**NOMBRE DEL SIMPOSIO O TALLER**

**III CONVENCIÓN CIENTÍFICA INTERNACIONAL 2021**

**SIMPOSIO INTERNACIONAL DE INDUSTRIA Y ENERGÍA**

**Título**

**Caracterización y selección de vibradores eléctricos para el vaciado de tolvas de materiales a granel.**

***Title***

***Characterization and selection of electric vibrators for emptying of bulk materials hoppers.***

**Dr. Eusebio E. Pérez Castellanos 1  Yosbel Giraldo Hernández Hernández2**

1-Eusebio E. Pérez Castellanos, Universidad Central de las Villas, Cuba. eusebiopc@uclv.edu.cu

2- Yosbel Giraldo, Universidad Central de Las Villas, Cuba, yosbelgh@uclv.cu

**Resumen:**

En este trabajo se desarrolla el análisis de los fundamentos teóricos y la selección de motovibradores eléctricos para facilitar el vaciado de las tolvas para materiales a granel que se emplean en plantas de producción de áridos y cemento, entre otras. La dificultad principal que se presenta en este tipo de instalaciones es la tendencia a la compactación que presenta la mayoría de estos materiales, así como la adherencia a las paredes de la tolva, que dificulta la descarga del sistema y crea demoras en el proceso que afectan el flujo de producción, con las consiguientes implicaciones técnicas y económicas.

Para resolver esta problemática se emplean motovibradores eléctricos que consisten en motores de baja potencia y velocidad angular relativamente elevada en cuyo eje se montan dos pequeñas masas desbalanceadas que originan una vibración que se transmite a la tolva y con ellos se descompacta el granel contenido en la tolva y se produce también el despegue de dicho material de las paredes del recipiente. Con este efecto se facilita el vaciado del equipo.

Estos sistemas funcionan sobre la base de una vibración forzada, con un amortiguador, un sistema elástico y una fuerza de vibración originada por el desbalance de las masas.

***Abstract:***

*In this work the analysis of the theoretical foundations and the selection of electric vibrators is developed. The vibrators are used in order to facilitate emptying of the hoppers for bulk materials used in aggregate and cement production plants, among others. The main difficulty that arises in this type of facilities is the tendency to compaction that most of these materials present and that makes it difficult to discharge the system and creates delays in the process that affect the production flow, with the consequent technical and economic.*

*To solve this problem, electric vibrators are used that consist of low-power and relatively high angular velocity motors, on whose axis two small unbalanced masses are mounted that cause a vibration that is transmitted to the hopper and with them the bulk contained in the hopper is de-compacted and the separation of the material and the walls of the hopper also occurs. This effect facilitates the emptying of the equipment.*

*These vibrators work on the basis of a forced vibration, with damper, and an elastic system. The vibration force is caused by the imbalance of the masses*

**Palabras Clave:** graneles, almacenamiento, compactación, tolvas, vibradores

***Keywords:*** *bulk, storage, compaction, hoppers, vibrators*

**1. Introducción**

**1.1. Cargas a granel. Definición.**

En (Oriol, 1993) se define la carga a granel como un conjunto de bienes o materiales que se transportan sin empaquetar, ni embalar, en grandes cantidades. Pertenecen a este grupo los aglomerados de piedra granos, talcos, etc.

Uno de los grandes campos de existencia de las cargas a granel son las plantas de áridos y las fábricas de cemento. En Cuba se manipulan anualmente cientos de miles de toneladas de material en estas dos ramas.

En particular en una fábrica de cemento se manipulan grandes volúmenes, sobre todo de arcilla, caliza y cemento como producto terminado.

**1.2. Importancia de la vibración.**

El fenómeno de la vibración puede ser perjudicial para el funcionamiento de equipos rotatorios, pero por otra parte se aprovecha en muchas ramas de la industria para propiciar un trabajo más adecuado de algunos procesos. Tal es el caso de las empresas que almacenan grandes cantidades de materiales a granel en recipientes metálicos cerrados como tolvas y silos. Un ejemplo importante es de las fábricas de cemento, en particular con el almacenamiento de las materias primas como la arcilla o del producto terminado como el cemento. Por eso cuando se diseñan estos sistemas se tiene en cuenta la selección de motovibradores que facilitan la descarga de los recipientes donde se almacena al material y con ello garantizan la continuidad del proceso.

