

ANÁLISIS DE FRECUENCIAS EN UNA FLECHA HOMOCINÉTICA, CON ADV INTEGRADO

Eduardo Herrera Saucedo, Benjamín Arroyo Ramírez, Raúl Lesso Arroyo
Instituto Tecnológico de Celaya, Departamento de Ingeniería Mecánica,
Av. Tecnológico Esq. A. García Cubas S/N, AP 57, CP 38010, Celaya, Guanajuato, México.
Teléfono: (461) 6117575 Ext.206. Fax: 461-6117979.
uruaeddie@hotmail.com, barroyo@itc.mx, rlesso@itc.mx

RESUMEN

En este artículo se presenta un análisis de frecuencias de resonancia en semiejes tubulares de flechas de velocidad constante, con absorbedor dinámico de vibración (ADV); utilizando un banco de pruebas encargado de medir tales frecuencias. Se seleccionaron dispositivos de medición tales como martillo eléctrico de impacto con accionamiento local y remoto, un transductor de fuerza integrado, un transductor de aceleración para medir la frecuencia del sistema y se diseñaron algunos herramientas de sujeción de los semiejes. También, se presenta un análisis de la adquisición de datos. Todo lo anterior, permitió verificar la correcta posición del amortiguador en el semieje y evitar resonancia; además, se consiguieron mediciones confiables del banco de pruebas.

ABSTRACT

This paper presents a resonance frequency analysis in hollow half-shafts of cv-joints with integrated dynamic vibration absorber (DVA), using a testing bench so as to measuring such frequencies. Thus, measuring devices such as electrical impact hammer with local and remote trigger and piezoelectric force transducer integrated, acceleration transducer to measuring the system frequency, were selected; also, some tools to fastening half-shafts were designed. In addition, this work presents a data acquisition analysis. All this, to verify the damper correct position into the half-shaft and avoid resonance; furthermore, reliable measurements in the testing bench were obtained.

NOMENCLATURA

m, masa (kg)
c, coeficiente del resorte (kg/s^2)
b, coeficiente de amortiguamiento (kg/s)
P(t), fuerza de excitación en función del tiempo (N)
x, desplazamiento (m)
A, B, constantes de integración (m)
 ω , frecuencia (Hz)
 ν , razón de masa (adimensional)
 f , razón de frecuencia (adimensional)
D, amortiguamiento (adimensional)
R&R, repetitividad y reproducibilidad (adimensional)
 V_p , variación de las partes (adimensional)
 V_T , variación total del sistema de medición (adimensional)

INTRODUCCIÓN

En años recientes, la flecha y sus aplicaciones han experimentado algunos cambios significantes. La flecha básica permaneció en gran parte sin cambios en diseño y función por décadas. Sin embargo, la tecnología automotriz ha ido optimando los vehículos; haciéndolos cada vez más ligeros, colocando mejores llantas, motores con más altas revoluciones, en fin, mejorado cada uno de sus componentes. Pero el problema de ruido y vibración ha estado presente en toda esta evolución. En el caso de los ejes de transmisión, macizos y tubulares, el problema de vibración se ha atacado con la adición de absorbedores dinámicos obteniendo con esto, buenos resultados.

Los absorbedores dinámicos de vibración (ADV) han sido usados por la industria automotriz para resolver algunos problemas de ruido y vibración en la línea de transmisión. Con la implementación de la tracción delantera (Fig. 1) se facilitó la detección de estos problemas por el propio usuario del vehículo.

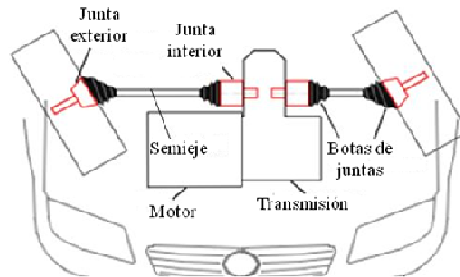


Fig. 1. Tracción delantera de un vehículo.

El presente trabajo se desarrolló con la finalidad de inspeccionar las frecuencias de resonancia en semiejes, con absorbedor dinámico de vibración interno, de flechas de automóviles (Fig. 2); para verificar que con la adición del amortiguador, éste cumpla con la función de evitar resonancia en las flechas.

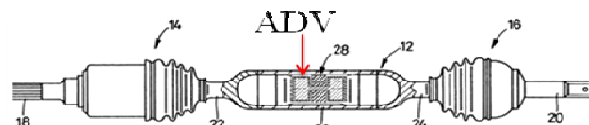


Fig. 2. Flecha de velocidad constante con semieje tubular y adv integrado.

