se realizaron pruebas de caracterización en frecuencias mayores, con lo cual se realizó un análisis del comportamiento de las propiedades de rigidez y amortiguamiento del sistema en función de la frecuencia.

En la figura 4, se observa que la rigidez mantiene un comportamiento prácticamente lineal en el intervalo de frecuencias de trabajo del amortiguador espaciador, esta relativa linealidad se mantiene dentro de un valor de 100 y 110 Nm/rad para el valor de rigidez torsional.

La figura 5 muestra la variación del coeficiente de amortiguamiento torsional de la junta elastomérica con respecto a la variación de las frecuencias de excitación, en este caso se observa que el valor del coeficiente de amortiguamiento torsional varía en forma no lineal con respecto a la frecuencia.

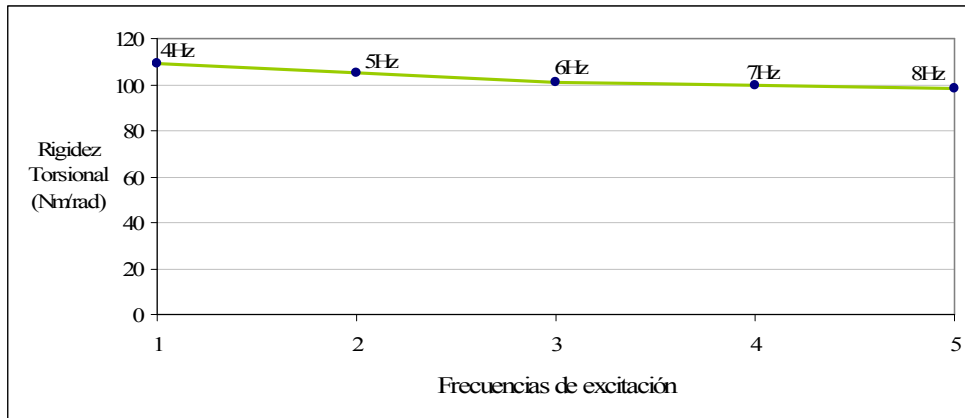


Fig.4. Comportamiento de la rigidez torsional vs. Frecuencia de excitación.

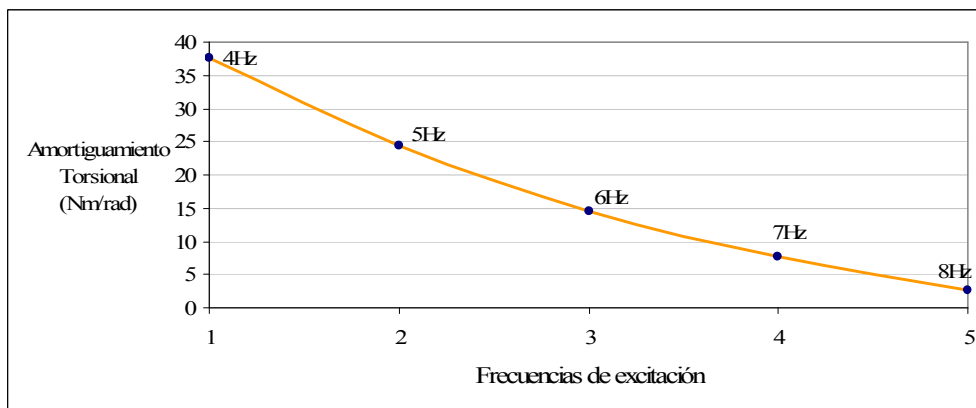


Fig.5. Comportamiento del amortiguamiento torsional vs. Frecuencia de excitación.

PRUEBAS DE MEDICIÓN DIRECTA DE RIGIDEZ TORSIONAL

Después de haber mantenido una prueba de referencia de temperatura de $(20 \pm 5) ^\circ\text{C}$ por al menos 3 horas, la rigidez horizontal del AE debe ser determinada en la siguiente manera [2]:

- El AE debe ser fijado (preferentemente en su orientación de trabajo) por dos abrazaderas adyacentes instaladas sobre barras horizontales las cuales estén libres de rotar.
- Una barra deberá ser mantenida en posición y una fuerza deberá ser aplicada a la otra barra suficiente para mover la abrazadera a su tope en tensión, el espaciamiento deberá haber sido incrementado desde X_{nom} a X_{max} lo cual debe ser registrado.
- Deberá ser repetido lo anterior, para el brazo en compresión y X_{min} deberá ser registrada.
- Los espaciamientos X_t y X_c deberán entonces ser determinados como:

$$X_t = X_{nom} + 0.9(X_{max} - X_{nom}) \quad X_c = X_{nom} - 0.9(X_{nom} - X_{min}) \quad (5) \text{ y } (6)$$

