

ESTUDIO NUMÉRICO -EXPERIMENTAL DE LA EFICIENCIA DE SISTEMAS DE CONTROL DE VIBRACIONES EN MÁQUINAS

Oscar Curadelli, Daniel Ambrosini, Rodolfo Danesi.

Laboratorio de Estructuras, Universidad Nacional de Tucumán.

**Dirección postal: Casilla de Correo 134, Correo Central, S.M. de Tucumán.*

Tel/Fax: 0381-4364087. E-mail:dambrosini@herrera.unt.edu.ar.

RESUMEN

El objetivo principal del presente trabajo numérico-experimental es evaluar la eficiencia de diferentes tipos de sistemas de control de vibraciones producidas por máquinas.

En particular, se estudiaron tres diferentes sistemas de control de vibraciones: 1) Montaje sobre tacos de goma, 2) Montaje sobre resortes de acero templado, 3) Múltiples masas distribuidas en camino de transmisión de la vibración.

Para el estudio se dispuso de un compresor montado sobre una mesa de madera. Inicialmente el mismo se instaló rígidamente unido a la mesa y, posteriormente, con cada uno de los sistemas de control mencionados anteriormente.

Dentro del programa experimental, en primer lugar, se llevó a cabo la determinación de frecuencias naturales de vibración y luego con la máquina en régimen, se midieron las vibraciones para cada una de las configuraciones en diferentes puntos estratégicos. La variable medida fue la aceleración en dirección vertical. Por otra parte, paralelamente, se realizó el análisis computacional utilizando el programa de Elementos finitos SAP 2000 con elementos lineales del tipo viga, cáscara y resortes internos.

Basándose en los resultados obtenidos, tanto numéricos como experimentales, se realizan recomendaciones para el diseño de sistemas de control de vibraciones de máquinas.

ABSTRACT

The main objective of this paper is to evaluate the efficiency of different types of isolation systems for vibrations produced by machines.

In particular, three different isolation systems were studied: 1) Rubber support mounting, 2) Steel springs mounting, 3) Multiple masses distributed through the transmission path.

A compressor installed on a wood table was used to the study. Firstly, the compressor fixed to the table was installed, and after with each isolation systems above mentioned. At first, in the experimental program, the natural vibration frequencies were obtained, when the machine was in steady state, the vibrations, for each configuration and in strategic points, were measured. The variable measured was the vertical acceleration. Meanwhile, the numerical analysis was performed. As analysis tool, the finite element program SAP 2000 was used, with linear elements of kind frame, shell and internal springs.

Based on the numerical as well as experimental obtained results, recommendations about isolation systems for vibration machines design are made.

INTRODUCCIÓN

Las vibraciones, en general, pueden ser útiles o molestas y peligrosas, aún las imperceptibles para los seres humanos. La vibración es generada en un emisor de alguna especie y es transmitida por el suelo y/o por la estructura, formando el camino de transmisión a un receptor. Este último término incluye equipos sensitivos, personas o cualquier elemento que se vea perturbado por la vibración.

El término control de vibraciones implica que alguna cosa está vibrando y que dicha vibración es objetable por alguna razón. Entonces el control de vibraciones es la acción o tratamiento que elimina las vibraciones no deseadas o las reduce a un nivel aceptable. Esto puede hacerse por medio de alguna de las siguientes acciones o combinación de ellas.

- Acción en el emisor para reducir la severidad de la vibración transmitida del mismo, al apoyo.
- Modificación del camino de transmisión para reducir la severidad de la vibración transmitida.
- Acción en el receptor para reducir su respuesta ante vibraciones de su apoyo.

Este problema se presenta claramente en la fundación de equipos sensitivos a las vibraciones tales como microscopios electrónicos, mesas de calibración, máquinas de precisión, torres de radares, etc.. En estos casos, el criterio de diseño es establecido por el dueño o fabricante de la máquina.

