

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

ESCUELA DE GRADUADOS

MAESTRIA EN INGENIERÍA MECÁNICA



“ESTUDIO DE LAS VIBRACIONES DE UNA CHANCADORA
DE QUIJADA, DEL LABORATORIO DE INGENIERÍA DE
MINAS DE LA PUCP”

TESIS PARA OPTAR EL GRADO DE MAGISTER EN
INGENIERÍA MECÁNICA.

PRESENTADA POR:

NORMAN OSVALDO AGUIRRE ZAQUINAULA.

DOCENTE ASESOR:

DIPL. ING. JORGE ALENCASTRE MIRANDA

LIMA – PERÚ
JUNIO 2013

DEDICATORIA

Esta tesis está dedicada a la memoria de mi Padre:

Heli Aguirre Saavedra,

Quien despertó y alentó el interés de un niño por el estudio.

A la memoria de mi Madre:

Rumela Zaquinaula Camacho,

Que ayudo e hizo que todo fuera posible.

A mi Esposa:

Juana Del Pilar Chávez Farfán,

Por su incansable apoyo y paciencia.

Y a mis Hijos:

Claudia Elizabeth, Juana Del Rosario y Rodrigo Osvaldo,

Que hicieron que todo valiera la pena.

RESUMEN

El presente trabajo tiene como objetivo analizar, diseñar y construir una cimentación para el montaje de una chancadora de quijada y seleccionar un aislador de vibraciones que disminuya la transmisibilidad de las fuerzas producidas por la máquina, a los alrededores; realizando para ello una investigación teórica experimental.

El funcionamiento de la chancadora de quijada produce ruidos y vibraciones que ocasionan malestar y perturbaciones en el ambiente de trabajo y salas contiguas, que son consecuencia de defectos en la cimentación, el montaje y posiblemente originadas en el diseño mismo de la máquina. Para ello se ha obtenido mediciones de los parámetros modales de la maquina sin carga y con carga, determinando su frecuencia natural, la transmisibilidad de las fuerzas producidas por la máquina en su funcionamiento y después calcular la rigidez del material del aislador necesario, seleccionarlo y verificar que el montaje de la chancadora disminuya la transmisión de las vibraciones.

El análisis de la cimentación de la máquina se ha realizado en un bloque de hormigón rígido en reposo sobre la superficie del terreno y el apoyo de la máquina. Considerando que el modo traslacional en el eje z, puede ocurrir independientemente de cualquier otro movimiento; se ha hecho el estudio correspondiente, teniendo en cuenta que el funcionamiento de la máquina produce una fuerza vertical, que pasa por el centro de gravedad de la máquina y la cimentación. Bajo esta condición, la cimentación sólo vibra en la dirección vertical respecto a su posición media de equilibrio estático.

Este estudio experimental, establece una base teórica-práctica para el control de las vibraciones en la chancadora de quijada y que además servirá para la solución de problemas de vibraciones en la cimentación de máquinas en muchas ramas de la industria y servicios. Los resultados serán útiles para tomarlos como referencia en posteriores diseños de cimentaciones.

INDICE

	Pág.
INTRODUCCION	6
CAPITULO I	
FRAGMENTACION DE SOLIDOS, CHANCADORAS Y VIBRACIONES MECANICAS	
1.1 FRAGMENTACIÓN DE SÓLIDOS.	9
1.2 PRINCIPALES MAQUINAS DE FRAGMENTACION.	11
1.3 CHANCADORAS O TRITURADORAS	11
1.3.1 TRITURADORAS PRIMARIAS.	13
1.3.1.1 TRITURADORAS DE QUIJADA.	13
1.3.1.2 VIBRACIONES GENERADAS EN TRITURADORAS DE QUIJADA.	15
1.4 PARÁMETROS DE LA CHANCADORA DE QUIJADA Y DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA PARA SU INVESTIGACIÓN.	18
1.5 VIBRACIONES MECANICAS.	19
1.6 VIBRACIONES DE SISTEMAS DE UN GRADO DE LIBERTAD.	20
1.6.1 VIBRACIONES DE SISTEMAS DE UN GRADO DE LIBERTAD CON AMORTIGUAMIENTO.	20
1.6.2 FACTOR DE AMPLIFICACION DINAMICA.	24
1.7 CONTROL DE VIBRACIONES	26
1.7.1 METODOLOGIAS	26
1.7.2 CONTROL DE LAS FRECUENCIAS NATURALES	26

CAPITULO II

PRINCIPIOS BÁSICOS EN EL DISEÑO Y CONTROL DE VIBRACIONES EN CIMENTACIONES

2.1 PRINCIPIOS BÁSICOS DEL DISEÑO DE CIMENTACIONES.	28
2.1.1 CLASIFICACIÓN DE LAS CIMENTACIONES	28
2.1.2 DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS DINÁMICOS DE UNA CIMENTACIÓN.	30
2.1.3 ANALISIS DE LA RESPUESTA DE AMPLITUD DE UN SISTEMA CON UN GRADO DE LIBERTAD.	31
2.1.4 TRANSMISIBILIDAD	32
2.1.5. MODOS DE VIBRACIÓN DE UNA CIMENTACIÓN TIPO BLOQUE.	33
2.2 RESPUESTA EN FRECUENCIA	34
2.2.1. EXCITACIÓN ARMÓNICA	35
2.2.2. EXCITACIÓN EN LA BASE	37
2.2.3. RESPUESTA BAJO MASA GIRATORIA DESBALANCEADA	39
2.3 AISLAMIENTO DE VIBRACIONES	41
2.3.1 CONSIDERACIONES PRÁCTICAS SOBRE LA TRANSMISIBILIDAD	44
2.3.2 AISLADORES	44
2.3.3 FACTORES QUE AFECTAN EN LA SELECCIÓN DE UN AISLADOR DE VIBRACIONES.	46
2.3.4 AMORTIGUAMIENTO	51
2.3.5 MUELLES ELASTOMÉRICOS	52
2.4 INFORMACIÓN QUE DEBE SUMINISTRAR EL FABRICANTE DE LA MÁQUINA	53
2.4.1 CARACTERISTICAS FISICAS DE LA MÁQUINA	53
2.4.2 CARACTERISTICAS FISICAS DEL SISTEMA DE AISLAMIENTO	55

2.5 INFORMACIÓN QUE DEBE SOLICITAR EL FABRICANTE DE LA MÁQUINA AL USUARIO	57
2.6 DISEÑO DE CIMENTACIONES DE EQUIPO.	58
2.6.1 CRITERIOS DE DISEÑO.	59
2.6.2 CIMENTACIÓN DE EQUIPO SUJETO A VIBRACIÓN.	60
2.6.3 CRITERIOS GENERALES DE DISEÑO PARA CIMENTACIONES DE BLOQUE.	60
2.6.4 ESPECIFICACIONES DE LOS MATERIALES.	61
2.6.4.1 CONCRETO.	61
2.6.4.2 ACERO DE REFUERZO.	61
2.7 EFECTOS Y NIVELES DE LAS VIBRACIONES SOBRE EL CUERPO HUMANO	63

CAPITULO III

PRUEBAS EXPERIMENTALES Y DISEÑO DE LA CIMENTACIÓN PARA LA CHANCADORA DE QUIJADA

3.1 DISEÑO DE LA CIMENTACIÓN.	64
3.2 ANÁLISIS DE VIBRACIONES.	65
3.2.1 PARÁMETROS MEDIDOS EN LOS ENSAYOS	66
3.2.2 MEDIDA DE VIBRACIONES	66
3.2.2.1 PROCESO PARA LA MEDIDA DE VIBRACIONES.	66
3.3 DESCRIPCIÓN DEL TRABAJO EXPERIMENTAL.	68
3.3.1 OBJETIVOS.	68
3.3.2 UBICACIÓN DE LOS ENSAYOS	68
3.3.3 INSTRUMENTACIÓN Y EQUIPO	68
3.3.4 MATERIAL PARA LOS ENSAYOS.	69

3.3.4.1 AISLADORES.	69
3.3.4.2 BASE DE CONCRETO ARMADO.	69
3.4 PROCEDIMIENTO Y PROCESO DE LOS DATOS OBTENIDOS.	69
3.5 ENSAYOS PARA DETERMINAR LOS PARÁMETROS DE VIBRACION.	70
3.5.1 MEDICIÓN DE FRECUENCIAS EN LA CHANCADORA OPERANDO SIN CARGA.	71
3.5.1.1 CHANCADORA OPERANDO SIN CARGA, EJE Z, A 1.25 KHz.	72
3.5.2 MEDICIÓN DE FRECUENCIAS EN LA CHANCADORA OPERANDO CON CARGA.	76
3.5.2.1 CHANCADORA OPERANDO CON CARGA, EJE Z, A 20 KHz.	76
3.5.3 MEDICION DEL AUTOSPECTRUM DE LA ACELERACION Y DESPLAZAMIENTO EN LA CHANCADORA TOMANDO UN INCREMENTO UNITARIO DE LA FRECUENCIA.	81
3.6 MEDICIÓN DE VIBRACIONES EN ZONAS CERCANAS A LA CHANCADORA OPERANDO CON CARGA.	86
3.7 ENSAYOS PARA DETERMINAR LA TRANSMISIBILIDAD DE LAS FUERZAS EN LA CHANCADORA Y SU FRECUENCIA NATURAL.	91
3.8 DETERMINACION DEL CENTRO DE GRAVEDAD DE LA CHANCADORA.	95
3.9 ANÁLISIS DE MEDIDAS CON CARGA EN LA CHANCADORA	98
3.9.1 MEDIDAS EN LA CHANCADORA DE QUIJADA.	98
3.9.1.1 MEDIDA DE DESPLAZAMIENTOS.	99
3.9.1.2 MEDIDA DE ACELERACIONES.	100
3.9.2 MEDIDAS EN LA SUPERFICIE DEL SALÓN.	101
3.9.2.1 MEDIDA DE DESPLAZAMIENTOS.	102
3.9.2.2 MEDIDA DE ACELERACIONES.	103
3.9.3 MEDIDAS EN UN BANCO SOBRE LA SUPERFICIE DEL	

SALÓN.	105
3.9.3.1 MEDIDA DE DESPLAZAMIENTOS.	105
3.9.3.2 MEDIDA DE ACELERACIONES.	106
3.9.4 MEDIDAS EN UNA MESA SOBRE LA SUPERFICIE DEL SALÓN:	108
3.9.4.1 MEDIDA DE DESPLAZAMIENTOS.	108
3.9.4.2 MEDIDA DE ACELERACIONES.	109
CAPITULO IV	
ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS	
4.1 ANÁLISIS DE LOS DATOS EXPERIMENTALES.	111
4.2 IDENTIFICACIÓN DE CAUSAS DE LAS VIBRACIONES.	112
4.3 COMPARACION ENTRE LOS PARAMETROS OBTENIDOS	115
4.4 PROCEDIMIENTO PARA LA SELECCIÓN DEL AISLADOR DE VIBRACIONES PARALA CHANCADORA DE QUIJADA.	119
4.5 ANÁLISIS ESTADÍSTICO DE LAS MEDICIONES REALIZADAS EN LA PRUEBA ESPECTRAL DE LA CHANCADORA DE QUIJADA.	125
CONCLUSIONES	129
RECOMENDACIONES	131
BIBLIOGRAFIA	132
ANEXOS	135

INTRODUCCIÓN

Para el diseño de la fundación o cimentación de la máquina, en la que las vibraciones se tienen en cuenta, es necesario establecer los criterios para facilitar los medios para evaluar si el diseño es satisfactorio. El rendimiento, la seguridad y la estabilidad de las máquinas dependen en gran medida de su diseño, la fabricación y la interacción con el medio ambiente.

En principio, las cimentaciones de la máquina deben estar diseñadas para que las fuerzas dinámicas se transmitan al suelo, a través de la cimentación, de tal manera que todo tipo de efectos perjudiciales para las personas y otras máquinas sean eliminados. Para ello, las siguientes condiciones deben ser satisfechas: que no se haga daño por vibración a la estructura en la que se encuentra la máquina y también a las estructuras adyacentes, que no se haga daño a la propia máquina, el rendimiento de la máquina o las máquinas adyacentes, que no se genere un excesivo costo de mantenimiento para las máquinas y las estructuras, que salud y el bienestar de las personas en los alrededores no se ve afectada negativamente y que la resonancia, por ser un fenómeno muy perjudicial, no debe tener lugar, es decir, la frecuencia de funcionamiento de la máquina no debe coincidir con la frecuencia natural de la fundación.

Esto sugiere la necesidad de que el conocimiento completo del mecanismo de transferencia de carga de la máquina a la fundación y el conocimiento de las fuerzas de excitación y frecuencias asociadas para correcta evaluación de rendimiento de la máquina, deben ser comprendido a fin de explicar mejor el comportamiento dinámico de la fundación y de sus elementos y aplicarlo en el montaje, para el funcionamiento satisfactorio de la misma.

PLANTEAMIENTO Y JUSTIFICACIÓN

En el Laboratorio de Concentración de Minerales de la Sección de Ingeniería de Minas de la PUCP, se ha montado una Chancadora de Quijada, la cual durante su operación produce ruidos y vibraciones que ocasionan malestar y perturbaciones en el ambiente de trabajo y salas contiguas.

Este problema es consecuencia de defectos en la cimentación, el montaje y posiblemente originadas en el diseño mismo de la máquina. Con la determinación de la transmisibilidad de las fuerzas producidas por la chancadora, se podrá seleccionar el aislador adecuado y el control de vibraciones en el montaje de la máquina, a fin de obtener un funcionamiento aceptable para el trabajo en el laboratorio.

El estudio, con carácter experimental, tratará de establecer una base teórica-práctica para la solución del problema de la Chancadora de Quijada, y que además servirá para la solución de problemas de vibraciones en la cimentación de máquinas en muchas ramas de la industria y servicios; los resultados serán útiles para tomarlos como referencia en posteriores diseños de cimentaciones.

OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL:

“Diseñar, analizar y construir una cimentación para el montaje de una Chancadora de Quijada de laboratorio y seleccionar un Aislador de Vibraciones que disminuya la Transmisibilidad de las fuerzas producidas por la máquina en su proceso de trabajo”.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS:

- Estudiar las características de la fragmentación de sólidos, las vibraciones de la chancadora y su control.
- Determinar experimentalmente los parámetros modales de la cimentación

- Seleccionar el aislador apropiado para la disminuir las vibraciones generadas por la chancadora durante su funcionamiento.
- Establecer una base teórica-práctica para el montaje de máquinas sobre cimentaciones.

