



Ciencias Holguín

E-ISSN: 1027-2127

revista@ciget.holguin.inf.cu

Centro de Información y Gestión

Tecnológica de Holguín

Cuba

Martínez-Batista, Ramón Esteban; Hechavarría-Pérez, José Ramón
Análisis vibratorio de una zaranda Modelo 740 para la clasificación de minerales
Ciencias Holguín, vol. 22, núm. 1, enero-marzo, 2016, pp. 1-15
Centro de Información y Gestión Tecnológica de Holguín
Holguín, Cuba

Disponible en: <http://www.redalyc.org/articulo.oa?id=181543577005>

- Cómo citar el artículo
- Número completo
- Más información del artículo
- Página de la revista en redalyc.org

redalyc.org

Sistema de Información Científica

Red de Revistas Científicas de América Latina, el Caribe, España y Portugal

Proyecto académico sin fines de lucro, desarrollado bajo la iniciativa de acceso abierto

Análisis vibratorio de una zaranda Modelo 740 para la clasificación de minerales / Vibration analysis of a screen model 740 for minerals classification

Ramón Esteban Martínez-Batista. ramonm@facing.uho.edu.cu

José Ramón Hechavarría-Pérez. jhperez@facing.uho.edu.cu

Institución de los autores

Universidad de Holguín "Oscar Lucero Moya"

PAÍS: Cuba

RESUMEN

En este trabajo se presenta el comportamiento de los parámetros fundamentales de funcionamiento de una zaranda modelo 740, en el intervalo de variación de la frecuencia de excitación de las vibraciones. Se obtienen las características de amplitud y frecuencia y las curvas de comportamiento del coeficiente de transmisibilidad del equipo, en dicho intervalo. Se arriba a la conclusión de que existe un tramo, entre 30 y 80 radianes por segundo, dentro del intervalo de la frecuencia de trabajo, en el que la amplitud de las vibraciones de la criba es independiente de la frecuencia de variación de la fuerza excitadora. Así se argumenta la posibilidad de variar la amplitud y la frecuencia de las vibraciones de la criba de la zaranda, independientemente, para realizar experimentos sobre los efectos de dichas variaciones en la calidad del producto terminado en empresas mineras.

PALABRAS CLAVES: ZARANDA; VIBRACIONES; MODELO DINÁMICO; AMPLITUD.

ABSTRACT

In this work is presented the behaviour of the fundamental parameters of operation of a screen model 740, in the interval of variation of the frequency of excitement of the vibrations. The characteristics of amplitude and frequency and the curves of behaviour of the coefficient of transferability of the equipment are obtained in this interval. It is concluded that a tract exists, between 30 and 80 radians per second, within the interval of the work frequency, in which the

amplitude of the vibrations of the screen is independent of the frequency of variation of the excitatory force. This provides the possibility to vary the amplitude and the frequency of the vibrations of the screen independently, which allows carrying out experiments on the effects of these variations in the quality of the finished product in mining companies.

KEY WORDS: SCREEN; VIBRATIONS; DYNAMIC MODEL; AMPLITUDE.

INTRODUCCIÓN

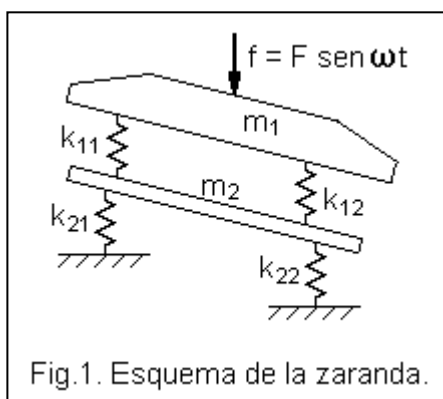
Las zarandas o cribas son equipos ampliamente utilizados en el procesamiento de minerales. La frecuencia y la amplitud de las vibraciones de estos equipos constituyen parámetros de vital importancia, para obtener un buen rendimiento y una eficiencia y calidad adecuadas durante el proceso de cribado. Estos parámetros, además, revisten especial interés para la determinación de las cargas dinámicas que actúan sobre el equipo y, por tanto, para el cálculo de elementos importantes, como los elementos elásticos, cojinetes, componentes estructurales, etc., y para realizar los pronósticos de fiabilidad de dichos elementos.

Estos equipos generalmente se diseñan y fabrican en serie por las casas productoras, con rangos de variación de la frecuencia y la amplitud de las oscilaciones relativamente discretos, entre series consecutivas, y en algunos casos, con posibilidades de regulación de dichos parámetros. En ambos casos no resulta difícil regular o modificar la amplitud y la frecuencia de las vibraciones y si muy necesario, teniendo en cuenta las grandes diferencias que experimentan los procesos de cribado, fundamentalmente en cuanto a:

- Tamaño y forma de los fragmentos del mineral.
- Exigencias de calidad del producto obtenido.
- Peso volumétrico del material.
- Humedad, etc.