Muchos investigadores han considerado el tema de control de vibraciones en los últimos tres cuartos de siglo. Algunos de los primeros trabajos sobre vibraciones mecánicas datan de 1883, por Watts¹, seguido por Frahm² en 1909, pero no fue hasta 1928 que Ormondroy y Den Hartog³ publicaran el tratamiento matemático de sistemas de control de vibraciones pasivos, a los cuales se los puede considerar como el comienzo del tratamiento sistemático del problema. Desde entonces, han aparecido muchos trabajos, pero en las últimas dos décadas se han logrado notables avances, recientes trabajos incluyen nuevos procedimientos teóricos para calcular respuestas dinámicas de sistemas de control de vibraciones. Entre los cuales podemos citar a Richart et al (1970)⁴, Macinante (1984)⁵ y Den Hartog (1985)⁶, Sienkiewicz et al (1993)⁷, Feng et al (1996)⁹, Natsiavas et al (1996)¹⁰, McMillan (1997)¹¹, J.A.Zapfe y G.A.Lesieutre(1997)¹².

Actualmente la teoría sobre el tema es ampliamente conocida y con la aplicación de técnicas numéricas, tal como lo es el método de los elementos finitos, es cada vez más utilizada, no solo por la rapidez con que se arriban a resultados, sino también por la versatilidad y capacidad de modelar sistemas dinámicos complejos. Las mismas continúan ganando robustez y precisión por mediciones de campo y laboratorio logrando así un óptimo comportamiento del prototipo.

Se presenta a continuación las principales características del modelo físico. Se muestran, en términos de espectros de frecuencias y valores rms de aceleraciones, los resultados obtenidos, por vía experimental a través de mediciones y, numérica simulando el problema por un programa de Elementos Finitos. Finalmente se realiza la discusión de los resultados.

PRINCIPALES CARACTERÍSTICAS DEL MODELO FÍSICO

Características geométricas y materiales

Máquina a ensayar: Compresor de aire de un cilindro, una etapa, presión nominal 5 kg/cm². Peso 70 kg.

Mesa: Dimensiones del tablero: 2610mm x1330mm x33mm, material: madera de densidad 750 kg/m³, módulo de elasticidad: ajustado según la configuración adoptada (ver modelo numérico). Dimensiones de las patas: 70mm x 70mm x 820mm, y construidas del mismo material que el tablero.

Soportes: Tacos de goma: rigidez 16 kg/mm, amortiguamiento despreciable. Resortes helicoidales: material acero S.A.E. 1070 templado, rigidez: 1 kg./mm, amortiguamiento: despreciable.

Montaje del sistema

Como modelo experimental, se monta un compresor sobre una mesa de madera, en donde se analizan las respuestas del sistema durante un periodo de tiempo, primero fijado rígidamente y luego con cuatro diferentes tipos de sistemas de control de vibraciones.

Los sistemas analizados fueron:

- Sin control de vibraciones: -Montaje rígido
- Con control de vibraciones: -Montaje sobre tacos de goma
- Montaje sobre resortes helicoidales de acero templado
- Montaje con Masas Distribuidas

Se eligieron los dos primeros sistemas de control de vibraciones por la eficiencia ampliamente conocida de los mismos (sistemas tradicionales), y el tercero por lo económico, simple y por su conveniencia en casos de máquinas muy grandes, ya construidas y en funcionamiento y que no pueden ser aisladas con los elementos anteriormente mencionados. En la fig1 se muestra la disposición del compresor montado sobre la mesa.

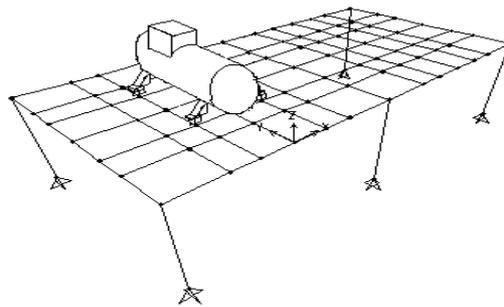


Fig. 1 Montaje del compresor sobre la mesa

En la fig2 se muestra la disposición de las masas que se utilizaron en el montaje con masas distribuidas.

En la fig3 se muestra la disposición del montaje sobre resortes o tacos de goma y las cargas que actúan.

