

ANALISIS VIBRACIONAL DE MOTOVIBRADORES

ALEJANDRO RESTREPO ECHEVERRI

UNIVERSIDAD EAFIT
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA
AREA DE MANTENIMIENTO
MEDELLIN
2006

ANALISIS VIBRACIONAL DE MOTOVIBRADORES

ALEJANDRO RESTREPO ECHEVERRI

Trabajo de grado para optar por el
Título de Ingeniero Mecánico

Asesor Principal:
Leonel Francisco Castañeda
Ingeniero Mecánico

UNIVERSIDAD EAFIT
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA
AREA DE MANTENIMIENTO
MEDELLIN
2006

TABLA DE CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCION	7
1 MARCO TEORICO	10
1.1 VIBRACION Y FUERZAS	10
1.2 APLICACION DE VIBRADO	10
1.2.1 Compactación.	11
1.2.2 Cribado	11
1.2.3 Generación de movilidad de mezclas	12
1.3 MOTOVIBRADORES DE CONTACTO	12
1.4 VARIABLES INVOLUCRADAS EN EL PROCESO DE VIBRACION	13
1.4.1 Fuerza Centrífuga	13
1.4.2 Frecuencia de Vibración y tamaño de partícula	14
2 MODELO FISICO Y MATEMATICO	16
2.1 MODELO FISICO	16
2.2 MODELO MATEMATICO	19
3 DATOS Y MEDICIONES	27
3.1 FRECUENCIA NATURAL Y CONSTANTE DE ELASTICIDAD	27
3.2 ACELERACION	28

3.3	VELOCIDAD Y POSICION	32
4	METODOLOGIA	33
4.1	PREPRUEBA	33
4.2	PROCEDIMIENTO	36
4.3	POST-PRUEBA	37
5	APLICACION	38
5.1	ANALISIS VIBRACIONAL DEL EQUIPO	38
5.1.1	Obtención de Datos	38
5.1.2	Fuerza de Reacción (Modelo Físico)	38
5.1.3	Frecuencia de Vibración	39
5.1.4	Amplitud	40
6	RESULTADOS	42
6.1	ANALISIS DE FUERZAS (MODELO FISICO)	42
6.2	ANALISIS DE AMPLITUD (MODELO MATEMATICO)	44
7	COMPARACION Y ANALISIS DE RESULTADOS	47
7.1	FUERZA	47
7.2	AMPLITUD	48
7.3	FRECUENCIA	50
8	CONCLUSIONES	52
	ANEXO 1. FICHAS TECNICAS	56

ANEXO 2. CODIGO INTEGRACION	57
ANEXO 3. CODIGO TRANSFORMADA FOURIER	58
ANEXO 4. CODIGO LECTOR	59
ANEXO 5. GRAFICAS DE COMPORTAMIENTO A MAXIMA FRECUENCIA	62

TABLA DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1. Despiece del Motovibrador	13
Ilustración 2. Modelo Físico de fuerzas	16
Ilustración 3. Análisis dinámico de fuerzas	18
Ilustración 4. Modelo Experimental	20
Ilustración 5. Montaje del modelo experimental	29
Ilustración 6. Captura de señales de aceleración en el dominio del tiempo	30
Ilustración 7. Aceleración en el dominio de la frecuencia	31
Ilustración 8. Gráficas de Vibración (Matlab)	32
Ilustración 9. Toma de Voltaje	34
Ilustración 10. Toma de Corriente	34
Ilustración 11. Toma de Frecuencia	35
Ilustración 12. Sujeción del Motovibrador	36
Ilustración 13. Fuerza de vibración en el dominio del tiempo	39

Ilustración 14. Fuerza en el dominio de la frecuencia	40
Ilustración 15. Desplazamiento en el dominio de la frecuencia (60 hz)	41
Ilustración 16. Frecuencia Experimental	42
Ilustración 17. Fuerza Teórica y Experimental	48
Ilustración 18. Amplitudes Experimentales y Teóricas	49
Ilustración 19. Amplitud vs Frecuencia	50
Ilustración 20. Rangos de Aplicación del motovibrador analizado	52

INDICE DE TABLAS

Tabla 1. Propiedades de los resortes empleados	27
Tabla 2. Constante de Elasticidad de los resortes	28
Tabla 3. Deltas de Frecuencia de Vibración	43
Tabla 4. Resultados Modelo Físico	44
Tabla 5. Desplazamiento	45
Tabla 6. Resultados Modelo Matemático	46
Tabla 7. Frecuencia Experimental y Teórica	51

INTRODUCCION

En un entorno globalizado como el que se viene presentando los últimos años en el mundo, invertir en nuevas tecnologías, en máquinas especiales o máquinas equipadas con funciones especiales ayuda a garantizar el cumplimiento de compromisos, conseguir ciclos más cortos y ser más competitivos. Sin embargo, no garantiza el éxito, la gran competencia generada en el mercado con una fuerte entrada de máquinas asiáticas en el mercado mundial, obliga al sector de maquinaria industrial a plantearse por la calidad de las nuevas máquinas procedentes de Asia. ¿es la calidad igual? (@plastuniverse).

La necesidad tanto del comercializador como del fabricante de maquinaria, de responder preguntas como estas, ha llevado a la universidad Eafit, como generadora de conocimiento, a pensar en la realización de un procedimiento que permita caracterizar equipos comerciales, identificando las variables que determinen el ideal funcionamiento de cada uno y el grado de cumplimiento de las variables involucradas en su ideal funcionamiento, para este fin se plantea el desarrollo del presente proyecto como el primer paso de este objetivo.

Para lograr una caracterización completa de un equipo se deberá, primero que todo, definir la función principal de este, para nuestro caso, que es la caracterización de un motovibrador de contacto, la función del equipo es generar vibración, por lo que el primer capítulo comienza con una descripción de la vibración y la relación entre esta, y las fuerzas aplicadas al equipo, así como las utilidades más comunes en la industria para este tipo de equipos, lo que permitirá más adelante definir la conveniencia del equipo para el tipo de trabajo que se quiera realizar.

Más adelante en este primer capítulo, se comienza a analizar el funcionamiento de los motovibradores así como las variables que determinan el tipo de vibración generada por estos y las utilidades de controlar dichas variables.

En la primera parte del el segundo capítulo, se realiza un análisis teórico de las fuerzas que actúan sobre un motovibrador (modelo físico), para así poder entrar a determinar un modelo matemático que se ajuste al comportamiento del montaje que se va a realizar.

La segunda parte del segundo capítulo, describe el montaje realizado que se ajusta al modelo de vibración forzada no amortiguada, y se realiza el desarrollo matemático que gobierna el movimiento en el modelo (modelo matemático), arrojando las fórmulas que permitirán comparar los resultados obtenidos experimentalmente con los resultados esperados según el modelo seleccionado.

En el tercer capítulo se explica la metodología de obtención de los datos experimentales y se listan los valores de las variables conocidas previamente.

El cuarto capítulo detalla la metodología de montaje a seguir antes, durante, y después de la realización del trabajo experimental (Procedimiento de Ensayo).

En el quinto capítulo se explica el manejo de los datos de aceleración y tiempo obtenidos experimentalmente para llegar a los datos de fuerza y desplazamiento que corresponden a dichas aceleraciones; y con estos datos de la fuerza, según el modelo matemático, determinar la amplitud esperada que será comparada con los datos experimentales de desplazamiento obtenidos. Por otro lado con los datos de desplazamiento obtenidos experimentalmente, se puede obtener, mediante el modelo físico, la fuerza esperada que será comparada con los datos experimentales de la fuerza.

El sexto capítulo contiene los resultados de las variables principales que permiten la caracterización de un motovibrador (frecuencia, fuerza y amplitud).

En el séptimo capítulo se realiza un análisis de los resultados para cada una de las variables obtenidas en el sexto capítulo en relación a la utilidad del motovibrador analizado.

1 MARCO TEORICO

1.1 VIBRACION Y FUERZAS

La vibración de una máquina es su respuesta a fuerzas causadas por sus partes moviéndose en la máquina, si se mide la vibración en varios lugares de la máquina, de estas mediciones se obtiene la magnitud de las fuerzas.

Midiendo la frecuencia de la vibración se puede suponer que las fuerzas se presentan a la misma frecuencia que la respuesta, y que los niveles medidos son proporcionales a la magnitud de dichas fuerzas. Este razonamiento supone que la máquina es lineal. en su respuesta a las funciones forzadas, y para la mayoría de las máquinas eso es una suposición razonable.

Pero a medida que se desgasta una máquina, y que aumentan los juegos , o si se forman grietas u holgura, la respuesta ya no seguirá siendo lineal. El resultado es que la vibración medida puede ser muy diferente que las funciones forzadas. (@dliengineering).

1.2 APLICACION DE VIBRADO

Los objetivos más comunes de la vibración en la industria son:

- 🔊 Eliminación de vacíos remanentes en una combinación de agregados como es el caso del concreto “compactación” (@ vibradores de hormigón).
- 🔊 La separación de agregados según tamaño de grano “cribado” (@ cribado).
- 🔊 Desencoframiento de agregados

1.2.1 Compactación.

La compactación o consolidación es la operación por medio del cual se trata de densificar una masa, reduciendo a un mínimo la cantidad de vacíos. (@monografías).

Se calculan en el caso del concreto, que por cada 1% de vacíos remanentes dentro del hormigón endurecido, se reduce su resistencia de 4 a un 7%, en los rangos habituales de aire contenido, Los niveles de vibración para lograr compactación y la efectividad de este procedimiento, dependen de la aceleración que sea capaz de transmitir el encofrado a la masa de concreto. (@vibradores de hormigón).

1.2.2 Cribado

El cribado es un proceso mecánico que separa materiales de acuerdo a su tamaño de partícula individual. Esto se cumple proporcionando vibración al medio de cribado, el cual es generalmente una malla o una placa perforada, esto provoca que las partículas más pequeñas que el tamaño de las aberturas (del medio de cribado) pasen a través de ellas como finos y que las partículas más grandes sean acarreadas como residuos.

Las operaciones de cribado se pueden clasificar, generalmente, en los siguientes tipos:

Separación Preliminar (Scalp): Las operaciones de separación preliminar (scalping operation) consisten en remover una pequeña cantidad de material grande (5% o menos) de un material alimentado donde la mayor parte de las partículas son finas (al menos un 50% de tamaño medio). Las capacidades manejadas en este tipo de operación son normalmente altas.

Clasificado o Granulometría (Grading): El clasificado consiste en hacer separaciones por tamaño de un material a través de una o varias etapas de

cribado. Esta separación puede ser de gruesa (malla 4 o más grandes), mediana (malla 4 a malla 48), y fina (menor a malla 48). Las capacidades a manejar varían dependiendo de varios factores como son: Las condiciones del material alimentado, la cantidad de separaciones que se van a requerir y de las especificaciones del producto.

- 🏭 Remoción de Finos: Esta operación involucra la remoción de una pequeña cantidad de finos (10% o menos) de un material alimentado en el cual predominan las partículas grandes. Las capacidades a manejar son usualmente altas cuando la cantidad de finos a remover es menos al 5% de la alimentación inicial.
- 🏭 Desecado (De-watering): El desecado consiste en remover el agua excedente de una mezcla de sólidos con agua. (@ gpooasis).

1.2.3 Generación de movilidad de mezclas

Una suave vibración, puede mantener el flujo del producto, sin permitir que se compacte o se atasque.

1.3 MOTOVIBRADORES DE CONTACTO

Un motovibrador de contacto, consiste en un motor eléctrico en cuyo eje gira una masa excéntrica adherida a sus extremos, generando sobre el equipo una fuerza centrífuga que dependerá de la velocidad angular del motor (ω), además de la magnitud y posición de la masa excéntrica.