No obstante, la modificación de estos parámetros, sin realizar un estudio previo del comportamiento dinámico del equipo, puede ser inútil y traer aparejados problemas de funcionamiento anormal del mismo, incluyendo el peligro de sufrir los efectos de la resonancia. Por tanto, el conocimiento de las herramientas básicas para la modelación de dicho comportamiento reviste una vital

importancia, no solo para el diseño de estos equipos, sino también para su adecuada explotación, mantenimiento y mejoramiento u optimización.



En la figura 1 se presenta un esquema de la zaranda de clasificación de minerales. Por medio de los análisis preliminares realizados, se logra definir la necesidad de realizar pruebas con diferentes combinaciones de amplitud y frecuencia de excitación, sin que aparezca dependencia entre estos dos parámetros, teniendo en cuenta que:

- Las vibraciones se excitarán por medio de masas rotatorias desbalanceadas, cuya velocidad angular y excentricidad se podrán variar.
- Las variaciones de la velocidad angular y de la excentricidad deben mantener estos parámetros dentro de los regímenes de trabajo admisibles.

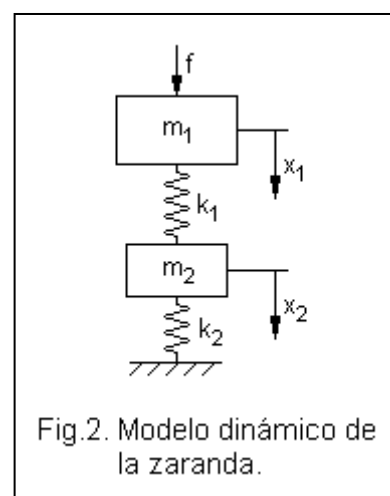
Para el desarrollo del trabajo se asume como hipótesis que dentro del rango de posibles variaciones de la velocidad angular, habrá determinados intervalos, en los que la amplitud será independiente de dicha velocidad. Por tanto el objetivo principal radica en la obtención del rango de variación de la frecuencia de excitación, en el que la amplitud no dependa de dicha frecuencia.

MATERIALES Y MÉTODOS

Modelo dinámico vibratorio de la zaranda.

La obtención del modelo dinámico de la zaranda se realiza para valorar la posibilidad de hacer experimentos con diferentes combinaciones de amplitud y frecuencia de excitación, sin que aparezca dependencia de la primera con respecto a la segunda. Inicialmente se piensa que la variación de la frecuencia de trabajo implica una variación de la amplitud.

La obtención de modelos está siempre acompañada de determinadas hipótesis simplificadoras, que permiten el trabajo con un reducido número de variables, consideradas como las



decisivas en el proceso estudiado. En este caso, tales hipótesis son:

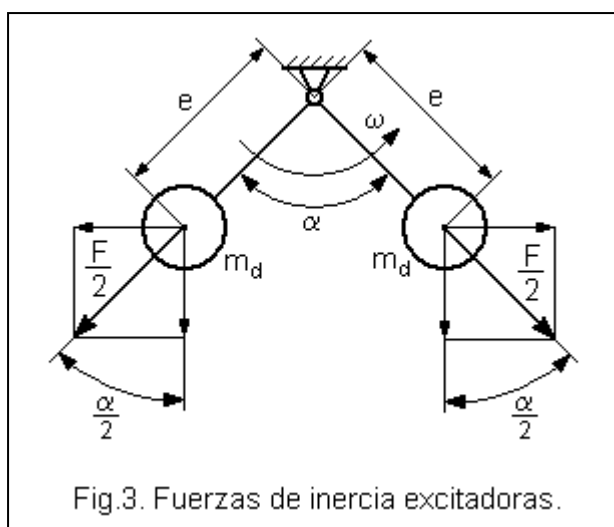
- Los elementos elásticos se consideran con un comportamiento lineal.
- Se desprecian las masas de los elementos elásticos, por ser muy inferiores a las masas de los demás elementos del sistema.
- Se desprecian los coeficientes de amortiguamiento de los resortes.
- Sólo se considera de importancia el movimiento del equipo en la dirección vertical (movimiento de trabajo).

Teniendo en cuenta las simplificaciones, anteriormente citadas, y la simetría de la disposición de los elementos elásticos y las masas, el esquema de la figura 1 se puede sustituir por el modelo dinámico de dos grados de libertad, que se presenta en la figura 2.