MÉTODO DE TRABAJO:

Para el desarrollo de ésta tesis, se comenzará haciendo una investigación bibliográfica sobre chancado de materiales, diseño y construcción de cimentaciones de máquinas, así como la revisión de la teoría de vibraciones en máquinas. Luego se determinará experimentalmente los parámetros modales del sistema, para lo cual se solicitará el apoyo del Laboratorio de Física con un Analizador de Señales FFT de 2 canales (FFT: Transformada Rápida de Fourier) y accesorios para las mediciones.

Después se procederá a determinar la función de transmisibilidad y posteriormente la selección de los aisladores de vibración, para después realizar el montaje de la chancadora. Luego se realizarán los ensayos respectivos al sistema.

Finalmente, se extraerán las conclusiones y se verificará la base teórica para el aislamiento de las vibraciones que se producen en la máquina y la estructura.

CAPITULO I

FRAGMENTACION DE SOLIDOS, CHANCADORAS Y VIBRACIONES MECANICAS

1.1 FRAGMENTACIÓN DE SÓLIDOS.

La fragmentación de los sólidos agrupa a un conjunto de técnicas que tienen por finalidad reducir, por acción mecánica externa y a veces interna, un sólido de volumen dado en elementos de volumen más pequeño. Asimismo libera, en el material heterogéneo que constituye generalmente una roca, los elementos valorizables de los minerales. Además, la fragmentación reduce la materia a unas dimensiones que faciliten su manipulación y su acondicionamiento, o permitir algunas reacciones físico-químicas o simplemente químicas, cuyo proceso está en función del estado de la superficie de los cuerpos, es decir, del estado de división en el cual se encuentran.

Las operaciones industriales comprenden diversas etapas entre las cuales tenemos:

- La etapa de inicio de las operaciones tiene por objeto obtener material, por medio de explosivos, bloques generalmente voluminosos.
- La siguiente etapa es la del chancado o trituración, donde a partir de los bloques obtenidos en la fase precedente, el chancado primario proporciona unos elementos de tamaño inferior a los 100 mm. Durante el chancado secundario se vuelven a tomar estos elementos para reducirlos en otros nuevos de tamaño inferior a los 25 mm. Finalmente, el chancado terciario tiene por objeto, en la secuencia de las operaciones, de proporcionar fragmentos de tamaño inferior a los 10 mm.
- La etapa de la molienda consiste en reducir los productos suministrados por la trituración terciaria, en granos de tamaño comprendido entre 0,4 a 7 mm. Esta etapa es generalmente realizada, sobre todo, en materiales de minerales metálicos, hasta

una medida inferior a 0,4 mm. de manera que en esta nueva etapa, llamada a veces de pulverización, se confunde con la etapa precedente. Ver Figura 1.1.

En las operaciones de fragmentación, las rocas son sometidas a fuerzas que generan en la materia, esfuerzos de compresión, de tracción o de cizallamiento. Estos esfuerzos conducen a deformaciones y a roturas.

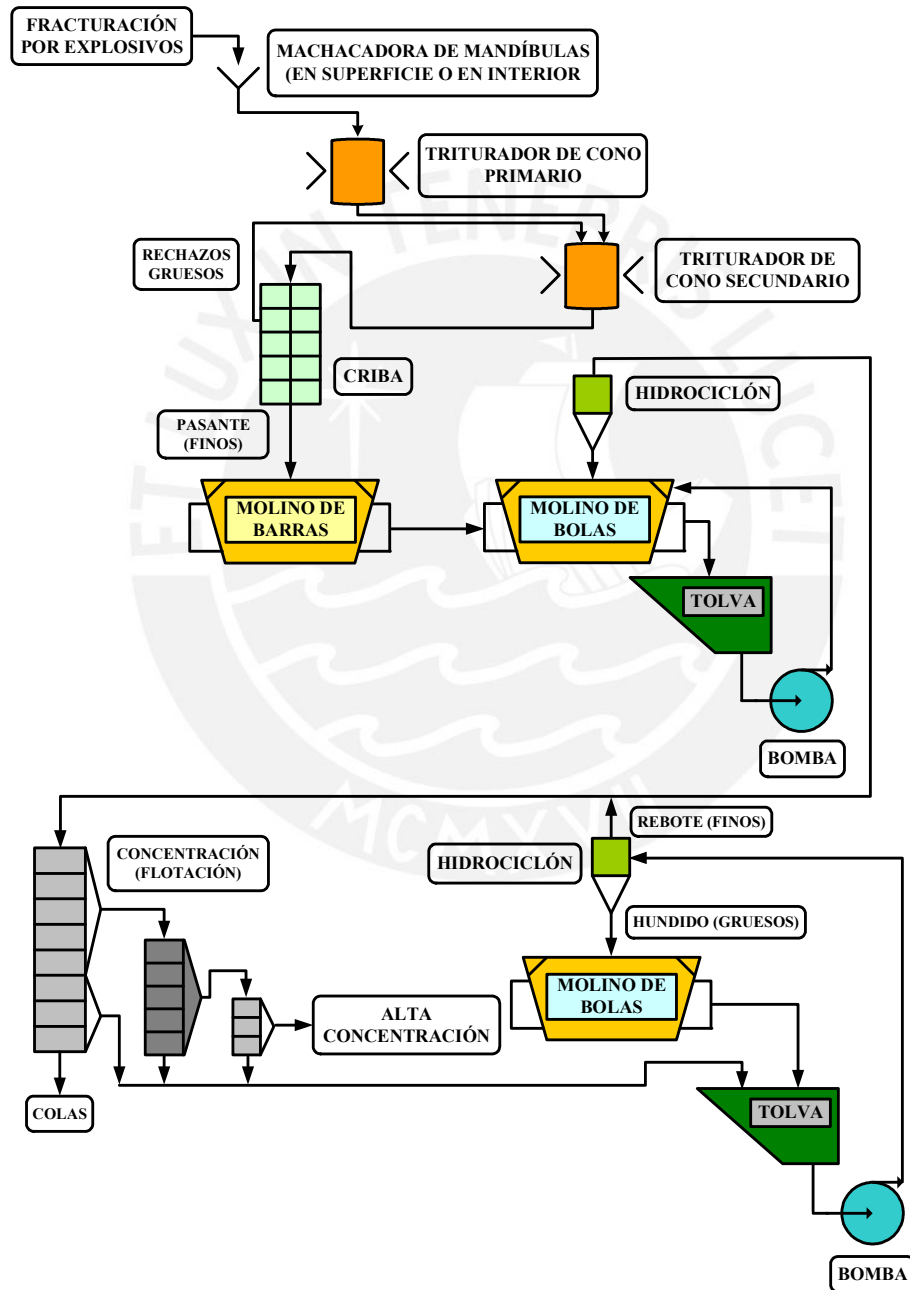


Figura 1.1: Esquema de flujo típico de un circuito de reducción dimensional y concentración. (Lynch A., “Circuitos de Trituración y Molienda de Minerales”, Rocas y Minerales, Madrid, 1980, pág. 4).

1.2 PRINCIPALES MAQUINAS DE FRAGMENTACION.

Las máquinas de fragmentación o chancado pueden ser divididas en categorías distintas según la naturaleza de las fuerzas que se aplican:

- Máquinas de aplastamiento alternativo (chancadoras de mandíbulas y giratorias) y de aplastamiento continuo (molinos de cilindros);
- Máquinas de fricción o de frotamiento (molinos de muelas de martillos articulados, molinos de tobera).
- Máquinas mixtas que operan por comprensión, fricción y percusión (molinos de bolas y de barras, molinos autógenos).

1.3 CHANCADORAS O TRITURADORAS.

La trituración, chancado o machacado, es la primera etapa mecánica en el proceso de la degradación del tamaño del material, en la cual el principal objetivo es la liberación de los minerales valiosos de la ganga. Generalmente la trituración es una operación en seco y normalmente se realiza en dos o tres etapas. Los trozos de mineral extraídos de una mina pueden ser tan grandes como 1.5 m y éstos son reducidos en la etapa de trituración primaria.

Las trituradoras primarias comúnmente están diseñadas para operar 75% del tiempo disponible, principalmente debido a las interrupciones causadas por la alimentación insuficiente a la trituradora y por demoras mecánicas en la trituradora.

El producto de la trituradora primaria en la mayor parte de los minerales metalíferos puede ser triturado y cribado satisfactoriamente, y la planta secundaria generalmente consiste de una o dos etapas de reducción de tamaño con trituradoras y cribas apropiadas. Sin embargo, si los minerales tienden a ser resbaladizos y duros, la etapa de trituración terciaria puede ser sustituida por una molienda gruesa en molinos de barras.

Un diagrama de flujo básico para una planta de trituración se muestra en la Figura 1.2, que incorpora dos etapas de trituración secundaria. Es incluida una etapa de lavado, la cual frecuentemente es necesaria para minerales pegajosos que contienen arcilla, las cuales pueden conducir a problemas en la trituración y cribado.

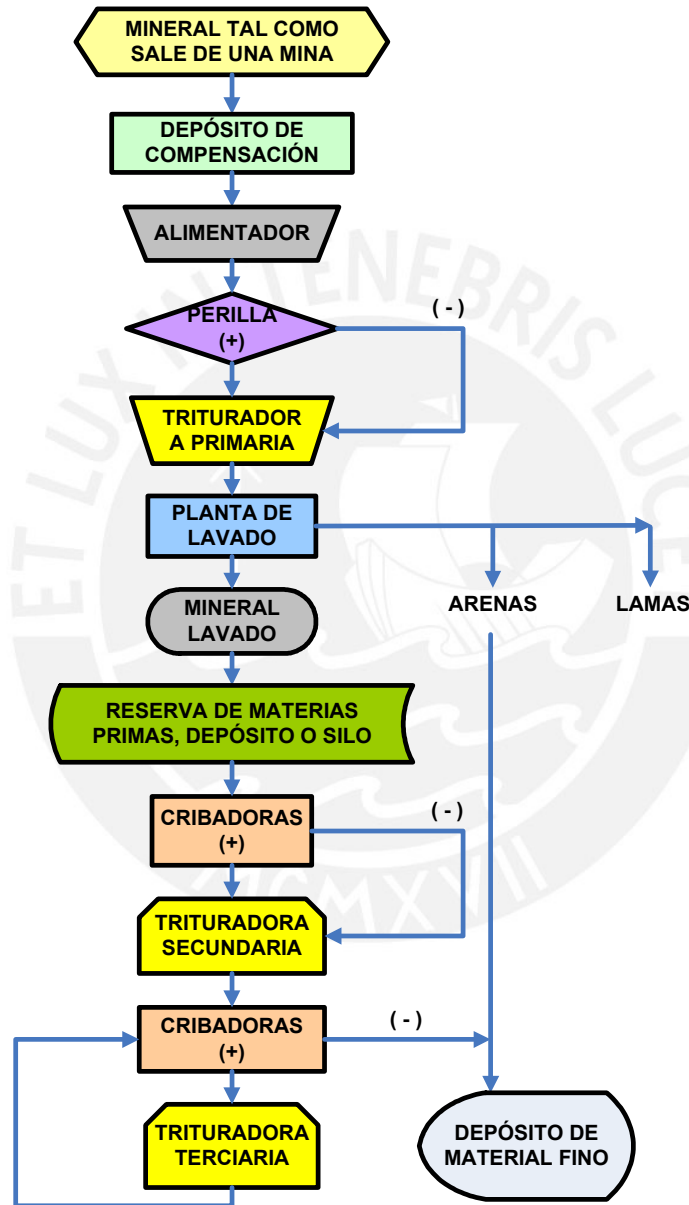


Figura 1.2: Diagrama de flujo básico de una Planta de Trituración. (Wills B., “Tecnología de Procesamiento de Minerales”, Limusa S.A., México, 1987, pág. 136).

1.3.1 TRITURADORAS PRIMARIAS.

Las trituradoras primarias son máquinas de trabajo pesado, usadas para reducir la mena como sale de una mina hasta un tamaño apropiado para el transporte y para la alimentación de trituradoras secundarias. Estas generalmente son operadas en un circuito abierto con o sin cribas limpiadoras de trabajo pesado (parrillas). Hay dos tipos principales de trituradoras primarias en operaciones metalíferas: las trituradoras de quijada y las giratorias, aunque la trituradora de impacto, que tiene uso limitado como trituradora primaria es considerada separadamente.

1.3.1.1 TRITURADORAS DE QUIJADA.

La forma característica de esta clase de trituradora es: consta de dos placas, que se abren y se cierran como quijadas de animal. Las quijadas están colocadas en un ángulo agudo entre ambas, y una de las quijadas está apoyada de modo que oscile en relación a la otra quijada fija, como se ve en la Figura 1.3. El material alimentado dentro de las quijadas es alternativamente chancado y liberado para descender continuamente dentro de la cámara de trituración; cayendo finalmente por la abertura de descarga.

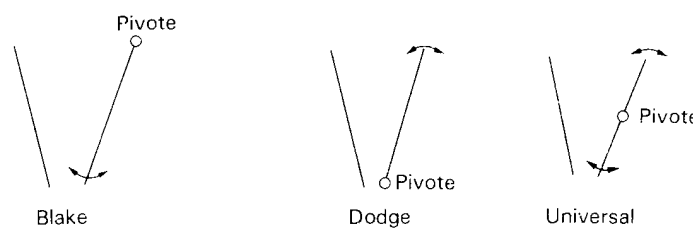


Figura 1.3: Tipos de Chancadoras de Quijada. Wills B., (Tecnología de Procesamiento de Minerales, Limusa S.A., México, 1987, pág. 139).

Todas las trituradoras de quijada se clasifican de acuerdo al área de recepción de mineral, es decir, el ancho de las placas y la abertura de entrada de dicho mineral, la cual es la distancia entre las quijadas de la trituradora. Por ejemplo, una trituradora de 1830 x 1220 mm tiene un ancho de 1830 mm y una abertura en la entrada de la alimentación de 1220 mm.

Las placas de la quijada misma pueden ser lisas, pero más frecuentemente son corrugadas, la última se prefiere para materiales duros y abrasivos. Por lo general el ángulo entre las quijadas es menor de 26° , ya que el uso de un ángulo mayor causa deslizamiento, lo cual reduce la capacidad y aumenta el desgaste. La velocidad de las trituradoras de quijada varía inversamente con el tamaño y generalmente queda entre 100 y 350 revoluciones / min.

El principal criterio para determinar la velocidad óptima es que a las partículas se les debe dar suficiente tiempo para moverse hacia abajo de la garganta de la trituradora hasta una nueva posición antes de ser chancadas de nuevo.