Las flechas tienen la finalidad, además de transmitir el par, de generar estabilidad en el automóvil absorbiendo vibraciones provocadas por las revoluciones del motor y por malas condiciones del camino. Una flecha mal balanceada originará problemas de ruido y vibración en el vehículo provocando incomodidad a los usuarios.

Por lo anterior, se trabajó en un banco de pruebas existente con la finalidad de rediseñarlo; haciendo un estudio de la adquisición de datos, rediseñando algunos componentes y reemplazando otros (dispositivos de medición, actuadores, entre otros) para que las mediciones realizadas fueran confiables, una vez calibrado el banco se llevaron a cabo pruebas para validarlo. Cabe mencionar que existen sistemas equivalentes al ADV como por ejemplo masas sólidas que se adaptan a los sistemas mecánicos para evitar resonancia.

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Los sistemas vibratorios incluyen medios para almacenar energía potencial (resorte), medios para almacenar energía cinética (masa o inercia), y medios por los cuales la energía es gradualmente disipada (amortiguador). La vibración de un sistema involucra la transferencia alternante de energía entre sus formas potencial y cinética. En un sistema amortiguado, algo de energía es disipada en cada ciclo de vibración y debe ser repuesta por una fuente externa si se quiere mantener una vibración continua [1].

Absorbedor dinámico de vibración (ADV) amortiguado

La mejor solución para resolver un problema de resonancia es separar la frecuencia natural del componente, de la frecuencia de la fuerza excitante responsable. Esto puede ser logrado cambiando la frecuencia natural del componente aumentando o disminuyendo la masa o rigidez o bien la frecuencia de la fuerza de excitación. Desafortunadamente, en muchos casos, tales cambios no son posibles. Otra posible solución para resolver un problema de resonancia es instalar un absorbedor dinámico, un dispositivo diseñado para tener la misma frecuencia resonante la cual, a través de su propia fuerza vibratoria, contrarrestará la fuerza de excitación inicial.

Durante años, en Alemania, se estuvo desarrollando investigación relacionada con amortiguadores dinámicos para absorber o atenuar la vibración, en flechas de automóviles. Después de varios intentos, en 1994 se consiguió la patente de un amortiguador que se integró en el interior del semieje tubular. Este invento permitió tener buenos efectos en la absorción de la vibración y alargar la vida del amortiguador [2]. En Noviembre de 2001 se publicó la patente norteamericana 6 312 340 B1 en la que se describen dos nuevos modelos de absorbedores de vibración para integrarse en los semiejes tubulares, logrando una efectiva reducción de sobretiros de vibración a las frecuencias de resonancia evitando las desventajas de los modelos predecesores [3].

El absorbedor dinámico de vibración (ADV) o amortiguador con masa ajustada, es un dispositivo de control pasivo de vibración ampliamente usado. Un simple ADV consiste de una masa y un resorte. Cuando un sistema, masa-resorte o un sistema primario, es excitado por una fuerza armónica, su vibración puede ser anulada conectando un ADV como se muestra en la Fig. 3(a). Sin embargo, agregando un ADV a un sistema de un grado de libertad (1-dof) resulta en un nuevo sistema 2-dof. Si la frecuencia de excitación coincide con alguna de las dos frecuencias naturales del nuevo sistema, el sistema entrará en resonancia [4].

En las flechas o ejes de transmisión, es muy común que a la primer frecuencia natural se le llame *velocidad crítica de la flecha*, debido a que esta frecuencia se presenta por el efecto de rotación de la misma; además, respecto al análisis de modos, esta frecuencia corresponde al primer modo de deformación del sistema, llamado también *modo fundamental* [5].

Para superar este problema, un damper (amortiguador) es agregado al semieje. La Fig. 3, muestra un semieje con un adv integrado, el modelo de ese sistema y sus sistema equivalente (diagrama de cuerpo libre).