**1.3. Problemática.**

La problemática que se presenta en este caso es que los materiales a granel con granulometrías pequeñas tienden a compactarse cuando se almacenan en tolvas y otros recipientes, debido a la compactación del material y por otra parte tienden a adherirse a las paredes de la tolva.

**1.4. Objetivos.**

**El objetivo general** que se propone este trabajo es la caracterización y conceptualización teórica de los sistemas de vibración que se emplean con estos fines y la concepción práctica del sistema de selección de estos aditamentos.

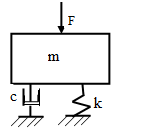
1. Desarrollar la concepción teórica del funcionamiento de los vibradores.
2. Facilitar el proceso de selección del motovibrador para un caso dado a partir de las recomendaciones de los fabricantes.

**2. Metodología**

**2.1 Vibraciones forzadas amortiguadas.**

El ejemplo clásico y quizás más conocido de la aplicación de la amortiguación en las

vibraciones es el que se emplea en el sistema de suspensión de los automóviles, motocicletas, etc.



**Figura 1. Componentes de un sistema en vibración**

Los elementos se caracterizan una vibración se señalan como: m -masa del cuerpo que vibra.

F – fuerza externa que produce la excitación del sistema.

c – constante de amortiguación del amortiguador.

k- contante de rigidez del muelle, cuyas unidades son .

La ecuación que caracteriza este sistema es la siguiente:

 (1)

1. **Factor de amortiguamiento crítico,** que se calcula como

 (2)

1. **Frecuencia angular natural del sistema,** su expresión es:



(3)

Esta es la frecuencia natural del sistema, como se ha dicho es inherente al mismo.

Por los métodos clásicos de estudio de las vibraciones que aparecen en la bibliografía

(Rao, 2009) pueden determinarse todos los parámetros del comportamiento de este tipo de vibraciones. Entre ellos reviste una importancia muy elevada la amplitud X de las vibraciones que determina los movimientos que “sufren” los pasajeros del móvil en cuestión y que en este caso puede considerarse un suceso perjudicial.

**2.2. Vibración de una tolva cargada de material a granel**.

En el caso de una tolva llena de material a granel, apoyada sobre determinadas vigas en las que puede deslizar (con fricción seca o de Coulomb) existen cuatro particularidades:

1. El sistema de muelles está constituido por vigas con un perfil determinado.
2. La amortiguación se genera en la fuerza de fricción entre la tolva y su apoyo.
3. Existen dos masas con valores y funciones muy diferentes:
4. M – Masa de la tolva + su contenido. Esta es la masa principal del sistema.
5. m - pequeña masa excéntrica montada sobre el eje del motor.

La fuerza excitatriz (F0) la genera un motor con una masa (m) desbalanceada en su eje, ubicada a un radio (r).

La expresión de la fuerza excitatriz en función del tiempo es:

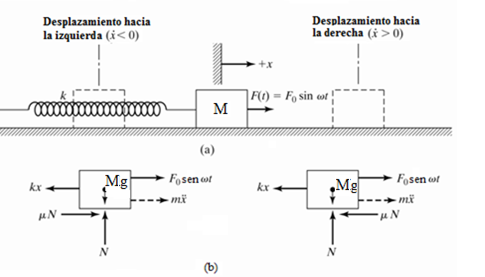
(4)

Donde

- es el comportamiento del valor la fuerza armónica con respecto a tiempo, en N.

(5)

En la figura 2 se muestra el sistema de la tolva (con su masa M), el amortiguador, el sistema de muelles y la fuerza excitatriz F(t).



**Figura 2. Vibración con un grado de libertad y amortiguación de Coulomb.**

La ecuación de movimiento de ese sistema puede plantearse de la siguiente manera:

(6)

M – masa de la tolva más su contenido, en kg.

- aceleración que alcanza la masa (M) a desbalancear en el sistema, en m/s.

k – constante de rigidez del soporte del sistema, en N/m

x – desplazamiento del sistema, en m.

- coeficiente de fricción seca entre el apoyo y la tolva.

N – fuerza que actúa en dirección normal a la base del sistema, en N.

Nota: [el signo el valor de la fuerza de fricción depende del sentido de la velocidad de movimiento de la tolva.

**2.3. Cálculo de la constante de amortiguamiento equivalente debida a la fricción seca entre la tolva y su apoyo.**

Para hallar tal razón se iguala la energía disipada debida a la fricción seca a la energía disipada por un amortiguamiento viscoso equivalente durante un ciclo completo de movimiento. Si la amplitud del movimiento se denota como X la energía disipada por la fuerza de fricción en un cuarto de ciclo es:

(7) (Rao, 2009)

donde:

X – amplitud de la vibración en m

energía disipada en un ciclo completo, debida a la amortiguación por fricción seca.