Ilustración 1. Despiece del Motovibrador



1.4 VARIABLES INVOLUCRADAS EN EL PROCESO DE VIBRACION

1.4.1 Fuerza Centrífuga

La fuerza centrífuga generada por un motovibrador, generará a su vez un movimiento oscilatorio de cierta amplitud y frecuencia, estas variables deberán ser calculadas según la aplicación buscada y las características del montaje para tal fin.

Existen algunas relaciones empíricas que permiten determinar la fuerza centrífuga que deberán ser capaces de desarrollar los vibradores de encofrado en el caso del concreto, para garantizar una adecuada compactación. En el "CI Manual of Concrete Practice", de 1994 se señala:

Para mezclas de consistencia plásticas, en encofrado de vigas o muros:

$$\text{Fuerza} = 0.5 * (\text{peso del encofrado} + 0.2 \text{ peso del concreto})$$

Para mezclas secas en prefabricación:

$$\text{Fuerza} = 1.5 (\text{peso del encofrado} + 0.2 \text{ peso del concreto})$$

Admitiendo que en general, los vibradores externos se colocan con una separación entre 1,5 m y 2,5 m se puede calcular para cada caso, las características requeridas de frecuencia y amplitud.

1.4.2 Frecuencia de Vibración y tamaño de partícula

Cada tamaño de partículas responde a una particular cantidad de vibración por unidad de tiempo. La frecuencia es usualmente expresada en vibraciones por minuto (vpm) y más modernamente en Hertz (1 Hertz (Hz) = 1 vibración/segundo = 60 vib/min).

Las frecuencias de los vibradores varían de 50 a 234 Hz. Las frecuencias medianas y altas (117 a 200 Hz) excitan los granos finos.

Las altas frecuencias tienen la ventaja de que movilizan los agregados finos, éstos rodean los agregados más gruesos inmovilizados dando como resultado una buena distribución de los mismos a la vez que, como ya se ha mencionado, facilitan la ascensión y expulsión de las burbujas de aire retenido.

Las bajas frecuencias, excitan los agregados gruesos causando movilidad en la mezcla originando segregación o cribado.

Un cálculo estimativo de la relación entre Hz (Frecuencia de Vibración) y tamaño de partículas movilizadas es el siguiente:

De 200 a 150 Hz, partículas de tamaño entre 0,08 y 2 mm.

De 150 a 100 Hz, tamaños entre 0,5 y 7 mm.

De 100 a 50 Hz tamaños entre 2 y 25 mm.

(@vibradores de hormigón)

2 MODELO FISICO Y MATEMATICO

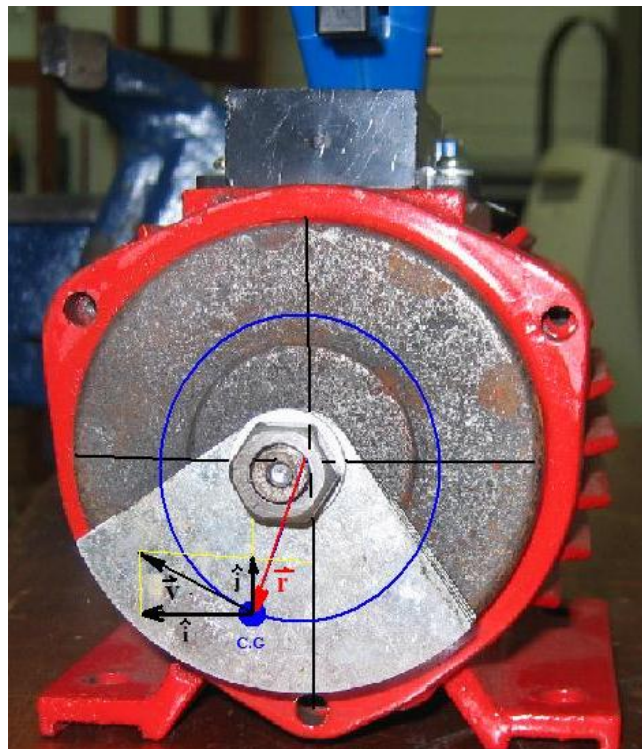
2.1 MODELO FISICO

Como se explicó anteriormente, las fuerzas ejercidas por un motovibrador obedecen a una masa que gira en torno a un eje de un motor, dicho movimiento puede ser descrito vectorialmente, una vez se alcanza la una velocidad angular constante y una aceleración tangencial nula, como se ilustra a continuación.

$$\omega_e \bullet \text{Constante}$$

$$a_t \bullet 0$$

Ilustración 2. Modelo Físico de fuerzas



Se sabe que el vector de la velocidad instantánea es tangente a la trayectoria descrita por la masa, mientras que el desplazamiento será radial a esta (Ilustración 2), Así, mediante una simple descomposición vectorial se puede determinar que la ecuación que determina la posición instantánea de la partícula (masa) con respecto al centro del eje del motovibrador, será:

$$\vec{r} = R \cos(\omega t) \hat{i} + R \sin(\omega t) \hat{j}$$

(2.1.1)

Y de la misma manera se deduce que su velocidad instantánea estará dada por:

$$\vec{v} = |\vec{v}| (\sin(\omega t) \hat{i} - \cos(\omega t) \hat{j})$$

donde: $|\vec{v}| = \omega R$; Constante

(2.1.2)

Ya que el motor describe un movimiento circular uniforme, pues la velocidad angular es constante (ω) y la aceleración angular es cero, se puede afirmar que para un instante de tiempo:

$$\omega = \omega_0 = \omega(t = t_0)$$

$$\text{si } \alpha_0 = 0$$

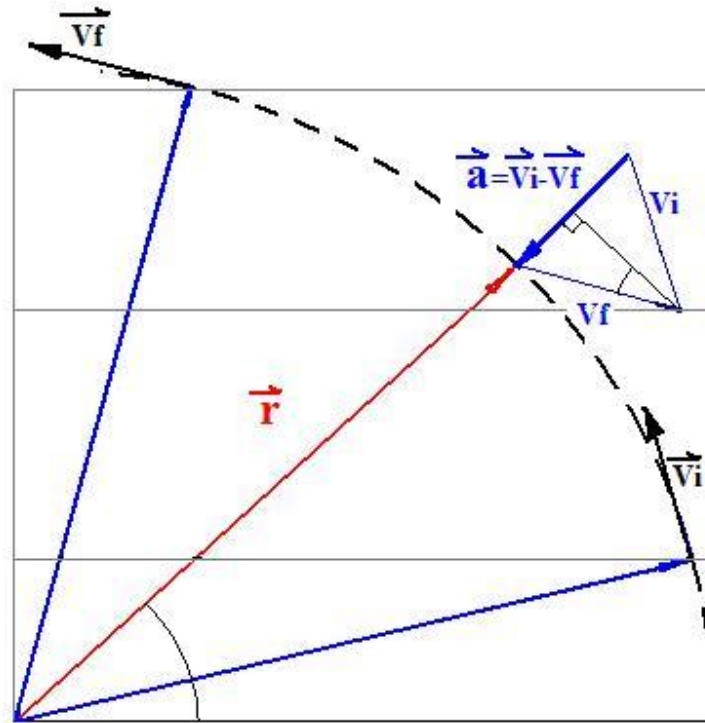
$$\omega(t) = \omega_0$$

$$\omega(t) = \omega_0 + \alpha t$$

(2.1.3)

ya que la dirección del vector velocidad cambia constantemente, se puede calcular la aceleración media, mediante el siguiente análisis.

Ilustración 3. Análisis dinámico de fuerzas



Sabiendo que las magnitudes de V_i y V_f son iguales (W_e es constante), se puede afirmar que el triángulo formado por los vectores V_i , V_f y a , de la ilustración 3 es isósceles, y la bisectriz entre lados iguales es perpendicular al tercer lado y por relación algebraica, entre líneas paralelas, se concluye que el cambio de velocidad (aceleración), es un vector paralelo al radio de trayectoria (r), con dirección al centro del círculo.

Sabiendo esto, se puede afirmar que la aceleración vertical de la masa está dada por:

$$a_y = |\vec{a}| \sin(\varphi)$$

$$\text{donde } |\vec{a}| = r \omega^2$$

(2.1.4)

Recordando que $a = F/m$; y dado que φ varía en función del tiempo según la ecuación (2.1.4) se tiene que:

$$F_y(t) = F_0 \sin \omega t$$

(2.1.5)

2.2 MODELO MATEMATICO

Mediante el análisis físico de la fuerza centrífuga generada por el motovibrador, en su componente vertical, se observó que la magnitud de dicha componente de la fuerza variará en forma armónica con frecuencia angular (ω).

$$F_y(t) = F_0 \sin \omega_e t$$

(2.2.1)

Ahora bien, si una masa (motovibrador y banco), se une a un resorte de rigidez K conocida, La fuerza generada sobre la masa por la simple acción del resorte tendrá una magnitud dada por:

$$F_r(t) = K x$$

(2.2.2)

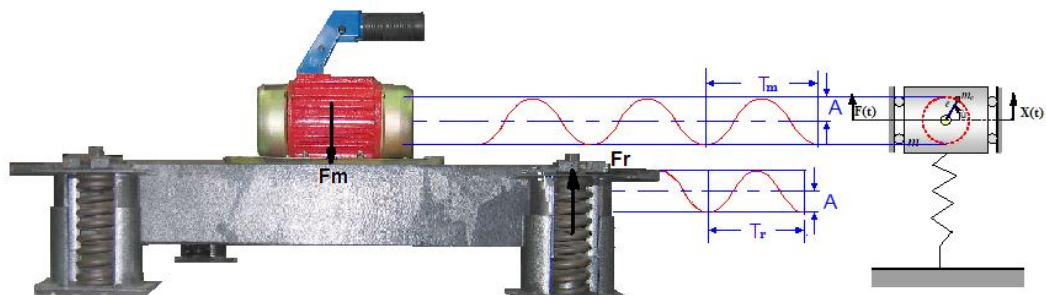
Donde X representa el desplazamiento del resorte respecto al punto de equilibrio de la masa. Si a dicha masa se le aplica la fuerza ejercida por el motovibrador (funcionamiento), es de esperarse que tan pronto $F(T)$ desplace la masa de su posición de equilibrio, el resorte origine sobre ella una vibración libre (Calero, 1999), la superposición de estas dos fuerzas originará el movimiento total, regido por la fuerza resultante de la suma de ambas fuerzas cuya magnitud está definida según la tercera ley de Newton como:

$$F_{re}(t) = m \ddot{x}$$

(2.2.3)

Dicha fuerza genera un movimiento que se ajusta al modelo de vibración forzada no amortiguada con fuerza de excitación armónica ya que las fuerzas de amortiguación en este caso son despreciables en comparación a las magnitudes de vibración del equipo.

Ilustración 4. Modelo Experimental



Realizando una sumatoria de fuerzas sobre el modelo (Ilustración 4) se deduce que la fuerza resultante que actúa sobre la masa está dada por:

$$F_{re} = F_y + F_r$$

(2.2.4)

Remplazando (2.2.1) (2.2.2) y (2.2.3), en (2.2.4) se tiene:

$$m \ddot{x} + kx = F_0 \sin(\omega_e t)$$

(2.2.5)

La solución a esta ecuación diferencial estará dada por la suma de la solución general de la ecuación homogénea (Vibración libre no amortiguada).

$$x_1 = E \cos(\omega_n t) + G \sin(\omega_n t)$$

(2.2.6)

Y la solución particular de la completa (del tipo).

$$x_2 = X \sin(\omega_e t)$$

(2.2.7)

que es igual a:

$$x_2 = X \sin(\omega_e t) \cos(\phi) + X \cos(\omega_e t) \sin(\phi) \quad (2.2.8)$$

Donde X y ϕ son los valores a determinar (ϕ = Angulo de desfase entre F(t) y x2(t)).