En las figuras 1 y 2: m_1 es la masa de la criba vibratoria; m_2 : masa del semibastidor; k_1 : Rigidez equivalente de los resortes helicoidales; k_2 : Rigidez equivalente de los elementos elásticos ubicados entre el semibastidor y el chasis; f : Fuerza excitadora de las vibraciones forzadas de la criba vibratoria; y x_1 y x_2 : Desplazamientos de la criba y del semibastidor, respectivamente.

Fuerza excitadora.

En el caso de las zarandas objeto de estudio, la fuerza excitadora de las vibraciones será una fuerza armónica, proporcionada por dos masas rotatorias desbalanceadas, cuya posición relativa puede ser variada. El módulo de dicha fuerza varía, según la posición recíproca de las masas rotatorias desbalanceadas, desde cero, cuando las masas desbalanceadas están a 180 grados, hasta un valor máximo, cuando las masas desbalanceadas coinciden en la misma posición.



En la figura 3, se muestran las masas rotatorias desbalanceadas y las fuerzas de inercia, que surgen en estas durante la rotación. Se debe cumplir que dichas masas roten a la misma velocidad angular, manteniendo su disposición relativa.

El módulo de la fuerza excitadora (F), será la suma de las componentes de las fuerzas de inercia, que son paralelas a la bisectriz del ángulo α , ya que las componentes perpendiculares se anulan en todo momento. Por tanto, el módulo de la fuerza excitadora estará dado por la siguiente expresión:

$$F = 2 \cdot m_d \cdot \omega^2 \cdot e \cdot \cos \frac{\alpha}{2}$$

m_d : magnitud de cada masa desbalanceada; ω : frecuencia de rotación; e : excentricidad de las masas desbalanceadas; α : ángulo entre los radios de las masas.

Si se desea variar el módulo de la fuerza excitadora, manteniendo la velocidad angular constante, es necesario variar el ángulo (α), que determina la disposición relativa de las masas rotatorias desbalanceadas. Mientras menor sea dicho ángulo, mayor será la suma de las componentes de las fuerzas de inercia, paralelas a su bisectriz.

Como se expresó anteriormente, las masas desbalanceadas rotan, manteniéndose unidas rígidamente en todo momento, por lo que la fuerza excitadora (F) rotará también, manifestándose como dos componentes armónicas, desfasadas 90 grados, que estarán dadas por las expresiones:

$$f_h = F \cdot \cos \omega t \quad \text{y} \quad f_v = F \cdot \sin \omega t$$

Ambas componentes excitan vibraciones; pero se trabaja sólo con aquella que produce el movimiento de trabajo, que es en la dirección vertical.

Los resultados numéricos, que se presentarán más adelante, se obtienen a partir de los siguientes datos:

- Masa de la criba vibratoria: $m_1 = 2300 \text{ kg}$
- Masa del semibastidor: $m_2 = 204 \text{ kg}$
- Coeficiente de rigidez de los resortes: $k_{11} = 47920,4 \text{ N/m}$
- Coeficiente de rigidez de los soportes de goma: $k_{21} = 571428,57 \text{ N/m}$
- Masa de cada masa rotatoria: $m_d = 108,17 \text{ kg}$
- Excentricidad de los contrapesos: $e = 0.048 \text{ m}$
- Ángulo entre los contrapesos: $\alpha = 30 \text{ grados}$
- Velocidad angular de trabajo: $n = 700 \text{ rpm.}$

Ecuaciones diferenciales del movimiento vibratorio del sistema.

Tomando como base el modelo dinámico, las ecuaciones diferenciales del movimiento vibratorio del sistema de dos grados de libertad serán:

$$m \frac{d^2 x_1}{dt^2} + k_1 x_1 - k_1 x_2 = F; \quad m \frac{d^2 x_2}{dt^2} + k_2 x_2 + k_1 (x_2 - x_1) = 0$$

(1)

Los razonamientos que siguen se basarán en las soluciones del sistema de ecuaciones diferenciales (1), como se muestra a continuación..Proponiendo las soluciones de ambas ecuaciones en la forma:

$$x_1 = Xp_1 \cdot \text{sen}(\omega t + \varphi); \quad x_2 = Xp_2 \cdot \text{sen}(\omega t + \varphi) \quad (2)$$

Las primeras derivadas (velocidades) serán:

$$\frac{dx_1}{dt} = Xp_1 \cdot \omega \cdot \cos(\omega t + \varphi); \quad \frac{dx_2}{dt} = Xp_2 \cdot \omega \cdot \cos(\omega t + \varphi)$$

Y las segundas derivadas (aceleraciones) serán:

$$\frac{d^2 x_1}{dt^2} = -Xp_1 \cdot \omega^2 \cdot \text{sen}(\omega t + \varphi); \quad \frac{d^2 x_2}{dt^2} = -Xp_2 \cdot \omega^2 \cdot \text{sen}(\omega t + \varphi)$$