Si la constante equivalente de amortiguación viscosa se denota como la energía disipada durante un ciclo completo será:

(8) (Rao, 2009) donde:

ceq– constante equivalente de amortiguación viscosa, en N s/m

ω – velocidad angular del vibrador que da lugar al movimiento, en rad/s

X - amplitud de la vibración, en m.

Igualando las ecuaciones (7) y (8) se obtiene:

(9)

**2.4. Cálculo de la constante de rigidez equivalente en las vigas de apoyo**

Si se conocen el tipo y dimensiones de los perfiles que constituyen el apoyo de la viga puede ser calculada su constante equivalente de rigidez como:

(10)

donde:

keq – constante equivalente del sistema de apoyo de la tolva, en N/m.

E –módulo del material de las vigas, en N/m2.

I – momento de inercia de área de este sistema de vigas en m4.

**2.4 Cálculo de la amplitud de la vibración**

Para este sistema se puede calcular la amplitud de la vibración a través de la expresión:

(11)

Todos los parámetros que interviene en la misma ya han sido definidos anteriormente. Aquí se define la forma de calcular la amplitud de las vibraciones en una tolva cargada de material a granel, apoyada en vigas en forma de perfiles laminados, excitada por un motovibrador y cuyas vibraciones son amortiguadas por la fricción seca que se produce entre la base de la viga y su apoyo.

**3. Resultados y discusión**

Dichos cálculos están realizados con las características técnicas de un determinado motor eléctrico.

Selección del motovibrador para una tolva de 20 toneladas de capacidad.

***Motor Eléctrico Según*** (Catalogo de motores eléctricos Trifasicos Cerrados-IEC-60Hz W21, 2012)

**Datos Técnicos**

Velocidad angular (ω)=1800rpm

Masa (me)=15kg

***Masas Excéntricas***

**Datos Técnicos Asumidos**

r=90mm (radio excéntrico)

H=30mm (Espesor)

A causa del desbalanceo se produce una fuerza centrífuga Fc, que puede ser calculadacomo

 (12)

Para ω=1800rpm

La siguiente tabla muestra las amplitudes de oscilación mínimo y máximo se pueden obtener en función del número de revoluciones del motor de vibración (Catalogo de selección de motovibradores, 2018).

**Tabla 1. Amplitudes de oscilación**

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Rpm | Amp(mm) | |
| Min | Max |
| 3000 | 0,3 | 0,6 |
| 3600 | 0,3 | 0,8 |
| 1800 | 1,2 | 2,2 |
| 1500 | 1,4 | 2,6 |
| 1200 | 2,5 | 4 |
| 1000 | 3 | 5,2 |
| 900 | 3,5 | 5,5 |
| 750 | 3,5 | 6 |

Según el grafico de la velocidad teórica del producto, la amplitud, la excentricidad y el ángulo de incidencia del catalogo de selección de motovibradores de Itavribra para un motovibrador de 1800 rpm a 60 Hz de frecuencia establecida se obtiene:

Ampmax=2,2mm emax (excentricidad máxima) =1,1mm

Ampmax=1,2mm emax (excentricidad máxima) =0,6mm

**3.1. Determinación del tipo de motovibrador en función de la aplicación**

Conocido el valor de la excentricidad “e”, es posible determinar el valor del momento estático total “Mt” (kg.mm) del o de los motovibradores. Dicho valor se obtiene con la fórmula:

(13)

dónde: Pv = Pc + Po (14)

Con Pv = peso total de la máquina vibrante (kg); Pc = peso de la estructura de la máquina vibrante (kg); Po = peso del o de los motovibradores aplicados (kg), peso hipotético a confrontar sucesivamente con el del motovibrador que se determine.

Conocido el momento estático del motovibrador, consultando el catálogo se determina el tipo de motovibrador a utilizar.