Integrando dos veces X2, se tiene:

$$\dot{x}_2 = \omega_e X \cos(\omega_e t) \cos(\phi) - \omega_e X \sin(\omega_e t) \sin(\phi) \quad (2.2.8)$$

$$\ddot{x}_2 = -\omega_e^2 X \sin(\omega_e t) \cos(\phi) - \omega_e^2 X \cos(\omega_e t) \sin(\phi) \quad (2.2.9)$$

que es igual a:

$$\ddot{x}_2 = -\omega_e^2 X \sin(\omega_e t) \cos(\phi) - \omega_e^2 X \cos(\omega_e t) \sin(\phi) \quad (2.2.10)$$

Sustituyendo en la ecuación general (2.2.5) se tiene:

$$\begin{aligned} m \omega_e^2 X \sin(\omega_e t) \cos(\phi) + m \omega_e^2 X \cos(\omega_e t) \sin(\phi) + \\ K X \sin(\omega_e t) \cos(\phi) + K X \cos(\omega_e t) \sin(\phi) = \\ F_0 \sin(\omega_e t) \end{aligned} \quad (2.2.11)$$

Despejando para cada componente de la fuerza se tiene para X:

$$m \ddot{x} \cos(\alpha) + K x \cos(\alpha) = F_0 \cos(\alpha) \quad (2.2.12)$$

Para Y:

$$m \ddot{x} \sin(\alpha) + K x \sin(\alpha) = 0 \quad (2.2.13)$$

Reemplazando (2.2.13) en (2.2.12) y despejando X, se tiene:

$$X = \frac{F_0}{k + m \omega_e^2} \quad (2.2.14)$$

Con lo que se obtiene que la ecuación de movimiento será:

$$x = (E \cos(\omega_n t) + G \sin(\omega_n t)) + \frac{F_0}{k + m \omega_e^2} \sin(\omega_e t) \quad (2.2.15)$$

que representa la suma de las soluciones para las ecuaciones homogénea y particular.

Integrando (2.2.15), se obtiene la ecuación para la velocidad.

$$\dot{x} = E \sin(\omega_n t) + G \cos(\omega_n t) - \frac{F_o}{k} \frac{\omega_e}{\omega_n^2} \cos(\omega_e t) \quad (2.2.16)$$

Para el caso del modelo planteado se sabe que en el instante de aplicación de la fuerza (F_o), tanto el desplazamiento como la velocidad son 0.

$$t = 0 \quad \begin{cases} x_0 = 0 \\ \dot{x}_0 = 0 \end{cases} \quad (2.2.17)$$

Iguando los términos en $\sin(\omega_n t)$ y reemplazando 2.2.17 en 2.2.16:

$$\dot{x} = E \sin(\omega_n t) = 0 \quad ; \quad E = 0 \quad (2.2.18)$$

$$\dot{x} = G \cos(\omega_n t) - \frac{F_o}{k} \frac{\omega_e}{\omega_n^2} \cos(\omega_e t) = 0$$

Despejando G:

$$G = \frac{F_o}{k} \frac{\omega_e}{\omega_n^2}$$

(2.2.19)

Remplazando (2.2.18) y (2.2.19) en la ecuación general (2.2.16) se tiene:

$$x = \frac{F_0}{k \sqrt{m^2 \omega_e^2 - 2m\zeta\omega_e\omega_n + m^2\omega_n^2}} \sin(\omega_n \tau) + \frac{F_0}{k \sqrt{m^2 \omega_e^2}} \sin(\omega_e \tau)$$

(2.2.20)

La amplitud del término correspondiente a la vibración forzada, se tiene:

$$X = \frac{F_0/k}{\sqrt{1 - 2\zeta\omega_e/\omega_n + \omega_e^2/\omega_n^2}}$$

(2.2.21)

La cual corresponde a la amplitud de movimiento para el modelo experimental planteado.

RESUMEN

INCOGNITA	No ECUACIÓN	ECUACION
Magnitud de la Aceleración	2.1.4	$ \vec{a} \quad \bullet \quad \frac{F_0}{m} \quad \text{sen}(\omega t)$
La Fuerza de excitación instantánea aplicada sobre la masa.	2.2.5	$m \ddot{x} + kx = F_0 \text{sen}(\omega_e t)$
La Amplitud generada con base a la fuerza de excitación.	2.2.21	$X = \frac{F_0/k}{\sqrt{1 - (\frac{\omega_e}{\omega_n})^2}}$

3 DATOS Y MEDICIONES

3.1 FRECUENCIA NATURAL Y CONSTANTE DE ELASTICIDAD

En estudios realizados anteriormente se determinó que las frecuencia naturales y las constantes de elasticidad de los resortes utilizados en el montaje realizado, corresponde a los mostrados en la Tabla 1.

Tabla 1. Propiedades de los resortes empleados

Descripción	Cantidad
Frecuencia natural	5.8 Hz
Decremento logarítmico	0.37
Factor de amortiguamiento	0.058

Botero,2003,146

Tabla 2. Constante de Elasticidad de los resortes

Probeta	Constante de elasticidad promedio
1	30.77N/mm
2	31.5N/mm
3	30.3N/mm
4	30.3N/mm

Botero,2003,150

3.2 ACELERACION

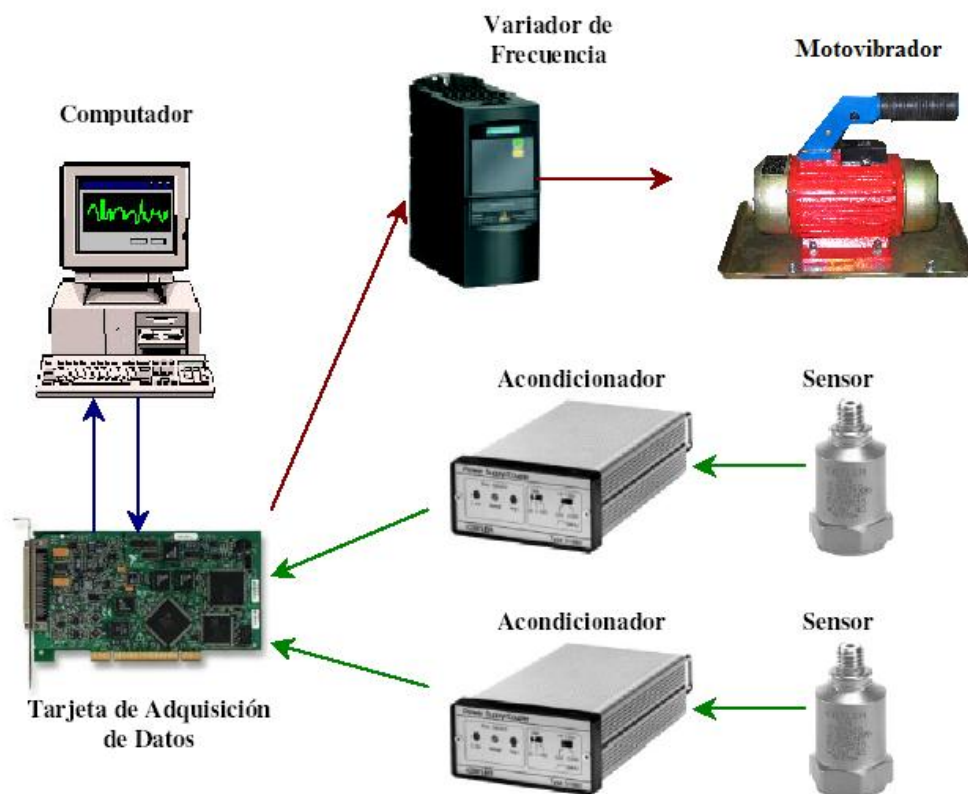
Con el propósito de medir la aceleración en diferentes lapsos de tiempo, se monta un banco experimental de pruebas tal y como se mostró en la ilustración 3 del segundo capítulo, con constantes de vibración conocidas, para poder determinar las características de la vibración generadas por el motovibrador.

La configuración que se emplea para el analisis consta básicamente de una plataforma en la que se sujeta el motovibrador con ayuda de pernos.

La base en concreto reforzado está encofrada en un marco de perfil en “C” de acero; en la superficie superior se incrustaron rieles que permiten diferentes configuraciones.

El modelo está equipado con sensores de aceleración para el monitoreo de su estado dinámico, con un variador de velocidad para controlar la frecuencia de la corriente de excitación del sistema y un computador para el manejo de la información. La Ilustración 5 esquematiza el montaje instalado en el modelo experimental para el monitoreo de la vibración y el control de la frecuencia de excitación.

Ilustración 5. Montaje del modelo experimental



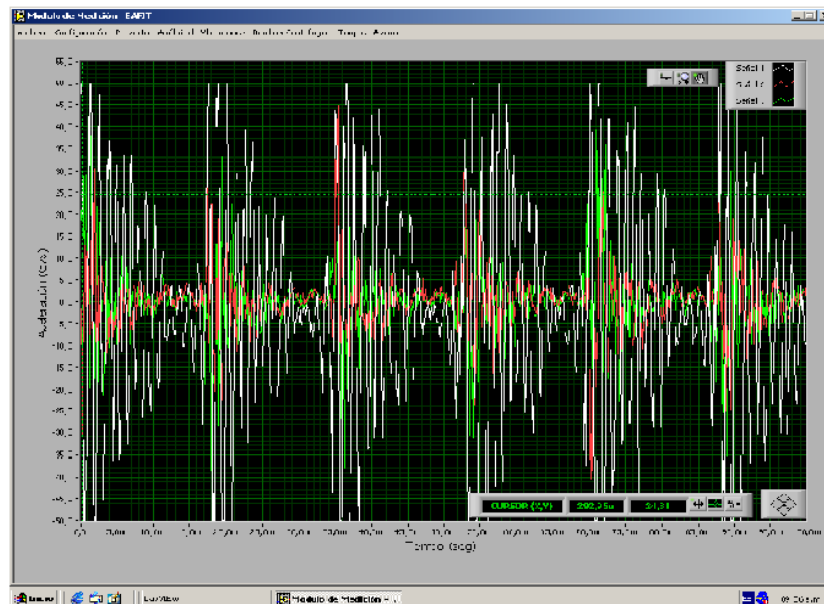
El sistema mostrado en la Ilustración 4 puede descomponerse en tres módulos: instrumentación, captura y procesamiento, y control. El sentido de las flechas indica el flujo de información y su color manifiesta el módulo al que pertenece. Las flechas verdes que atraviesan el módulo de instrumentación, siempre van en dirección a la tarjeta de adquisición; las flechas rojas corresponden a flujos de

control y salen siempre de la tarjeta. Las flechas azules (bidireccionales) representan el módulo de adquisición y procesamiento de señales (Botero, 2003).

Una vez realizado el montaje en el laboratorio de Mecánica Experimental de la Universidad Eafit, se procede a capturar los datos de la aceleración que corresponden a 1027 muestras en 0.1 segundos, lo que excede en gran medida la frecuencia esperada del motovibrador, garantizando así la confiabilidad de los datos obtenidos.

El programa entrega una gráfica con la magnitud de la aceleración en función del tiempo como se muestra en la Ilustración 5.

