

# Determinación de parámetros para el diseño y construcción de una mesa antivibratoria

## Determination of parameters for design and construction of an anti-vibration table

Jairo Enrique Lalinde Murillo<sup>1</sup>, Jair Zapata Peña<sup>2</sup>

<sup>1</sup> M.Sc en Física y Matemáticas, Especialista en Holografía, Docente Investigador Universidad de San Buenaventura Bogotá Colombia, asesor en termografía ADEMINS.A Colombia S.A.S, jairolalinde@yahoo.com

<sup>2</sup> Ph.D(c). M.Sc en Física, Docente Universidad Libre, Asesor Escuela de Ingenieros Militares, jair.zapatap@unilibrebg.edu.co

Fecha de recepción: 10/03/2015 Fecha de aceptación del artículo: 12/06/2015

### Resumen

Este artículo se presenta los resultados de un estudio empírico para la obtención de los parámetros más relevantes que se deben tener en cuenta en el momento de diseñar y construir una mesa que aisle y amortigüe las vibraciones externas a la misma. La necesidad de un sistema aislado de vibraciones para el desarrollo de estudios holográficos y de ensayos no destructivos por métodos ópticos, se debe a que la sensibilidad de los efectos de difracción en un holograma o en un fenómeno de interferencia está en el orden de las décimas y centésimas de micrómetro. Aquí se analiza la ecuación de resonancia para un sistema con un grado de libertad en frecuencias bajas y altas para luego analizar una extrapolación de la misma. Los coeficientes de amortiguación de las diferentes láminas con la que se construye la mesa, son calculados experimentalmente a través de un acelerómetro.

### Palabras claves

Mesa antivibratoria, mesa óptica, resonancia, holografía, amortiguamiento.

### Abstract

This article presents the results of empirical study to obtain the most relevant parameters to be taken into account when designing and building a table that isolates and dampens external vibrations.

The need for a vibration-isolated system for studies and development of holographic nondestructive testing by optical methods, is that the sensitivity of the diffraction effects in a hologram or a phenomenon of interference is in the order of tenths and hundredths of a micrometer. Here the

resonance equation is analyzed for a system with one degree of freedom at low and high frequencies and then analyze an extrapolation of it. The damping coefficients of the different sheets with which the table is built, are experimentally calculated by an accelerometer.

### Keywords

Anti-vibration table, optical table, resonance, holography, damping.

### 1. Introducción

Este artículo muestra los resultados experimentales realizados en el laboratorio de NDT de la Universidad de San Buenaventura sede Bogotá, con el fin de determinar los parámetros más importantes que se deben tener en cuenta en la fabricación de un banco o mesa antivibratoria, para la grabación de hologramas y desarrollo de pruebas no destructivas a través de la interferometría holográfica.

La holografía óptica y las pruebas no destructivas a través de la interferometría holográfica se muestran como áreas de investigación que han desarrollado aportes significativos y aplicaciones en las últimas tres décadas, debido a los avances en la construcción de fuentes coherentes como lo son los láseres utilizados en estas técnicas [1-7]. En la grabación de hologramas, además de los elementos ópticos para el manejo de los haces de luz, se requiere de una base o mesa de gran estabilidad, en la que se deben apoyar todas las piezas que se involucran en la grabación. La holografía, por ser un fenómeno de interferencia, presenta gran susceptibilidad a las vibraciones externas indeseables en el momento de la grabación de los frentes de onda que se quieren hacer interferir

[8]. Por este motivo, el lugar, en este caso la mesa, donde deben realizarse las pruebas, debe estar aislada y amortiguada de todo tipo de vibraciones externas al experimento.

De esta forma, el banco o mesa antivibratoria construida en este proyecto, debe permitir que la mesa aisle y amortigüe las vibraciones que pueden obstaculizar la obtención de los patrones de interferencia que se desean analizar.

### 1.1 Fuentes de vibraciones

Las fuentes de vibraciones se pueden considerar de tres tipos: sísmicas o de vibración del suelo, acústicas y las generadas sobre la propia mesa por las piezas que están sobre ella. Las frecuencias típicas de las vibraciones comunes están en el rango de 4 a 100 Hz. En la tabla 1 se muestran las frecuencias de vibraciones típicas en las instalaciones de un laboratorio:

**Tabla 1.** Frecuencias típicas en un laboratorio. Thorlabs, 2009.

Tipo	Frecuencia (Hz)
Compresor de aire	4 – 20
Manipulación de equipos	5 – 40
Bombas de agua	5 – 25
Servicios para un edificio	7 – 40
Caminar	0.5 – 6
Fuentes acústicas	100 – 10000
Transformadores	50 – 400
Ascensores	Por encima de 40
Construcciones	10 - 200
Ferrocarril	5 - 20
Tráfico pesado.	5 - 100