Los brazos del AE deberán ser movidos en el siguiente ciclo:

- Empezar en X_{nom} incrementando el espaciamiento a X_t a una razón uniforme entre 50mm/min y 100mm/min.
- El espaciamiento deberá mantenerse en X_t y después de 60s la fuerza F_t requerida para mantener este espaciamiento deberá ser registrada.

- El espaciamiento entonces deberá ser disminuido a una razón uniforme entre 20mm/min y 50mm/min hasta llegar otra vez al espaciamiento nominal X_{nom} .
- Después de mantener el espaciamiento en X_{nom} entre 0s y 20s, el espaciamiento deberá ser disminuido hasta X_c a una razón uniforme entre 50mm/min y 100mm/min.
- El espaciamiento deberá mantenerse en X_c y después de 60s la fuerza F_t requerida para mantener este espaciamiento deberá ser registrada.
- La rigidez deberá ser determinada como $(F_t + F_c)/(X_t - X_c)$. (7)

La prueba por medición directa de rigidez entrega los siguientes valores de fuerza de torsión en tensión y compresión considerando la longitud del brazo del amortiguador espaciador $l = 130\text{mm}$:

$$F_t = \frac{M}{l} = \frac{12\text{N}\cdot\text{m}}{0.1316\text{m}} = 91.18541033\text{N} \qquad F_c = \frac{M}{l} = \frac{10\text{N}\cdot\text{m}}{0.1316\text{m}} = 75.987842\text{N}$$

Con esto, de acuerdo con la norma, K_t se determina a partir de:

$$K_t = \frac{(F_t + F_c)}{(X_t - X_c)} \qquad K_t = \frac{(91.18541033\text{N} + 75.987842\text{N})}{(361.2\text{mm} - 341.4\text{mm})} = 8.4431 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

La rigidez torsional anteriormente obtenida es una rigidez lineal, entonces utilizando la longitud del brazo del AE se obtiene la correspondiente rigidez torsional con características para sistemas en rotación:

$$K_t = 144.444 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$$

PRUEBAS DE VIBRACIÓN LIBRE

Para el cálculo del amortiguamiento característico, el cuerpo del AE deberá ser fijado rígidamente, y una masa deberá ser agregada en un brazo tal que la frecuencia natural de oscilación este entre 1Hz y 2Hz.

El brazo deberá entonces ser movido a uno de los toques, después de 1 minuto repentinamente liberarlo. El movimiento del brazo deberá ser registrado por al menos dos ciclos completos.

Si el desplazamiento inicial (desde su posición de inicio hasta su máxima deflexión en la dirección opuesta) es Y_1 y subsecuentemente (de pico a pico) son Y_2 , Y_3 y Y_4 , el decremento logarítmico deberá ser tomado como [2]:

$$\ln \left[\frac{1}{2} \left(\frac{Y_1}{Y_3} + \frac{Y_2}{Y_4} \right) \right] \qquad (8)$$

Las curvas para decremento logarítmico obtenidas como resultado de la prueba son las siguientes:

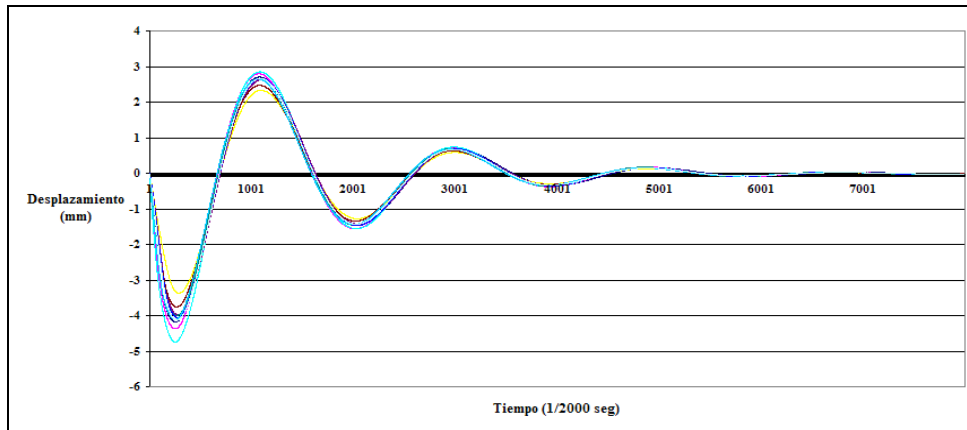


Fig.6. Comparación de curvas con tope a compresión (vibración libre).