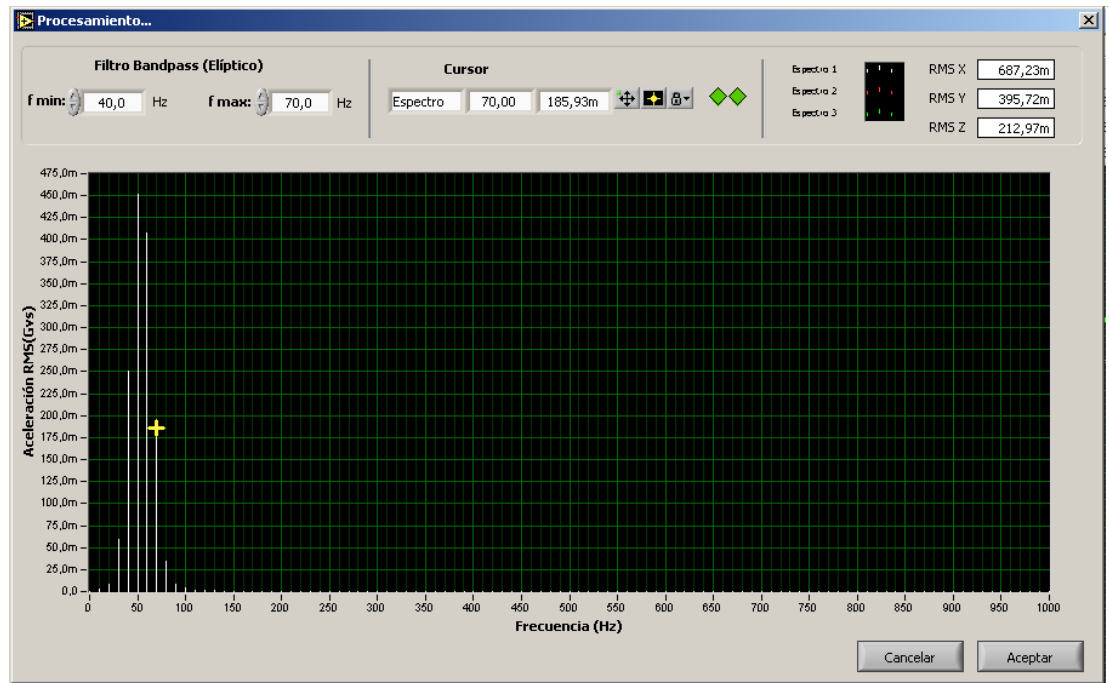
Ilustración 6. Captura de señales de aceleración en el dominio del tiempo



Posteriormente esta imagen se procesa para obtener la grafica de la aceleración en el dominio de la frecuencia (Transformada de Fourier, Anexo 3), y es aquí

donde realmente se puede conocer las diferentes fuentes de vibración del modelo con sus respectivas frecuencias (ilustración 7).

Ilustración 7. Aceleración en el dominio de la frecuencia



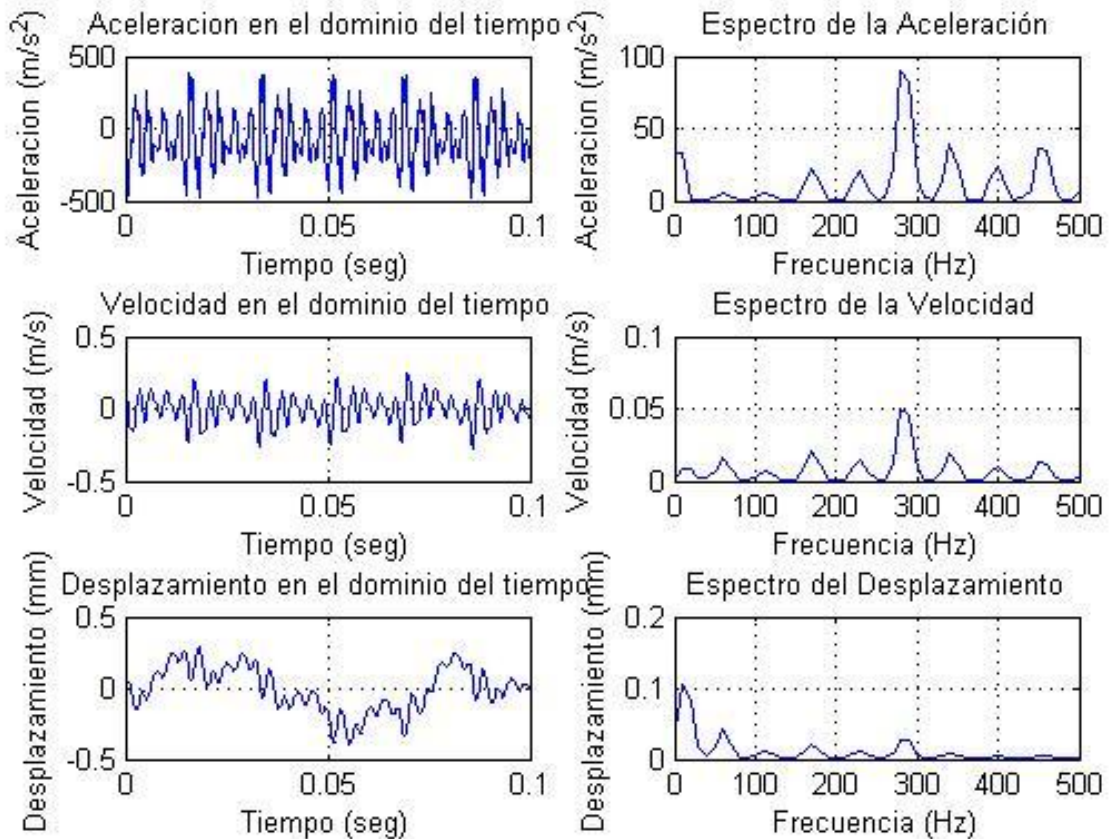
Además, el programa está en capacidad de exportar los datos de las aceleraciones, frecuencias y tiempos a una hoja de datos de Excel, de la cual serán procesados tomados para calcular las velocidades y posiciones en cada punto con la ayuda del código de Integración del programa Matlab® (Anexo 2).

Este procedimiento se realiza para diferentes frecuencias que se regulan mediante el variador de frecuencia al que se encuentra conectado el motovibrador (Ilustración 4).

3.3 VELOCIDAD Y POSICION

Con los datos de la aceleración en el tiempo (como matriz), se procede a realizar una doble integración de los datos de la aceleración, ya que se conoce el tiempo transcurrido entre dos mediciones, este procedimiento se realiza con la ayuda del programa Matlab® (código adjunto) que nos devuelve las matrices con los datos de tiempos, velocidades y frecuencias, así como las graficas de Aceleración, Velocidad y Desplazamiento, tanto en el dominio del tiempo como en el dominio de la frecuencia.

Ilustración 8. Gráficas de Vibración (Matlab)



4 METODOLOGIA

4.1 PREPRUEBA

Los procedimientos de pre-prueba son:

- 📅 Cree un diario de prueba. Este puede ser un cuaderno o en un archivo de computador. El objetivo es registrar todos los acontecimientos durante la prueba que más tarde pueden ayudar en la evaluación de los resultados de prueba. En particular el diario de prueba debe listar todos los archivos producidos. Se recomienda que la prueba sea documentada por fotos.
- 📅 Recopile los datos teóricos que determinan la funcionalidad de este. Estos datos generalmente son proporcionados por el fabricante, de no ser así se deberán medir experimentalmente:
 - La masa se puede medir con el uso de una balanza.
 - El voltaje se puede medir directamente con el equipo en funcionamiento y con la ayuda de un voltímetro ubicado entre dos fases de la alimentación de corriente.

Ilustración 9. Toma de Voltaje



- La corriente, se puede medir directamente con el uso de una pinza voltiamperimetrica colocada alrededor del cable de alimentación del equipo.

Ilustración 10. Toma de Corriente



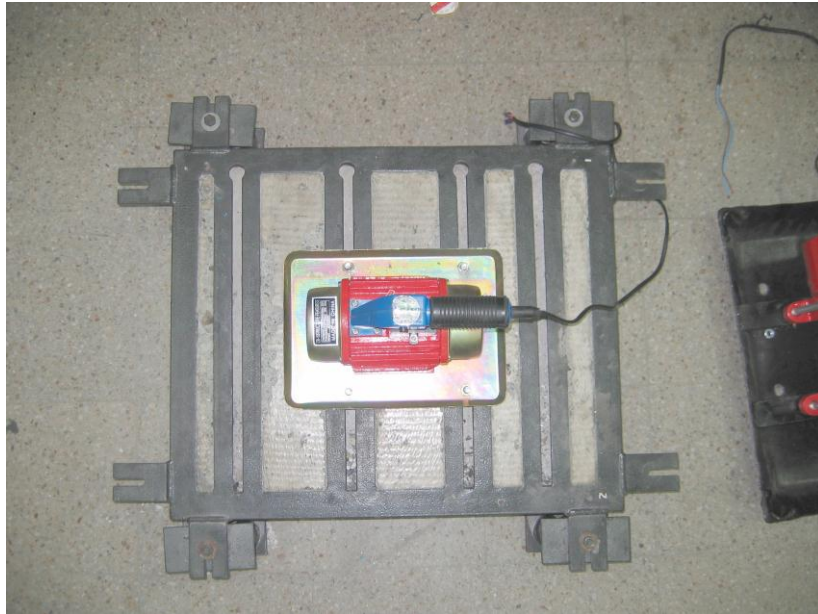
- La frecuencia de vibración, puede ser medida con la ayuda de una lámpara estroboscópica dirigida hacia el eje del equipo, tras remover las cubiertas de los extremos.

Ilustración 11. Toma de Frecuencia



- Potencia del Motor, se determina tras el análisis del modelo seleccionado, en función del voltaje y la corriente.
 - Fuerza de Vibración, se determina tras el análisis del modelo seleccionado.
- 🎬 Instale el motovibrador en el banco de vibración, perforando 4 agujeros coincidentes con las ranuras del banco de vibración, y procurando que la ubicación sea lo más central posible, Sujete el motovibrador según las instrucciones del fabricante (Anexo 1). Verifique el correcto apriete de los pernos de sujeción, conecte el motovibrador al variador de frecuencia según el manual del equipo, verifique la correcta conexión de el o los sensores de aceleración según se muestra en la ilustración 12, ubique los sensores de aceleración en puntos cercanos al motovibrador, (sobre la placa perforada), la posición inicial, las señales de aceleración deberían ser cero.

Ilustración 12. Sujeción del Motovibrador



4.2 PROCEDIMIENTO

El procedimiento de prueba es:

Realice una serie de prueba en la frecuencia eléctrica máxima del variador de frecuencia (60 hz).

Tras un minuto de funcionamiento, capture la señal de aceleración en el lapso de 0,1 segundos con al menos mil muestras en dicho lapso, realice esta captura repetidamente hasta que observe un patrón similar entre las gráficas de dos capturas de señales (vibración estable).

Guarde los datos bajo un único nombre de archivo, ingrese al diario de prueba. Confirme la correcta instalación del montaje y del motovibrador.

Realice una nueva toma de datos reduciendo la frecuencia desde el variador, en no más de 5 hz .

Repita los pasos del 1 al 4 hasta la frecuencia mínima a la cual hay funcionamiento del motovibrador.

4.3 POST-PRUEBA

El procedimiento de Post-Prueba es:

- Apague el motovibrador y el variador de frecuencia.
- Retire el o los sensores de aceleración.
- Retire el motovibrador del banco de prueba. Note cualquier daño del equipo, componentes de montaje, o banco de prueba como consecuencia de la prueba. Repare o reemplace componentes si es necesario. Realice una limpieza del sitio de prueba.
- Guarde los archivos de datos y el diario de prueba. Guarde copias de reserva en un lugar seguro. Proporcione copias del archivo a participantes relevantes.