Para tener una idea sobre la importancia de la amortiguación y aislamiento de vibraciones que debe tener una mesa holográfica, es pertinente evaluar la ecuación del periodo o frecuencia espacial “d” de una rejilla de difracción (1), ya que un holograma es en realidad una rejilla de difracción codificada<sup>1</sup>. La frecuencia espacial de una rejilla holográfica está dada por [9]:

$$d = \frac{\lambda}{2 \text{sen}(\theta_r)} \quad (1)$$

En esta ecuación “λ” es la longitud de onda del haz (láser) utilizada, “n” es el índice de refracción de la rejilla (placa holográfica) y “θ<sub>r</sub>” es el ángulo entre el haz incidente y el reflejado (difractado).

Por ejemplo, si el ángulo θ<sub>r</sub> es de 45°, la longitud de onda de un láser de He-Ne es de λ= 0.633 μm y el índice de refracción n aproximadamente igual a uno, se obtiene que d=0.448 μm. Como la resolución de las placas holográficas se define con el inverso del periodo (1/d), entonces para este caso, se tiene una resolución aproximada de 2232 líneas por milímetro en la placa.

De esta forma, con la frecuencia espacial obtenida, cualquier movimiento de aproximadamente 0.5μm durante la exposición de grabado del holograma, sería suficiente para perder la condición de que la placa holográfica se convierta en una rejilla de difracción.

### 1.2 Acoplamiento

La deformación de una base, superficie o mesa que está en acople con fuerzas externas, es un ejemplo de un problema común en la ingeniería y la física. Estas fuerzas pueden ser estáticas y dinámicas. Estáticas, como el peso de la lámina y dinámicas, como las vibraciones que se transmiten por la mesa desde el piso o por el aire (acústicas).

En el caso de una la fuerza constante (estática), *el acoplamiento* se define como la relación de los desplazamientos lineal o angular con la magnitud de la fuerza aplicada. En el caso de una fuerza dinámica (vibración), el acoplamiento se define como la razón de la amplitud vibracional excitada “y” (desplazamiento lineal o angular) con la amplitud de la fuerza “F<sub>0</sub>” que causa la vibración. De esta forma, en el diseño y construcción de un banco antivibratorio se debe buscar el “menor valor de acople” para lograr el mayor aislamiento de las vibraciones no deseadas.

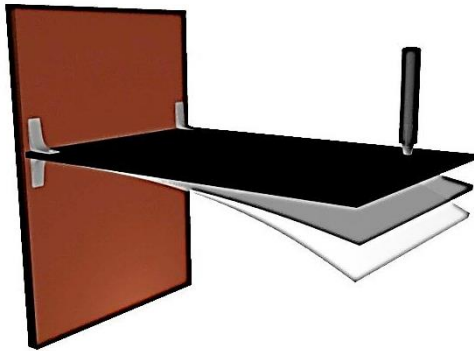
El acoplamiento es dependiente de la frecuencia y se mide en unidades de desplazamiento por unidad de fuerza (m/N).

<sup>1</sup> Rejilla de Difracción: elemento óptico que desvía un haz de luz en diferentes direcciones.

## 2. Metodología

### 2.1 Curvas de acoplamiento

Para definir los parámetros de los que depende el acoplamiento, se considera una estructura con un único grado de libertad vibracional (es decir, una estructura con una sola dirección de la deformación). Por ejemplo, esa estructura podría ser una lámina de acero que está firmemente anclada en un extremo y sólo es capaz de vibrar en una dirección (es decir, puede doblarse en un sólo plano). Figura 1.



**Figura 1.** Sistema de un grado de libertad: lámina limitada a una vibración en un plano. Modelado.

La ecuación de movimiento para una lámina de masa “ $m$ ”, con rigidez “ $k$ ” y amortiguamiento “ $c$ ” sometida a una fuerza externa con frecuencia “ $w$ ” y una amplitud  $F_0$  es la siguiente [10]:

Fuerza de Vibración

$$m\ddot{y} + c\dot{y} + ky = F_0 \text{sen}(wt) \quad (2)$$

Donde  $\ddot{y}$ ,  $\dot{y}$ ,  $y$  son la aceleración, velocidad y el desplazamiento respectivamente de la masa “ $m$ ”.