La amplitud máxima de giro de la quijada, o “carrera”, se determina por el tipo de material que se está triturando y por lo general se ajusta cambiando el excéntrico. Este varía de 1 a 7 cm, dependiendo del tamaño de la máquina y es más alto para material plástico, duro y más baja para mena dura, quebradiza. Mientras más grande sea la carrera, tanto menos peligro hay de obstrucción, ya que el material se quita más rápidamente. Esto sucede porque una gran carrera tiende a producir más finos, lo cual disminuye la trituración por captura. Las carreras grandes también imparten mayores esfuerzos de trabajo a la máquina. Ver Figura 1.4.

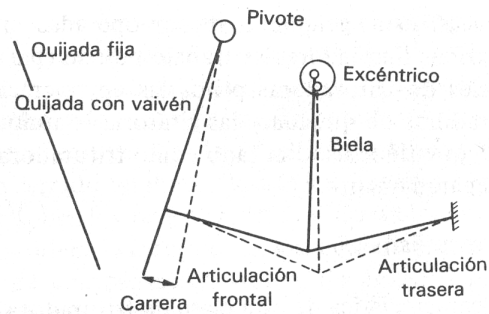


Figura 1.4. Diagrama funcional de la Chancadora de Quijada Blake. (Tecnología de Procesamiento de Minerales, Limusa S.A., México, 1987, pág. 140).

En la Figura 1.5, se muestran las partes importantes en una Chancadora de Quijada.

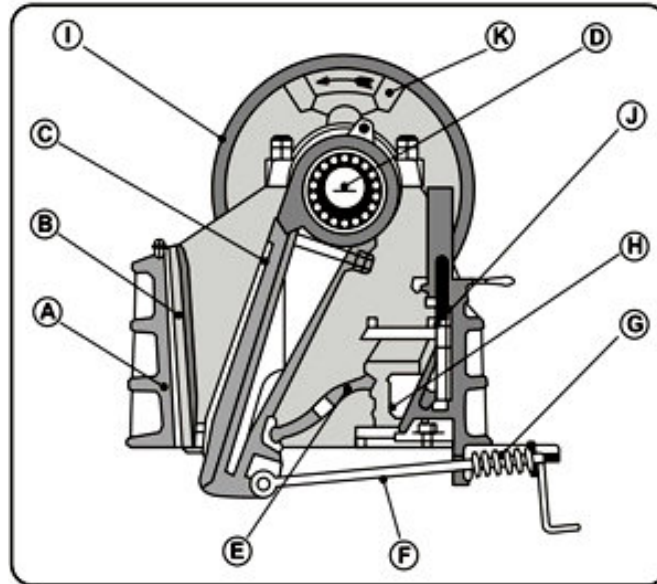


Figura 1.5: Partes de una Chancadora de Quijada [II-2].

Donde:

A:Cuerpo Rígido de Acero Fundido, **B:**Quijada Fija, **C:**Quijada Móvil, **D:**Eje excéntrico montado sobre Rodamientos Antifricción, **E:**Puente o Togle, **F:** Varilla de Tensión, **G:**Resorte, **H:**Block de Ajuste, **I:**Volantes Fundidas, **J:**Tuerca de Regulación para el Tamaño del chancado, **K:**Contrapeso de la Volante.

1.3.1.2 VIBRACIONES GENERADAS EN TRITURADORAS DE QUIJADA.

En este modelo, Figura 1.4, similar a la chancadora en estudio, el movimiento oscilatorio de la quijada móvil es efectuado por el movimiento vertical de la biela motriz (Pitman), debido a la fuerza de excitación del motor a través de fajas, que junto a la resistencia del material en proceso de trituración, con diferentes fuerzas de reacción y esfuerzos fluctuantes en el proceso de chancado, generan vibraciones que son transmitidas a la cimentación de la chancadora. La biela se mueve hacia arriba y hacia abajo por la influencia de un excéntrico. La placa de la articulación posterior causa que la biela se mueva hacia los lados a medida que ésta es empujada hacia arriba.

Este movimiento es transferido a la placa de la articulación delantera y ésta, a su vez, causa que la quijada móvil se aproxime a la quijada fija. Similarmente, el movimiento hacia abajo de la biela permite que la quijada móvil se abra.

Las características importantes de este tipo de trituradora son:

- La quijada de la chancadora está apoyada en su parte superior, ésta se mueve una distancia mínima en el punto de entrada y una distancia máxima en la entrega de mineral. Esta distancia máxima es llamada carrera de la trituradora.
- El desplazamiento horizontal de la quijada móvil es mayor en la parte más baja del ciclo de la biela y disminuye constantemente a través de la mitad ascendente del ciclo, a medida que el ángulo entre la biela y la placa de la bisagra trasera llega a ser menos agudo.
- La fuerza de trituración es mínima en el comienzo del ciclo, cuando el ángulo entre las articulaciones es más agudo; es más energética en la parte superior cuando toda la potencia se entrega en un recorrido reducido de la quijada.

Cuando una gran pieza de roca cayendo hacia el interior de la boca de la trituradora. Las quijadas, la “chancan o muerden”, éstas se mueven una en relación a la otra a una velocidad que depende del tamaño de la máquina y que generalmente varía inversamente al tamaño. Básicamente, se debe dar tiempo para que la roca quebrada en cada chancada caiga a una nueva posición antes de ser chancada de nuevo. La mena cae hasta que es detenida. La quijada móvil se cierra sobre ella, rápidamente al principio y después más lentamente con energía creciente hacia el final del golpe. Los fragmentos ahora caen hasta un nuevo punto de captura a medida que las quijadas se separan y entonces son comprimidas y quebradas de nuevo. Durante cada chancada de las quijadas la roca disminuye en volumen, debido a la creación de vacíos entre las partículas. Como además la mena está cayendo hacia un área de sección transversal

que reduce gradualmente la cámara de trituración, el ahogamiento de la trituradora puede ocurrir pronto si no fuera por el incremento en la amplitud del movimiento hacia el extremo de descarga de la trituradora. Esto acelera el material a través de la trituradora, permitiéndole descargar a una velocidad suficiente para dejar espacio para el material que entra por arriba. Esta es la trituración libre o por captura, opuesta a la trituración obstruida la cual ocurre cuando el volumen de material que está llegando a una sección transversal particular es más grande que el que está saliendo. En el quebrado por captura, la trituración es solamente por las quijadas, mientras que en el quebrado obstruido, las partículas se quiebran unas con otras. Esta reducción de tamaño, entre partículas puede conducir a una excesiva producción de finos y si la obstrucción es severa dañará la trituradora.

El tamaño de descarga del material se controla por el ajuste de la trituradora que es la abertura máxima de las quijadas en el extremo de descarga. Este se puede ajustar usando placas de articulación de la longitud necesaria. El desgaste sobre las quijadas se compensa moviendo el bloque de ajuste trasero que soporta la placa de la articulación posterior.

Una característica de todas las trituradoras de quijada, es el pesado volante unido al impulsor, el cual es necesario para almacenar energía sobre la mitad ociosa del recorrido y entregarla en la mitad del recorrido correspondiente a la trituración. Como la trituradora de quijada trabaja solamente en la mitad del ciclo, está limitada en capacidad por su peso y tamaño. Debido a su carga y liberación de fuerza alternada, ésta debe ser muy fuerte y necesita cimentación sólida para absorber las vibraciones.

1.4 CARACTERÍSTICAS DE LA CHANCADORA DE QUIJADA Y DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA PARA SU INVESTIGACIÓN.

Es una chancadora de quijada de la marca DENVER, con una abertura de alimentación de $3 \frac{1}{4}'' \times 4 \frac{1}{2}''$, (83 x 115 mm) accionada por un motor eléctrico de 2 HP de potencia a 1725 rpm. Se encuentra instalada en el Laboratorio de Concentración de Minerales, de la Sección de Ingeniería de Minas, de la Pontificia Universidad Católica del Perú. Es de articulaciones simple, con eje excéntrico, dos volantes, una de ellas recibe la potencia del motor eléctrico por medio de fajas en V. Las placas de la quijada son de acero al manganeso de 14% y reversibles. Actualmente se encuentra montada sobre una cimentación en columna de cemento, mostrada en las Figura 1.6, que al operar con material vibra en demasía, provocando ruidos molestos y vibraciones que ocasionan malestar y perturbaciones en el ambiente de trabajo y salas contiguas.

Este problema puede ser consecuencia de fallas en la cimentación de la chancadora, el montaje y posiblemente originadas por el diseño mismo de la máquina, suposición que se hace en la medida que no se encuentra especificaciones sobre el nivel de vibraciones que produce la chancadora cuando entra en funcionamiento. No se observa el daño o efecto vibracional sobre otras maquinas, debido a que estas trabajan casi en los mismos rangos de amplitud de vibración.

Con la medición y análisis de los parámetros modales en el funcionamiento de la chancadora con carga y sin carga, montada sobre la cimentación de bloque rígido seleccionada y la determinación de la transmisibilidad de las fuerzas producidas por la chancadora, se podrá seleccionar el aislamiento adecuado para el montaje de la máquina, a fin de obtener un funcionamiento amortiguado y aceptable para el trabajo de las personas en el laboratorio.

El estudio, con carácter experimental, tratará de establecer una base teórico-práctica para la solución del problema de la Chancadora de Quijada, y que además servirá como modelo, para la solución de vibraciones en el montaje de máquinas para muchas ramas de la industria y servicios.



Figura 1.6: Chancadora de Quijada del Laboratorio de Ingeniería de Minas de la PUCP.

1.5 VIBRACIONES MECANICAS.

Una vibración es el movimiento periódico de un cuerpo o de un sistema de cuerpos interconectados que se mueven en torno a una cierta posición de equilibrio. En general hay dos tipos de vibraciones: La vibración libre (cuando el movimiento se mantiene debido a fuerzas restauradoras gravitacionales o elásticas) y vibración forzada (provocada por una o varias fuerzas externas periódicas o intermitentes que se aplican al sistema).

Ambos tipos de vibración pueden ser amortiguados o no amortiguados, dependiendo ello del grado de amortiguamiento del sistema. La vibración no amortiguada puede continuar en forma indefinida pues para su análisis se ignora la fricción [I-15].

Los términos movimiento, oscilación y vibración no son sinónimos. Toda vibración es una oscilación y toda oscilación es un movimiento, pero esta afirmación no puede hacerse en sentido inverso. Así, una rueda se mueve pero no oscila, y un péndulo

simple oscila pero no vibra. La diferencia específica que delimita el significado del concepto de vibración puede ser encontrada haciendo intervenir el concepto de energía. Pues bien, para que se pueda hablar de vibración de un sistema mecánico es necesario que aparezca un tipo de energía especial: La energía de deformación o la energía potencial elástica (o elastoplástica).

Los daños en máquinas y estructuras son hechos por esfuerzos dinámicos, que causan fatiga en los materiales, que es una condición de falla de los elementos de maquinas o mecanismos de las mismas; estos esfuerzos a su vez son inducidos por la vibración.

La amplitud de la vibración es directamente proporcional a la fuerza dinámica e inversamente proporcional a la resistencia dinámica. La resistencia dinámica dentro de las máquinas o estructuras, es proporcional a la cantidad de rigidez, amortiguamiento y masa dentro del sistema.

La vibración tiene tres parámetros importantes que pueden ser medidos:

- Frecuencia. ¿Cuánto tiempo la máquina o estructura vibra por minuto o por segundo?
- Amplitud. ¿Cuál es la magnitud de vibración en milésimas mils, pulgada/s o G's?
- Fase. ¿Cómo un miembro está vibrando con referencia a otro?

1.6 VIBRACIONES DE SISTEMAS DE UN GRADO DE LIBERTAD.

1.6.1 VIBRACIONES DE SISTEMAS DE UN GRADO DE LIBERTAD CON AMORTIGUAMIENTO.

Se conoce como sistema discreto básico de un grado de libertad al sistema de parámetros concentrados que puede observarse en la Figura 1.7.

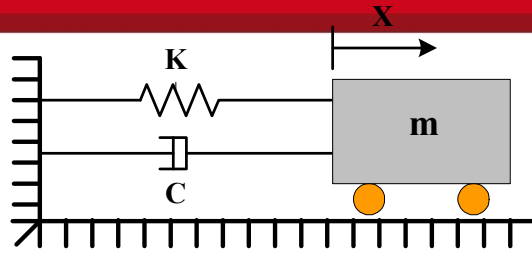


Figura 1.7: Sistema discreto básico de 1 GDL.

En el sistema mostrado la energía cinética del sistema se almacena en la masa rígida “ m ”, la energía potencial elástica en el resorte sin masa de constante “ k ”, y la capacidad de disipación de energía en el amortiguador viscoso que se mueve con velocidad proporcional a la fuerza, con constante de amortiguamiento “ c ”.

El sistema queda totalmente definido mediante la coordenada “ X ” (Figura 1.7). Para que el sistema sea lineal los parámetros “ k ”, “ m ”, y “ c ” deben ser constantes y no depender de la variable “ X ”.

Si se aplica una fuerza $F(t)$ sobre la masa “ m ”, en la dirección positiva de X tendríamos el sistema de la Figura 1.9, además podemos obtener la ecuación (1.1) que representa el movimiento del sistema discreto básico, común a todos los sistemas lineales de 1 GDL, puede establecerse aplicando el principio D’Alembert como se muestra en la Figura 1.10, introduciendo la fuerza de inercia y estableciendo el equilibrio de fuerzas en la dirección X :

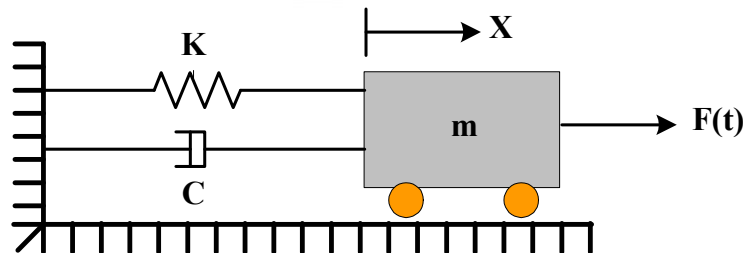


Figura 1.9: Sistema discreto forzado básico de 1 GDL.

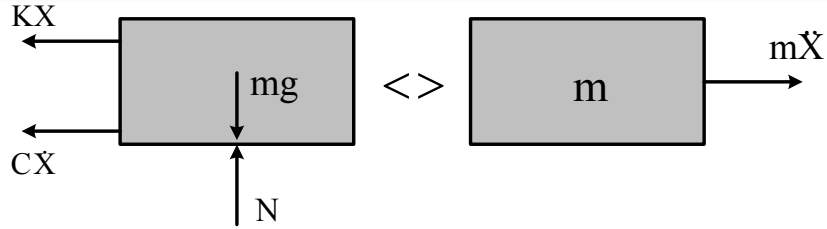


Figura 1.10: Principio D'Alembert.