5 APLICACION

5.1 ANALISIS VIBRACIONAL DEL EQUIPO

5.1.1 Obtención de Datos

De los datos obtenidos tras la ejecución del procedimiento, se obtiene la aceleración como vector en cada instante de tiempo para 1024 datos.

De los datos expresados como vector (tiempo y aceleración), se puede obtener también, mediante una integración doble, los datos de velocidad y desplazamiento para cada instante con la ayuda del programa integración de matlab® (Anexo 2),

Aplicando la transformada de Fourier (Anexo 3), se obtienen los datos de aceleración, velocidad y desplazamiento en el dominio de la frecuencia.

Dichos datos se obtienen para pruebas realizadas a 60, 55, 45, 40, 35, 30, 25, 20, 18, 16, 14, 12, 11.5, 11, 10.5, 10 y 9.5 hz.

5.1.2 Fuerza de Reacción (Modelo Físico)

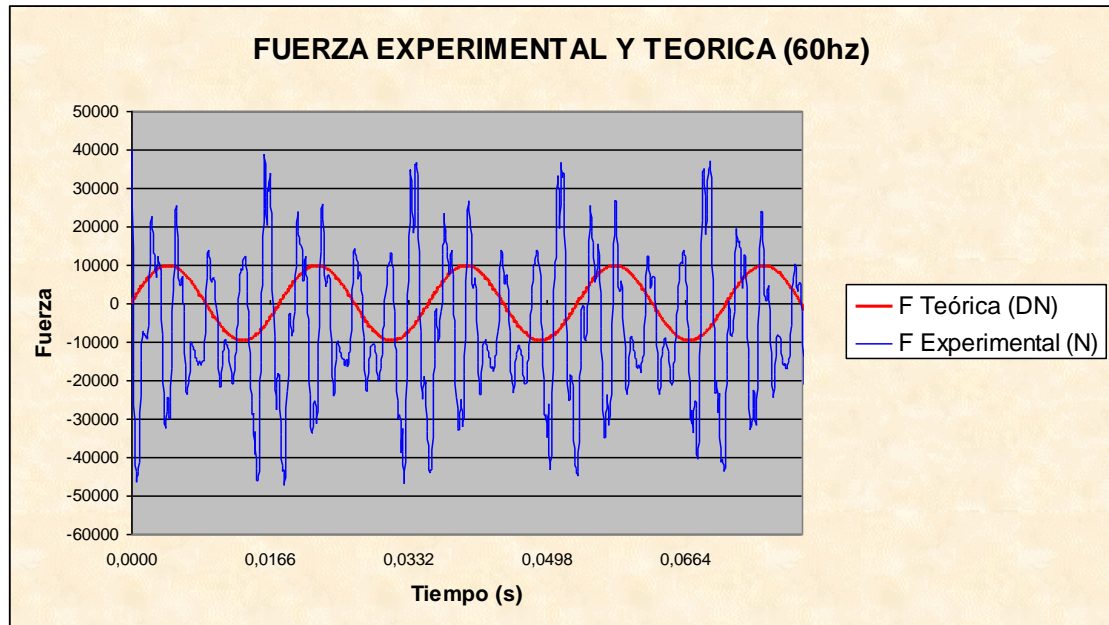
De los datos obtenidos, se conoce para varios instantes de tiempo, la aceleración vertical de la masa y el desplazamiento de esta; y con estos datos se puede obtener la fuerza instantánea realizada por la acción del motovibrador, reemplazando en la ecuación 2.2.5, obtenida en el capítulo 2.

Según el modelo, Dicha fuerza corresponde a la fuerza vertical generada por el motovibrador ($F_0 * \sin(\omega_e t)$) para cada instante en el que se tomaron los datos.

5.1.3 Frecuencia de Vibración

Al graficar la magnitud de la componente vertical de la fuerza en el dominio del tiempo, se obtiene una gráfica de la siguiente forma.

Ilustración 13. Fuerza de vibración en el dominio del tiempo



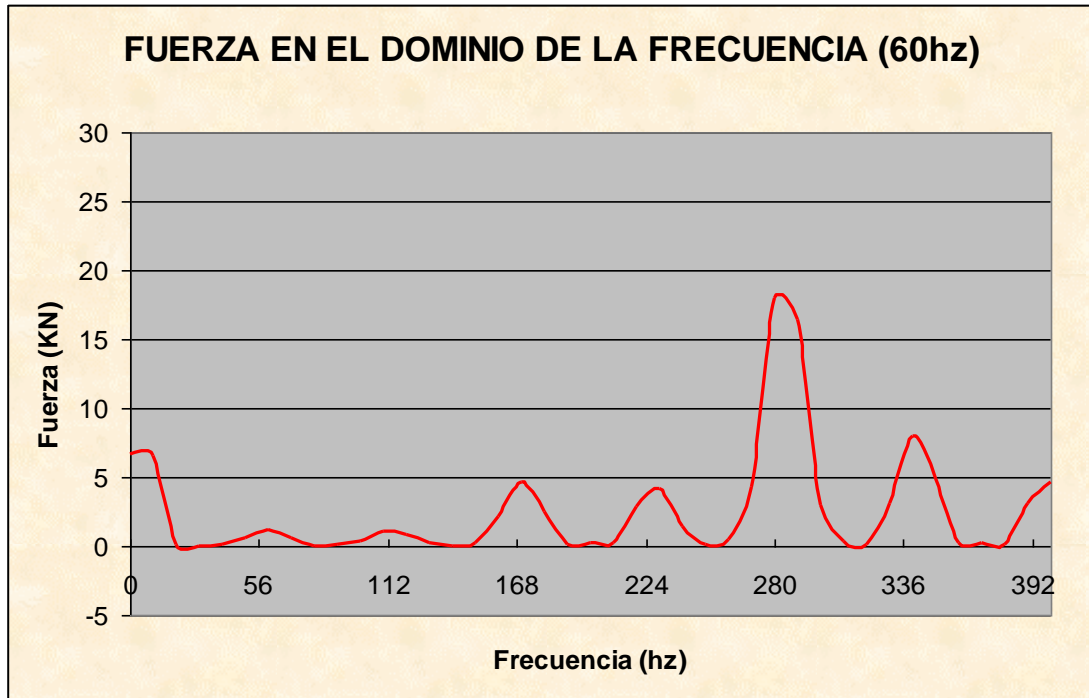
La curva azul de la ilustración 13, representa los valores de la fuerza en Newtons obtenida según la ecuación de movimiento del modelo matemático (Ecuación 2.2.5)

La curva roja representa la fuerza esperada en Deci-Newtons, de acuerdo con la frecuencia medida experimentalmente y la fuerza suministrada por el fabricante según el modelo físico (Ecuación 2.1.5)

A simple vista se observa (Ilustración 13) que existe al menos otra fuente de vibración, a frecuencias mayores y generando fuerzas mayores a la esperada, es por esto que se hace necesario obtener los datos de la variación de esta fuerza

en el dominio de la frecuencia, para así determinar cual es la frecuencia componente que corresponde a la fuerza de vibración asociada al motovibrador.

Ilustración 14. Fuerza en el dominio de la frecuencia



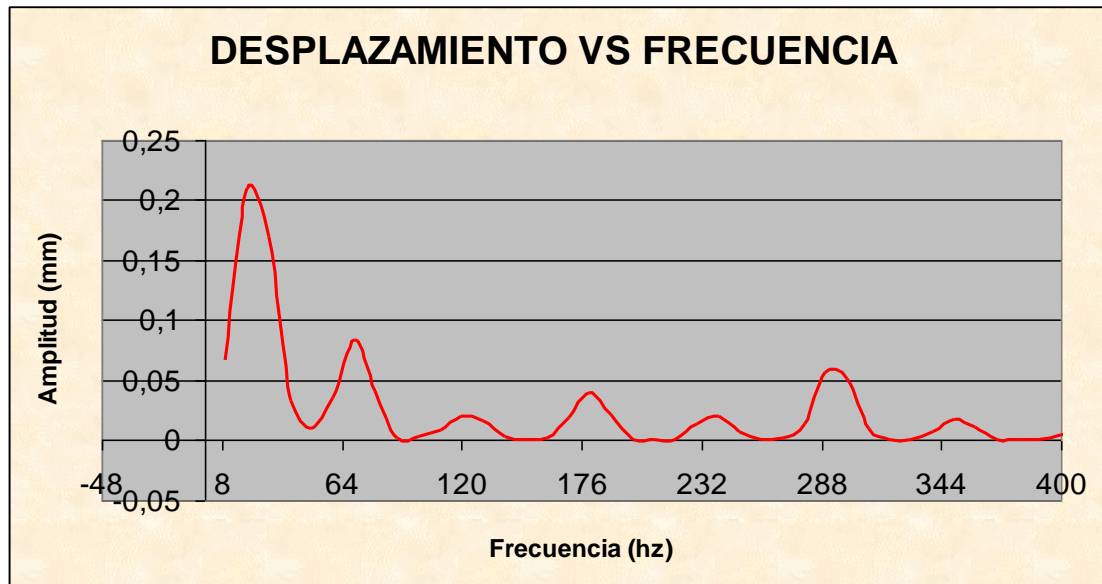
De los datos de frecuencias obtenidos, y teniendo los datos de frecuencias esperadas (suministrados por el proveedor o medidas físicamente), se puede determinar cual de los picos encontrados corresponde a la fuerza de vibración, (el más próximo a la frecuencia esperada), para el caso de la ilustración 14, el pico de frecuencia que más se aproxima a la frecuencia medida con la luz estroboscópica (56hz) es el segundo pico con una amplitud de 1147 N (117 Kgf).

Con base en la fuerza y frecuencia generadas se despeja la amplitud teórica que se esperará obtener con esta fuerza reemplazando en la ecuación (5.2.21).

5.1.4 Amplitud

Al igual que con las fuerzas, los desplazamientos obtenidos son el resultado de la superposición de ondas con sus propias amplitudes y frecuencias, por esta razón, también se hace necesario hallar los datos de la amplitud en el dominio de la frecuencia, y de la misma manera que se hace con las fuerzas identificar los datos de las amplitudes (picos más cercanos a la frecuencia esperada) que correspondan a las generadas por el motovibrador.

Ilustración 15. Desplazamiento en el dominio de la frecuencia (60 hz)



Ya que estas amplitudes son las halladas experimentalmente, es de esperarse la presencia de una frecuencia correspondiente a los resortes, que será el primer pico de frecuencia, y al igual que como ocurrió con las fuerzas, la frecuencia correspondiente al desplazamiento generado por el motovibrador coincide con el segundo pico a una frecuencia aproximada de 70hz, con un valor de amplitud aproximado de 0,083 mm.