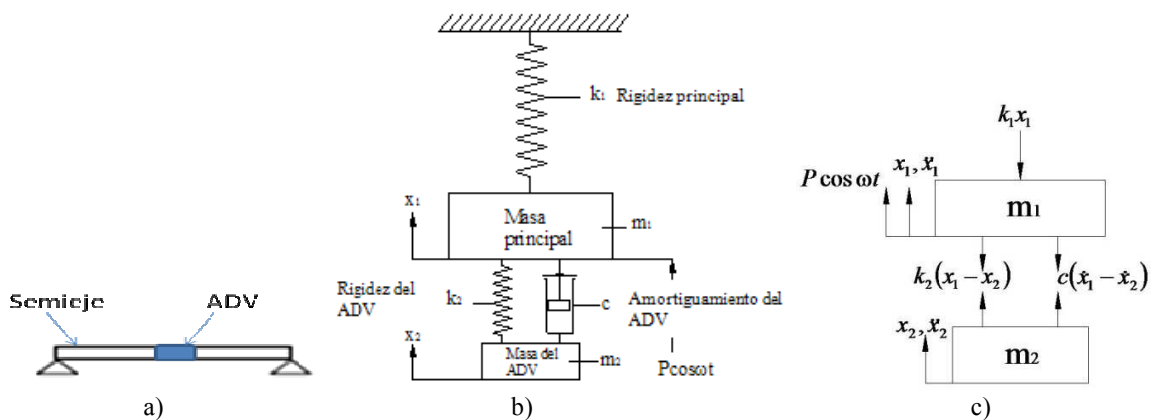


Fig. 3. Modelo del semieje con absorbedor dinámico de vibración integrado.

Aplicando la segunda ley de Newton a cada una de las masas da [4]:

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) + c(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = P \cos \omega t \quad (1)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) + c(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = 0 \quad (2)$$

La solución general de estas ecuaciones consiste de una solución general de la ecuación homogénea y una solución particular de las ecuaciones no homogéneas. La solución de la ecuación homogénea representa una vibración amortiguada y no es significativa en el estudio del problema del absorbedor dinámico amortiguado, ya que esta vibración es rápidamente atenuada. La solución particular de las ecuaciones no homogéneas, que representa la vibración forzada, es encontrada por el proceso de sustitución en las ecuaciones (1) y (2) de:

$$x_1 = A_1 \cos \omega t + B_1 \sin \omega t$$

y

$$x_2 = A_2 \cos \omega t + B_2 \sin \omega t \quad (3)$$

Al poner los coeficientes de $\sin \omega t$ y $\cos \omega t$ igual con cero, las cuatro ecuaciones algebraicas resultantes pueden ser resueltas para encontrar las constantes A_1 , A_2 , B_1 y B_2 [4].

El cambio en amplitud de la masa principal como una función de la frecuencia de perturbación es importante debido a que proporciona información de la forma en que el amortiguador afecta la vibración. Las siguientes abreviaciones serán usadas:

$$A_{st} = \frac{P}{c_1} \text{ Deflexión estática de la masa principal} \quad (4)$$

$$\omega_{11}^2 = \frac{c_1}{m_1} \text{ Frecuencia natural del sistema principal} \quad (5)$$

$$\omega_{21}^2 = \frac{c_{12}}{m_2} \text{ Frecuencia natural del absorbedor} \quad (6)$$

$$\nu = \frac{m_2}{m_1} \frac{\text{masa del absorbedor}}{\text{masa principal}} \quad (7)$$

$$k = \frac{\omega}{\omega_{11}} \frac{\text{frecuencia de perturbación}}{\text{frecuencia natural del sist. ppal}} \quad (8)$$

$$f = \frac{\omega_{21}}{\omega_{11}} \frac{\text{frecuencia natural del absorbedor}}{\text{frecuencia natural del sist. ppal}} \quad (9)$$

$$b_{12cr} = 2m_2\omega_{21} \text{ Amortiguamiento crítico del sistema amortiguador} \quad (10)$$

La Fig. 4 muestra la amplitud de un sistema principal A_1/A_{st} como función de la frecuencia ω/ω_{11} para la razón de masa $\nu = m_2/m_1 = 1/20$ y una razón de frecuencia $f = \omega_{21}/\omega_{11} = 1$ para los dos sistemas vibratorios. Dos situaciones extremas serán consideradas primero. En la ausencia de amortiguamiento $D = b_{12}/b_{12cr}$, por ejemplo, cuando $b_{12} = 0$, el valor absoluto de la amplitud es mostrado por la línea discontinua. Cuando el amortiguamiento es indefinidamente grande ($D = \infty$, por ejemplo, $b_{12} = \infty$) las dos masas son firmemente acopladas y la curva de resonancia obtenida es la que muestra únicamente una sola condición de resonancia, indicada con la línea punteada. El diagrama también contiene dos curvas de resonancia adicionales para $D = 0.1$ y $D = 0.32$. Es significativo que todas estas curvas de resonancia pasen a través de los puntos U y V. Esto significa que los puntos U y V, en los valores correspondientes de la razón de la frecuencia de perturbación, no son afectados por la magnitud de cualquier amortiguamiento presente.