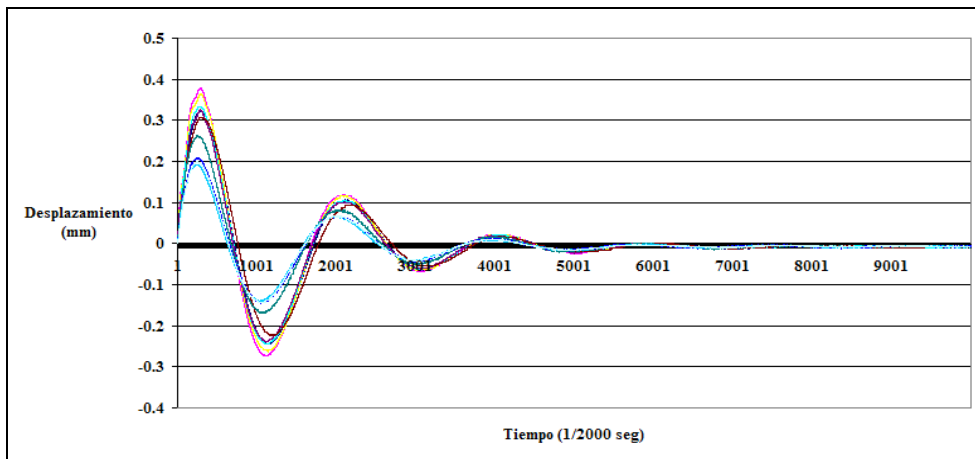


Fig.7. Comparación de curvas con tope a tensión (vibración libre).

La prueba fue desarrollada en los dos topes de los brazos del amortiguador espaciador (tope a tensión y compresión), agregándole una masa que genera una excitación de alrededor de 1.1Hz. Se observa en las figuras 6 y 7 que el comportamiento del desplazamiento angular tiene una muy buena repetibilidad, con una desviación estándar muy pequeña entre 1.7% y 4.7% para los topes a compresión y tensión respectivamente. Como resultado de lo anterior se obtuvieron los valores de decremento logarítmico y coeficiente de amortiguamiento equivalentes buscados de acuerdo con la ecuación 8:

Tabla.1. Coeficientes obtenidos en la etapa de caracterización (vibración libre).

<i>Coeficiente</i>	<i>Compresión</i>	<i>Tensión</i>
Decremento logarítmico δ	1.21373488	1.22662468
Coeficiente de amortiguamiento histérico β	0.38634381	0.39044676
Coeficiente de amortiguamiento ζ_{eq}	0.19317191	0.19522338
Coeficiente de amortiguamiento $\zeta_{eq, promedio}$	0.194197645	

Analizando los resultados se llegó a la conclusión de que el coeficiente de amortiguamiento equivalente tiene el valor de aproximadamente 0.194, además como resultado de las pruebas de histéresis y de las pruebas de medición directa anteriores llevadas a cabo de acuerdo también a la Norma, los valores de la rigidez torsional presentes en la junta elastomérica se mantienen constantes dentro del intervalo de frecuencias de trabajo del sistema; por el contrario, los valores de la constante de amortiguamiento rotacional varían en forma no lineal, comportamiento que era esperado al tener un elemento elastomérico en la junta. Dichos valores de rigidez y amortiguamiento definidos por el comportamiento de las curvas son:

$$\boxed{Kt = 144 \frac{Nm}{rad}} \quad \boxed{Ht = 55.92892176 \frac{Nm}{rad}}$$

MODELO DEL EFECTO DEL AMORTIGUAMIENTO NO LINEAL CON VIBRACIÓN FORZADA

Considerando que el comportamiento del coeficiente de amortiguamiento presente en el sistema del AE es no lineal, se plantea un modelo con comportamiento no lineal en su amortiguamiento [1].