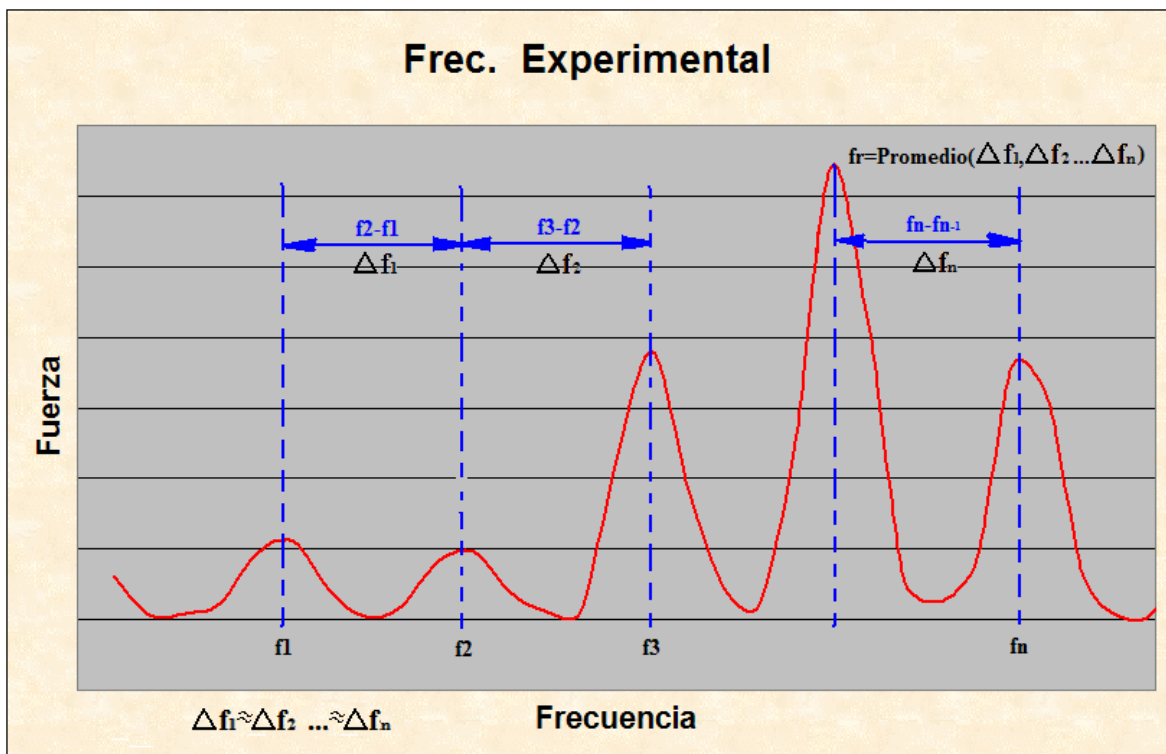
Una vez se conocen las amplitudes y las frecuencias, se puede despejar de la ecuación (5.2.21), la fuerza esperada para generar estas amplitudes.

6 RESULTADOS

6.1 ANALISIS DE FUERZAS (MODELO FISICO)

Para calcular la frecuencia de vibración experimental, se realiza un promedio del delta de frecuencia entre dos picos consecutivos de la fuerza en el dominio de la frecuencia, ya que en todos los casos los picos parecen coincidir con armónicos que se presentan a f , $2f$, $3f$... donde f es la frecuencia de vibración del motovibrador (Ilustración 16).

Ilustración 16. Frecuencia Experimental



En la tabla 3, a continuación, se encuentran los resultados para la frecuencia experimental promedio obtenida para cada frecuencia de vibración teórica, en el encabezado de la primera fila, se listan las frecuencias medidas con la luz

estroboscópica (Teóricas), así como el porcentaje de corriente con respecto a la corriente máxima del equipo.

En cada columna se enumeran los deltas de frecuencia correspondientes a los picos característicos de la frecuencia a la cual se está trabajando el equipo (Ilustración 16).

En la penúltima fila se encuentran las frecuencias promedio que corresponden a las frecuencias experimentales obtenidas según el modelo físico.

Tabla 3. Deltas de Frecuencia de Vibración



Frecuencia Variador	(rpm) a 1700 rpm	(rpm) a 2072 rpm	(rpm) 2388 rpm	(rpm) 2739 rpm	(rpm) 3056 rpm	(rpm) 3380 rpm
Delta de f	50% corriente	61% corriente	70% corriente	81% corriente	90% corriente	100% corriente
1	1800	2400	2400	2400	3000	3600
2	1200	2400	1800	2400	2400	3600
3	1800	2400	2400	3000	3000	3000
4	1800	2400	3000	3000	3000	3600
5	2400	2400	3000	3000	3000	3600
6	1800	2400	1800	3000	3600	3000
7	1800	2400	2400	3000	3000	3600
8	2400	1800	3000	2400	3000	3600
9	1800	2400	1800	3000	3600	3600
10	2400	2400	1800	3000	3000	3000
11	1800	2400	3000	3000	3000	3600
12	1800	2400	2400	2400	3000	3600
13	2400	2400	2400	2400	2400	3000
14	1800	1800	2400	3000	3000	3600
15	1800	2400	2400	3000	3000	3600
16	2400	2400	3000	3000	3000	3000
17	1800	2400	2400	3000	3000	3600
18	1800	1800	1800	3000	3600	3600
19	2400	2400	1800	2400	3000	3600
Frecuencia promedio (RPM) "Experimental"	1958	2305	2368	2800	3032	3442

Según el modelo físico, la fuerza de vibración es directamente proporcional al cuadrado de la frecuencia de vibración (Ecuación 2.1.4), así que el porcentaje de reducción de la fuerza (Tabla 3) será igual al porcentaje de reducción del cuadrado

del cociente de la mayor y menor frecuencia, y se conoce la magnitud de la fuerza ejercida por el motovibrador a la máxima frecuencia según el análisis hecho en el capítulo 5.

Conocida esta relación, se puede obtener la fuerza experimental para cada frecuencia, y reemplazando estos dos valores en la ecuación (2.2.21) se obtienen los resultados para la amplitud teórica según el modelo físico, los resultados de cada una de estas variables se anotan en la tabla.

Tabla 4. Resultados Modelo Físico

Frecuencia Experimental (rpm)	Fuerza Experimental (N) 	Amplitud Teórica (mm)
3442 ()	1147 (f_1)	0,09640877
3032	890,020643	0,09669711
2800	759,027915	0,0969204
2333	526,952129	0,09759475
2305	514,379374	0,09764907
1966	374,204248	0,09850981




6.2 ANALISIS DE AMPLITUD (MODELO MATEMATICO)

Con base en la amplitud obtenida experimentalmente mediante la doble integración de la aceleración y expresándola en el dominio de la frecuencia (tabla 5) se puede determinar la amplitud obtenida gracias a la fuerza aplicada por el motovibrador (segundo pico de cada columna), los picos de cada onda se encuentran sombreados en gris.

Tabla 5. Desplazamiento

Picos de Desplazamiento

Amplitud

Frecuencia de Corriente (hz)	Picos de Desplazamiento					
Frecuencia Experimental (rpm)	Despl (mm) a 1700 rpm 50%	Despl (rpm) a 2072 rpm 61%	despl. (rpm) 2388 rpm 70%	 (rpm) 2739 rpm 81%	 (rpm) 3056 rpm 90%	 (rpm) 3380 rpm 100%
0	0,014006	0,042329	0,012445	0,049823	0,066199	0,134967
600	0,077317	0,367229	0,089223	0,104078	0,227840	0,419212
1200	0,046699	0,242317	0,044966	0,073846	0,092882	0,339373
1800	0,051715	0,058424	0,018970	0,025910	0,032011	0,067306
2400	0,043651	0,104952	0,038460	0,017219	0,018249	0,020744
3000	0,032231	0,075319	0,038291	0,007577	0,083477	0,071382
3600	0,052291	0,058165	0,051004	0,044372	0,086572	0,166265
4200	0,026674	0,011700	0,029212	0,023071	0,030753	0,082625
4800	0,003145	0,021080	0,027613	0,002085	0,001833	0,005063
5400	0,003204	0,008010	0,028267	0,010259	0,003905	0,005379
6000	0,009739	0,001419	0,005443	0,013837	0,019110	0,017497
6600	0,005877	0,011456	0,004651	0,003979	0,021272	0,040933
7200	0,001659	0,011990	0,018419	0,002546	0,008321	0,031993
7800	0,005689	0,004350	0,026036	0,004964	0,001879	0,006595
8401	0,005787	0,001743	0,009868	0,027390	0,001271	0,000799
9001	0,001331	0,005604	0,001736	0,027945	0,022644	0,004077
9601	0,002811	0,005157	0,007215	0,006250	0,037986	0,038205
10201	0,005627	0,001604	0,013839	0,000839	0,018027	0,080367
10801	0,003544	0,003039	0,009376	0,010721	0,003219	0,043131

Los valores de la tabla 5 corresponden al desplazamiento en el dominio de la frecuencia, las celdas sombreadas corresponden a los picos de las ondas de desplazamiento obtenidas según en el análisis experimental, y los valores en rojo corresponden a la amplitud experimental que genera el motovibrador.

Con estos valores de amplitud, y sus correspondientes frecuencias (coincidentes con el modelo Físico (Tabla 4)), se puede despejar la fuerza teórica (Ecuación 2.2.21) según el modelo matemático.

Tabla 6. Resultados Modelo Matemático

Frecuencia Experimental (rpm)	Amplitud Experimental (mm)	Fuerza Teórica (N)
3442	0,166265192	1978
3032	0,086572197	796
2800	0,044372452	347
2333	0,038459991	207
2305	0,104952451	552
1966	0,051714948	196

7 COMPARACION Y ANALISIS DE RESULTADOS

7.1 FUERZA

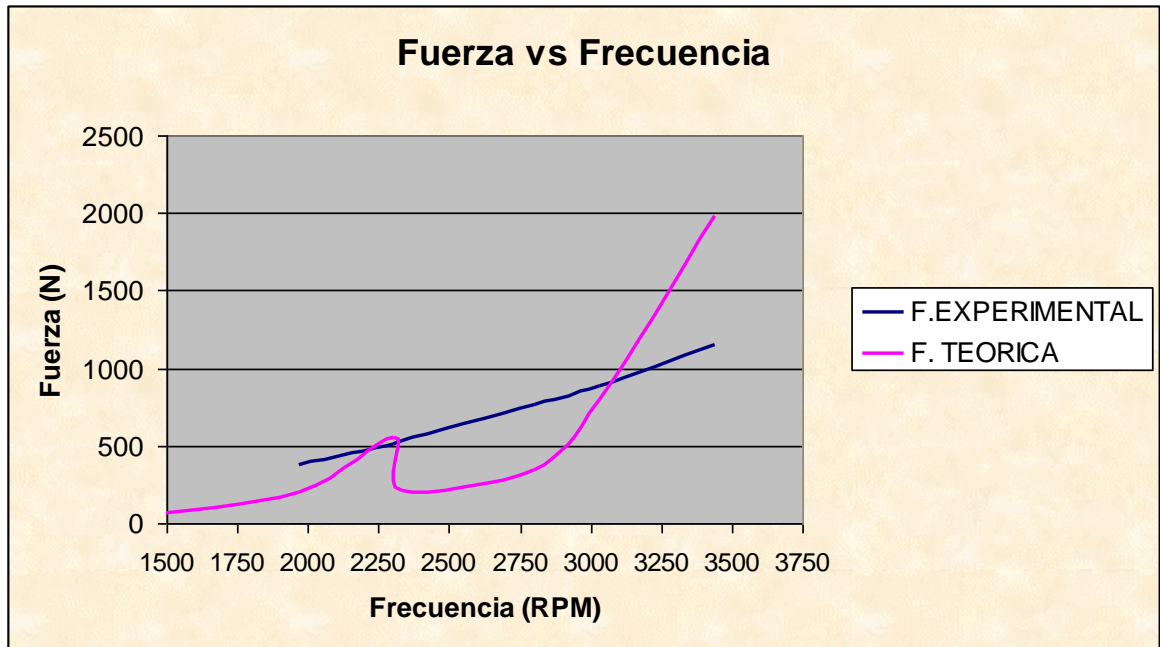
En el análisis de fuerza (modelo físico), tras hallar la fuerza realizada por el motovibrador, y la frecuencia experimental de vibración a su máxima frecuencia, se halló la variación de la fuerza de acuerdo a la relación entre fuerza y frecuencia de vibración deducida del modelo físico (Ecuación 2.1.4),

$$F_r = \left(\frac{P}{r} \right)^2 * F_1$$

Las fuerzas obtenidas de este análisis, serán llamadas fuerzas experimentales, del modelo físico.