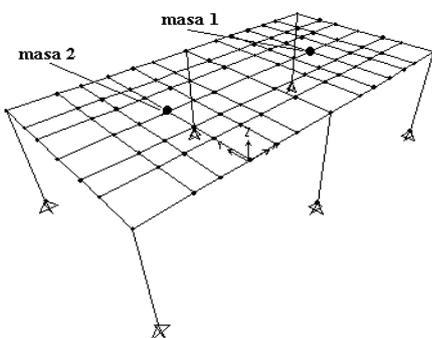


Fig.2 Montaje con masas distribuidas

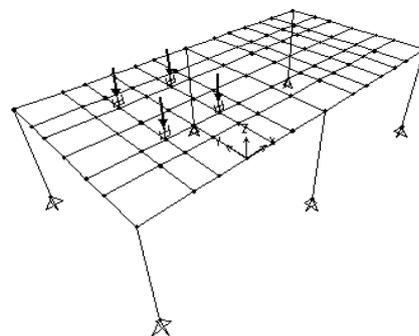


Fig.3 Montaje con resortes o gomas y cargas actuantes

Mediciones

Las mediciones se realizaron con la máquina funcionando en régimen permanente. Se registraron aceleraciones con un equipamiento compuesto por: acelerómetros KYOWA, un amplificador de señal KYOWA, una tarjeta adquisidora de datos diferencial de 8 canales PCM-DAS16/16 ComputerBoards y una PC. Para operar y controlar las interfaces se utilizó el programa HP VEE3.0 HEWLETT PACKARD¹³, que es un lenguaje de programación visual especial para realizar mediciones y ensayos de laboratorio. El mismo permite registrar, almacenar, y procesar las variables físicas medidas de un fenómeno experimental.

La ubicación de los acelerómetros se muestra en la fig.4. En la sección “Resultados Obtenidos” se muestran los valores de las aceleraciones registrados en el punto A donde se buscó disminuir las vibraciones.

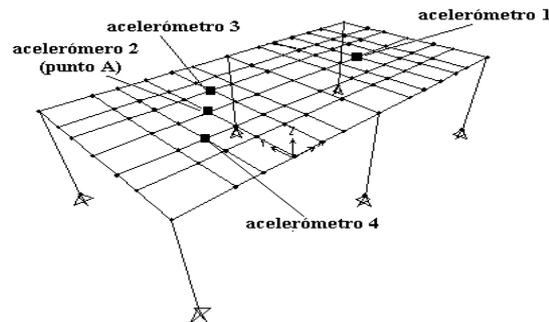


Fig.4 Posición de acelerómetros

MODELO NUMÉRICO

Descripción del modelo numérico

El modelo físico completo (mesa-compresor) se simuló considerando, tanto las patas, como las vigas que forman el marco de la mesa con elementos tipo “frame” y, al tablero, con elementos tipo “shell”, con la adición de masas concentradas, (que representan la masa del compresor), ubicadas en nodos de la placa, y en correspondencia con cada una de sus cuatro patas. Las masas se distribuyeron conforme con la posición estimada del centro de gravedad del compresor. A dichas masas se las consideró bajo la acción de cargas dinámicas producidas por el mecanismo biela manivela de la máquina y cuya determinación se detalla en el apartado “Determinación de la Carga Dinámica”.

Estas cargas fueron modeladas con una expresión de la forma:

$$F(t) = p_i [f_1 \cos(\omega.t) + f_2 \cos(2\omega.t)] \quad (1)$$

donde “i” indica la posición que ocupan en el espacio. En la fig 3. se muestra la distribución de las mismas.

Como es conocido, la madera presenta propiedades ortótropas, con características de rigidez distinta según se considere una dirección paralela a las fibras de la madera o perpendicular a las mismas. Esta característica muy importante del problema físico no puede ser incluida en los elementos tipo “shell” del programa utilizado debido a que los mismos tienen una formulación isótropa. Para solucionar este problema, se considera, en el análisis numérico, una “rigidez equivalente” obtenida mediante el ajuste de las frecuencias naturales medidas experimentalmente con las obtenidas numéricamente. Obviamente, esta rigidez equivalente es modificada para cada uno de los casos en consideración.