De la solución de la anterior ecuación diferencial se tiene que la expresión general para el acople de un sistema como el descrito es:

$$\frac{y}{F_0} = \frac{1}{\sqrt{(k-mw^2)^2 + (cw)^2}} \quad (3)$$

Esta expresión se puede interpretar como:

$$\text{Acoplamiento} = \frac{1}{\sqrt{(\text{rigidez} - \text{efecto de masa})^2 + (\text{amortiguamiento})^2}}$$

De esta relación de acoplamiento, frente a la variación de la frecuencia de la fuerza externa “ $w$ ”, se puede observar, que en el acople de un cuerpo rígido se deben tener presente el efecto de los siguientes parámetros: la rigidez “ $k$ ”, la masa “ $m$ ” y el coeficiente de amortiguamiento “ $c$ ” del sistema.

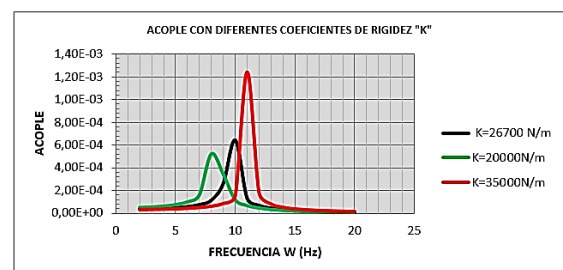
### 2.2 Comparación de las curvas de acoplamiento

A continuación, se analizan las curvas teóricas de acople, utilizando los resultados prácticos de las mediciones hechas sobre las láminas que se utilizaron para la construcción de la mesa. En las mediciones prácticas se utilizó el acelerómetro “Cobra 4” de la firma PHYWE. Las curvas del análisis teórico se modelaron en Microsoft Excel 2010.

En las figuras 2 y 3, las curvas de acople de color negro, corresponden a los parámetros reales de las láminas que se utilizaron para la construcción de la mesa antivibratoria. El cálculo de dichos parámetros se muestra en el párrafo: Parámetros de las láminas empleadas en la construcción de la mesa antivibratoria.

Las curvas de color rojo y verde muestran los acoples para valores menores y mayores a los parámetros calculados, para observar las variaciones del acople con dicho parámetro.

En la figura 2 se puede observar que al disminuir los valores de la rigidez “ $k$ ” el acople se desplaza hacia las bajas frecuencias y al aumentar la rigidez el valor de acople puede aumentar considerablemente.



**Figura 2.** Acople con variaciones de rigidez.

En la figura 3 se observa que, con la disminución de la masa de la mesa, el acople se corre hacia frecuencias superiores.

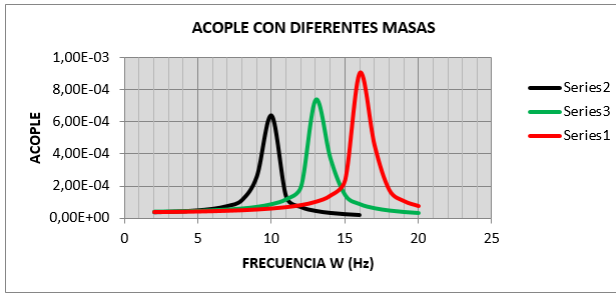


Figura 3. Acople con diferentes masas.

Con las variaciones del coeficiente de amortiguamiento “ $\zeta$ ”, los cambios no son significativos para las frecuencias en los picos de resonancia; su importancia es el cambio de la amplitud del acople en una misma frecuencia, que cambia drásticamente con la variación del valor de este coeficiente.

### 2.3 Acoplamiento en la resonancia

Un cuerpo sólido presenta un estado de equilibrio y una geometría. Un estado de equilibrio corresponde a un mínimo en la energía potencial del objeto. Cuando las fuerzas se aplican a un cuerpo sólido, este puede ser deformado y salir de su estado de equilibrio. La energía potencial del cuerpo aumenta y esto se traduce en una fuerza que actúa para restablecer el equilibrio a su forma.

La oscilación de la lámina expuesta con anterioridad en la figura 1, es un ejemplo de un oscilador armónico simple. La oscilación se produce con una frecuencia característica  $w_n$ , denominada la frecuencia natural del cuerpo:

$$w_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (4)$$

En ausencia de amortiguamiento, esta oscilación podría persistir para siempre.

En un sistema real, como una mesa óptica, las vibraciones resonantes rara vez pueden aproximarse a las vibraciones armónicas con expresiones matemáticas tan simples; sin embargo, los argumentos expuestos arriba pueden dar una idea de la comprensión de los parámetros involucrados.