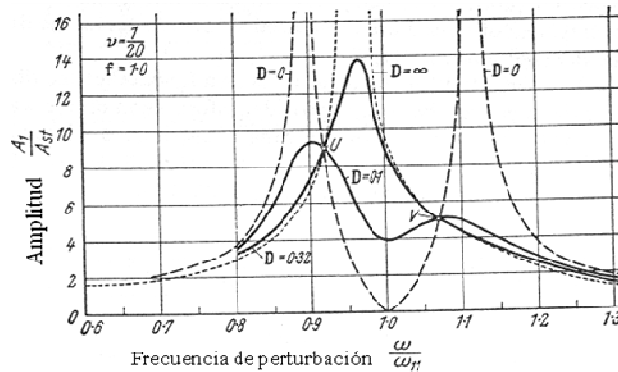


Fig. 4. Curva de resonancia de un absorbedor de vibración dinámico amortiguado

Para que la acción de un absorbedor de vibración pueda ser tan uniforme como sea posible, para la curva de resonancia del sistema, es necesario satisfacer dos condiciones. Primera, los puntos U y V deben tener amplitudes iguales. Segunda, la tangente de la curva de resonancia en dichos puntos debe ser horizontal.

Se puede demostrar [6] que los puntos U y V son de igual amplitud cuando la razón de frecuencia del absorbedor es:

$$f = \frac{1}{1+\nu} \quad (11)$$

Bajo esta condición, la amplitud de los dos puntos es dada por:

$$\frac{A_1}{A_{st}} = \sqrt{\left(1 + \frac{2}{\nu}\right)} \quad (12)$$

El requerimiento de que la curva de resonancia debe tener una tangente horizontal en la amplitud dada por la ecuación (12) no puede ser rigurosamente satisfecha. Se ha encontrado que la curva de resonancia tiene un máximo ya sea en U o en V y que el amortiguamiento asociado con estas dos condiciones es diferente. La diferencia entre estos dos valores de amortiguamiento no es significativa, sin embargo, es suficiente asignar al amortiguamiento el valor promedio encontrado por medio de la ecuación:

$$D = \frac{b_{12}}{b_{12cr}} = \sqrt{\left(\frac{3\nu}{8(1+\nu)^3}\right)} \quad (13)$$

La ecuación (13) da el óptimo amortiguamiento para la razón de frecuencia óptima (ecuación 11). Ahora si **f** y **D** son elegidos de esta manera, es obtenido el diagrama de resonancia mostrado en la figura 5. Una de las dos curvas tiene su máximo en el punto U y la otra en el punto V, así que la curva de resonancia para el amortiguamiento óptimo residirá entre estas dos curvas.

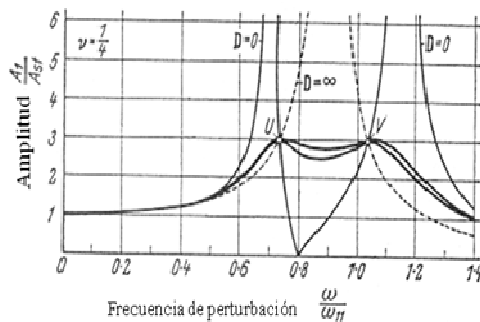


Fig. 5. Curva de resonancia de un absorbedor de vibración dinámico amortiguado óptimamente modulado.

Descripción del sistema

En la Fig. 6 se presenta un esquema del banco de pruebas con el que se trabajó, cabe mencionar que al inicio del proyecto ya se contaba con él, únicamente se mejoraron sus componentes y la adquisición de datos.

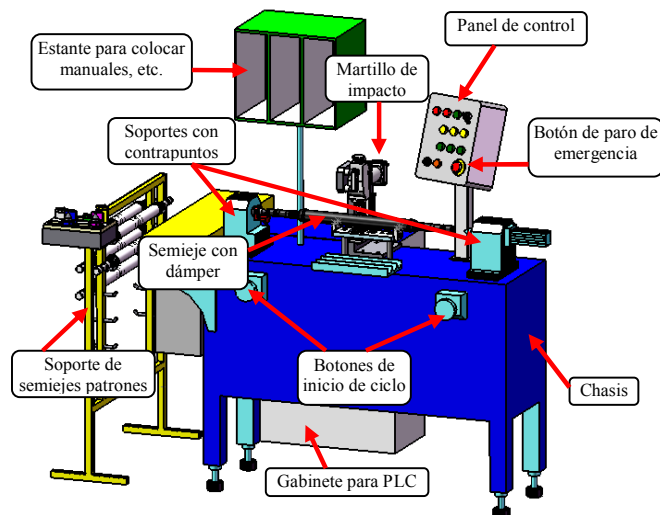


Fig. 6. Esquema del banco de pruebas

Dispositivos de medición

Existe una gran variedad de equipos para medir vibración en estructuras. Sin embargo, tanto el tipo de martillo de impacto como el transductor de aceleración fueron elegidos por sus características de sensibilidad, robustez y fácil manejo.