Suponiendo que la fuerza de amortiguamiento sea descrita por la siguiente función, considerando un coeficiente del orden cúbico para la no-linealidad:

$$R = c\dot{\theta} + e\dot{\theta}^3 \quad (9)$$

Examinando al sistema bajo vibración con características elásticas lineales y excitación armónica. La ecuación de movimiento se asume de la forma:

$$J\ddot{\theta} + c\dot{\theta} + e\dot{\theta}^3 + k\theta = F_0 \text{sen}(\omega t) \quad (10)$$

La ecuación puede ser transformada en la siguiente considerando ciertos coeficientes:

$$\ddot{\theta} + \alpha\dot{\theta} + \omega_n^2 \theta = q \text{sen}(\omega t) - \lambda \dot{\theta}^3 \quad (11)$$

Donde los coeficientes son:

$$\alpha = \frac{c}{J}, \lambda = \frac{e}{J}, q = \frac{F_0}{J}, \omega_n^2 = \frac{k}{J} \quad (12)$$

El coeficiente λ será tomado como un pequeño parámetro presentado en la solución expresada en términos de series de potencia:

$$\theta(t) = \theta_0(t) + \lambda \theta_1(t) + \lambda^2 \theta_2(t) + \dots \quad (13)$$

Sustituyendo la ecuación de solución propuesta 13 en la ecuación original 11, desarrollando la ecuación e igualando los términos del mismo orden se obtiene el siguiente sistema de ecuaciones diferenciales:

$$\begin{aligned} \ddot{\theta}_0 + \alpha\dot{\theta}_0 + \omega_n^2 \theta_0 &= q \text{sen}(\omega t) \\ \ddot{\theta}_1 + \alpha\dot{\theta}_1 + \omega_n^2 \theta_1 &= -\dot{\theta}_0^3 \\ \ddot{\theta}_2 + \alpha\dot{\theta}_2 + \omega_n^2 \theta_2 &= -3\dot{\theta}_0^2 \dot{\theta}_1 \end{aligned} \quad (14)$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones 14 en forma simultanea y tomando en cuenta solo soluciones periódicas y despreciando los términos los cuales describen decaimiento en la vibración (estado transitorio). La solución correspondiente a la segunda aproximación (considerando los términos hasta el coeficiente λ^2) es la siguiente [8]:

$$\theta = c_{01} \text{sen} \omega t + e_{01} \cos \omega t + \lambda (c_{11} \text{sen} \omega t + e_{11} \cos \omega t + c_{13} \text{sen} 3\omega t + e_{13} \cos 3\omega t) + \lambda^2 (c_{21} \text{sen} \omega t + e_{21} \cos \omega t + c_{23} \text{sen} 3\omega t + e_{23} \cos 3\omega t + c_{25} \text{sen} 5\omega t + e_{25} \cos 5\omega t) \quad (15)$$

ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DEL MODELO DE AMORTIGUAMIENTO HISTERÉTICO NO LINEAL

Por último se hace un análisis de las respuestas que presenta el modelo de amortiguamiento no lineal con el modelo experimental. Aquí se muestran las gráficas obtenidas:

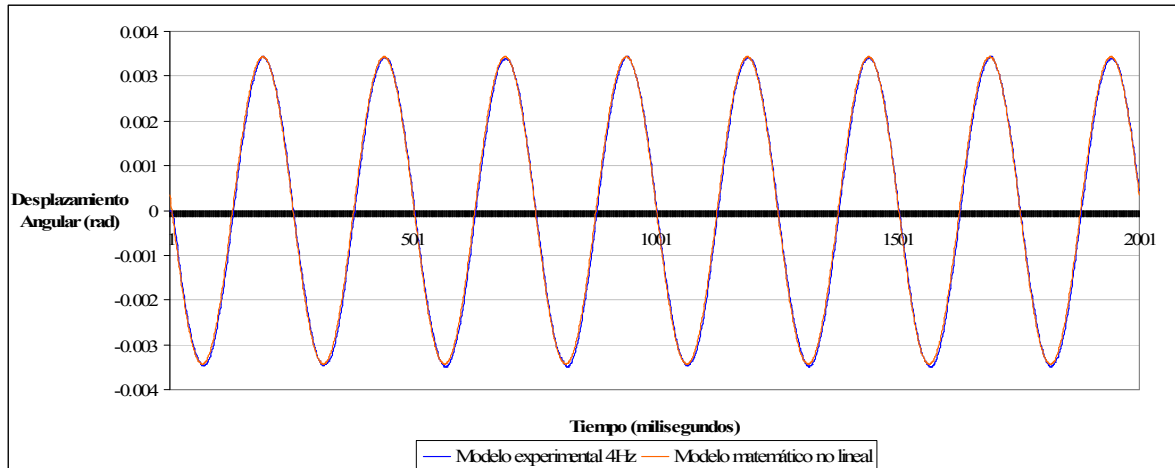


Fig.8. Curvas de modelo experimental y matemático no lineal a 4Hz.