**3.2. Peso de la masa excéntrica**

(15) Despejando r en 1 y sustituyendo en 4

(16)

(17)

**3.3. Peso de una masa excéntrica está dado por la siguiente expresión**

18)

**3.4. Área de una masa excéntrica**

(19)

Sustituyendo A en (18)

Sustituyendo W en 17

**3.5. Determinación del volumen de la estructura de montaje del motovibrador**

**3.6. Determinación de la masa de la estructura**

(20)

**3.7. Determinación del peso total de la maquina vibrante**

Pv = Pc + Po=527,5+15,62=543kg (21)

**3.8. Calculando la Fuerza Centrifuga**

**3.9. Determinación de Momento Estático del Motor**

Según la expresión 13

Se procede al cálculo de momento estático máximo y mínimo

**3.10. Cálculo de la potencia del motor** (Chinduamba Capingana, 2019)

(22)

**3.11. Cálculo de la potencia de diseño del motor** (Chinduamba Capingana, 2019)

(23)

**3.12. Aislamiento mecánico del equipo vibrante respecto a la estructura portante: dimensionamiento de los elementos elásticos**

La capacidad «K(kg)» del elemento elástico será:

Como elemento antivibrante se selecciona un soporte de goma.

K(kg) = (Pv + Ps)/ N x 2,5 (24)

Donde:

Pv = peso total del grupo vibrante (Kg)

Ps = peso estático del material sobre el equipo (Kg)

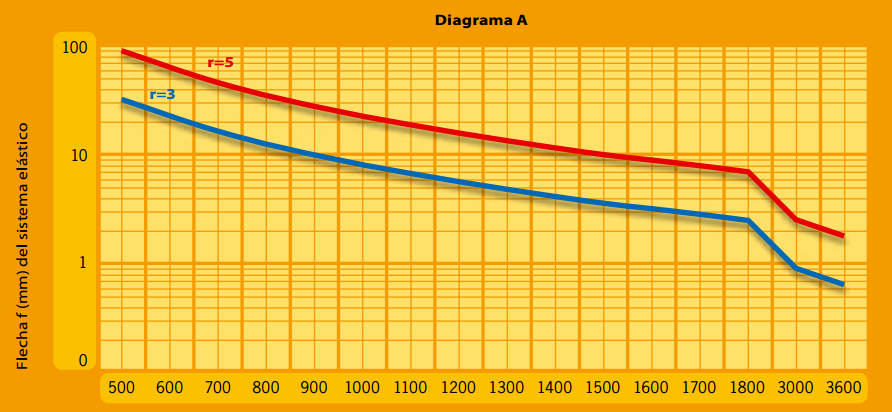
N = número de elementos elásticos

Kkg = (543 +20000) / 2,5= 8217kg

**3.13. Determinación de la flecha del elemento elástico**

k kg-mm = Pv /f x N

donde f = flecha del sistema elástico (mm) (25)



**Figura 1. Diagrama de la flecha**

Considerando una relación de resonancia r=3 se obtiene del diagrama A aproximadamente una flecha o deflexión de 4 mm.

Sustituyendo f=4 mm en la ec 15 se obtiene una constante elástica

k kg-mm = 5430 N/4mmx1=135N /mm

1. **Conclusiones**
2. En el caso de vibraciones con amortiguación viscosa existen particularidades que deben se restudiadas y tenidas en cuenta.
3. Para el caso de apoyos en vigas es necesario calcular la constante elástica según el perfil de las vigas.
4. Los datos más importantes del motovibrador son:
5. motovibrador de 1kW de potencia y 1800 rpm

b) Excentricidad máxima 1, y mínima de 0,6 a 1,1 según la velocidad angular del motor.

3-Se selecciona un motovibrador de 1kW y 1800 rpm pues en el cálculo de la potencia del motor se encuentra en un rango de 0,6 a 1kW.

4-Se debe seleccionar según el catalogo un elemento antivibrante cuya constante elástica debe ser mayor que 135 kg/mm.

**5. Referencias bibliográficas**

Catalogo de motores eléctricos Trifasicos Cerrados-IEC-60Hz W21. (2012). Jaragua, Brasil.

Catalogo de selección de motovibradores. (2018). Italia.

Chinduamba Capingana, .. A. (2019). Dimensionamiento de un Criba Vibratoria para la Planta de Metalúrgica UEB Producciones Mineras de Placetas. Moa, Holguin, Cuba.

Oriol, J. (1993). *Conferencias de Máquinas Transportadoras.* La Habana, Cuba: Félix Varela.

Palomino, E. (2012). *Elementos de medición y análisis de vibraciones en máquinas rotatorias.* La Habana, Cuba: Félix Varela.

Rao, S. (2009). *Mechanical Vibrations, edición en Español.* La Habana, Cuba: Félix Varela.