Después de aplicar el principio D'Alembert obtenemos la ecuación de movimiento

(1.1).

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx = F(t) \quad (1.1)$$

Todos los sistemas lineales con 1 GDL conducen a la ecuación diferencial ordinaria de segundo orden antes mostrada. Normalizando la ecuación (1.1) tenemos la ecuación

(1.2).

$$\ddot{X} + 2\xi\dot{X} + \omega_0^2 X = F(t) \quad (1.2)$$

Donde:

$$\xi = \frac{c}{2m\omega_n} \quad (1.3)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (1.4)$$

$$H(\omega)_{MAX} = \left(\frac{xy}{F_0} \right)_{MAX} = \frac{1}{2\xi} \quad (1.5)$$

ξ = Factor de amortiguamiento

ω_n = Frecuencia natural del sistema.

c = Coeficiente de amortiguamiento.

m = Masa del sistema.

k = Rigidez del elemento elástico en el sistema.

F_0 = Amplitud de la fuerza excitatriz.

ω = Frecuencia de excitación.

$H(\omega)_{MAX}$ = Amplificación dinámica máxima.

La solución general de la ecuación diferencial (1.1) se obtendrá sumando una solución homogénea y una solución particular. La solución homogénea representa al régimen transitorio y la solución particular representa al régimen estacionario del sistema. La solución general viene dada por la expresión (1.6).

$$x(t) = x_H + x_P \quad (1.6)$$

Donde:

$$x_H = Ae^{-\delta t} \cos(\omega_D t - \varphi) \quad (1.7)$$

$$x_P = \frac{F_0}{K} \cdot \frac{1-r^2}{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2} \text{Sen}(\omega t) \quad (1.8)$$

$$\omega_D = \omega_n \sqrt{1 - \left(\frac{\delta}{\omega_n}\right)^2} \quad (1.9)$$

$$\xi = \frac{C}{C_c} = \frac{C}{2m\omega_n} \quad (1.10)$$

$$r = \frac{\omega}{\omega_n} \quad (1.11)$$

X_H = Solución homogénea.

X_P = Solución particular.

ω_D = Frecuencia de vibración amortiguada.

φ = Ángulo de fase.

δ = Desplazamiento estático

r = Relación de frecuencias de excitación y natural.

En la Figura 1.11 se muestra la superposición de las soluciones homogénea y particular de la ecuación de movimiento de un sistema vibratorio forzado amortiguado de 1 GDL.

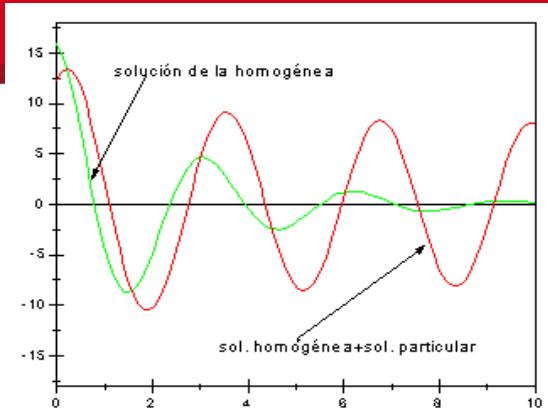


Figura 1.11 Gráfica de la solución de la ecuación diferencial de movimiento del sistema

1.6.2 FACTOR DE AMPLIFICACION DINAMICA.

Se llama Factor de Amplificación Dinámica $H(\omega)$, a la relación existente entre el módulo de la respuesta dinámica (amplitud de la vibración resultante X) y el desplazamiento estático. Se expresa en la ecuación (1.12).

$$H(\omega) = \frac{xk}{f_0} = \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2}} \tag{1.12}$$

La Figura 1.12 representa el Factor de Amplificación Dinámica $H(\omega)$ en función de “ r ” $= \omega/\omega_n$, para varios valores del amortiguamiento relativo ξ .

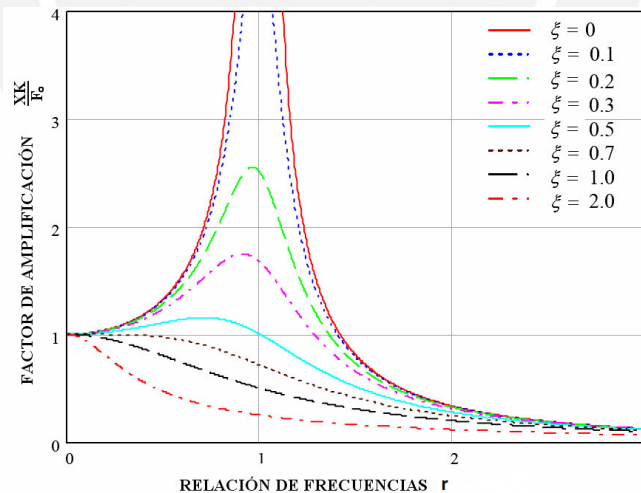


Figura 1.12 Gráfica del Factor De Amplificación Vs. Relación de Frecuencias [I-17].

Para un valor del amortiguamiento relativo que puede considerarse normal de $\xi= 0.2$, la Figura 1.12 muestra, para frecuencias de excitación próximas a la frecuencia natural ($r=1$), la amplitud resultante del desplazamiento puede ser hasta 5 veces el que se

obtendría aplicando estáticamente una fuerza de la misma amplitud. Sin embargo, para frecuencias de excitación que excedan en más de un 50% la frecuencia natural, el desplazamiento dinámico es mucho menor que el estático.

De ahí la importancia de hacer un diseño dinámico adecuado y escoger los parámetros k y m de modo que las posibles frecuencias de excitación esté lejos de la frecuencia natural del sistema. Cuando la frecuencia de excitación coincide con la frecuencia natural ($r = 1$), se dice que se está en la “Condición de Resonancia”.

Por otro lado, la Figura 1.13 representa el Desfase φ de la respuesta del sistema (la vibración) respecto a la excitación y permite apreciar en la resonancia, el desfase es siempre 90° , independientemente del valor del amortiguamiento relativo ξ .

$$\varphi = \text{Tan}^{-1}\left(\frac{2\xi}{1-r^2}\right) \tag{1.13}$$

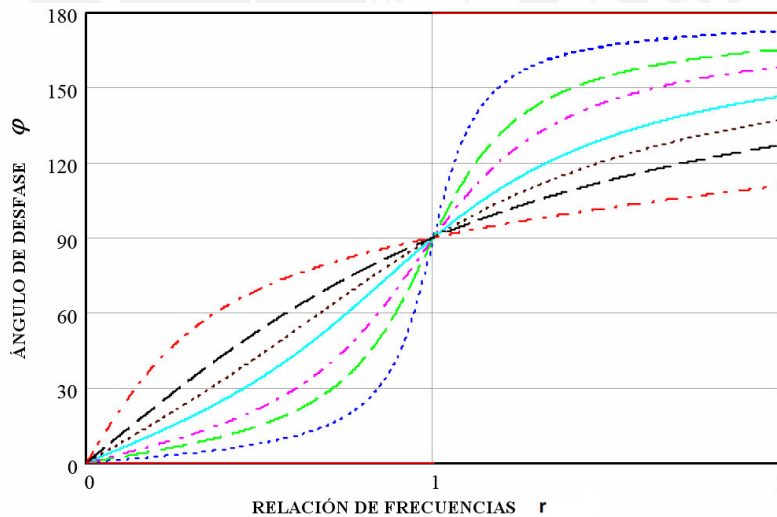


Figura 1.13 Gráfica del ángulo de fase Vs. Relación de frecuencias [I-17].

Los valores máximos del factor de amplificación dinámica $H(\omega)$ se obtienen derivando respecto a r e igualando a cero, obteniéndose que el máximo factor se produce para $r^2 = 1 - 2\xi^2$; ligeramente inferior a 1 y su valor está dado en la expresión (1.14):

$$H(\omega)_{MAX} = \left(\frac{XK}{F_0}\right)_{MAX} = \frac{1}{2\xi\sqrt{1-\xi^2}} \tag{1.14}$$

Y para valores pequeños de ξ puede aproximarse en la expresión (1.5).

1.7. CONTROL DE VIBRACIONES

1.7.1 METODOLOGIAS

En la práctica, existen un gran número de situaciones en las que es posible reducir, pero no eliminar las fuerzas de carácter dinámico (variables en el tiempo) que excitan el sistema mecánico dando lugar a la aparición de un problema de vibraciones. En este sentido, existen diferentes métodos o formas de plantear el control de las vibraciones; entre ellos cabe destacar:

- El conocimiento y control de las frecuencias naturales del sistema para evitar la presencia de resonancias bajo la acción de excitaciones externas.
- La introducción de amortiguamiento o de cualquier tipo de mecanismo disipador de energía para prevenir una respuesta del sistema excesiva (vibraciones de gran amplitud), incluso en el caso de que se produzca una resonancia.
- El uso de elementos aislantes de vibraciones que reduzcan la transmisión de las fuerzas de excitación o de las propias vibraciones entre las diferentes partes que constituyen el sistema.
- La incorporación de absorbedores dinámicos de vibraciones o masas auxiliares neutralizadoras de vibraciones, llamados también amortiguadores dinámicos, con el objetivo de reducir la respuesta del sistema.

1.7.2. CONTROL DE LAS FRECUENCIAS NATURALES

Cuando la frecuencia de excitación coincide con una de las frecuencias naturales del sistema, tiene lugar un fenómeno de resonancia. La característica más importante de la resonancia es que da lugar a grandes desplazamientos, al amplificar de manera importante las vibraciones del sistema. En la mayor parte de los sistemas mecánicos,

la presencia de grandes desplazamientos es un fenómeno indeseable ya que provoca la aparición de tensiones y deformaciones igualmente grandes que pueden ocasionar el fallo del sistema. Las condiciones de resonancia deben de tratar de ser evitadas en el diseño y construcción de cualquier sistema mecánico. No obstante, en la mayor parte de los casos, las frecuencias de excitación no pueden controlarse al venir impuestas por los requerimientos de carácter funcional del sistema (por ejemplo, velocidades de giro). En tal caso, el objetivo será el control de las frecuencias naturales del sistema para evitar la presencia de resonancias.

De la definición para sistemas de vibraciones libres, de un grado de libertad, la frecuencia natural de un sistema $\omega^2 = k/m$ puede cambiarse variando tanto la masa (m) como la rigidez (k) del mismo. En muchas situaciones en la práctica, sin embargo, la masa no resulta fácil de cambiar, ya que su valor suele venir determinado por los requerimientos funcionales del sistema (por ejemplo, la masa del volante de inercia de un eje viene determinada por el valor de la energía que se quiere almacenar en un ciclo). Por ello, la rigidez del sistema es el parámetro que se modifica de forma más habitual a la hora de alterar las frecuencias naturales de un sistema mecánico. Así, por ejemplo, la rigidez de un rotor puede modificarse cambiando el número y colocación de los puntos de apoyo (cojinetes).

CAPITULO II

PRINCIPIOS BÁSICOS EN EL DISEÑO Y CONTROL DE VIBRACIONES EN CIMENTACIONES

2.1 PRINCIPIOS BÁSICOS DEL DISEÑO DE CIMENTACIONES.

Las cimentaciones o bases de máquinas proporcionan la rigidez y la inercia para que el equipo permanezca en funcionamiento controlado. La energía generada por una máquina en forma de vibraciones es transmitida, reflejada o retenida por la cimentación. Especialmente en grandes máquinas, la cimentación es de suma importancia para el comportamiento dinámico. Cuando medimos la vibración de una máquina en operación lo que realmente nos interesa son las fuerzas que causan la vibración, no la misma vibración, esto es porque son las fuerzas las que dañan a la máquina.

2.1.1 CLASIFICACIÓN DE LAS CIMENTACIONES

Dentro de los posibles criterios que se pueden proponer para clasificar las cimentaciones mencionaremos solo dos importantes:

a) Según la complejidad del modelo de análisis se clasifican en:

- Cimentaciones directas.
- Cimentaciones aisladas.

b) Según la forma constructiva se clasifican en:

- Cimentaciones de bloque rígido.
- Cimentaciones estructurales.

Una cimentación directa es aquella cuyo modelo de análisis puede reducirse a un modelo de una masa unida a un entorno fijo, sin aislamiento, que en el caso más sencillo genera un modelo de un grado de libertad (GDL). Este es el caso de la

mayoría de equipos cimentados sobre bloques rígidos de hormigón que descansan sobre el suelo o equipos cimentados rigidamente sobre una estructura como en la figura 2.1.

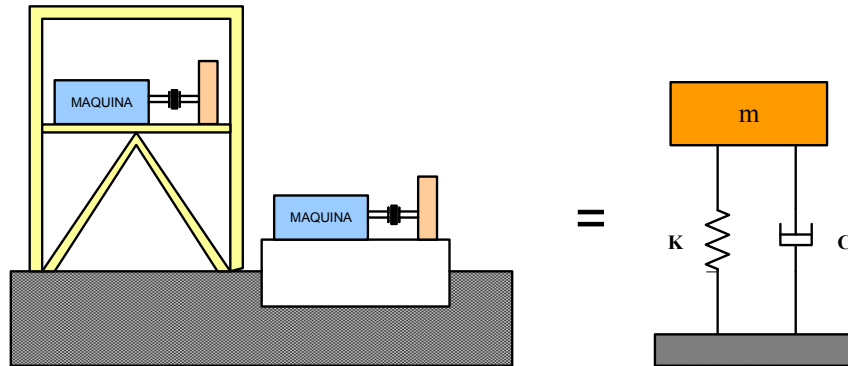


Figura 2.1 Cimentación directa.

Una cimentación aislada es aquella cuyo modelo de análisis puede reducirse a un modelo de dos o más masas vibrantes unidas a un entorno fijo, que en el caso más sencillo generan modelos de dos GDL. Este es el caso de los equipos montados sobre bases elásticas que descansan sobre bloques de hormigón anclados al suelo o que descansan sobre una estructura como se muestra en la figura 2.2.