En la gráfica 8, se observa el comportamiento de los datos experimentales y de modelo matemático, y estos mantienen un comportamiento muy similar.

En cuanto a la amplitud de oscilación, a menores frecuencias de excitación se presenta un comportamiento completamente similar, esto es, que a 4Hz prácticamente no existe diferencia entre curvas. Aunque en cuanto se aumenta la frecuencia el error que aparece se incrementa en la forma siguiente.

Para la curva 8 que es la comparación de modelo experimental con matemático a 4Hz se tiene una diferencia de amplitud del 0.02245%. Para la comparación entre curvas a 5Hz se tiene una mayor diferencia, esta es de 1.06%.

Para las comparaciones a 6Hz y 8Hz respectivamente se tienen diferencias de 6.99% y 19.97% respectivamente. Esto indica que a menores frecuencias de excitación (entre 1Hz y 6Hz) se tiene una muy buena aproximación del comportamiento del sistema de brazo del AE y su junta de elastómero, considerando que en pequeños desplazamientos angulares del brazo, un 10% de error en la aproximación representa un desplazamiento angular de 0.00035rad lo que representa un desplazamiento de arco de 0.0468mm.

Finalmente, como conclusión general, se puede establecer que el modelo matemático de amortiguamiento por histéresis no lineal tiene una muy buena viabilidad para ser aplicado como aproximación matemática de la representación del modelo físico y su comportamiento.

MODELACIÓN DEL BRAZO DEL AMORTIGUADOR ESPACIADOR

El objetivo principal de la modelación del brazo del AE en forma individual es el de generar un modelo de elemento finito que se asemeje en comportamiento con el modelo matemático ya desarrollado y que permita tener buenas aproximaciones para después poder ser aplicado completamente en el modelado general del tendido eléctrico, donde los amortiguadores están localizados.

Como consideraciones iniciales, para el brazo de aleación de aluminio se utiliza el elemento BEAM 3, el cual tiene la opción de introducir al modelo las propiedades y del material.

Para la junta elastomérica se utiliza el elemento COMBIN 14, el cual tiene la característica de permitir realizar un análisis no lineal e introducir los valores del amortiguamiento lineal y no lineal obtenidos en la caracterización del elemento.

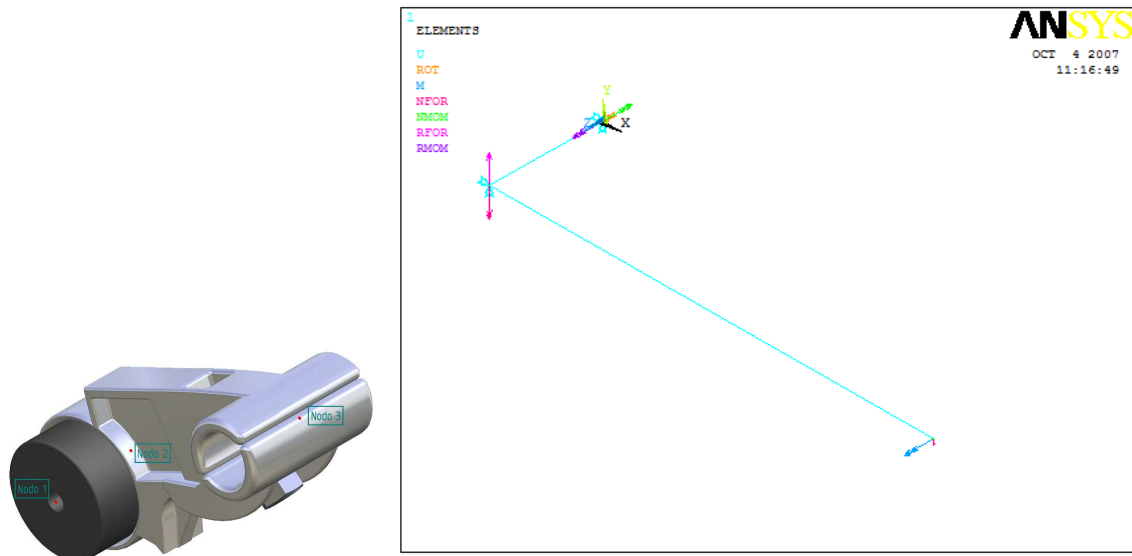


Fig.9. Representación del brazo del amortiguador espaciador para modelado en elemento finito.