Sustituyendo los desplazamientos y sus derivadas en el sistema de ecuaciones diferenciales (1), se tendrá:

$$-m_1 Xp_1 \omega^2 \text{sen}(\omega t + \varphi) + k_1 Xp_1 \text{sen}(\omega t + \varphi) - k_1 Xp_2 \text{sen}(\omega t + \varphi) = F$$

$$-m_2 Xp_2 \omega^2 \text{sen}(\omega t + \varphi) + k_2 Xp_2 \text{sen}(\omega t + \varphi) + k_1 (Xp_2 \text{sen}(\omega t + \varphi) - Xp_1 \text{sen}(\omega t + \varphi)) = 0$$

Como la función seno sólo es cero para determinados valores del argumento, se obtiene el siguiente sistema de ecuaciones:

$$-m_1 Xp_1 \omega^2 + k_1 Xp_1 - k_1 Xp_2 = F; \quad -m_2 Xp_2 \omega^2 + k_2 Xp_2 + k_1 Xp_2 - k_1 Xp_1 = 0$$

Agrupando los coeficientes según las amplitudes y ordenando, se obtiene:

$$(k_1 - m_1 \omega^2) Xp_1 - k_1 Xp_2 = F; \quad -k_1 Xp_1 + (k_1 + k_2 - m_2 \omega^2) Xp_2 = 0$$

(3)

El sistema de ecuaciones (3) se puede expresar en forma matricial como:

$$\begin{bmatrix} (k_1 - m_1 \omega^2) & -k_1 \\ -k_1 & (k_1 + k_2 - m_2 \omega^2) \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} Xp_1 \\ Xp_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (4)$$

La ecuación matricial (4) sirve de base para todos los razonamientos posteriores, que es necesario realizar en este trabajo.

RESULTADOS DEL TRABAJO

Frecuencias naturales de vibración del sistema.

Las frecuencias naturales de vibración del sistema se obtienen al igualar el determinante de la matriz de los coeficientes de la ecuación (4) a cero. Así se obtendrá la siguiente expresión:

$$(k_1 - m_1\omega^2)(k_1 + k_2 - m_2\omega^2) - k_1^2 = 0 \quad (5)$$

La anulación anterior supone una ecuación de segundo grado en la frecuencia angular al cuadrado (ω^2), es decir, bicuadrada en ω , cuyas raíces positivas son las llamadas frecuencias naturales del sistema (frecuencias propias o autofrecuencias). Resolviendo, se obtienen:

$$\omega_{n1} = 8,76 \text{ rad/s} \quad \text{y} \quad \omega_{n2} = 110,23 \text{ rad/s}$$

Cada frecuencia natural corresponde a un modo normal de vibración. El caso más frecuente es que el sistema vibre con una combinación de ambos modos.

Comportamiento de las amplitudes.

Para obtener el comportamiento de las amplitudes, se trabaja con el sistema de ecuaciones (3). De la segunda ecuación del sistema (3) se obtiene:

$$Xp_2 = Xp_1 \frac{k_1}{(k_1 + k_2 - m_2\omega^2)} \quad (4)$$

Sustituyendo (4) en la primera ecuación del sistema (3), se obtiene:

$$Xp_1(k_1 - m_1\omega^2) - Xp_1 \frac{k_1^2}{(k_1 + k_2 - m_2\omega^2)} = F \quad (5)$$

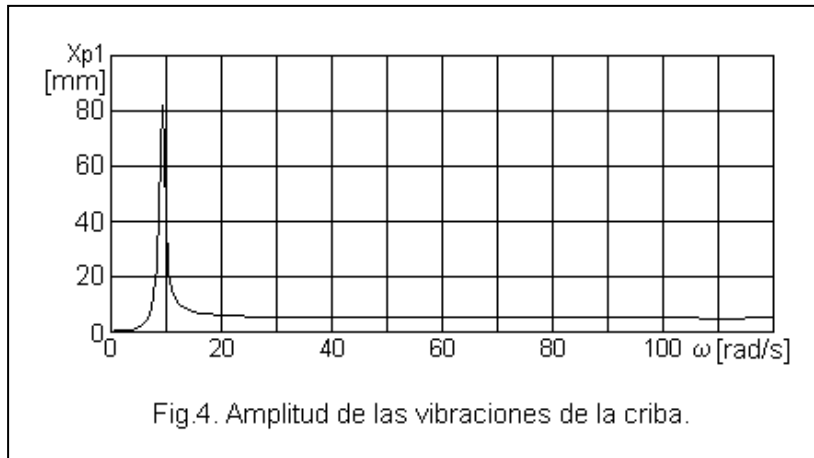
Simplificando y reorganizando (5):

$$Xp_1 \left[(k_1 - m_1\omega^2) - \frac{k_1^2}{(k_1 + k_2 - m_2\omega^2)} \right] = F \quad (6)$$