Para la modelación del sistema de control que emplea, resortes helicoidales, se utilizó un elemento tipo “resorte” con la rigidez obtenidas por ensayo y se despreció el amortiguamiento. En el sistema con tacos de goma, se utilizó el mismo elemento que en el caso anterior con la rigidez correspondiente y un amortiguador en paralelo con relación de amortiguamiento igual al 10% (modelo de Kelvin). En este último caso, se encontraron algunas diferencias en las frecuencias naturales obtenidas numéricamente respecto a las medidas, por lo que está en estudio la posibilidad de implementar un modelo del tipo elasto-plástico bi-lineal para la simulación del mismo.

Para el sistema de control que utiliza masas distribuidas, se agregaron masas concentradas en los cuartos de la mesa medidos desde el extremo (ver fig.2) de, 3.7 kg, 7,5kg y, 11kg para evaluar la sensibilidad de la respuesta con el aumento de las mismas.

Para lograr la respuesta en el tiempo, en términos de desplazamientos y aceleraciones, se utilizó un análisis dinámico de historia en el tiempo con superposición modal. El análisis se llevó a cabo durante 5 segundos debido a la periodicidad del mismo.

Determinación de la carga dinámica

La determinación de la carga dinámica se realizó analíticamente, teniendo en cuenta las fuerzas de inercia y pares que aparecen en todo mecanismo biela- manivela, Den Hartog⁶.

Considerando que:

m_a : masa alternativa = 1.450 kg f : frecuencia de la carga excitadora = $2*\pi/\omega = 11$ Hz

r : radio de la manivela = 0.03 m p_m : presión media de ensayo = 1kg/cm²

l : longitud de la biela = 0.15 m P_m : fuerza en el pistón = p_m*A

A : área del pistón = 3.0 e-3 m² d_p : distancia entre patas =0.5 m

ω : velocidad angular = 69.113 rad/seg

La fuerza dinámica vertical F_v es:

$$F_v(t) = m_a r \omega^2 \cos(\omega.t) + \alpha.m_a \frac{r^2}{l} \omega^2 \cos(2\omega.t) \quad (2)$$

donde α : coeficiente determinado experimentalmente = 0.5

$$F_v(t) = 207.8\cos(\omega.t) + 20.8\cos(2\omega.t) \quad (3)$$

La fuerza dinámica horizontal esta totalmente compensada por un contrapeso(caso común en este tipo de mecanismos) y el par de inercia en el plano perpendicular al cigüeñal es despreciable frente al resto de las cargas.

El par M producido por la presión del aire en un plano perpendicular al cigüeñal es (Den Hartog⁶):

$$M = P_m \frac{r}{l} \sin(\omega.t) \left(1 + \frac{r^2}{2l^2} \sin^2(\omega.t) \left[\left(1 - \frac{r^2}{4l} \right) + r \cos(\omega.t) + \frac{r^2}{4l} \cos(2\omega.t) \right] \right) \quad (4)$$

El par M se aplica en las patas como fuerzas equivalentes f_e obtenidas a partir de la siguiente expresión:

$$f_e = \frac{M}{d_p} \quad (5)$$

Las cargas determinadas se llevan al modelo aplicándolas sobre los nodos en correspondencia con las patas del compresor (ver fig.3).

RESULTADOS OBTENIDOS

Frecuencias naturales

Se consideraron sólo las frecuencias naturales medidas correspondientes al tablero de la mesa, sin tener en cuenta los modos que corresponden a la traslación y torsión del conjunto. Las frecuencias f_1 y f_2 mostradas en la tabla 1, corresponden al 1er y 2do modo de vibración del tablero (ver figs.5 y 6). Cabe aclarar que tanto las frecuencias obtenidas en los ensayos y las numéricas difieren en menos del 1%.

SISTEMA	Tipo de montaje	f_1 [Hz]	f_2 [Hz]	
Mesa descargada	Sin montaje	44.64	44.85	
Mesa-compresor	Rígido	19.2	44.4	
	Rígido con masas	11 kg	18.06	32.5
		7.5 kg	18.52	34.44
		Distribuidas	3.5 kg	18.86
	Con resortes helicoidales	44.75	45.4	
	Con tacos de goma	44.25	50.25	