Continuando con el análisis matemático, al superponer la ecuación 3 en 2 se obtiene:

$$\frac{y}{F_0} = \frac{1/K}{\sqrt{(1-w^2/w_n^2)^2 + (\frac{2\eta w}{w_n})^2}} \quad (5)$$

Donde al parámetro:

$$\eta = \frac{c}{2\sqrt{km}} \quad (6)$$

se le ha denominado “*factor de acople*”, que significa la desviación del pico de acople entre la frecuencia externa y la frecuencia de resonancia del cuerpo o sistema.

Como puede observarse, este parámetro depende directamente de la constante de amortiguamiento “ $\zeta$ ” del sistema.

Si la frecuencia de la fuerza aplicada al sistema es la misma que la frecuencia natural, se obtiene el fenómeno de la “*resonancia*” en el que la amplitud del movimiento de la lámina se intensifica. De la ecuación 5, se puede observar que cuando la frecuencia de la función está cerca a la frecuencia de resonancia, el acople se determina únicamente por el amortiguamiento y, en consecuencia, el acople puede ser muy amplio.

Las estructuras reales tienen múltiples modos de resonancia. A menudo, estos modos se acoplan de manera que la curva de vibración de resonancia es bastante compleja, particularmente en el caso de estructuras no simétricas. Además, cada modo de vibración con diferentes frecuencias, da lugar a toda una serie de sobretonos o armónicos. Sin embargo, los fundamentos del modelo 1D sencillo, desarrollados en este artículo, siguen siendo válidos.

### 2.4 Acoplamiento en bajas frecuencias - Rigidez

A bajas frecuencias, la rigidez domina la respuesta de la ecuación. Cuando una baja frecuencia es aplicada en la parte libre de la lámina, esta se dobla.

La magnitud de la desviación es determinada por la rigidez de la lámina, que, en última instancia, depende de su forma, la resistencia a la tracción del material de la lámina (módulo de Young) y del montaje.

## 2.5 Acoplamiento en frecuencias más altas, efecto –masa

A frecuencias más altas, el acoplamiento es totalmente dominado por la masa (inercia) del sistema [10]. Si  $w \gg w_n$ , la ecuación 5 se puede aproximar a:

$$\frac{y}{F_0} \sim \frac{1}{mw^2} \quad (7)$$

aquí se puede observar como la masa es dominante en la determinación del acople.

En algunos sistemas vibratoriales muy simples, como una sola masa suspendida de un resorte, es bastante fácil evaluar las masas que participan en la vibración. Sin embargo, el cálculo de la masa efectiva de muchos sistemas reales puede llegar a ser bastante compleja. Por ejemplo, la estructura de una mesa holográfica es tal que tiene varios tipos de flexión y modos de vibración resonante. Por lo tanto, los diferentes puntos sobre la mesa se encuentran en diferentes amplitudes de vibración con puntos nodales donde no hay vibraciones. Como resultado, la masa efectiva que participa en la vibración es una función compleja que suele determinarse por métodos numéricos.

## 2.6 Acoplamiento con amortiguación

La amortiguación se refiere a cualquier proceso que hace que una oscilación en un cuerpo sólido pierda amplitud con el tiempo. Este proceso es muy importante en la supresión o el aislamiento de vibraciones en sistemas reales, ya que provoca que se desvíe la energía de las vibraciones a otros sumideros.

El amortiguamiento es un efecto de resonancia en el sentido que afecta de manera significativa al acoplamiento cerca de la frecuencia de resonancia (es decir, cuando  $w \approx w_n$ ). La altura del pico en el acople de resonancia es principalmente determinada por la cantidad de amortiguamiento. En ausencia de amortiguamiento, el pico sería infinitamente alto.

El coeficiente de amortiguamiento “ $\zeta$ ” está relacionado con el tiempo de respuesta de un sistema para llegar de nuevo a su estado estacionario [11].

En la construcción de la mesa se utilizaron materiales que tiene una gran amortiguación natural.

La microestructura de un buen material de amortiguamiento es tal que causa esfuerzos en el material que rápidamente convierte las vibraciones mecánicas en otras formas de energía como calor.

Los metales muestran una pequeña cantidad de amortiguación interior. Esto se debe principalmente a la pequeña cantidad de fricción presente en los límites del grano.

Los materiales seleccionados fueron el acero, el neopreno y el aglomerado.

**El acero**, por su gran densidad, permite que el acople se encuentre en frecuencias bajas como lo muestra la figura 3.

**El neopreno** que es un elastómero sintético tiene la propiedad de absorber la energía mecánica debido a su poder de amortiguamiento interno molecular [12].

**El aglomerado** de madera prensada por sus cualidades elásticas, presenta poca rigidez y desplaza la curva de acople a frecuencias bajas. [13].