Este modelado permite aplicarle diferentes juegos de excitación (excitación a diferentes amplitudes y frecuencias), con el objeto de verificar que el brazo mantiene un comportamiento similar al del modelo matemático y por consiguiente al experimental ya revisados. Una vista de la modelación se muestra en la figura 10.

Para la aplicación de las condiciones de frontera, en el nodo 1 se restringe completamente el movimiento en todos sus grados de libertad; para el nodo 2 se tiene la restricción de desplazamiento en las direcciones X y Y, permitiendo la rotación en Z y al final, en el nodo 3 no se tiene restricción de movimiento alguno aunque en este nodo es donde se localiza el punto de aplicación del momento de torsión en forma oscilatoria.

Y así, en forma similar, haciendo las modificaciones necesarias y de la excitación capturada en forma experimental, se obtienen las curvas para las frecuencias de 5Hz, 6Hz y 8Hz.

Para validar los resultados generados por esta simulación se desarrolla un análisis de las curvas de respuesta generadas por este modelo de elemento finito y de las obtenidas anteriormente en forma experimental con el fin de probar que el modelo puede ser llevado a aplicación práctica.

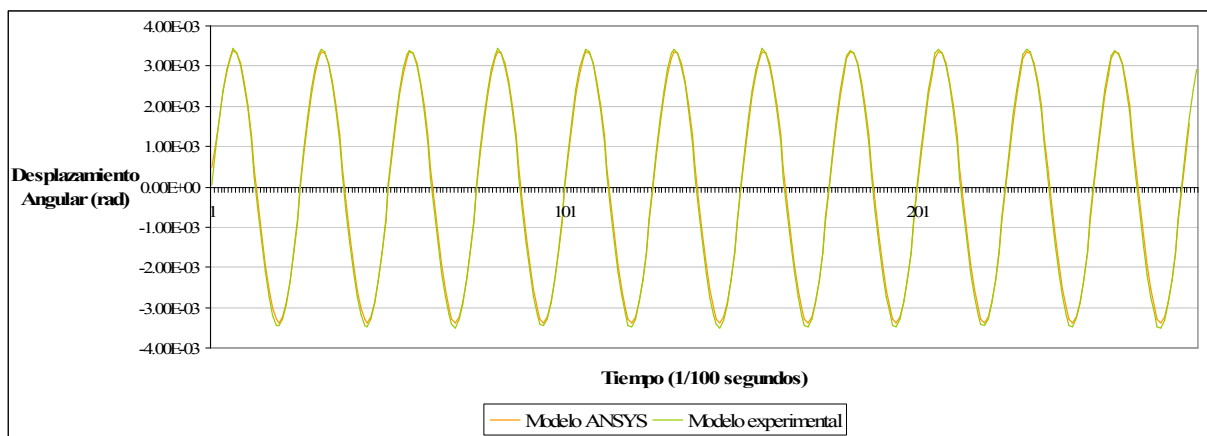


Fig.10. Curva de comparación modelo ANSYS VS modelo EXP (4Hz).

El porcentaje de diferencia entre comparaciones es relativamente pequeño, ya que en la comparación a 4Hz (Fig. 10) se presenta una diferencia de 2.4803% y para la comparación en 5Hz se tiene una diferencia de 9.2032%. La diferencia presente en las figuras es aceptable considerando que están por debajo del 10% y considerando que un error de esta magnitud representa una variación pequeña en la amplitud de oscilación.

Para la comparación de modelos a 6Hz y 8Hz respectivamente, se observan diferencias de entre 17.88% y 31.03% respectivamente. Estos porcentajes de diferencia son un poco mayores a los vistos en la comparación a 4Hz y 5Hz, y sobrepasan los límites planteados.

Como solución y considerando que se tiene el modelo matemático teórico que muestra mejores resultados, se puede realizar un ajuste al modelo de elemento finito para tener mejor resultado en frecuencias mayores. Este estudio es solo aceptable para predecir el comportamiento dinámico del AE en las condiciones de prueba del experimento para su caracterización entre 4Hz y 8Hz.