Tabla 1. Frecuencias medidas

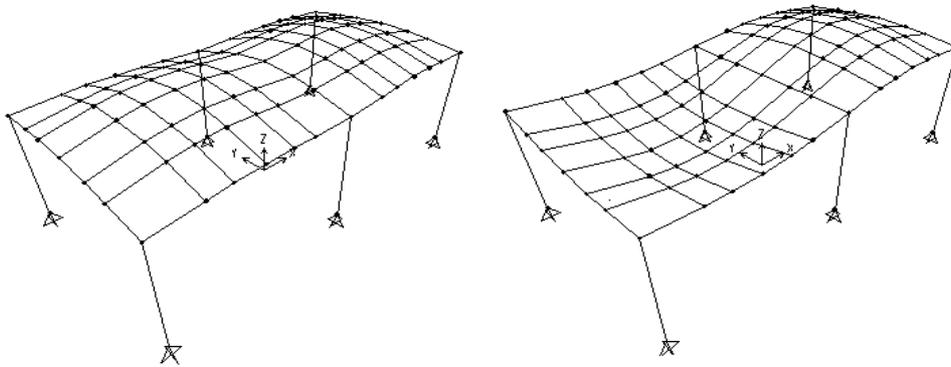


Fig 5. Primer y segundo modo de vibración del tablero.

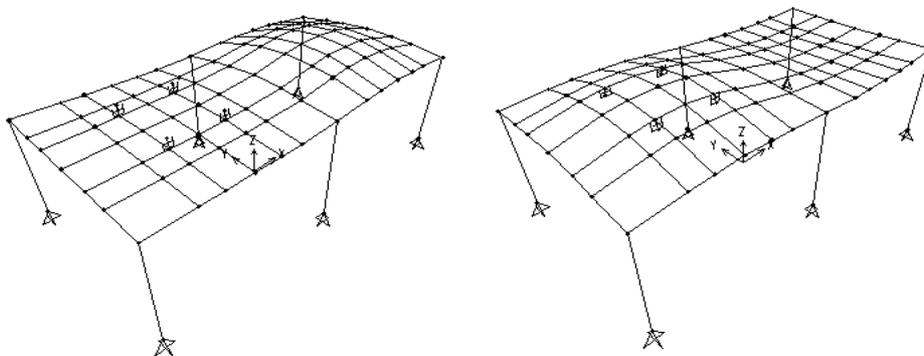


Fig 6. Primer y segundo modo de vibración del sistema mesa-compresor.

Espectros de frecuencias y Aceleraciones

A continuación se muestra la respuesta del sistema medida y calculada, en términos de espectros de frecuencias y en valores rms de aceleraciones, sólo en el punto A considerado de interés (ver fig 4.), y para cada uno de los casos analizados. Los valores rms de las aceleraciones fueron calculados como:

$$X_{\text{rms}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N X_i^2}{N}} \quad (6)$$

Donde N es el nro. total de puntos en el tiempo total analizado (60 seg.).

Con relación a las aceleraciones, los resultados resumidos se presentan en tabla 2. El Montaje rígido se considera de referencia a efectos de estudiar la eficiencia de cada uno de los sistemas de control de vibraciones.

TIPO DE MONTAJE		R.M.S. aceleraciones		
		Numer.	Experim.	Reduc. %
Rígido		1.12	1.043	-
Rígido con masas distribuidas	11 kg	0.76	0.71	31.9
	7.5 kg	0.834	0.81	22.34
	3.5 kg	0.84	0.89	14.67
Con resortes helicoidales		0.13	0.123	88.2
Con tacos de goma		0.53	0.5	52

Montaje Rígido

En el espectro de frecuencias se observa una gran amplitud de la vibración que se produce a 11 Hz, obviamente coincidiendo con la frecuencia de la carga excitadora. Además aparecen las armónicas de segundo orden (22Hz), también presente en la carga excitadora calculada analíticamente y, en menor proporción, una de tercer orden (33Hz).

Se presentan en la fig. 7. los resultados obtenidos para el montaje rígido.