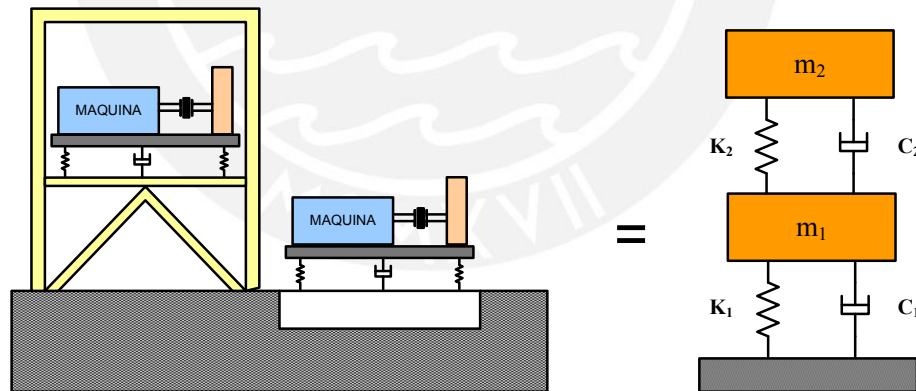


Figura 2.2 Cimentación aislada.

Las dos clasificaciones están relacionadas pues según la forma como se lleven las cargas dinámicas al suelo, hablaremos de cimentaciones por bloque rígido o cimentaciones estructurales que a su vez pueden ser aisladas o directas.

2.1.2 DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS DINÁMICOS DE UNA CIMENTACIÓN.

En el caso de una cimentación, las propiedades de rigidez y amortiguamiento son controladas por la base del sistema (suelo), donde éste se apoya. Si la cimentación es directa, la rigidez y el amortiguamiento del sistema la forman la rigidez y el amortiguamiento de base, que se ven afectados por la presencia del cuerpo vibrante cimentado sobre ella. Por ejemplo, en la cimentación directa mostrada en la figura 2.3, asumimos (ver sección 2.1.5) que sólo son concebibles desplazamientos verticales del cuerpo de masa m , hallaremos primero el modelo simplificado de la estructura según ése particular grado de libertad.

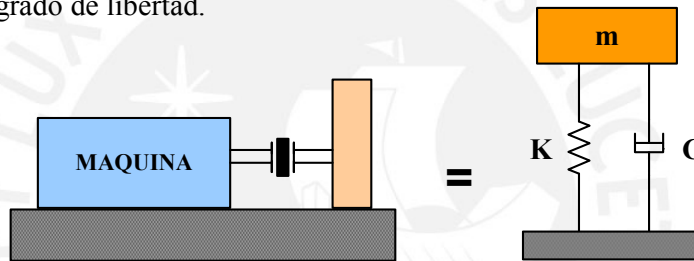


Figura 2.3 Modelo de 1 GDL para cimentación directa.

Para la cimentación estructural aislada mostrada en la figura. 2.4, si asumimos que solo son concebibles desplazamientos verticales del cuerpo de masa “ m ”, y obteniendo los parámetros equivalentes de la estructura, el modelo simplificado del sistema quedará como se muestra en dicha figura.

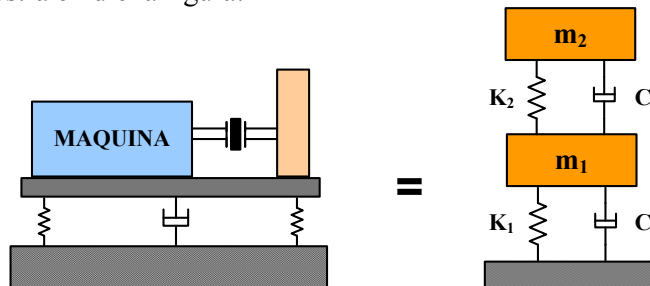


Figura 2.4 Modelo de 2 GDL para cimentación aislada.

2.1.3 ANÁLISIS DE LA RESPUESTA DE AMPLITUD DE UN SISTEMA CON UN GRADO DE LIBERTAD.

Región dominada por la rigidez: cuando la amplitud de la fuerza de excitación armónica es constante y la frecuencia de excitación es mucho menor que la frecuencia natural del sistema, la magnitud del desplazamiento se determina por medio de la rigidez del sistema, como se ve en la figura 2.5. La respuesta de desplazamiento está en fase con la fuerza de excitación.

Región dominada por el amortiguamiento: cuando la amplitud de la fuerza de excitación armónica es constante y la frecuencia de excitación es igual a la frecuencia natural del sistema, la magnitud de la respuesta de desplazamiento aumenta para $0 < \xi \ll 1$, y el incremento lo determina el coeficiente de amortiguamiento del sistema. La respuesta de desplazamiento retrasa 90° la fuerza de excitación.

Región dominada por la inercia: cuando la amplitud de la fuerza de excitación armónica es constante y la frecuencia de excitación es mucho mayor que la frecuencia natural del sistema, la magnitud de la respuesta de desplazamiento está determinada por la inercia del sistema. Cuando ω es mayor que $\sqrt{2}$, la magnitud de la respuesta de amplitud siempre es menor que 1. La respuesta de desplazamiento está casi 180° fuera de fase con la fuerza de excitación. Ver figura. 2.6 y 2.11.

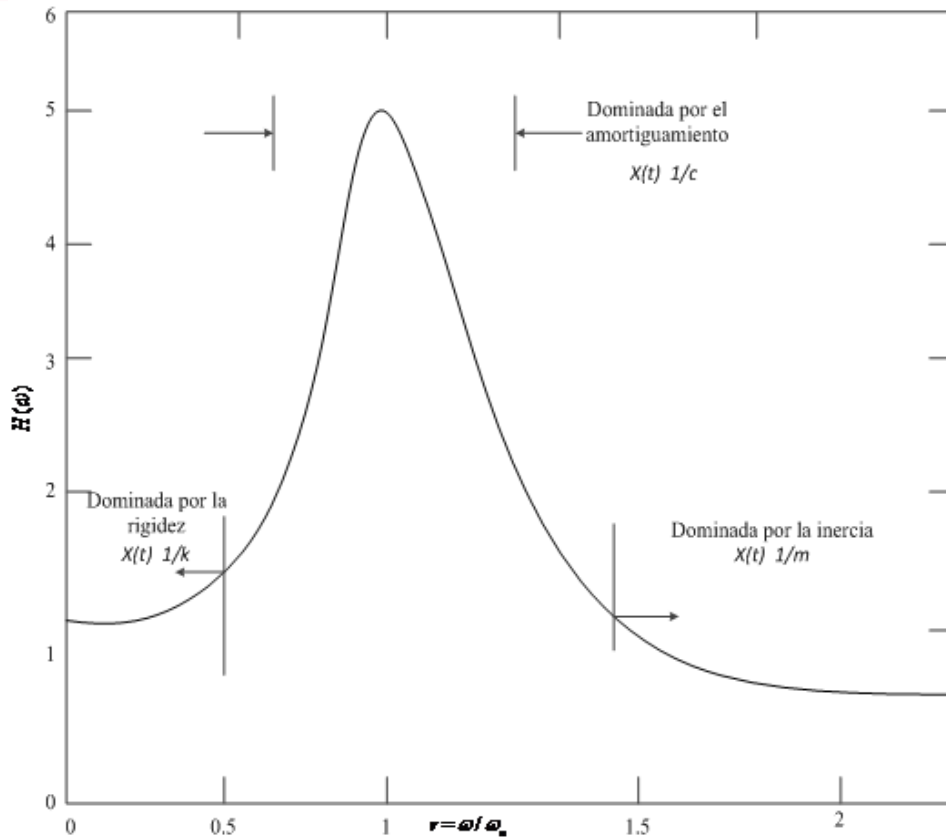


Figura 2.5 Tres regiones de la respuesta de amplitud de un sistema con un grado de libertad (Balachandran, B. y Magrab E., “Vibraciones”, International Thomson Editores, Mexico, 2006).

2.1.4 TRANSMISIBILIDAD

Se define “transmisibilidad” como una medida de la cantidad de fuerza que se aplica a la masa y se transmite al suelo, o la cantidad de desplazamiento que se aplica a la base y se transmite a la masa. La efectividad de un aislante de vibraciones se establece en términos de su transmisibilidad. La transmisibilidad (Tr) puede definirse como el cociente entre la amplitud de la fuerza transmitida y la de la fuerza de excitación.

$$Tr = \frac{F_T}{F_0} \tag{2.1}$$

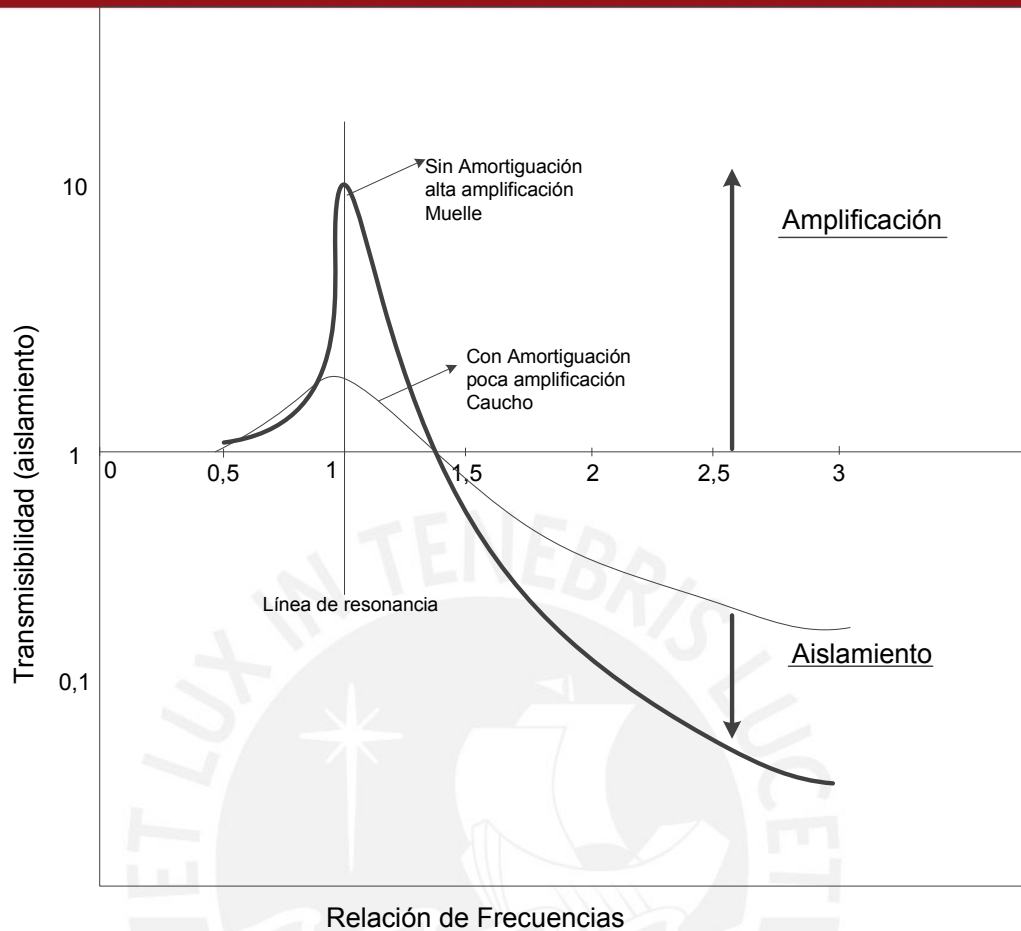


Figura 2.6 Respuesta de amplitud de un sistema, transmisibilidad, aislamiento y atenuación de vibraciones.

2.1.5. MODOS DE VIBRACIÓN DE UNA CIMENTACIÓN TIPO BLOQUE.

Una cimentación Tipo Bloque tiene en general seis grados de libertad, por lo tanto seis frecuencias naturales (cada frecuencia corresponde a cada modo de vibración). Tres de ellas son de traslación y tres de rotación a lo largo de los tres principales ejes (Figura 2.7). Por consiguiente, bajo la influencia de fuerzas y momentos superpuestos, un bloque de concreto rígido puede vibrar en los modos: Traslación a lo largo del eje Z (vibración vertical), traslación a lo largo del eje X (vibración horizontal lateral), traslación a lo largo del eje Y (vibración horizontal longitudinal), rotación alrededor del eje X (cabeceo o inclinación), rotación alrededor del eje Y (cabeceo u oscilación), rotación alrededor del eje Z (torsión).

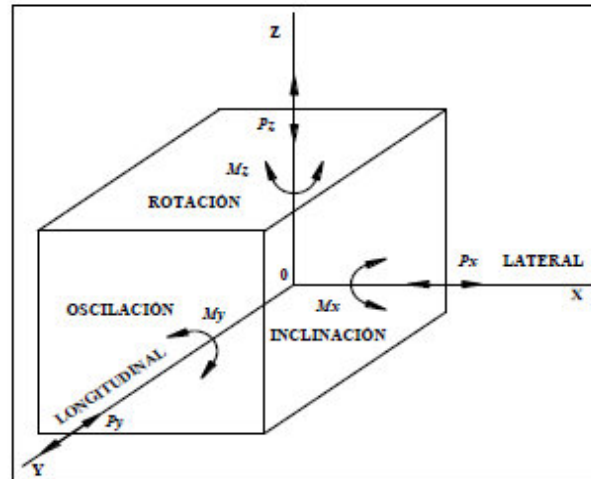


Figura 2.7 Modos de vibración de una cimentación tipo bloque

De los seis modos, el traslacional a lo largo del eje Z y la rotación alrededor del eje Z pueden ocurrir independientemente de cualquier otro movimiento; no siendo el caso la traslación a lo largo de los ejes X o Y y la correspondiente rotación alrededor de los ejes X o Y, respectivamente, siempre ocurren juntas y se llaman modos acoplados. En consecuencia, en el análisis de cimentaciones de bloque, se consideran cuatro tipos de movimientos; de los cuales dos (la traslación a lo largo del eje Z y la rotación alrededor del eje Z) son independientes, y los otros dos (la traslación a lo largo del eje X y la rotación alrededor del eje Y y viceversa) son acoplados y ocurren simultáneamente.

2.2. RESPUESTA EN FRECUENCIA

Para el análisis dinámico de la cimentación de la chancadora se considera una respuesta en estado estable, de un sistema mecánico de un grado de libertad con excitación senoidal o armónica. De especial interés es la magnitud y fase de la respuesta versus la frecuencia de excitación. Por esta razón, la respuesta en estado estable o permanente es llamada respuesta en frecuencia.