Martillo de impacto

El martillo que se seleccionó fue el que se muestra en la Fig. 7. Es un solenoide de accionamiento eléctrico, con variador de fuerza y accionamiento local y remoto. Permite generar impulsos con la misma fuerza en cada ocasión, lo cual ayuda a mantener invariable este parámetro durante el proceso de pruebas.

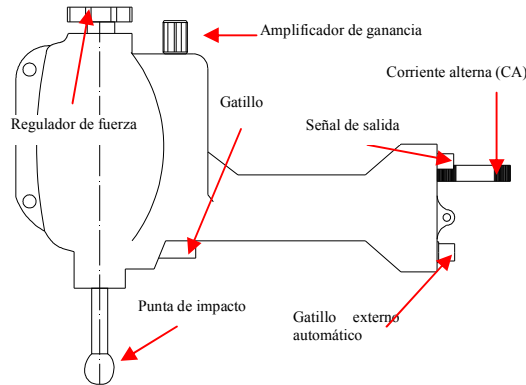


Fig. 7. Martillo de impacto

Los parámetros más importantes del martillo son: Rango de frecuencia de 8 kHz, rango de amplitud de 1000 lb y Sensibilidad de 10mV/lb.

Transductor de aceleración.

Actualmente, además de los transductores convencionales (piezoeléctricos y piezo-resistivos); existen avanzados transductores, como los ópticos, para medir aceleración. Empero, se seleccionó un acelerómetro piezoeléctrico industrial, debido a sus características de operación y principalmente por su robustez; además, para no modificar el ciclo de ejecución de prueba debido a los actuadores atados a este transductor. Las características técnicas del transductor se dan en la tabla 1.

Tabla 1. Características del transductor

Desempeño dinámico	Unidades	Rango
Sensibilidad de voltaje	mV/g [mV/(m/s ²)]	100 [10.2]
Rango de medición	±g pk [±m/s ² pk]	50 [490]
Rango de frecuencia: (±5%)	Hz	0.5 a 5000
(±10%)	Hz	0.3 a 7000
(±3dB)	Hz	0.2 a 10 000
Frecuencia resonante	kHz	≥20
Resolución-ancho de banda	g pk [m/s ² pk]	0.0001 [0.001]
Linealidad de amplitud	%	±1
Sensibilidad transversal	%	≤5

Se diseñaron y fabricaron herramientas que ayudaron en la alineación y la sujeción de los semiejes y del acelerómetro durante la prueba, (ver Fig. 8).

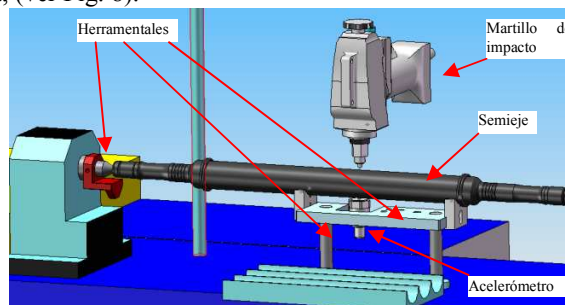


Fig. 8. Herramientales de sujeción.

También se sustituyeron elementos neumáticos (debido al desgaste) como pistones, electroválvula, unidad de mantenimiento, válvulas, reguladores de presión, sensores, entre otros; elementos básicos que intervienen en la prueba para sujetar al semieje, posicionar el acelerómetro y una vez hecha la prueba liberan al semieje (en caso de aprobación) todo esto automáticamente.

Experimentación

La prueba de impacto del comportamiento dinámico de estructuras mecánicas involucra golpear el objeto de prueba con el martillo de fuerza instrumentado y medir el movimiento resultante con un acelerómetro. Las estructuras generalmente responden como cuerpos rígidos o elásticos.

La función principal de este banco es excitar al semieje, con un ADV interno, a vibrar aplicando un impacto mediante un martillo eléctrico. Luego, el transductor mide la aceleración del sistema. Después, utilizando un programa de adquisición de datos (en este caso, elaborado en LabVIEW), con una tarjeta adquisitora PCI-4452, se adquieren los datos; en seguida, se calculan y grafican las frecuencias de resonancia (1ra y 2da). Finalmente, se comparan los valores obtenidos de las frecuencias del objeto de prueba con un rango de frecuencias naturales permitido y se toma la decisión de aceptar o rechazar al semieje. Ver Fig. 9.