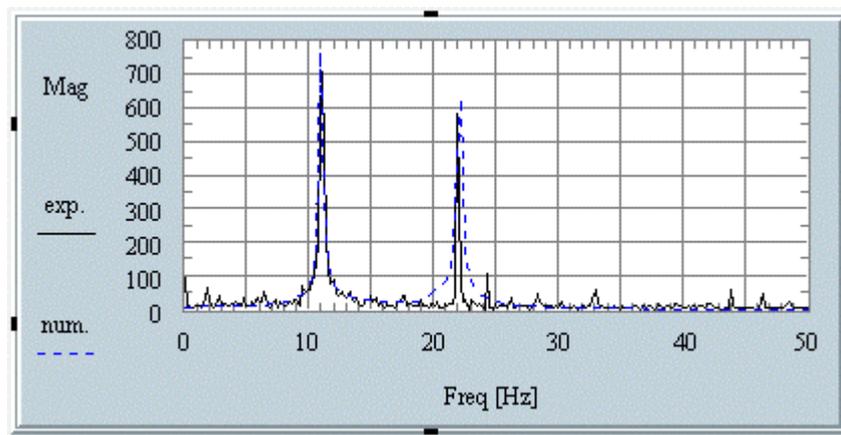


Fig.7 Espectro de frecuencias. Montaje rígido.

Sistemas de control de vibraciones

Montaje con resortes

En el espectro de la fig. 8.observamos, al igual que en caso anterior, una amplitud de la vibración muy elevada en la frecuencia de 11Hz, mientras que la segunda y tercera armónica son casi despreciables, pero se mantiene una componente considerable en 44Hz, coincidiendo con la frecuencia propia de la mesa (2do modo), es decir no se reduce la vibración en el punto A debido al fenómeno de resonancia. Esto se debe a que aunque la máquina se encuentra soportada con un sistema de control de vibraciones(suficientemente flexible), una de las frecuencias propias del tablero es próxima a una armónica de la carga, amplificándose la respuesta. Puede comprobarse que la reducción del nivel de aceleraciones obtenido es notable.

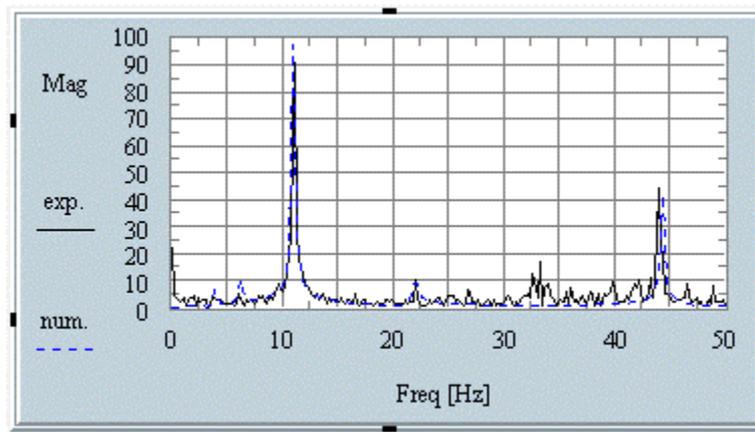


Fig.8.Espectro de Frecuencias Montaje con resortes.

Montaje con tacos de goma

Se observa la fig. 9. Un fenómeno similar al anterior, no lográndose el nivel de reducción de vibraciones del caso anterior(ver tabla 2), debido a la rigidez de la goma.

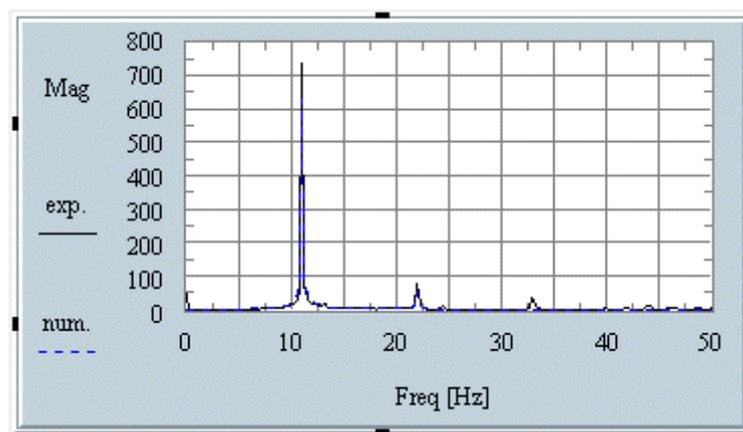


Fig.9.Espectro de Frecuencias. Montaje con tacos de goma.