2.2.1. EXCITACIÓN ARMÓNICA

En la figura 2.8 el sistema de un grado de libertad montado en una cimentación fija está sujeto a una excitación armónica. La ecuación del movimiento del sistema es:

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = F_0 \text{ sen } \omega t \quad (2.2)$$

La respuesta en estado estable del sistema es:

$$x_{ss}(t) = X \text{ sen}(\omega t + \phi) \quad (2.3)$$

Donde la magnitud X y el ángulo de fase ϕ están dados por:

$$X = \frac{F_0}{k} H(\omega), \quad \phi = -\tan^{-1}\left(\frac{c\omega}{k - m\omega^2}\right) \quad (2.4)$$

Con $H(\omega)$ como factor de amplificación de la forma:

$$H(\omega) = \frac{X}{F_0/k} = \frac{1}{\sqrt{(1 - \omega^2/\omega_n^2)^2 + 4\xi^2\omega^2/\omega_n^2}} \quad (2.5)$$

Introduciendo el ratio de frecuencia $r = \omega/\omega_n$, el factor de amplificación puede reescribirse:

$$H(\omega) = \frac{1}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + 4\xi^2 r^2}} \quad (2.6)$$

También, para una excitación armónica $F_0 \text{ sen}(\omega t + \theta_0)$, la respuesta en estado estable del sistema es:

$$x_{ss}(t) = X \text{ sen}(\omega t + \theta_0 + \phi) \quad (2.7)$$

Con la magnitud X y el ángulo de fase ϕ dado en la ecuación (2.3)

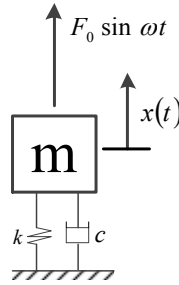


Figura 2.8 Un sistema sujeto a excitación armónica.

Para un sistema sub-amortiguado con un factor de amortiguamiento $\xi < \sqrt{2}/2$, la magnitud de su respuesta en frecuencia pico a $\omega_p = \sqrt{1 - 2\xi^2} \omega_n$, con el valor máximo:

$$X_{\max} = \frac{F_0}{k} H(\omega_p) = \frac{F_0}{k} \frac{1}{2\xi\sqrt{1-\xi^2}} \quad (2.8)$$

Para $\xi \geq \sqrt{2}/2$, la magnitud de la respuesta en frecuencia pico a $\omega = 0$, con el máximo valor F_0/k .

Concepto Transmisibilidad - Fuerza: En el diseño de estructuras y maquinas, la fuerza aplicada a la cimentación a través de un resorte o amortiguador es de interés. La fuerza total transmitida a la cimentación es:

$$F_{trans}(t) = kx(t) + c\dot{x}(t) \quad (2.9)$$

La cual, en un estado estable, está dada por:

$$F_{trans}(t) = kX \text{sen}(\omega t + \phi) + c\omega X \text{cos}(\omega t + \phi) \quad (2.10)$$

La magnitud de la fuerza transmitida es:

$$F_T = X\sqrt{k^2 + c^2\omega^2} = \frac{F_0}{k} \sqrt{k^2 + c^2\omega^2} H(\omega) \quad (2.11)$$

La transmisibilidad fuerza está definida como el cociente de la magnitud de la fuerza transmitida y la fuerza aplicada, a saber:

$$T_f = \frac{F_T}{F_0} = \frac{1}{k} \sqrt{k^2 + c^2 \omega^2} H(\omega) = \frac{\sqrt{1 + 4 \xi^2 r^2}}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + 4 \xi^2 r^2}} \quad (2.12)$$

Donde $r = \omega/\omega_n$

La transmisibilidad fuerza T_f es usada en aislamiento de estructuras y maquinas.

2.2.2. EXCITACIÓN EN LA BASE:

En la figura 2.9, el sistema masa-amortiguador-resorte está sujeto a una excitación armónica en la base (cimentación), $y(t) = Y \sin \omega t$. La ecuación del movimiento del sistema es:

$$m \ddot{x}(t) = -c(\dot{x}(t) - \dot{y}(t)) - k(x(t) - y(t)) \quad (2.13)$$

o

$$m \ddot{x}(t) + c \dot{x}(t) + kx(t) = Y(c\omega \cos \omega t + k \sin \omega t)$$

La respuesta en estado estable del sistema es:

$$x_{ss}(t) = X \sin(\omega t + \phi) \quad (2.14)$$

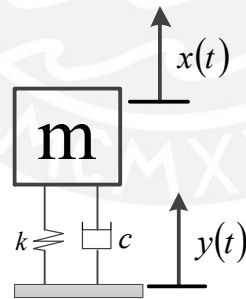


Figura 2.9 Un sistema sujeto a una excitación armónica en la base.

Donde la magnitud y fase son:

$$X = Y \frac{\sqrt{k^2 + (c\omega)^2}}{\sqrt{(k - \omega^2 m)^2 + c^2 \omega^2}} \quad (2.15)$$

$$\phi = \tan^{-1}\left(\frac{c\omega}{k}\right) - \tan^{-1}\left(\frac{c\omega}{k - m\omega^2}\right) \quad (2.16)$$

En estado estable la magnitud pico de la frecuencia es:

$$\omega_p = \frac{\omega_n}{2\xi} \sqrt{\sqrt{1+8\xi^2} - 1} \quad (2.17)$$

Con el valor máximo:

$$X_{\max} = X \Big|_{\omega=\omega_p} = Y \frac{\sqrt{k^2 + (c\omega_p)^2}}{\sqrt{(k - \omega_p^2 m)^2 + c^2 \omega_p^2}} \quad (2.18)$$

Concepto Transmisibilidad - Desplazamiento: T_d es el cociente de la magnitud del desplazamiento de la masa al del la base excitada, esto es:

$$T_d = \frac{X}{Y} = \frac{\sqrt{k^2 + (c\omega)^2}}{\sqrt{(k - \omega^2 m)^2 + c^2 \omega^2}} = \frac{\sqrt{1+4\xi^2 r^2}}{\sqrt{(1-r^2)^2 + 4\xi^2 r^2}} \quad (2.19)$$

Donde $r = \omega/\omega_n$

La transmisibilidad desplazamiento T_d es usada en aislamiento de estructuras y maquinas.

Teniendo en cuenta el **Concepto Transmisibilidad - Fuerza:** La fuerza total transmitida a la masa vibrante que es causada por la excitación de la base es:

$$F_{trans}(t) = -k(x(t) - y(t)) - c(\dot{x}(t) - \dot{y}(t)) \quad (2.20)$$

$$= m \ddot{x}(t) = -m\omega^2 X \text{sen}(\omega t + \phi) \quad (2.21)$$

Donde la ecuación A, ha sido usada. La transmisibilidad fuerza es un cociente de la magnitud de la fuerza transmitida y kY , donde Y es la amplitud de la excitación en la base. De esta manera:

$$T_f = \frac{F_t}{kY} = \frac{m\omega^2 X}{kY} = \frac{r^2 \sqrt{1+4\xi^2 r^2}}{\sqrt{(1-r^2)^2 + 4\xi^2 r^2}} \quad (2.22)$$

2.2.3. RESPUESTA BAJO MASA GIRATORIA DESBALANCEADA:

Un esquema de masa giratoria desbalanceada, la cual es frecuentemente encontrada en maquinas rotativas es mostrada en la figura 2.10, donde la maquina con masa “m”, y velocidad de rotación “ ω ”, tiene una masa desbalanceada “ m_0 ”, a una distancia “e” del centro de rotación.

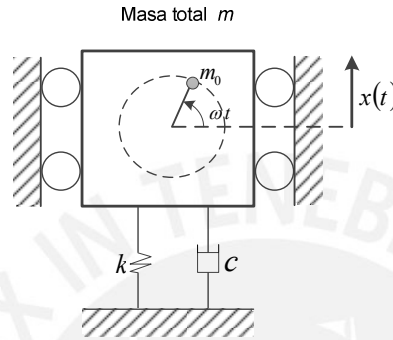


Figura 2.10 Sistema con masa giratoria desbalanceada.

El soporte o base de la maquina es modelada como un resorte y amortiguador. Se asume que la maquina está restringida solo a movimiento vertical $x(t)$ del centro de rotación de la maquina, sistema de un solo grado de libertad, que es gobernado por:

$$m \ddot{x}(t) + c \dot{x}(t) + kx(t) = m_0 e \omega^2 \sin \omega t \tag{2.23}$$

La solución para el estado estable de la ecuación (2.23) es:

$$x_{ss}(t) = X \sin(\omega t + \phi) \tag{2.24}$$

Donde la magnitud y fase son:

$$X = \frac{m_0 e \omega^2}{\sqrt{(k - m \omega^2)^2 + c^2 \omega^2}} = \frac{m_0 e}{m} \frac{r^2}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + 4 \xi^2 r^2}} \tag{2.25}$$

$$\phi = -\tan^{-1}\left(\frac{c \omega}{k - m \omega^2}\right) = -\tan^{-1}\left(\frac{2 \xi r}{1 - r^2}\right) \tag{2.26}$$

Con:

$$r = \omega / \omega_n \quad 0 < \xi < \sqrt{2} / 2 \tag{2.27}$$

La magnitud pico en:

$$\omega_p = \omega_n / \sqrt{1 - 2\xi^2} \quad (2.28)$$

El desplazamiento:

$$X_{\max} = \frac{m_0 e}{m} \frac{1}{2\xi\sqrt{1-\xi^2}} \quad (2.29)$$

Para $\xi \geq \sqrt{2}/2$, la magnitud no tiene un máximo en una frecuencia finita, y crece desde cero en $\omega = 0$ a 1 con $\omega \rightarrow \infty$.

Concepto Transmisibilidad - Fuerza: La fuerza transmitida a la cimentación debido a la masa giratoria desbalanceada es:

$$F_{\text{trans}}(t) = kX \sin(\omega t + \phi) + c\omega X \cos(\omega t + \phi) \quad (2.30)$$

Donde X está dada en la ecuación (2.25). La magnitud de la fuerza transmitida es:

$$F_T = \sqrt{k^2 + c^2\omega^2} \quad (2.31)$$

La transmisibilidad - fuerza T_f es el cociente de la magnitud de la fuerza transmitida a la de la fuerza de excitación causada por la masa giratoria desbalanceada, a saber:

$$T_f = \frac{F_T}{m_0 e \omega^2} = \frac{\sqrt{1 + 4\xi^2 r^2}}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + 4\xi^2 r^2}} \quad (2.32)$$

Es necesario notar que la transmisibilidad fuerza aquí es la misma a la dada en la ecuación (2.12).

Como se puede observar en la figura 2.11, y era de prever, en la zona de frecuencias vecina a la resonancia (para sistema de 1GDL), la transmisibilidad y, por consiguiente, la fuerza transmitida a la cimentación, es muy grande, por lo menos para amortiguaciones débiles. Esto en general trata de evitarse, ya que una fuerza alternante grande aplicada a dicha cimentación de una máquina, la destruye rápidamente. Si la frecuencia de excitación ω corresponde a la frecuencia de trabajo, es conveniente

diseñar la suspensión de la máquina de manera que $r = (\omega/\omega_n)$ tenga un valor superior a $\sqrt{2}$

En la figura 2.11, cuando $Tr < 1$, la cimentación queda protegida. En el caso de que haya que trabajar en la zona $r < \sqrt{2}$ y también para la fase transitoria de puesta en marcha, conviene contar con una amortiguación adecuada.

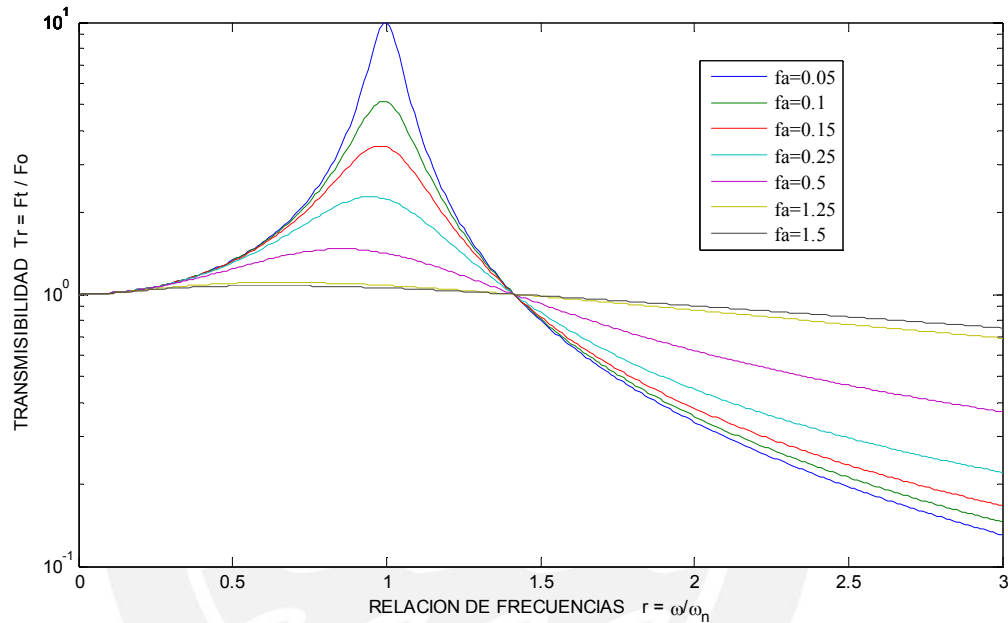


Figura 2.11 Gráfica de transmisibilidad Vs. Relación de frecuencias.

2.3. AISLAMIENTO DE VIBRACIONES

Aislamiento de las vibraciones es una técnica muy utilizada para la reducción de las vibraciones no deseadas o supresión en estructuras y máquinas. Con esta técnica, el equipo o sistema de interés está aislado de la fuente de la vibración, a través de la inserción de un elemento elástico o de aislamiento. Hay varios tipos de aisladores, incluyendo resortes metálicos, soportes de caucho, y soportes neumáticos. El aislamiento de las vibraciones se aplica generalmente en las dos situaciones siguientes:

- Aislar un sistema que vibra de la base que lo soporta, para que dicha base no sufra aceleración y/o no transmita la vibración a su entorno. Ver figura 2.12.

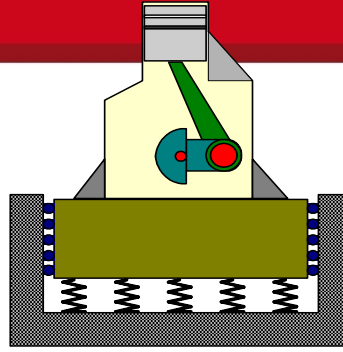


Figura 2.12 Motor de combustión interna.

- Aislar el sistema mecánico en estudio, de la base que lo soporta y que está vibrando, que puede ser un equipo o instrumento delicado, protegido por el movimiento de su base (excitaciones sísmicas). Ver figura. 2.13.