Despejando de la expresión (6), y sustituyendo la fuerza excitadora, se obtiene la expresión que permite obtener la amplitud de las vibraciones de la criba vibratoria, para una frecuencia angular cualquiera:

$$Xp_1 = \frac{2m_d\omega^2 e \cdot \cos(\alpha/2)}{(k_1 - m_1\omega^2) - \frac{k_1^2}{(k_1 + k_2 - m_2\omega^2)}} \quad (7)$$

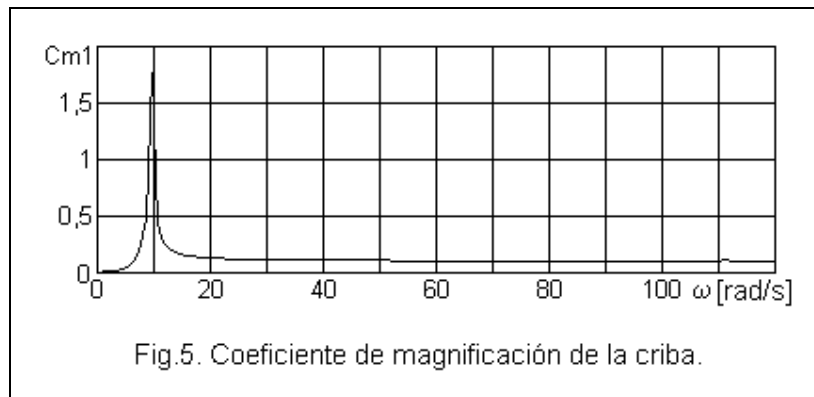
La curva de comportamiento de la amplitud de las vibraciones de la criba (X_{p1}), en el intervalo de cero a 120 radianes por segundo, obtenida a partir de la



expresión (7), se muestra en la figura 4.

La expresión (7) también puede ser presentada en forma adimensional, introduciendo el concepto de coeficiente de magnificación (relación entre la amplitud de las vibraciones y la excentricidad). La expresión tomará la forma:

$$Cm1 = \frac{X_{p1}}{e} = \frac{2m_d \omega^2 \cdot \cos(\alpha/2)}{(k_1 - m_1 \omega^2) - \frac{k_1^2}{(k_1 + k_2 - m_2 \omega^2)}} \quad (8)$$



En la figura 5 se muestra la curva de comportamiento del coeficiente de magnificación ($Cm1$) de la criba, en el intervalo de posibles frecuencias de trabajo, obtenido a partir de la expresión (8).

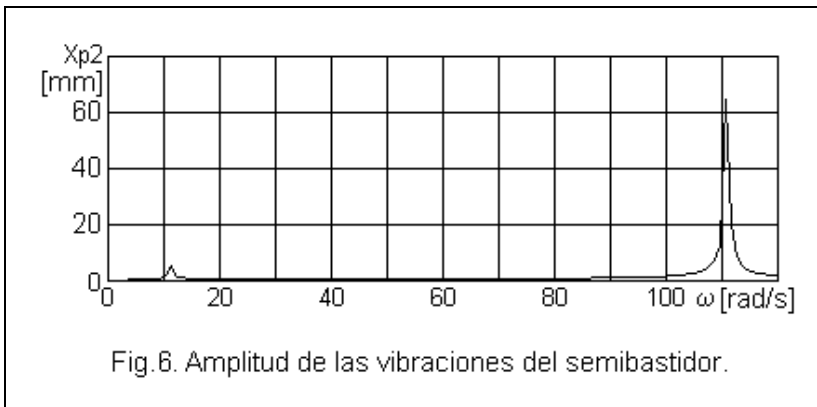
Después de obtener la amplitud de las vibraciones de la criba (X_{p1}), se obtiene la amplitud de las vibraciones del semibastidor (X_{p2}), por medio de la segunda ecuación del sistema de ecuaciones (3). Despejando, se obtiene:

$$Xp_2 = Xp_1 \cdot \frac{k_1}{(k_1 + k_2 - m_2 \omega^2)} \quad (9)$$

Sustituyendo la amplitud de la criba (Xp_1), obtenida por medio de la expresión (7), en (9), se obtiene:

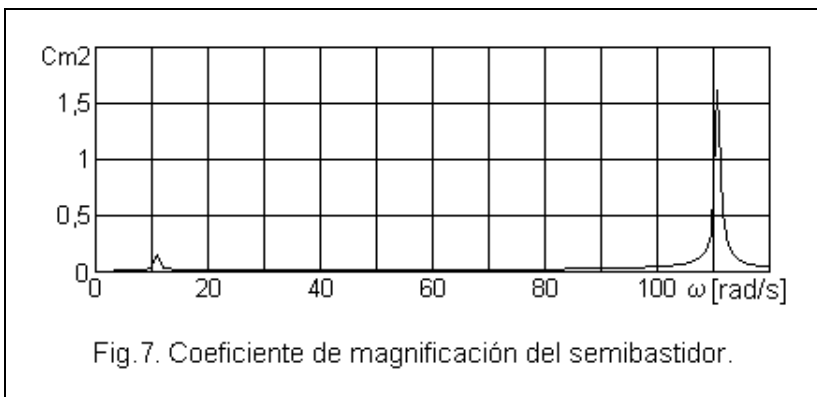
$$Xp_2 = \frac{2m_d \omega^2 e \cdot \cos(\alpha/2)}{(k_1 - m_1 \omega^2) - \frac{k_1^2}{(k_1 + k_2 - m_2 \omega^2)}} \cdot \frac{k_1}{(k_1 + k_2 - m_2 \omega^2)} \quad (10)$$

La curva de comportamiento de la amplitud de las vibraciones del semibastidor (Xp_2), en el intervalo analizado, obtenida a partir de la expresión (10), se muestra en la figura 6.



En este caso, también se puede obtener el coeficiente de magnificación para el semibastidor, como una forma adimensional de la expresión (10):

$$Cm_2 = \frac{Xp_2}{e} = \frac{2m_d \omega^2 \cdot \cos(\alpha/2)}{k_1 - m_1 \omega^2 - \frac{k_1^2}{(k_1 + k_2 - m_2 \omega^2)}} \cdot \frac{k_1}{(k_1 + k_2 - m_2 \omega^2)} \quad (11)$$



En la figura 7 se muestra la curva de comportamiento del coeficiente de magnificación (C_{m2}) del semibastidor, en el intervalo de posibles frecuencias de trabajo, obtenido a partir de la expresión (11).

Ambas amplitudes (X_{p1} y X_{p2}) dependen de la excentricidad (e) de las masas desbalanceadas; de la frecuencia angular (ω); del ángulo (α) entre los radios de las masas desbalanceadas; y de la relación de las masas (m_d), con respecto a la masa del elemento correspondiente del sistema (m_1 o m_2).

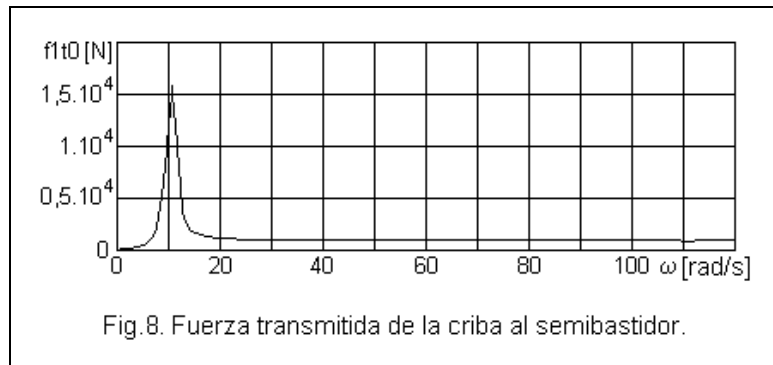
Fuerza transmitida al semibastidor.

De las fuerzas que actúan en la criba vibratoria, al semibastidor se transmite la fuerza elástica del primer resorte, con variación armónica y de amplitud:

$$F_{1t} = X_{p1} \cdot k_1 \quad (12)$$

Teniendo en cuenta la expresión (7), la expresión (12) toma la forma:

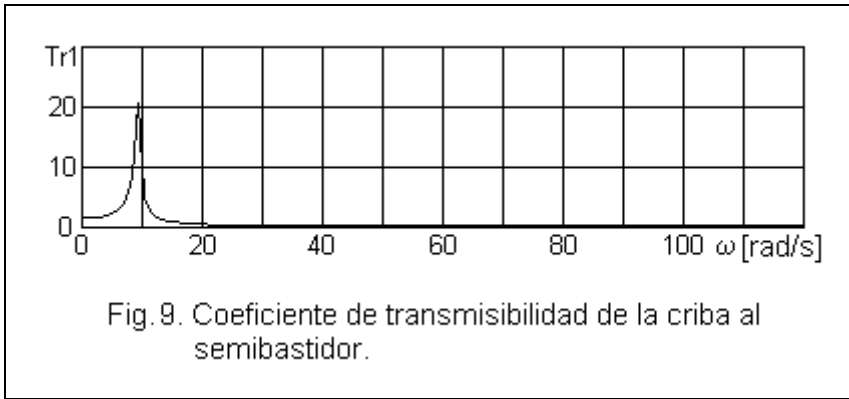
$$F_{1t} = \frac{2m_d \omega^2 e \cdot \cos(\alpha/2)}{(k_1 - m_1 \omega^2) - \frac{k_1^2}{(k_1 + k_2 - m_2 \omega^2)}} \cdot k_1 \quad (13)$$



La curva de comportamiento de la fuerza transmitida desde la criba al semibastidor (F_{1t}), en el intervalo de cero a 120 radianes por segundo, obtenida a partir de la expresión (13), se muestra en la figura 8.