Finalmente, evaluando el comportamiento del modelo de elemento finito y considerando que se tiene un funcionamiento relativamente aceptable, se decide que es apto para aplicarlo en la modelación del tendido doble general, considerando que a frecuencias mayores de 6Hz se tiene que tener precaución en el análisis de los resultados obtenidos para evaluar si es necesario incluir un ajuste a estos resultados.

CONCLUSIONES

Mediante pruebas de rigidez en la junta y pruebas de decremento logarítmico capturando los datos de respuesta se logró obtener valores muy similares para los coeficientes de amortiguamiento y rigidez presentes en la junta. Los valores así obtenidos son muy semejantes a los obtenidos por el método de histéresis el cual fue realizado fuera de norma.

El modelo matemático no lineal aplicado para validar la prueba de Histéresis, fue realizado utilizando un método analítico y un numérico; el modelo matemático representa con una gran fidelidad el comportamiento experimental observado en la junta del brazo del AE, presentando una similitud muy grande en la respuesta obteniendo errores desde 0.02245% a 6.99%, lo cual muestra una excelente reproducción en el comportamiento de la junta. En cuanto al método numérico, se consiguió desarrollar un modelo de elemento finito en el paquete de software ANSYS que reproduce este movimiento (movimiento de la junta del amortiguador espaciador) también con un porcentaje de error pequeño, desde 2.4803% y 9.2032% para las frecuencias menores y hasta 17.88% para las frecuencias más altas.

Finalmente, se puede decir que la metodología desarrollada en este proyecto, aplicada en forma adecuada, puede determinar el coeficiente de amortiguación con muy buenos resultados. La siguiente etapa consistirá en realizar una simulación mediante un modelo de elemento finito de un sistema de dobles conductores con sus espaciadores y comparar sus respuestas con las mediciones que se puedan obtener directamente en campo.

AGRADECIMIENTOS

Reconocimientos a la Facultad de Ingeniería Mecánica Eléctrica y Electrónica de la Universidad de Guanajuato, al personal del Laboratorio de Dinámica y Vibraciones y al Taller Mecánico.

REFERENCIAS

- [1] Transmission Line Reference Book, Wind – Induced Vibration, Electric Power Research Institute, 1979.
- [2] International Standard, OVERHEAD LINES – Requirements and tests for spacers, IEC 1998.
- [3] Colin V. J., Lara L. A., Razo G. J. J., DISEÑO DE UN AMORTIGUADOR PARA LA LINEA 900, Facultad de Ingeniería Mecánica, Eléctrica y Electrónica de la UG. Reporte interno 1992.

- [4] Colin V. J., PRUEBAS ACELERADAS EN AMORTIGUADORES DE VIBRACION EÓLICA PARA LÍNEAS DE TRANSMISIÓN, Tesis Doctoral, Universidad de Guanajuato, 1995.
- [5] Aguilera C. L. A., ANALISIS Y SIMULACIÓN PARA DETERMINAR LA EFICIENCIA DE AMORTIGUADORES EÓLICOS PARA LA ATENUACIÓN DE LA VIBRACIÓN EN LÍNEAS DE TRANSMISIÓN, Tesis Doctoral, Universidad de Guanajuato, pp 76-77, 1995.
- [6] P. Hagedorn, N. Mitra, T. Hadulla, 2002, Vortex-Excited Vibration in Bundled Conductors: A Mathematical Model. Journal of Fluids and Structures, 2002, Vol. 16, No. 7 pp 843-854.
- [7] Anderson K. Hagedorn P., 1995, On the energy Dissipation in spacer Dampers in Bundled Conductors of overhead transmission lines, Journal of Sound and vibration, Ed. Vol. 180 (4,2) pag. 539-556.
- [8] Zbigniew Osinski, Editor, 1998, Damping of Vibration, chapter 2.
- [9] Singiresu S. Rao, MECHANICAL VIBRATIONS, Fourth Edition Ed. Prentice Hall 2004.
- [10] Robert D. Belvins, FLOOR – INDUCED VIBRATION, 2a edition, Ed. Van Nostrand Reinhold N.Y. 1990.
- [11] CURSO SOBRE LAS VIBRACIONES DE LOS CONDUCTORES Y MEDICIÓN RELATIVA EN CAMPO, Damp.