## 3. Resultados y discusión

Con el análisis experimental se pretende determinar el factor de acople “ $\eta$ ” y el coeficiente de amortiguamiento “ $\zeta$ ” para lo obtención de las curvas de acople respectivas.

Las funciones de amortiguación mostradas en la figura 4, obtenidas con el acelerómetro “Cobra 4”, corresponden a cuatro ubicaciones diferentes de la fuerza excitadora sobre la lámina de acero. Estas funciones representan las variaciones verticales de la aceleración con respecto al tiempo de la superficie de la lámina y demuestran la complejidad en la estructura de la mesa.

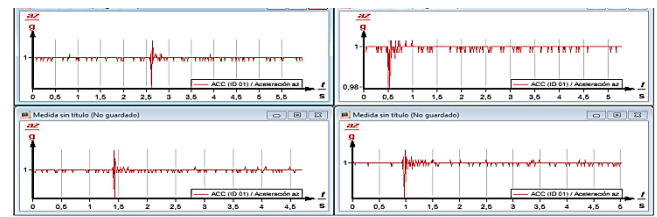


Figura 4. Funciones de amortiguamiento en la lámina de acero. Obtenidas con el acelerómetro Cobra 4. PHYWE.

### 3.1 Factor de acople “ $\eta$ ” y coeficiente de amortiguamiento “ $c$ ”

La determinación teórica del valor de estos parámetros es muy compleja, por lo tanto, se recurrió a la experimentación para hallar su valor.

La constante de amortiguamiento “ $c$ ” se evaluó a través del factor de acople “ $\eta$ ” determinado como:

$$\eta = \frac{c}{2\sqrt{km}} \quad (8)$$

Este parámetro a su vez, se puede hallar a través de otro llamado el decrecimiento logarítmico “ $\delta$ ” el cual es definido como:

$$\delta = \frac{1}{n} \ln \frac{A}{A_n} \quad (9)$$

Donde “ $n$ ” es el número de picos desde la amplitud  $A$  a la amplitud  $A_n$ .

Lo anterior se muestra en la Figura 5, donde se representa una de las soluciones de la ecuación (2) en la que no hay interacción externa ( $F=0$ ). Dicha solución es:

$$y = Ae^{-\eta w_0 t} \cos(wt + \varphi) \quad (10)$$

donde:

$$w = w_0 \sqrt{1 - \eta^2} \quad (11)$$

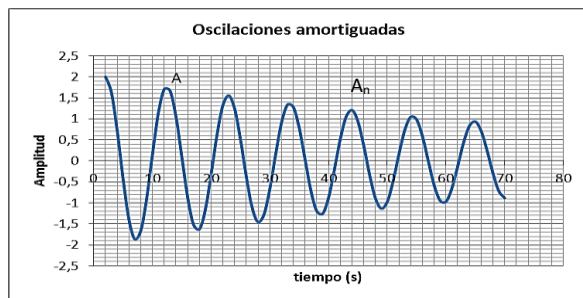


Figura 5. Curva de oscilación amortiguada obtenida.

De la anterior curva se toman dos amplitudes  $A$  y  $A_n$  y con la ecuación 10 se tiene que:

$$\frac{A}{A_n} = \exp(-\eta \frac{w_0}{w} 2\pi \cdot n) \quad (12)$$

Utilizando la ecuación 8 se obtiene el factor de acople:

$$\eta = \frac{1}{\sqrt{1 + (\frac{2\pi}{\delta})^2}} \quad (13)$$

y, por lo tanto, el coeficiente de amortiguamiento “ $c$ ” será:

$$c = 2\eta\sqrt{km} \quad (14)$$

### 3.2 Parámetros de las láminas empleadas en la construcción de la mesa antivibratoria

#### 3.2.1 Lámina de acero ubicada en la parte superior de la mesa

El acelerómetro se colocó sobre la lámina de acero como lo muestra la figura 6, con el que obtuvo la curva de amortiguamiento que muestra la figura 7.



Figura 6. Foto de la lámina de acero sobre la mesa con el acelerómetro Cobra 4. PHYWE.

- La masa “ $m$ ” se determinó a través de la densidad del acero y el volumen de la lámina.

$$m = 282,6 \text{ kg}$$

- La constante de rigidez “ $k$ ” se determinó a través de la rigidez de flexión “ $D$ ” y el área de la lámina.

$$K = \frac{D}{A} \quad (15)$$

$$D = \frac{E \cdot h^3}{12(1 - \mu^2)} \quad (16)$$

dónde:  $E$  es módulo de Young,  $h$  espesor de la lámina,  $\mu$  coeficiente de Poisson.