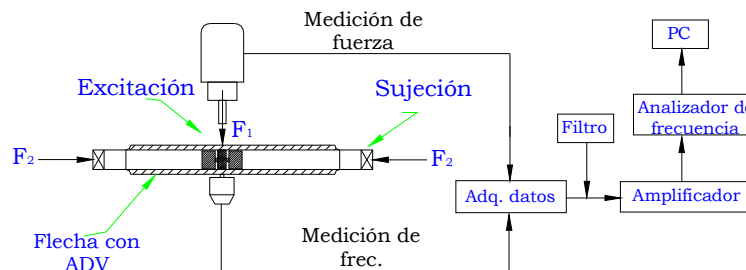


Fig. 9. Prueba y adquisición de datos.

Análisis de datos

Después de:

- Haber aterrizado tanto, el gabinete donde se encuentra la computadora, tarjeta adquisitora y amplificador de señal; como el chasis del banco de pruebas;
- Ajustado y nivelado las patas amortiguadoras de vibración del propio chasis del banco;
- Colocado los herramientas fabricados;
- Calibrado el banco con nuevo patrón de referencia;
- Intercambiado los elementos neumáticos

Se realizaron pruebas, primero, a un solo semieje repitiendo la prueba 100 veces para tratar de estimar la repetitividad del banco y cuantificar la desviación de las mediciones. En la tabla 2 se muestran los 100 datos.

Tabla 2. Datos de 100 pruebas a un mismo semieje.

No.	1ra Res.	2da Res.	1ra Res.	2da Res.	1ra Res.	2da Res.	1ra Res.	2da Res.	1ra Res.	2da Res.	1ra Res.	2da Res.
1	150.92	265.87	151.57	265.24	151.55	264.18	148.12	264.02	150.87	264.95		
2	150.47	265.13	151.83	267.42	151.62	265.16	148.8	262.48	150.81	265.54		
3	151.78	267.04	151.44	265.18	151.44	265.63	149.28	264.03	150.16	260.64		
4	151.2	266.95	151.57	267.23	151.25	264.11	150.29	264	149.86	260.15		
5	151.91	267.65	151.9	266.73	151.41	264.31	151.03	264.23	150.72	264.02		
6	151.88	269.39	151.04	264.89	151.44	264.49	151.41	262.6	150.28	261.63		
7	152.06	270.27	151.42	264.75	150.15	259.14	151.79	263.38	150.65	262.14		
8	151.98	270.52	151.47	265.27	151	261.4	150.99	261.3	150.89	260.73		
9	151.45	270.43	151.98	266.42	151.05	263.68	151.81	262.22	151.05	261.25		
10	151.11	267.74	151.16	263.98	150.49	261.97	151.19	263.07	151.52	261.94		
11	151.29	267.03	151.48	265.69	150.64	263.59	150.89	263.07	151.13	259.98		
12	151.58	269.69	151.07	263.64	154.6	264.33	151.18	262.02	151.13	261.01		
13	151.68	266.42	151.39	265.53	150.31	264.1	151.05	261.13	151.72	262.06		
14	152.17	267.11	151.53	266.45	149.77	262.62	151.21	262.88	150.74	260.52		
15	151.35	266.58	151.25	262.89	149.75	264.92	150.92	262.45	151.31	262.32		
16	151.47	266.79	151.54	264.07	149.14	265.31	150.51	263.21	151.02	261.11		
17	151.33	267.62	151.54	267.27	148.84	264.04	150.68	263.44	151.63	266		
18	151.44	267.44	152.04	266.77	148.71	266.52	151.11	263.95	151.74	262.77		
19	151.81	266.41	151.54	264.99	148.46	263.96	150.43	265.59	151.65	263.55		
20	151.7	267.41	151.3	263.07	147.87	262.76	148.87	259.56	150.75	260.3		
	1ra Resonancia				2da Resonancia							
	Mean	151.013	Mean	264.38	%Rep1ra	4.4						
	Desvest	0.96672	Desvest	2.4935	%Rep2da	4.2						

El método de análisis de varianza (ANOVA) es el método más preciso para cuantificar la repetitividad y reproducibilidad. Además, el método de ANOVA permite la variabilidad de la interacción entre los evaluadores y las partes a ser estudiadas.

La tabla 3 contiene 60 valores de primera y segunda resonancia (unidades en Hz) de pruebas realizadas a 10 semiejes del mismo modelo al azar, con tres operadores ejecutando dos veces la misma prueba al semieje. Por cuestiones prácticas, solo se analizaron los datos de primeras resonancias (frecuencias menores).