Montaje con masas distribuidas

En las fig. 10. se muestran espectros similares a del montaje rígido, con las reducciones indicadas en tabla 2. En la medida que se aumenta la masa considerada, evidentemente, los niveles de reducción de vibración se reducen.

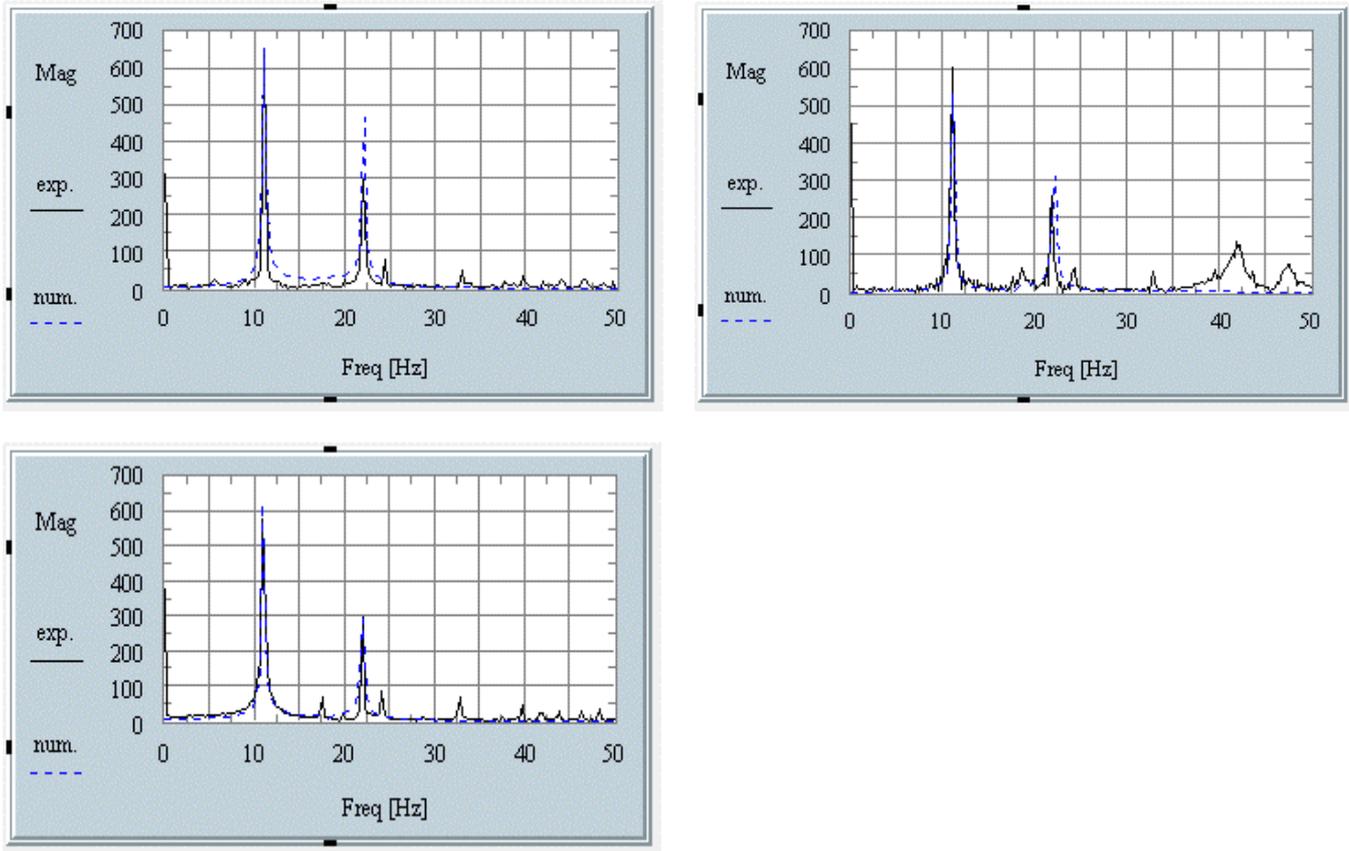


Fig.10.Espectro de Frecuencias. Montaje con masas distribuidas de 3.7 kg,, 7.5 kg y 11 kg respectivamente.