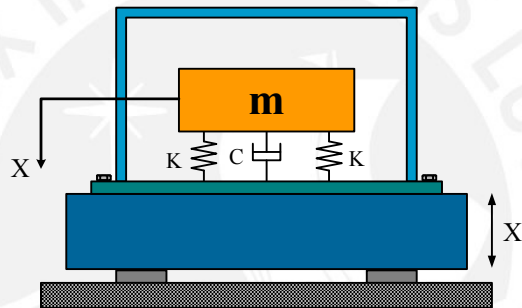


Figura 2.13 Mesa vibrante.

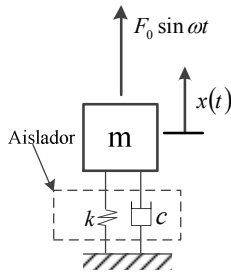
El aislamiento es una medida que permite bien reducir significativamente cualquier transmisión de fuerzas periódicas, aleatorias o de choques entre una máquina y las estructuras de su alrededor, o bien proteger a las personas y máquinas, instrumentos, edificios sensibles de las vibraciones transmitidas por sus alrededores.

Un sistema de aislamiento de vibraciones puede ser activo o pasivo, dependiendo de que si se precisa una fuente externa de potencia o no para que lleve a cabo su función.

Un control pasivo está formado por un elemento elástico (que incorpora una rigidez) y un elemento disipador de energía (que aporta un amortiguamiento), Entre los aislantes pasivos pueden ser: un muelle metálico, un corcho, un fieltro, un resorte neumático, un elastómero, etc. Un control activo de vibración está formado por un servomecanismo que incluye un sensor, un procesador de señal y un actuador.

Tabla 2.1: Tres problemas del aislamiento de vibraciones

1. Excitación Externa



Fuente de Vibración:

$$F(t) = F_0 \text{ sen } \omega t$$

Que proteger:

Cimentación

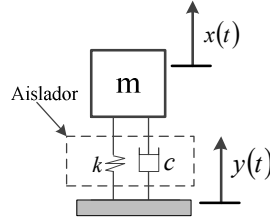
Transmisibilidad: Fuerza

$$T_f = \frac{\sqrt{1 + 4\xi^2 r^2}}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + 4\xi^2 r^2}}$$

Guía diseño de aislador:

$$T_f < \text{Valor deseado}$$

2. Excitación de la base



Fuente de Vibración:

$$y(t) = Y \text{ sen } \omega t$$

Que proteger:

Masa vibrante

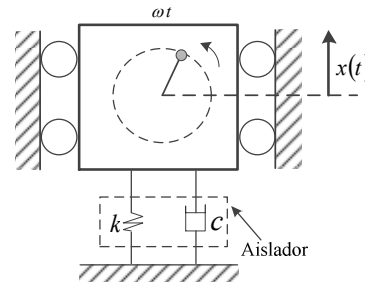
Transmisibilidad: Desplaz.

$$T_d = \frac{\sqrt{1 + 4\xi^2 r^2}}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + 4\xi^2 r^2}}$$

Guía diseño de aislador:

$$T_d < \text{Valor deseado}$$

3. Masa giratoria desbalanceada



Fuente de Vibración:

$$m_0 e \omega^2 \text{ sen } \omega t$$

Que proteger:

Cimentación

Transmisibilidad: Fuerza

$$T_f = \frac{\sqrt{1 + 4\xi^2 r^2}}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + 4\xi^2 r^2}}$$

Guía diseño de aislador:

$$T_f < \text{Valor deseado}$$

La Tabla 2.1 muestra a tres problemas de aislamiento de vibraciones que se definen de acuerdo a las fuentes de vibración, es decir, la excitación externa, la excitación de base, y el desequilibrio de rotación. Los aisladores de estos problemas se modelan como un par de resortes y amortiguadores. La respuesta en estado estacionario y transmisibilidades en estos problemas se han dado en las secciones anteriores. Tener en cuenta que T_f y T_d listados en la Tabla 2.1 tienen la misma expresión matemática, aunque sus indicaciones físicas son diferentes. En cada uno de estos problemas, los parámetros c y k de un aislador están diseñados de tal manera que la transmisibilidad de la fuerza o el desplazamiento es inferior a un valor deseado.

2.3.1 CONSIDERACIONES PRACTICAS SOBRE LA TRANSMISIBILIDAD

Para poder decir que se ha conseguido el aislamiento adecuado, es preciso decir que la transmisibilidad sea < 1 . Puede observarse que ello obliga a que la frecuencia de excitación ω sea, por lo menos, $\sqrt{2}$ veces la frecuencia natural ω_n del sistema.

- Para valores de $r = (\omega/\omega_n) \sim 1$ próximos a la unidad, el sistema actúa no como un aislante, sino como un amplificador, transmitiendo esfuerzos o desplazamientos muy superiores a los originales.
- Para una frecuencia de excitación ω dada, puede reducirse el valor de transmisibilidad disminuyendo la frecuencia natural ω_n del sistema (lo que equivale a aumentar la relación de frecuencias r).
- Por lo que al amortiguamiento se refiere, la transmisibilidad también puede reducirse al disminuir la relación de amortiguamiento ξ , ya que si r es $> \sqrt{2}$, la Transmisibilidad Tr , es pequeña como se muestra en la figura 2.10. Sin embargo, este planteamiento resulta perjudicial si el sistema se ve obligado a pasar por la resonancia, por ejemplo durante las situaciones de arranque y parada. Por ello, en cualquier caso durante el paso por la resonancia, siempre será necesario un cierto amortiguamiento que evite amplitudes de vibración infinitamente grandes o que el tiempo de paso por dicha resonancia sea corto.

2.3.2 AISLADORES

Un aislador previene la transmisión no deseada de la vibración de una estructura o máquina a otros equipos - estructuras, gracias al principio de diferencias entre las frecuencias forzantes de la vibración y la frecuencia natural del mecanismo del aislador.

Uno de los puntos clave, es que al instalar los aisladores entre una máquina y el suelo u otra estructura, no se reducirá la vibración dentro de la máquina; al contrario,

aumentará los niveles de vibración en la mayoría de las máquinas cuando están soportados en los aisladores aproximadamente en un 20% a 40% [I-1]. En cambio, reducirá la transmisión de vibración de esta máquina a las estructuras circundantes, o por otro lado, reducirá la vibración entrante de otras fuentes a la máquina o estructura. En ambos casos, el uso de aisladores crea un sistema masa-resorte cuya respuesta dinámica está influenciada por las características de la fuente de vibraciones, las características dinámicas de la máquina, la estructura en la que está montada y las características de los elementos elásticos y de amortiguamiento.

Con el fin de seleccionar aisladores adecuados e instalar correctamente el aislamiento de la fuente, es necesario un intercambio de información entre el fabricante de la máquina, el suministrador del aislador y el usuario de la máquina.

La clave para la instalación óptima de un sistema de aislamiento radica en ubicar la menor frecuencia forzante de mayor amplitud y diseñar el sistema de aislamiento alrededor de esta menor frecuencia de considerable amplitud. La otra clave es que asumiendo un sistema de simple grado de libertad (masa con su resorte) y seleccionando el aislador para que “aisle” la frecuencia más baja de considerable amplitud, este sistema de aislamiento, “aislará” las frecuencias más altas.

Una buena regla para especificar los aisladores de vibración apropiados es que ningún aislamiento efectivo tiene lugar hasta que la frecuencia forzante más baja (ω) es por lo menos 1.414 veces la frecuencia natural del aislador (ω_n). Una buena recomendación implica que la frecuencia forzante sea al menos tres (3) veces la frecuencia natural del aislador (isolator), con ello, podríamos aislar un 89% de la vibración.[I-1, I-4]

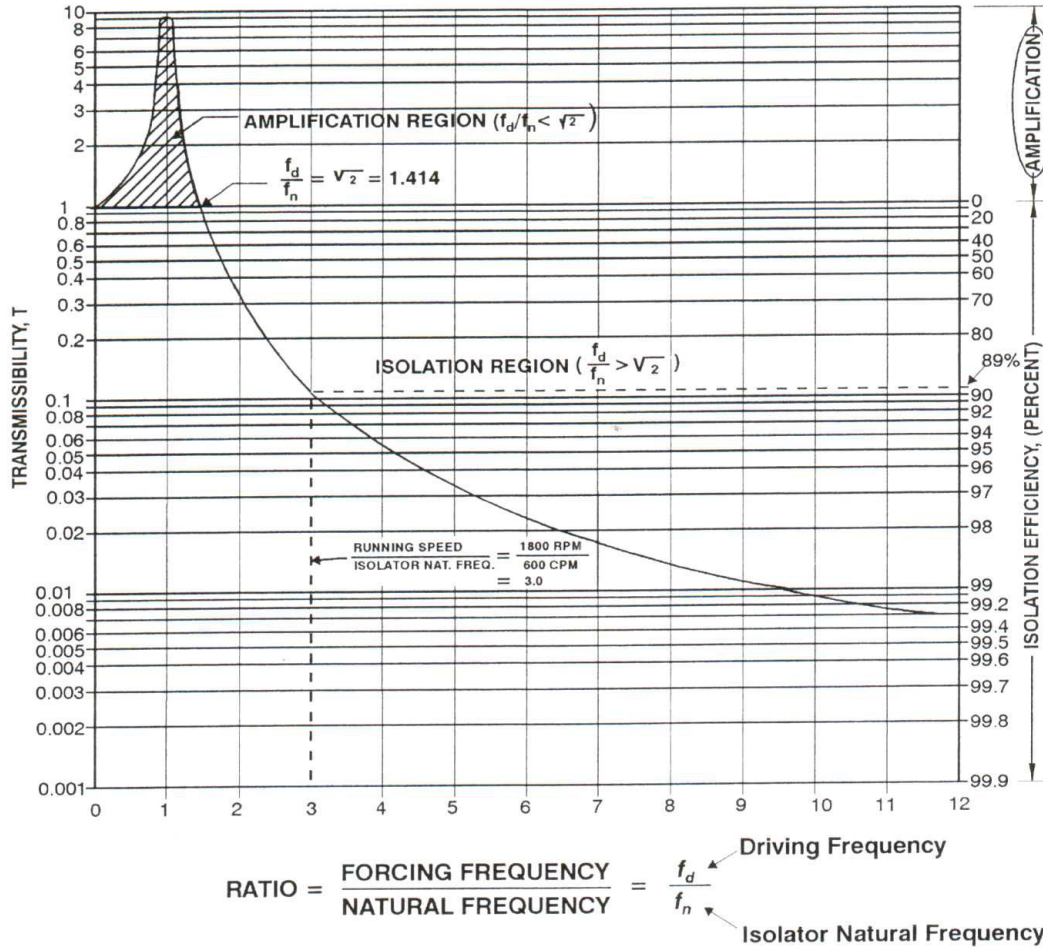


Figura 2.14 Curva teórica de eficiencia de aislamiento y transmisibilidad de vibraciones (factor de amortiguamiento asumido = 0.05) [I-1]

2.3.3 FACTORES QUE AFECTAN EN LA SELECCIÓN DE UN AISLADOR DE VIBRACIONES.

La rigidez y el amortiguamiento son las propiedades básicas de un aislador que determinan su uso en un sistema diseñado para proporcionar el aislamiento de vibración. Estas propiedades usualmente son encontradas en la literatura del fabricante de dicho aislador. Sin embargo, otros factores importantes deben considerarse en la selección de un aislador son:

A. EL TIPO Y DIRECCIÓN DEL DISTURBIO.

La fuente de un disturbio dinámico (la sacudida o la vibración) influencia la selección de un aislador en diferentes formas, ya sea para aislar la fuente del disturbio o aislar los efectos que ocasionan del disturbio.

- **EL TIPO DE DISTURBIO.**

El ambiente dinámico puede ser delineado en tres categorías:

- La vibración periódica.
- La vibración aleatoria (Random), que es la existencia simultánea de cualquier vibración con diferentes frecuencias y amplitudes, así como en diferentes relaciones de fase, como por ejemplo el ruido.
- El fenómeno transitorio (la sacudida).

La atenuación de la sacudida implica el almacenamiento por los aisladores de la energía dinámica que entra en colisión en la estructura del soporte y seguidamente la liberación de energía sobre un período de tiempo más largo a la frecuencia natural del sistema. Al seleccionar un aislador nos aseguramos de:

- Que haya suficiente espacio para la deflexión del aislador y así poder acomodarse al máximo movimiento esperado del ambiente dinámico.
- Que la capacidad de carga del aislador no sea excedida.

- **LA DIRECCIÓN DEL DISTURBIO.**

Un factor que debe considerarse en la selección de un aislador son las direcciones (los ejes) en que se produce la falla. La rigidez horizontal no afecta significativamente el movimiento del aislador en la dirección vertical. Tal rigidez horizontal se suma a la estabilidad lateral de la instalación.

B. LA RESPUESTA ADMISIBLE DE UN SISTEMA AL PRODUCIRSE LA FALLA.

La respuesta admisible de un sistema está definida como la vibración y los desplazamientos máximos debido a tales disturbios. Dicha respuesta admisible puede ser expresada en cualquiera de las siguientes formas:

- Aceleración máxima de la carga.
- Especificar la frecuencia natural del sistema y la máxima transmisibilidad a la frecuencia.
- Máxima aceleración, velocidad o desplazamiento admisible sobre un rango de frecuencia.
- El nivel admisible de vibración en alguna frecuencia crítica.
- Máximo desplazamiento debido a la carga de choque (sacudida).

C. EL ESPACIO Y POSICIONES DISPONIBLES PARA AISLADORES.

El tamaño del aislador depende de la naturaleza y magnitud de las posibles fallas dinámicas y la carga que soporta.

La posición de los aisladores es de suma importancia para la dinámica del equipo montado sobre ellos. La regla general es:

“La distancia entre el aislador y el centro de gravedad debería ser igual o menor que la tercera parte del espacio mínimo entre aisladores. Esto ayuda a minimizar la inestabilidad del equipo y la alta tensión resultante en los aisladores”.

D. EL PESO Y EL CENTRO DE GRAVEDAD DEL EQUIPO SOPORTADO.

La posición del centro de gravedad es necesaria para calcular la carga suspendida en cada aislador. Es mejor conservar el equipo estáticamente balanceado, con las mismas deflexiones en todos los aisladores. Es preferible usar el mismo aislador en todas las posiciones, escogiendo dichas posiciones tal que las cargas estáticas (y las

deflexiones) sean iguales. El tamaño del equipo y la distribución de masa son importantes en los análisis dinámicos del sistema aislado.