Tabla 3. Datos de 60 pruebas necesarios para realizar ANOVA

Semieje	OPERADOR					
	A		B		C	
	Prueba 1	Prueba2	Prueba 1	Prueba2	Prueba 1	Prueba2
1	153.28	152.89	153.89	153.96	153.2	153.45
	275.44	273.69	264.47	262.91	265.53	262.37
2	155.89	154.6	155.62	155.05	154.44	154.76
	295.87	293.52	293.3	290.45	284.41	288.41
3	152.36	151.73	152.05	152.34	152.35	152.3
	285	279.15	282.78	281.31	278.35	280.07
4	153.04	152.47	154.23	154.25	152.88	154.55
	273.38	269.68	273.19	273.3	269.54	270.08
5	153.04	154.3	153.57	153.13	153.62	153.4
	275.24	278.59	276.05	272.85	280.94	279.18
6	153.9	151.1	152.09	151.58	153.52	151.14
	280.41	253.3	266.67	265.88	268.15	267.12
7	154.15	154.26	153.49	153.09	153.36	153.75
	288.41	288.99	283.94	285.54	283.45	284.61
8	154.62	154.8	153.35	152.48	153.16	152.26
	280.04	280.3	281.55	278.12	281.41	278.64
9	154.34	154.19	153.1	153.73	153.44	153.79
	285.38	285.31	283.51	281.78	259.66	265.16
10	155.22	154.99	156.12	153.21	152.77	152.79
	291.18	291.27	283.91	289.38	285.59	285.21

Primera resonancia

Media = 153.507 Hz

Desviación estándar = 1.100

Segunda resonancia

Media = 278.549 Hz

Desviación estándar = 9.330

RESULTADOS

De los 100 valores de la tabla 2, para la primera frecuencia de resonancia, se tiene: Media=151.01 Hz, Desvest=0.97 y 4.4% de repetitividad; para la segunda frecuencia: Media=264.38 Hz, Desvest=2.49 y 4.2% de repetitividad. Residiendo todos los valores de las pruebas dentro del rango permitido.

Rango:

- Para 1ra resonancia (144-168 Hz)
- Para 2da resonancia (240-300 Hz)

En la Fig. 10, que a continuación se muestra, están representados los datos de la tabla 2.

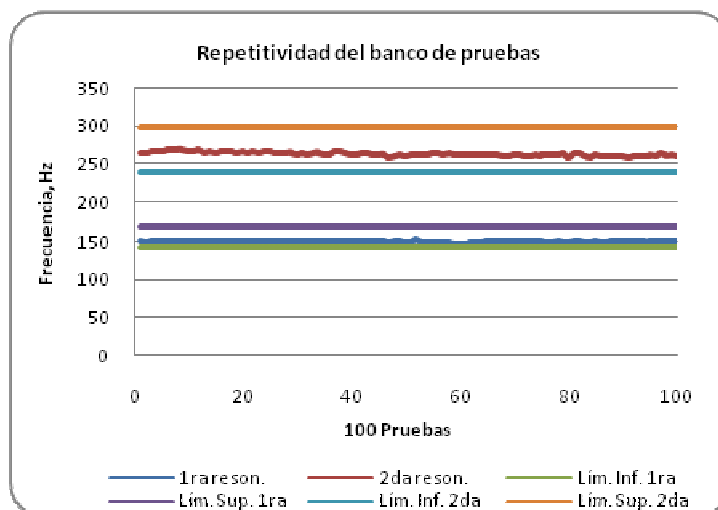


Fig. 10. Variabilidad de los datos de 100 pruebas.

La F estadística es el cociente entre dos estimadores diferentes de la varianza poblacional. Uno de estos estimadores es obtenido por medio de la variación existente entre las medias de grupos. El otro estimador, se obtiene a partir de la variación existente entre las puntuaciones dentro de cada grupo. La tabla 4 muestra ambas fuentes de variación (suma de cuadrados), grados de libertad asociados a cada suma de cuadrados y el valor adoptado por cada estimador de la varianza poblacional (medias cuadráticas: se obtienen dividiendo las sumas de cuadrados entre sus correspondientes grados de libertad).

A continuación aparece la tabla resumen de los cálculos efectuados a los datos de la tabla 3.

Tabla 4. Tabla resumen ANOVA.

Fuente de variación	Suma de cuadrados	Grados de libertad	Media cuadrada	F Estadística	Significancia
Evaluador	2.624	2	1.312	2.42	0.105810
Partes	38.217	9	4.246	7.84	0.000008
Interacción (Evaluador, partes)	14.315	18	0.795	1.47	0.171264
Gage (Error)	16.245	30	0.541		
Total	71.401	59			

De los resultados de la tabla 4, para un nivel de significancia de $\alpha = 0.01$ (99% del área bajo la curva normal), se tiene:

- Para el caso de la intervención de varios evaluadores (3), no hubo diferencias significativas ya que $\alpha=0.01 < 0.1058$
- Se tiene diferencias significativas en cuanto a las partes se refiere, debido a que $\alpha=0.01 > 0.000008$ por lo que se rechaza la hipótesis nula.
- No hubo diferencias significativas en la interacción evaluador-partes; $\alpha=0.01 < 0.1712$

Además; también se obtuvieron:

$$repetitividad = 5.15\sqrt{0.541} = 3.79 \quad \text{y} \quad reproducibilidad = 5.15\sqrt{\frac{1.312 - 0.795}{10 \times 2}} = 0.83$$

De manera experimental, utilizando la herramienta de programación LabVIEW, se obtuvo una gráfica de Función de Respuesta en Frecuencia (FRF) para un semieje tubular con ADV integrado (sistema con dos grados de libertad) que se presenta en la Fig. 11.