Tomando los siguientes valores de la lámina de acero:

$$E = 21,0 \cdot 10^{10} \text{ Pa.}$$

$$h = 15 \text{ mm.}$$



se obtiene la constante de rigidez de la lámina de acero:  $k = 2,67 \cdot 10^4 \text{ N/m}$ .

- c. Decrecimiento logarítmico. Esta constante se determinó de la curva experimental que muestra la figura 7 y la ecuación 9.

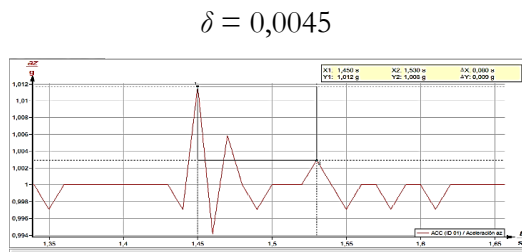


Figura 7. Amortiguación lámina de acero. Acelerómetro Cobra 4. PHYWE.

- d. El factor de acople se calcula con la ecuación 13.

$$\eta = 0,0007$$

- e. Por lo tanto, el coeficiente de amortiguamiento “c” será:

$$c = 3,846 \text{ kg/s}$$

Las otras láminas con la que se construyó la mesa y que se colocan bajo la lámina de acero, fueron una lámina de madera prensada o aglomerado y otra de neopreno. Las propiedades de estos materiales ya se mencionaron. La base de la mesa es una estructura de hierro inoxidable con patas cilíndricas.

### 3.2.2 Base estructural de la mesa

El acelerómetro se colocó sobre la estructura de la mesa (figura 8) la cual se asentó sobre láminas de neopreno y se obtuvo la curva de amortiguamiento de la figura 9.



Figura 8. Foto de la estructura de la mesa con el acelerómetro Cobra 4. PHYWE.

Con esta curva de amortiguamiento se determina el decrecimiento logarítmico sobre la estructura de la mesa, el factor de acople y el coeficiente de amortiguamiento

$$\delta = 0.448 \quad \eta = 0.071 \quad c = 390,059 \text{ kg/s}$$

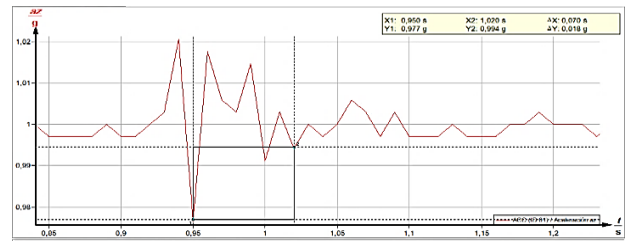


Figura 9. Amortiguación base estructural de la mesa. Acelerómetro Cobra 4.

### 3.2.3 Lámina de madera prensada

El acelerómetro se colocó sobre la lámina de madera prensada como lo muestra la figura 10 y se obtuvo la curva de amortiguamiento de la figura 11.



Figura 10. Foto de la lámina prensada sobre la mesa con el acelerómetro Cobra 4. PHYWE.

Con esta curva de amortiguamiento se determina el decrecimiento logarítmico sobre la estructura de la mesa, el factor de acople y el coeficiente de amortiguamiento de la lámina de madera prensada.

$$\delta = 0.101 \quad \eta = 0.016 \quad c = 87.900 \text{ kg/s}$$

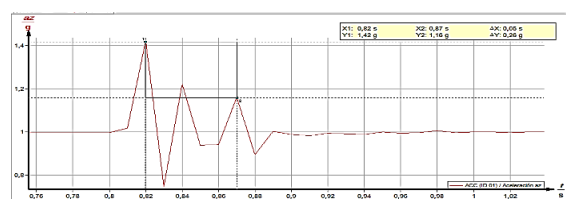


Figura 11 Amortiguación primera lámina de madera prensada. Acelerómetro Cobra 4. PHYWE.

### 3.2.4 Lámina de neopreno

El acelerómetro se colocó sobre la lámina de madera prensada como lo muestra la figura 12 y se obtuvo la curva de amortiguamiento de la figura 13.



Figura 12. Foto de la lámina de neopreno sobre la mesa con el acelerómetro Cobra 4. PHYWE.

$$\delta = 0.789 \quad \eta = 0.125 \quad c = 686,723 \text{ kg/s}$$

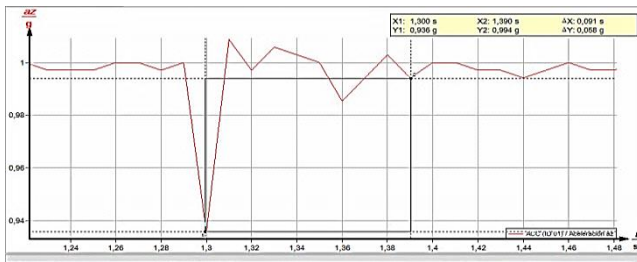


Figura 13. Amortiguación lámina de neopreno. Acelerómetro Cobra 4. PHYWE.