CONCLUSIONES

Se ha presentado brevemente el estudio numérico-experimental para determinar la eficiencia de diferentes tipos de control de vibraciones para máquinas. El estudio experimental se basó en la medición de aceleraciones en puntos determinados mientras que, el numérico es una aplicación del método de los elementos finitos a sistemas dinámicos. Se mostraron resultados obtenidos de los que se puede concluir que:

Con un modelo numérico relativamente sencillo se puede predecir el comportamiento de sistemas dinámicos con suficiente aproximación, para diferentes configuraciones de montajes empleados para controlar vibraciones, y así llegar a la elección del más eficiente.

El sistema de control de vibraciones marcadamente más eficiente es el que emplea resortes helicoidales, mientras que los restantes se encuentran en igualdad de condiciones dependiendo de: en un caso, el tipo de goma utilizada y para el otro, el valor de la masa considerada y su ubicación.

Resulta de fundamental importancia en el análisis numérico la correcta incorporación de la carga dinámica actuante, sobre todo en las componentes armónicas que deben utilizarse. En muchas publicaciones y libros se encuentra la sugerencia de usar sólo la primera armónica. Sin embargo este criterio debe ser revisado, comparando las armónicas de la carga con las frecuencias naturales de la estructura ya que, en algunos casos, una muy pequeña contribución en amplitud de una armónica superior puede estar en coincidencia con las frecuencias naturales de la estructura, definiendo la magnitud de las vibraciones.

Para el problema mostrado resultaría de suma importancia modelar a la madera con sus propiedades ortrótopas sobre todo cuando no se tenga la posibilidad de determinar experimentalmente las frecuencias naturales del sistema.

El método que emplea masas distribuidas, constituye un sistema de control de vibraciones con una eficiencia comparable a la de los sistemas tradicionales. Esto demuestra que se puede considerar como otra alternativa de sistemas de control de vibraciones, sobre todo en aquellos caso, que un montaje tradicional sea problemático.

REFERENCIAS

- [1] P. Watts 1883 Transactions of the Institution of Naval Architects 24, 165-90. On a method of reducing the rolling of ships at sea.
- [2] H. Frahm 1909 U.S. Patent No: 989958. Device for damping vibrations of bodies.
- [3] J. Ormondroyd and J. P. Den Hartog 1928 Transactions of the ASME 50, A9-A22. The theory of the dynamic vibration absorber.
- [4] Richart, F., J. Hall and R. Woods, (1970), Vibrations of Soils and Foundations, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, NJ.
- [5] Macinante, J.A., (1984). Seismic Mountings for Vibration Isolation. John Wiley & Sons.
- [6] Den Hartog, J.P. (1985). Mechanical Vibrations, McGraw-Hill, Inc, New York. [1] CSI Sap 2000 Analysis Reference vol I y II. Integrated Finite Elements Analysis And Design of Structures 1997.
- [7] Sienkiewicz, Z. and B. Wilczynski, (1993), "Minimum-Weight Design of Machine Foundation under Vertical Load, Journal of Engineering Mechanics, ASCE. V.119, No. 9, pp. 1781-1797.
- [9] Feng, N.S. and E.J. Hahn, (1995). "Including Foundation Effects on the Vibration Behaviour of Rotating Machinery", Mechanical Systems and Signal Processing, 9(3), pp. 243-256.
- [10] Natsiavas S. and P. Tratskas (1996). "On Vibration Isolation of Mechanical Systems with non-Linear Foundations", Journal of Sound and Vibration, 194(2), pp. 173-185.
- [11] McMillan, A.J., (1997). "Vibration Isolation in a Thin Rectangular Plate Using a Large Number of Optimally Positioned Point Masses", Journal of Sound and Vibration, 202(2), pp. 219-234.
- [12] J. A. Zapfe and G. A. Lesieutre. "Broadband Vibration Damping Using Highly Distributed Tuned Mass Absorbers". AIAA Journal Vol. 35, pp 753-756. 1997.
- [13] Robert. Hesel Hewlett Packard Company Visual Programming whid HP VEE .1998