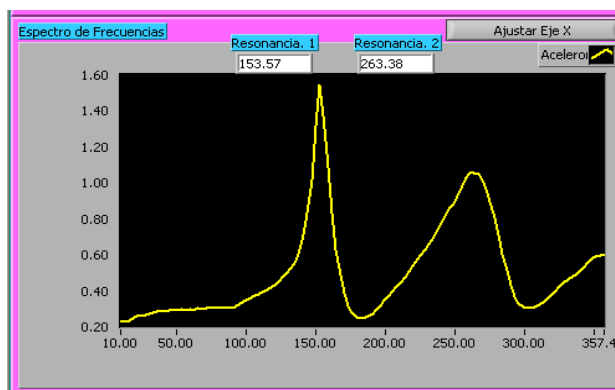


Fig. 11. Gráfica FRF vs frecuencia (Hz).

En la figura 11 se aprecian dos picos amortiguados de resonancia, producto de la adición del ADV, el primer pico se encuentra a una frecuencia de 153.57 Hz; mientras que el segundo se encuentra a 263.38 Hz, frecuencias que residen dentro del rango permitido. Se mencionó, en los fundamentos teóricos, que el requerimiento de que la curva de resonancia debía tener una tangente horizontal a cierta amplitud no tendría que ser rigurosamente satisfecho; además, también se dijo que cualquiera de los dos picos podría ser máximo y que el amortiguamiento asociado a ellos era diferente, como es el caso.

Por otro lado, Montagnier [7] realizó estudios de estabilidad en flechas enfocándose en el análisis del amortiguamiento en una flecha de modelo Euler-Bernoulli; pero sin tomar tanto en cuenta la vibración. Ferreira [8], por el contrario, hizo un estudio de vibraciones en flechas de la dirección delantera de un automóvil usando modelos teóricos y comparándolos con datos experimentales, también hizo un análisis por elemento finito de las vibraciones obteniendo buenos resultados.

CONCLUSIONES

El análisis presentado en este trabajo permitió establecer las conclusiones siguientes:

- De acuerdo con los resultados de las pruebas, se garantiza mantener las frecuencias de resonancia de los semiejes dentro de los rangos permitidos; confirmando así el beneficio de adicionar un ADV.
- Fue posible tener un banco en condiciones necesarias para realizar pruebas y alcanzar buenos resultados en cuanto a repetitividad y reproducibilidad.
- Los límites para las frecuencias de resonancia (primera: 144-168 Hz y segunda: 240-300 Hz), para aceptar o rechazar una pieza, soportan la variabilidad en los valores (153.57 y 263.38 Hz) de los resultados obtenidos.
- Este tipo de investigaciones permite considerar varios aspectos teóricos para validar los datos experimentales.

REFERENCIAS

- [1]. Harris, Cyril M., and Allan G. Piersol, "Shock and vibration handbook", Fifth edition, McGraw-Hill, United States of America, 2002.
- [2]. Hamada, "Dynamic damper for hollow drive shaft", Patent number 5, 326,324. 1994, United States.
- [3]. Gassen et al., "Hollow drive shaft with integrated vibration absorber", Patent number 6,312,340 B1. 2001, United States.
- [4]. Kefu Liu, and Jie Liu., "The damped dynamic vibration absorbers", Canada, 2004.
- [5]. Camacho Ruelas, J. Luis, "Análisis de absorbedores de vibración aplicados a ejes de transmisión", Tesis de licenciatura. Ingeniería Mecánica del Instituto Tecnológico de Celaya. México, 1991, pág. 8.
- [6]. Tobias, S.A., "Machine-Tool vibration", John Wiley & Sons, 1965 105-109.
- [7]. Montagnier O. and Ch. Hochard, "Dynamic instability of supercritical driveshafts mounted on dissipative supports—Effects of viscous and hysteretic internal damping". Journal of Sound and Vibration, Volume 305, Issue 3, 21 August 2007, Pages 378-400.
- [8]. Ferreira C. L., "Study of vibrations in driveshafts", Journal of Sound and Vibration. October 1993.