Con esta curva de amortiguamiento se determina el decrecimiento logarítmico sobre la estructura de la mesa, el factor de acople y el coeficiente de amortiguamiento de la lámina de neopreno.

### 3.2.5 Para la segunda lámina de madera prensada:

Con la curva de amortiguamiento de figura 14 se determinó el decrecimiento logarítmico, el factor de acople y el coeficiente de amortiguamiento de la segunda lámina de madera prensada.

$$\delta = 0.054 \quad \eta = 0.0086 \quad c = 47.247 \text{ kg/s}$$

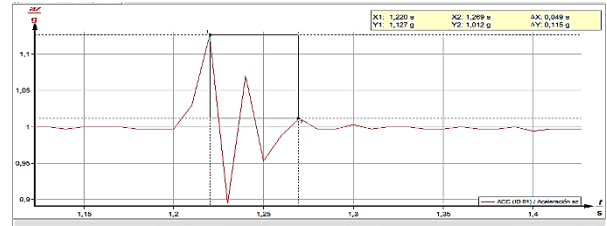


Figura 14. Amortiguación segunda lámina de madera prensada. Acelerómetro Cobra 4. PHYWE.

Finalmente, con el cálculo de estos parámetros se obtuvo las curvas de acople que se muestran en la figura 2 y 3.

Como puede observarse en los resultados que se muestran en la tabla 2, los valores de los factores de acople evidencian la pequeña desviación del pico de acople con las frecuencias de resonancia. Los coeficientes de amortiguamiento muestran el grado de la inercia de cada lámina, es decir, el valor de masa que se amortigua por unidad de tiempo. El decrecimiento logarítmico nos muestra que el neopreno presenta un alto grado de amortiguación siguiéndola en este orden la estructura en acero con patas huecas.

Tabla 2. Resumen de los parámetros calculados experimentalmente para las láminas que componen la mesa antivibratoria.

NIVELES	$\delta$ Decrecimiento logarítmico	$\eta$ Factor de acople	$c$ coeficiente de amortiguam iento kg/s
Base mesa	0.448	0.071	390,059
Lámina 1. Madera prensada.	0.101	0.016	87,900
Lámina 2. Neopreno.	0.789	0.125	686,723
Lámina 3. Madera prensada.	0.054	0.0086	47,247
Lámina 4. Acero.	0.0045	0.0007	3,846

### 3.3 Acople de una mesa real.

El concepto de un cuerpo rígido ideal es útil cuando se considera el rendimiento para una mesa óptica. Esta estructura teórica no resuena y, por lo tanto, no



tiene picos de acople. El acople de un cuerpo rígido ideal es proporcional a  $1/n^2$  (ecuación 7) y cuando se representa en una escala log-log, es una línea recta con pendiente -2. Esto representa el objetivo del diseño en la fabricación de mesas óptimas, la curva más cercana a la línea recta es la mejor en rigidez dinámica.

### 3.4 Experimento de comprobación

Para la comprobación de la efectividad de la mesa construida se hizo el montaje del interferómetro de Michelson [14,15] sobre la mesa, como lo muestra la figura 15. Con ayuda de este interferómetro se obtuvo un patrón de interferencia casi de forma inmediata. La imagen de este patrón de interferencia puede observarse en la figura 16. Las franjas de este patrón tienen el orden de media longitud de onda del láser que fue empleado:

$$d = \frac{\lambda}{2} \approx 0.316\mu m$$

En estas pruebas no se hicieron análisis estadístico, ya que lo único que se buscaba era el funcionamiento de la mesa como aislante de vibraciones externas.

La obtención casi inmediata de este patrón de interferencia en el montaje del interferómetro de Michelson, evidencia el aislamiento de vibraciones externas y la velocidad de amortiguación que permite la mesa.

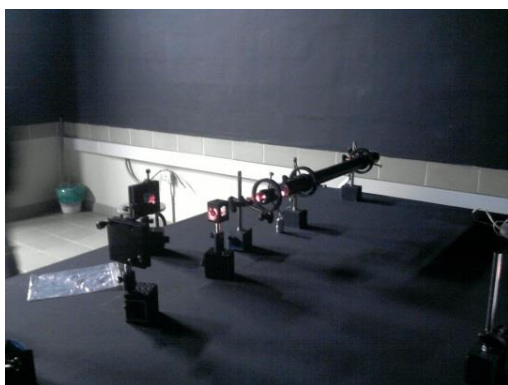


Figura 15. Foto del montaje de Michelson sobre la mesa.