Reorganizando la expresión (13), tomará la forma adimensional (**coeficiente de transmisibilidad**):

$$Tr1 = \frac{F_{1t}}{m_d \cdot e \cdot \omega^2 \cdot 2 \cos(\alpha/2)} = \frac{k_1}{(k_1 - m_1 \omega^2) - \frac{k_1^2}{(k_1 + k_2 - m_2 \omega^2)}} \quad (14)$$



En la figura 9 se muestra la curva de comportamiento del coeficiente de transmisibilidad (Tr_1) de la criba al semibastidor, en el intervalo de posibles frecuencias de trabajo, obtenida a partir de la expresión (14).

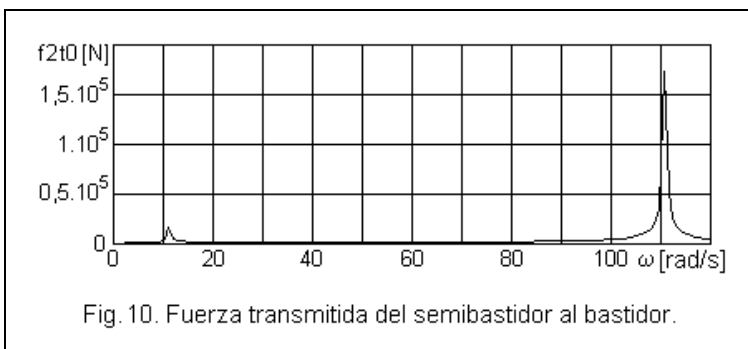
Fuerza transmitida al bastidor.

De las fuerzas que actúan en el sistema, al chasis se transmite la fuerza elástica del segundo resorte, con variación armónica y de amplitud:

$$F_{2t} = X_{p_2} \cdot k_2 \quad (15)$$

Teniendo en cuenta la expresión (10), la expresión (15) toma la forma:

$$F_{2t} = \frac{2m_d \omega^2 e \cdot \cos(\alpha/2)}{(k_1 - m_1 \omega^2) - \frac{k_1^2}{(k_1 + k_2 - m_2 \omega^2)_1}} \cdot \frac{k_1 \cdot k_2}{(k_1 + k_2 - m_2 \omega^2)} \quad (16)$$

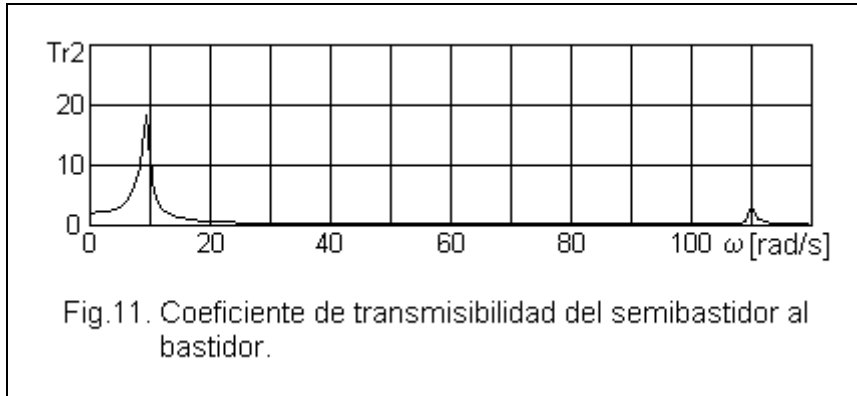


La curva de comportamiento de la fuerza transmitida desde el semibastidor al bastidor (F_{2t}), en el intervalo de cero a 120 radianes por segundo, obtenida a partir de la expresión (16), se muestra en la figura 10.

Reorganizando la expresión (16), tomará la forma adimensional (**coeficiente de transmisibilidad**):

$$Tr_2 = \frac{F_{2t}}{m_d \cdot e \cdot \omega^2 \cdot 2 \cos(\alpha/2)} = \frac{1}{(k_1 - m_1 \omega^2) - \frac{k_1^2}{(k_1 + k_2 - m_2 \omega^2)_1}} \cdot \frac{k_1 \cdot k_2}{(k_1 + k_2 - m_2 \omega^2)}$$

(17)



En la figura 11 se muestra la curva de comportamiento del coeficiente de transmisibilidad (Tr_2) del semibastidor al bastidor, en el intervalo de posibles frecuencias de trabajo (cero a 120 radianes por segundo), obtenida a partir de la expresión (17).