Por otro lado de los desplazamientos obtenidos experimentalmente, se toman las amplitudes que corresponden a las generadas por el motovibrador (valor de los picos más cercanos a la frecuencia de vibración), y remplazando estas en la ecuación 2.2.21, se obtienen las fuerzas que satisfacen el modelo para estas amplitudes, estas fuerzas se les llamará fuerzas teóricas del modelo matemático.

Ilustración 17. Fuerza Teórica y Experimental

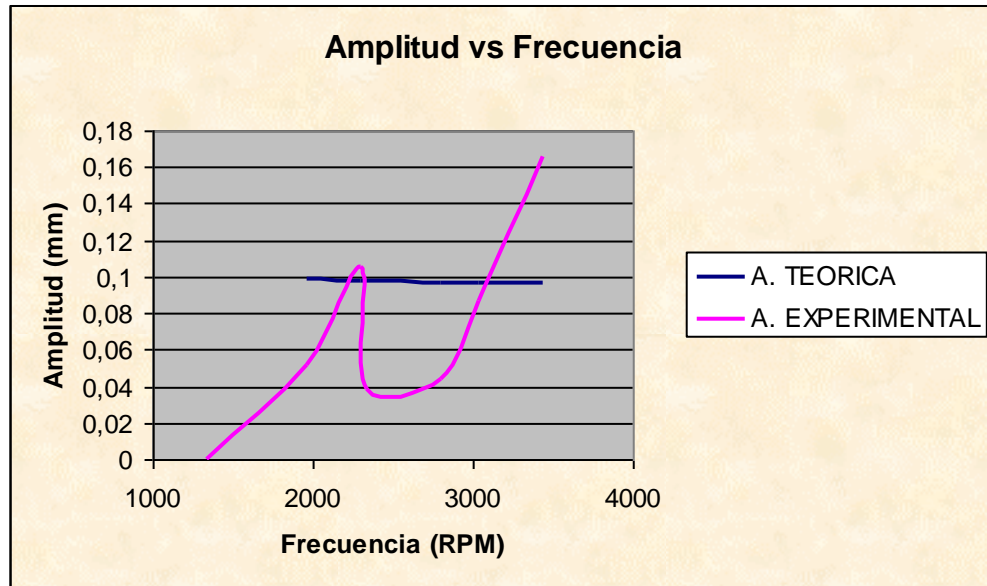


7.2 AMPLITUD

Con base a los datos de fuerza obtenidos gracias al modelo físico, reemplazando en la ecuación 2.2.21, se obtienen las amplitudes que satisfacen el modelo (ver tabla 4 del capítulo 6), y se hará referencia a estas como amplitudes teóricas del modelo físico (Ilustración 18).

Por otro lado se graficarán las amplitudes experimentales del modelo matemático (Ilustración 18).

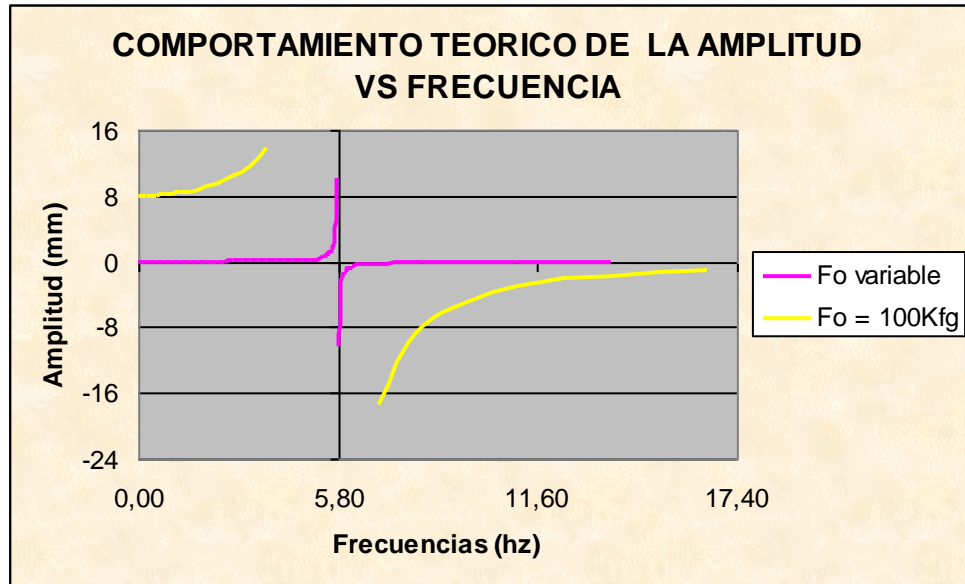
Ilustración 18. Amplitudes Experimentales y Teóricas



Se esperaba, encontrar una gráfica de amplitudes similares para ambos casos, sin embargo, parece obvio que el modelo seleccionado, no se ajusta con el comportamiento experimental del montaje, esto ocurre debido a la presencia de otras fuerzas y/o fuentes de vibración diferentes a las contempladas por el modelo, como se había detectado en el capítulo 5 (Ilustración 13).

Cabe resaltar que idealmente, cuando la magnitud de la frecuencia de vibración se hace cercana a la frecuencia natural del sistema, la amplitud tenderá a infinito (Asintótica), y entre mayor sea la diferencia de estas frecuencias menor será la diferencia de amplitud (Ilustración 19).

Ilustración 19. Amplitud vs Frecuencia



En la Ilustración 19, se grafica el comportamiento de la amplitud a diferentes frecuencias para una fuerza de 100Kgf (amarillo) así como para una fuerza variable según la relación entre fuerza frecuencia explicada en la comparación de fuerzas del presente capítulo (rojo).

7.3 FRECUENCIA

Al aplicar la transformada de Fourier, se realizan ciertos procedimientos (ventaneo), que hacen que los primeros y últimos datos sean diferentes a los datos reales, el caso de los datos analizados, las frecuencias de vibración esperadas se encuentran a frecuencias inferiores a los 60 hz, que es la frecuencia a la que aparece el primer armónico en todos los casos.

Sin embargo, identificando los armónicos de esta señal, se nota un patrón normal para las vibraciones, que es la presencia de armónicos en $2n$, $3n$,... nn , por lo tanto la frecuencia experimental será cercana al promedio de las diferencias de frecuencias entre dos armónicos de la señal como se explica en el capítulo 6 (Ilustración 16).

El resultado de las frecuencias experimentales y teóricas (reguladas por el variador de frecuencia sobre la máxima frecuencia suministrada por el fabricante), se lista en la tabla

Tabla 7. Frecuencia Experimental y Teórica

Frecuencia eléctrica del Variador (hz)	Frecuencia Teórica (rpm)	Frecuencia Experimental Luz Estroboscópica (rpm)	Frecuencia Experimental Modelo Físico (rpm)
60 (100%)	2840**	3380	3442
55 (92%)	2603	3056	3032
50 (83%)	2367	2739	2800
45 (75%)	2130	2388	2368
40 (67%)	1893	2072	2305
35 (58%)	1657	1700	1958

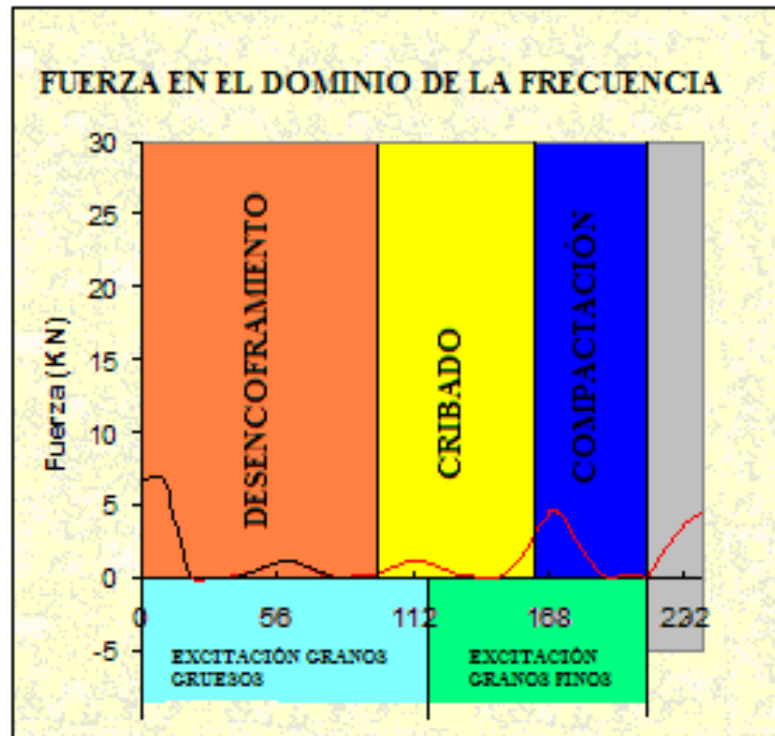
** Dato Suministrado por el fabricante

8 CONCLUSIONES

Durante el desarrollo del presente documento se realizó un análisis de datos de vibración obtenidos por medio del banco de pruebas del laboratorio de mecánica experimental de la universidad Eafit, (Anexo 5) con base en esto se puede concluir:

La frecuencia de vibración con el mayor pico de fuerza dentro del rango de frecuencias típico (50-234 Hz) se encuentra alrededor de los 170 Hz para el equipo caracterizado en el presente documento, lo que lo hace ideal para excitar partículas con granulometrías entre 0,8 y 2 milímetros (Partículas Medianas - Finas), que resulta útil para operaciones de cribado y compactación.

Ilustración 20. Rangos de Aplicación del motovibrador analizado



La fuerza centrífuga generada por el equipo es del orden de los 1147N (117kgf), lo cual resulta un poco mayor a la fuerza suministrada por el fabricante, la utilidad de esta fuerza dependerá de la masa que se pretenda someter a vibración así como la construcción del encofrado, sin embargo es una fuerza típica en esta clase de motovibradores.

Los resultados de la caracterización experimental del equipo se consignan en el Anexo 1.

El análisis de fuerzas y amplitudes en el dominio de la frecuencia, conserva un patrón común en las frecuencias a las que se realizó el estudio, observándose un incremento generalmente en el tercer y quinto armónico, dando razón a pensar en la existencia de dos generadores de vibración no contemplados en los modelos físico y matemático .

La caracterización de un equipo motovibrador estará determinada por:

El rango de frecuencias alcanzadas por el equipo, donde entre más alto se encuentre este rango (Hz), más útil será en la excitación de partículas finas (compactación). A su vez entre más bajo se encuentre este rango, más útil será en la excitación de partículas gruesas (Desencoframiento de agregados).

La fuerza de excitación generada por el equipo, determinará la cantidad de producto a procesar, la estructura de encoframiento utilizada, y la ubicación de los motovibradores en el encofrado.

Para hablar de eficiencia del equipo se tendrá que realizar un estudio estadístico de resultados que permita obtener una muestra representativa del tipo de equipos caracterizados.

Una posible causa de error consiste en el uso de la frecuencia eléctrica colombiana (60 Hz), dado que ya que el equipo está diseñado para trabajar a 50Hz, podrá no presentar el comportamiento especificado por el fabricante.

El proyecto queda abierto a un análisis estadístico de una cantidad significativa de equipos, para realizar la comparación con algunas otras tecnologías diferentes.