Figura 16. Foto del patrón de interferencia obtenido sobre la mesa antivibratoria.

### Conclusiones

Observando las figuras 2,3 y 4 se encuentra que la frecuencia de resonancia depende de la rigidez y la masa del objeto. La disminución de la masa y/o el aumento de rigidez desplaza la frecuencia de resonancia a una más elevada. Alternativamente, el aumento de la masa y/o la disminución de la rigidez los desplaza a frecuencias de resonancia más baja.

El balance de la masa y la rigidez es un simple, pero importante, concepto del diseño de la mesa óptica, esto permite que las frecuencias de resonancias de la mesa puedan ser desplazadas a frecuencias más altas con menor amplitud.

En frecuencias bajas, por debajo de la primera frecuencia de resonancia, el acople de una verdadera estructura está determinada por la rigidez. Así, estructuras más rígidas son menos compatibles.

La obtención casi inmediata de este patrón de interferencia en el montaje del interferómetro de Michelson, evidencia el aislamiento de vibraciones externas y la velocidad de amortiguación que permite la mesa.

Como puede observarse en los resultados, los valores de los factores de acople evidencian la pequeña desviación del pico de acople con las frecuencias de resonancia.

De acuerdo con los resultados obtenidos, la mesa construida en el proyecto cumple con las principales características de una mesa antivibratoria. La amortiguación de bajas frecuencias en tiempos muy cortos permite que la mesa pueda ser utilizada en

mediciones de desplazamiento de órdenes de hasta centésimas y milésimas de micrómetro (nanómetro).

Mesas antivibratorias de este tipo, son utilizadas en la elaboración de hologramas y en las pruebas no destructivas para el análisis de defectología de piezas mecánicas y de materiales compuestos, a través de técnicas avanzadas como la interferometría holográfica.

## Referencias

- 1 Hýtch, M., Houdellier, F., Hüe, F., Snoeck, E. (2008). Nanoscale holographic interferometry for strain measurements in electronic devices. *Nature* vol. 453, pp. 1086-1089.
- 2 Rastogi, P. K. (1994). *Holographic Interferometry Principles and Methods*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- 3 Bjelkhagen, H. I. (1996). *Silver-Halide Recording Materials for Holography and Their Processing*, 2nd edition. New York: Springer-Verlag.
- 4 Múnera, N. O. (2013). *Interferometría Holográfica Digital en Tiempo Real: Aplicación en la Cuantificación de Deformaciones Mecánicas. Tesis de Maestría*. Universidad Nacional De Colombia.
- 5 Ersoy, O. K. (2007). *Diffraction, Fourier Optics and Imaging*, First edit, New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., pp. 413.
- 6 Lora, G. J., Munera, N., García-Sucerquia, J. I. Modelling and reconstruction of gabor-type holograms. *Dyna*, vol.166, pp. 81–88. 2011.
- 7 Wu, J., Lue, F. L., Dong, Y. C., Zheng, M., Huang, M., Wu, Y. N. (2011). Zero-order noise suppression with various space-shifting manipulations of reconstructed images in digital holography. *Appl. Opt.*, vol. 50(34), pp. 56–61.
- 8 Caulfield, H.J. (1982). *Handbook of Optical Holography*. Moscú: Editorial MIR. pp. 110-121.
- 9 Hecht-Zajac. (1986) *Óptica*. Addison-Wesley Iberoamericana.
- 10 French, A. P. (2001). *Vibraciones y ondas*. Barcelona: Editorial Reverté. pp.89 – 128.
- 11 Harris, C. M. (1988). *Shock and Vibration Handbook*. Mc. Graw Hill.
- 12 Torres del Castillo, R. (2003). Patologías vibroacústicas en instalaciones térmicas. *Ponencia presentada en Jornadas Técnicas CLIMATIZACION*.
- 13 Varón, D. J., Gimeno, R. B., Bou, S. F. (2012). Estudio, Análisis y Clasificación de Elastómeros Termoplásticos. *Revista de investigación*. Editorial por Área de Innovación y Desarrollo, S.L. Valencia.
- 14 Zaidel, A. N., Yu. I. Ostrovski. *Técnica y Práctica de Espectroscopia*. Moscú: Editorial MIR. 1979 pp. 294-315.
- 15 Ostrovski, YU.I., M.M. (1977) Butucov. *Interferometría Holográfica*. Moscú: Editorial Ciencia, pp. 122-146.