CONCLUSIONES

Después de analizar los resultados, se pueden plantear las siguientes conclusiones:

- En las curvas de comportamiento de los parámetros de la criba vibratoria, los picos de resonancia son notables para la primera frecuencia natural (fundamental). Para la segunda frecuencia natural, estos picos no se notan o son pequeños. En las curvas de comportamiento de los parámetros del semibastidor, los picos de resonancia son notables para la segunda frecuencia natural y para la primera frecuencia natural, estos picos no se notan o son pequeños.
- En todas las curvas de comportamiento, se nota un intervalo de frecuencias de trabajo entre 30 y 80 radianes por segundo, aproximadamente, en el que los parámetros se comportan como líneas rectas, paralelas al eje de las abscisas. En este intervalo, se nota que los parámetros analizados no varían con respecto a la frecuencia de excitación, lo que da la posibilidad

de variar dichas frecuencias en ese intervalo, sabiendo que las amplitudes no serán afectadas.

- Si se desea variar las amplitudes, se debe variar el ángulo (α), que determina la disposición relativa entre las masas rotatorias desbalanceadas.

RECOMENDACIONES

Para aplicar los resultados de este trabajo, se debe proceder de la siguiente forma:

- Diseñar la investigación de forma tal que las menores cargas, en los elementos del sistema, actúen en los primeros experimentos. Luego realizar los experimentos que impliquen mayores cargas para los elementos del sistema.
- Se debe tener en cuenta que la masa del material a cribar no se incluyó en estos cálculos. Se debe valorar su efecto, y si es necesario, incluirla, para obtener resultados más exactos.

BIBLIOGRAFÍA

1. Meirovitch, L. (2001). *Fundamentals of vibrations*. New York: McGraw-Hill.
2. Kelly, S. G. (2000). *Fundamentals of mechanical vibrations*, second edition. New York: McGraw-Hill.
3. Silva, C. W. de. (2000). *Vibration: fundamentals and practice*. New York. CRC Press.
4. Mobley, R. K. (1999) *Vibration Fundamentals*. MA: Butterworth-Heinemann.
5. Pain, H. J. (2005). *The physics of vibrations and waves*, sixth edition. New York: John Wiley & Sons, Ltd.
6. Beards, C. F. (1995). *Vibration Analysis with Application to Control Systems*. London: Edward Arnold.
7. Harris, C. M., Piersol, A. G. (2002). *Harris's shock and vibration handbook* (5^a. ed.).
8. New York: McGraw-Hill.

9. Guzmán, J. F. (1988). *Aplicación de las vibraciones mecánicas en la industria*. Santiago de Cuba: Universidad de Oriente.

Síntesis curricular de los Autores

Dr. C. Ramón Esteban Martínez-Batista. E-mail: ramonm@facing.uho.edu.cu

Profesor Auxiliar. Graduado de Ingeniero Mecánico en 1978 en el Centro Universitario de Holguín. Obtuvo el Grado Científico de Doctor en Ciencias Técnicas en 1988, en el Instituto Superior de Construcción de Máquinas Agrícolas de Rostov del Don, en Rusia. Ha realizado trabajos de Investigación en el campo de las Vibraciones Mecánicas, incluyendo el doctorado.

Ha impartido la asignatura Vibraciones Mecánicas en 12 oportunidades en varias maestrías: en Diseño Mecánico, de la Universidad de Oriente; en Maquinaria Agrícola, de la Universidad de Holguín; y en Mantenimiento y Reacondicionamiento de Máquinas, en la Universidad de Holguín. Además de Cuba, dichas maestrías se han desarrollado en otros dos países: en Ecuador y en Venezuela. Impartió también la asignatura Accionamientos de Máquinas Agrícolas en dichos países.

Ha trabajado como tutor de 15 tesis de maestría; y como oponente de nueve tesis de maestría y de cuatro tesis de doctorado. Pertenece al Tribunal Nacional para la defensa de doctorados en Mecánica. Ha sido condecorado con la Distinción por la Educación Cubana, en el 2003; la Medalla XXX Aniversario de la Universidad de Holguín, en el 2003; y el Reconocimiento Social Revolucionario del Fórum de Ciencia y Técnica, en el 2004. En el 2010, recibió la Medalla “José Tey”.

Dr. C. José Ramón Hechavarría-Pérez. E-mail: jhperez@facing.uho.edu.cu

Institución de los autores.

Universidad de Holguín “Oscar Lucero Moya”

Fecha de Recepción: 15 de junio 2015

Fecha de Aprobación: 12 de octubre 2015

Fecha de Publicación: 29 de enero 2016