A manera de información, se consignan acá los procedimientos que se siguieron para llegar a comparar los datos experimentales con los teóricos, además de identificar las variables que determinan el rango de funcionalidad de un motovibrador de contacto.

BIBLIOGRAFÍA

BOTERO, Francisco J. Montaje de un banco experimental con sistema de adquisición de datos e interfaz computacional para el análisis de aislantes mecánicos tipo resorte metálico, caucho natural y neopreno. Medellín, Colombia: Universidad Eafit, 2003, 172p.

CALERO, Roque y Carta Jose A Fundamentos de mecanismos y máquinas para ingenieros. Fernández Ciudad, España: Mc Graw-Hill, 1999 .615p. ISBN:84-481-2099-X.

Internet:

CARMONA Leonel y Monsalve Rodrigo A. Sistema de Evaluación y Diagnóstico de Máquinas Rotativas mediante Análisis de Vibraciones. [En línea]. [Citado en Noviembre 15 de 2005]. Disponible en Internet: <http://digital.ni.com/worldwide/latam.nsf/web/all/17B74C117EA21CD686256A9A0080BBF3>.

Dliengineering. No linealidades en Máquinas Rotativas. [En línea]. [citado en Marzo 16 de 2006]. Disponible en Internet: <http://www.dliengineering.com/vibman-spanish/nolinealidadesenmquinasrotativas.htm>

Grupo Oasis. ¿Qué es el Cribado?. [En línea]. [Citado en Enero 20 de 2006]. Disponible en Internet: <http://www.gpooasis.com/p5pcrotex.htm>

ANEXO 1. FICHAS TECNICAS

Datos Técnicos suministrados por el fabricante:

Tipo	ZB-5
Frecuencia de Vibración (rpm)	2840
Fuerza de Vibración (kgf)	100
Voltaje (V)	220
Potencia del motor (KW)	120
Frecuencia Eléctrica (Hz)	50

Datos técnicos Obtenidos del presente Documento:

Tipo	ZB-5
Rango de Trabajo	Excitación de partículas con diámetro promedio entre 2 y 25 mm
Frecuencia de Vibración (rpm)	3360
Fuerza de Vibración (kgf)	117
Voltaje (V)	209
Frecuencia Eléctrica (Hz)	60

ANEXO 2. CODIGO INTEGRACION

```
function [v,d]=Integracion(a,fs)
%-----
%Esta función integra la señal de aceleración con el fin de determinar
%la velocidad e integra esta última para obtener el desplazamiento.
%-----
t=1/fs; %Tiempo de muestreo.
%-----
% The acceleration data can be numerically integrated to obtain velocity
% data using the "cumtrapz" command that performs a cumulative trapezoidal
% numerical integration.
v=cumtrapz(a)*t;
%-----
% The linear trend in the velocity graph is a byproduct of the DC offset in
% the acceleration data. The trend can be removed using "detrend" command.
v=detrend(v);
%-----
% The velocity data can be numerically integrated to obtain displacement
% data using the "cumtrapz" command again.
d=cumtrapz(v)*t;
%-----
```

ANEXO 3. CODIGO TRANSFORMADA FOURIER

```
function [f,MX]=Transformada_Fourier_FFT(x,Fs,N,NFFT)
%-----
% Fs: Sampling frequency
% y: Vector de datos
% N: Numero de puntos de la señal temporal.
%-----
x=x.*hann(N);          % Ventaneo de la señal.
%-----
Fn=Fs/2;              % Nyquist frequency.
%-----
FFTX=fft(x,NFFT);    % Take FFT, padding with zeros.
                    % length(FFTX)==NFFT
%-----
NumUniquePts = ceil((NFFT+1)/2); % FFT is symmetric, throw away
FFTX=FFTX(1:NumUniquePts); % second half.
%-----
MX=abs(FFTX);        % Take magnitude of X
MX=MX*2;            % Multiply by 2 to take into
                    % account the fact that we
                    % threw out second half of
                    % FFTX above.
%-----
MX(1)=MX(1)/2;      % Account for endpoint
                    % uniqueness.
%-----
MX(length(MX))=MX(length(MX))/2; % We know NFFT is even
MX=2*MX/N;          % Scale the FFT so that it is
                    % not a function of the length
                    % of x.
%-----
f=(0:NumUniquePts-1)*2*Fn/NFFT; % Crear el vector de frecuencias.
%-----
```

ANEXO 4. CODIGO LECTOR

```

Archivo='Todos Juntos';
hoja='60hz';
[data,text]=xlsread([Archivo '.xls'],hoja);
%-----
t=data(6:end,1);
a=data(6:end,2);
%-----
%                               Cambio de unidades de aceleracion g -> m/s^2
% a=a*9.81;
%-----
%                               Numero de puntos de la señal temporal
N = length(a);
%-----
%                               Numero de líneas para la FFT
NFFT=2^NextPow2(N);
%-----
%                               Determinacion de la frecuencia de muestreo
delta_t=t(2)-t(1); %Intervalo de discretizacion de la señal temporal
fs=1/delta_t;     %frecuencia de muestreo
%-----
%                               Transformada FFT
[v,d]=Integracion(a,fs); %Doble integracion aceleración
d=d*1000;
f=(a*100)+(d*122.87); % Vector Fuerzas (100kg)
xlswrite([Archivo '.xls'],v,hoja,'E6')
xlswrite([Archivo '.xls'],'v',Archivo,'E5')
xlswrite([Archivo '.xls'],d,hoja,'F6')
xlswrite([Archivo '.xls'],'d',Archivo,'F5')
xlswrite([Archivo '.xls'],f,Archivo,'G6')
xlswrite([Archivo '.xls'],'f',Archivo,'G5')
%-----
[FA,A]=Transformada_Fourier_FFT(a,fs,N,NFFT);% FFT Aceleración
[FV,V]=Transformada_Fourier_FFT(v,fs,N,NFFT);% FFT Velocidad
[FD,D]=Transformada_Fourier_FFT(d,fs,N,NFFT);% FFT Desplazamiento
[FF,F]=Transformada_Fourier_FFT(f,fs,N,NFFT);% FFT Fuerza
%-----
FA=FA';
xlswrite([Archivo '.xls'],FA,hoja,'H6')
xlswrite([Archivo '.xls'],'Frec',Archivo,'H5')
xlswrite([Archivo '.xls'],A,hoja,'I6')

```

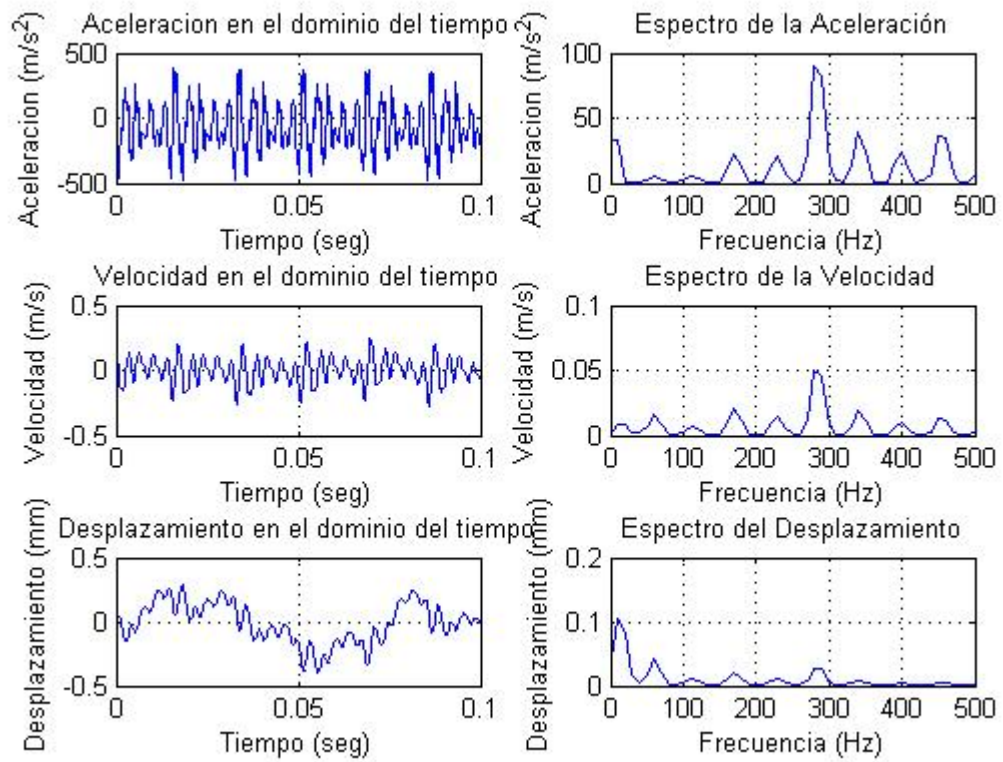
```

xlswrite([Archivo '.xls'],'A',Archivo,'I5')
xlswrite([Archivo '.xls'],V,hoja,'J6')
xlswrite([Archivo '.xls'],'V',Archivo,'J5')
xlswrite([Archivo '.xls'],D,hoja,'K6')
xlswrite([Archivo '.xls'],'D',Archivo,'K5')
xlswrite([Archivo '.xls'],F,hoja,'L6')
xlswrite([Archivo '.xls'],'F',Archivo,'L5')
%-----
figure('color',[1 1 1])
subplot(3,2,1)
plot(t,a)
grid on
title('Aceleracion en el dominio del tiempo')
xlabel('Tiempo (seg)')
ylabel('Aceleracion (m/s^2)')
subplot(3,2,2)
plot(FA,A)
grid on
axis([0 350 0 10]);
title('Espectro de la Aceleración')
xlabel('Frecuencia (Hz)')
ylabel('Aceleracion (m/s^2)')
%-----
subplot(3,2,3)
plot(t,v)
grid on
title('Velocidad en el dominio del tiempo')
xlabel('Tiempo (seg)')
ylabel('Velocidad (m/s)')
subplot(3,2,4)
plot(FV,V)
grid on
axis([0 350 0 0.015]);
title('Espectro de la Velocidad')
xlabel('Frecuencia (Hz)')
ylabel('Velocidad (m/s)')
%-----
subplot(3,2,5)
plot(t,d)
grid on
title('Desplazamiento en el dominio del tiempo')
xlabel('Tiempo (seg)')
ylabel('Desplazamiento (mm)')
subplot(3,2,6)
plot(FD,D)

```

```
grid on
axis([0 350 0 0.05]);
title('Espectro del Desplazamiento')
xlabel('Frecuencia (Hz)')
ylabel('Desplazamiento (mm)')
%-----
```

ANEXO 5. GRAFICAS DE COMPORTAMIENTO A MAXIMA FRECUENCIA



FIRMAS

Alejandro Restrepo E
Código: 200029408014
e-mail: restrepoecheverri@yahoo.com
Teléfono: 2 854400 ext 118

Leonel Francisco Castañeda
e-mail: lcasta@eafit.edu.co
Teléfono: 2619500

OBJETIVOS

- Caracterizar experimentalmente un motovibrador de contacto para conocer los valores reales que determinan la funcionalidad de este .

OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Determinar las variables que intervienen en el grado de funcionalidad de un motovibrador de contacto.
- Seleccionar el modelo físico y matemático que mejor se acomoda con el montaje realizado para el análisis de vibración del motovibrador.
- Obtener los datos de la aceleración generada por el motovibrador en el transcurso del tiempo para diferentes condiciones de funcionamiento del equipo
- Obtener según el modelo matemático y el montaje realizado, los datos de velocidad y posición en el transcurso del tiempo y los espectros correspondientes para las ondas.
- Analizar los resultados obtenidos contra los resultados esperados para el equipo.