E. EL ESPACIO DISPONIBLE PARA MOVIMIENTO DEL EQUIPO.

La elección de un aislador puede depender del espacio disponible (comúnmente llamado espacio de balanceo). La constante de rigidez del aislador debería estar seleccionada cuidadosamente a fin de que el movimiento del equipo este dentro de un espacio definido. El desplazamiento causado por el movimiento del sistema debe ser considerado como la suma de:

- La deflexión estática debido al peso suspendido en cada aislador.
- La deflexión causada por el comportamiento dinámico del sistema.
- La deflexión debido a cualquier aceleración del sistema.

Si hay un problema de movimiento excesivo de la masa soportada en cada aislador, entonces es necesario el uso de un amortiguador. Puede ser un elemento de compresión elastomérico.

F. EL MEDIO AMBIENTE.

Se debe considerar el ambiente en el cual el aislador va a ser usado, dicho ambiente afecta en su selección de dos formas:

- Algunas condiciones ambientales pueden degradar la integridad física del aislador y la pueden hacer poco funcional.
- Algunas condiciones ambientales pueden cambiar las características operativas de un aislador, sin causar daño permanente. Por ejemplo, las respuestas de frecuencia podrían alterarse significativamente con cambios en la temperatura ambiental.

G. LOS MATERIALES DISPONIBLES DEL AISLADOR.

Los aisladores de vibración están disponibles en una gran variedad de materiales y las configuraciones se ajustan de acuerdo a la situación. El tipo de aislador es seleccionado para la carga y las condiciones dinámicas bajo las cuales debe funcionar. El material del cual el aislador está hecho, depende en gran medida de la condición ambiental y del comportamiento dinámico del sistema. Actualmente la mayor parte de aisladores son elastoméricos. [ver sección 2.3.5]

H. LA VIDA ÚTIL DESEADA.

El tiempo esperado de vida útil de un aislador puede afectar el tipo y el tamaño para la selección de dicho aislador. En general, los datos empíricos se usan para estimar la vida operativa de un aislador. Asimismo las descripciones exactas de los comportamientos dinámicos y el ambiente de operación son necesarios para realizar una estimación de la vida útil del aislador. El conocimiento del material específico y los factores de diseño de un aislador son necesarios para realizar una estimación de su vida útil a falla por fatiga.

I. REQUISITO PARA UNA OPERACIÓN SIN ERRORES.

Muchas partes del equipo deberían estar montadas sobre aisladores, en los cuales el equipo permanece apoyado en el caso de alguna avería mecánica del aislador, hasta que puede ser remplazado. Esta operación puede ser provista por un inter bloqueo metal-metal, o puede estar previsto por amortiguadores.

J. LA INTERACCIÓN CON LA ESTRUCTURA SOPORTE.

Las características de la estructura del soporte también pueden afectar a la selección de aisladores. Generalmente una mayor la deflexión debe tener un mayor aislamiento. El aislador funciona lo suficientemente suave para dar amplitudes relativas de vibración sin generar fuerzas excesivas y transmitir las a la estructura

soporte. A menudo asumimos, para la selección de aisladores de vibración, que la estructura soporte es una masa rígida con rigidez infinita. Para lograr la eficiencia máxima del aislador seleccionado, la constante de rigidez de la estructura soporte debería ser al menos 10 veces la constante de rigidez del aislador apoyado sobre ella. Esto asegurará que al menos 90 % de la constante de rigidez total de sistema es contribuida por los aisladores y sólo el 10 % por la estructura soporte.

2.3.4 AMORTIGUAMIENTO

Las respuestas dinámicas de las máquinas y estructuras son principalmente gobernadas por las siguientes tres propiedades: la masa, la rigidez (stiffness) y el amortiguamiento (damping). Amortiguar es dispersar la energía vibracional, ya sea con el movimiento o con el tiempo, convirtiendo esta energía de movimientos mecánicos a otros tipos de energía, principalmente en calor. Por consiguiente, la medida de amortiguar una estructura o maquina revela su habilidad de liberar la vibración con el tiempo y distancia. Un sistema muy bien amortiguado reducirá drásticamente las vibraciones, los esfuerzos, la fatiga y el ruido.

El problema con el amortiguamiento es que al incrementarse, reduciremos la capacidad del aislamiento. Los tratamientos de amortiguamiento son eficaces, cuando la estructura donde se instalan está vibrando a su frecuencia resonante o cerca de ella.

Los elementos con alto amortiguamiento tienen la característica que absorben parte de la energía de vibración que les llega, luego si se da el fenómeno de la resonancia ($\omega = \omega_n$), parte de esa energía la absorben disminuyendo sus efectos negativos. Por el contrario, los elementos de baja amortiguación, en casos de resonancia amplifican la vibración sin absorber energía.

Amortiguadores: Se dividen en amortiguadores que utilizan el amortiguamiento entre los cuerpos rígidos (amortiguadores por fricción) y amortiguadores que utilizan el

intercambio energético en medio líquido (amortiguadores líquidos) o gaseoso. Las características de fuerza-velocidad pueden hacerse independientes de la velocidad, ascendentes, lineales o descendentes. Cuando se utilizan amortiguadores por fricción, debe prestarse atención al riesgo de problemas de ruido transmitido por la estructura. Los amortiguadores de líquido viscoso son los principales tipos de amortiguadores utilizados en combinación con los muelles para el aislamiento de las vibraciones de las máquinas. Los amortiguadores viscosos son particularmente adecuados para grandes amplitudes de vibración de bajas a medias frecuencias. Por tanto, el amortiguador es capaz de reducir las vibraciones en los seis grados de libertad.

2.3.5 MUELLES ELASTOMÉRICOS

Por su deformabilidad elástica y su pequeño módulo de Young, los elastómeros son materiales apropiados para muelles. Comparados con los muelles metálicos, presentan un mayor amortiguamiento. Las características como la rigidez y el amortiguamiento dependen de la selección del material básico y de los componentes de la mezcla de materiales, así como de la forma del muelle. También, están afectadas por condiciones ambientales como la temperatura. El envejecimiento a largo plazo depende en gran parte de la composición del material. El material tiene propiedades visco elásticas. En los muelles elastoméricos normalmente son distintas la rigidez estática y la rigidez dinámica, siendo mayor la dinámica que la estática. Sólo deberían calcularse las frecuencias naturales del sistema aislado a partir de la rigidez dinámica. Cuando se utilizan los muelles elastoméricos, pueden obtenerse frecuencias naturales verticales de 6 Hz a 20 Hz.

En general, la curva de deformación bajo carga de los muelles no es lineal, pero en la práctica puede linealizarse para la carga de servicio. Los siguientes factores juegan un papel importante en la capacidad de carga y en la durabilidad de los muelles

elastoméricos: el material y la mezcla de materiales, el diseño del muelle, la carga estática, la carga dinámica, la amplitud de las vibraciones y la frecuencia del sistema vibrante.

También pueden utilizarse los muelles elastoméricos como elementos separados, en múltiples placas o mallas. El diseño preciso de los muelles elastoméricos se determina mediante el tipo de carga (fuerzas de compresión, fuerzas de cortadura, momentos de torsión, momentos de flexión, o combinación de estos factores). Para cargas de compresiones grandes y distribuidas, se utilizan habitualmente los muelles elastoméricos en forma de placas o mallas. Normalmente, para estas aplicaciones, las frecuencias naturales verticales son superiores a 12 Hz.

Tabla 2.2: Relación entre dureza del caucho y otras propiedades

Rubber Hardness (IRHD ± 2)	Young's Modulus, E (MPa)	Shear Modulus, G (MPa)	Material Constant, k	Minimum Elongation at Break (%)
35	1.18	0.37	0.89	650
40	1.50	0.45	0.85	600
45	1.80	0.54	0.80	600
50	2.20	0.64	0.73	500
55	3.25	0.81	0.64	500
60	4.45	1.06	0.57	400

Fuente: De Silva, Clarence, "Vibration and Shock Handbook", CRC Press, USA, 2005.

2.4 INFORMACIÓN QUE DEBE SUMINISTRAR EL FABRICANTE DE LA MÁQUINA

El fabricante debe proporcionar al usuario información para garantizar un correcto montaje e instalación. Tendrá que proporcionar información relativa a la máquina y al aislamiento.

2.4.1 CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DE LA MÁQUINA

En esta parte debe incluirse:

- a) **Un plano de la máquina con:**

- La configuración y la instalación de la máquina y, si es conveniente, la cimentación intermedia indicada por el fabricante de la misma.
 - Las dimensiones globales.
 - El peso total, la localización del centro de gravedad y la inercia rotacional.
 - Especificaciones relativas al tamaño de los pernos de anclaje y a las conexiones especiales que sirvan para fijar la máquina. Debe indicarse en el plano, las localizaciones de las fijaciones, taladros roscados, tolerancias y cualquier consideración particular del material.
 - La identificación y dirección de los tres ejes ortogonales con origen en el centro de gravedad de la máquina a aislar, colocada según la orientación elegida.
 - La orientación normal de la máquina con respecto a la vertical. Debe indicarse la dirección de los choques y vibraciones principales y los posibles puntos de montaje de la estructura. Estos puntos frecuentemente determinan el sistema de aislamiento en relación con la orientación, centro de gravedad, etc.
- b) Excitación de la vibración:** Para garantizar una instalación y utilización segura de la máquina, debe describirse la excitación en vibración que genera, caracterizada por la fuerza y pares de excitación en función de la frecuencia o del tiempo:
- Fuerzas y pares inherentes en función de la frecuencia de rotación.
 - Fuerzas y pares residuales en función de la frecuencia de rotación después del equilibrado.
 - Fuerzas y pares originados por las masas alternativas.
 - Acoplamientos del par de reacción.
 - Frecuencias de los fenómenos aerodinámicos (por ejemplo en ventiladores).
 - Fuerzas y frecuencias electromagnéticas asociadas con las máquinas rotativas eléctricas o los transformadores.

c) Especificaciones particulares: Las características particulares de los equipos deben figurar en la descripción de la máquina y en los planos. Entre ellas están:

- Las conexiones eléctricas, conductos, canalizaciones o tuberías que puedan modificar la respuesta mecánica del sistema de montaje (tipo, tamaño, rigidez...).
- Las fuerzas y los momentos aplicados externamente.
- Las zonas de acceso requeridas.
- La tolerancia mínima necesaria para la circulación del aire de refrigeración. Debe indicarse en el plano cualquier gradiente de temperatura que podría afectar al funcionamiento del aislador y debe darse el rango de temperatura esperado.
- Cuando sea necesario, la tolerancia máxima entre el equipo y la cimentación.

d) Características eléctricas: Deben figurar en el plano, las disposiciones previstas para la puesta a tierra y sus especificaciones aplicables.

e) Especificaciones particulares para la estabilidad mecánica: Deben darse las especificaciones particulares para la estabilidad mecánica. Por ejemplo, es necesario prestar especial atención a los equipos que posean un centro de gravedad elevado o variable y que estén soportados por aisladores colocados debajo del centro de gravedad o que estén sometidos a empujes laterales no compensados.

2.4.2 CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DEL SISTEMA DE AISLAMIENTO

Por otro lado, debe también incluir la información correspondiente a los características físicas del sistema de aislamiento, como:

a) Datos de carácter general: El suministrador del sistema de aislamiento debe proporcionar información detallada de las características del mismo: el tipo de sistema, sus materiales, su peso, sus características de nivelación, la rigidez estática de los aisladores, el peso máximo y mínimo en las condiciones de funcionamiento

de la máquina, las dimensiones y localización del aislamiento (por ejemplo un dibujo) y el envejecimiento de los aisladores debido a la carga y al tiempo.

b) Comportamiento dinámico: El suministrador debe describir el comportamiento dinámico longitudinal y rotacional del sistema de aislamiento, en términos de rigidez dinámica. Deben describirse las condiciones ambientales y el valor de la carga bajo las cuales fueron obtenidos los datos de deformación bajo carga y deben darse las tolerancias. Sin embargo, cuando sea necesario, como alternativa, el suministrador puede describir el comportamiento dinámico mediante las características de transmisibilidad medidas bajo una configuración de ensayo descrita de forma detallada. El comportamiento dinámico puede relacionarse con las variaciones de los siguientes parámetros de entrada: frecuencia de resonancia en función de la carga, amplitud, temperatura y amortiguamiento. En cualquier caso, el suministrador debe describir la eficacia del aislamiento en las tres direcciones principales, indicando las frecuencias aplicables.

c) Durabilidad: El suministrador debe dar información sobre la durabilidad o mejor sobre el cambio de características físicas como:

- El límite de duración asociado con las deformaciones y choques repetidos.
- Cuando sea necesario, los datos de elongación (deformación permanente) y cómo se han obtenido.
- Los efectos del paso del tiempo debido a un almacenamiento en determinados ambientes, teniendo en cuenta las temperaturas máxima y mínima.

d) Condiciones ambientales: El suministrador debe proporcionar la siguiente información de los aisladores con el fin de asegurar una utilización correcta:

- Los límites de temperatura superior e inferior a partir de los cuales el aislador sometido a cargas nominales no ejercerá adecuadamente su función ó sufrirá modificaciones permanentes de sus características.
- La capacidad del aislador para resistir la corrosión o el deterioro causado por factores como humedad, agua, niebla salina, hongos, ozono, aceites, combustibles, vapores corrosivos, sol, etc.
- La capacidad para funcionar en condiciones adversas, por ejemplo en una atmósfera cargada de arena o polvo.
- El ambiente de almacenamiento aceptable.

e) **Datos de mantenimiento:** El suministrador debe dar detalles sobre los requisitos de mantenimiento, inspección periódica y servicio.

2.5 INFORMACIÓN QUE DEBE SOLICITAR EL FABRICANTE DE LA MÁQUINA AL USUARIO

a) **Información técnica sobre la estructura periférica a la máquina:** Debe hacerse una breve descripción de las características técnicas de las ubicaciones propuestas. Esta información debería incluir:

- El tipo de estructura sobre la que debe montarse la máquina (edificio de estructura metálica, edificio de estructura de hormigón, central eléctrica, barco, etc.)
- La localización de la estructura (sala de máquinas, cubierta principal, techo, etc.).
- Los datos de la estructura soporte (naturaleza del suelo, carga permisible de suelo, nivel de la capa freática, frecuencias naturales y movilidad de la estructura soporte, etc.).
- La eficacia del aislamiento o los criterios de aceptación del usuario (el vecindario, por ejemplo un área residencial o áreas industriales, el tipo de máquinas vecinas, por ejemplo máquinas de ensayo, punzonadoras, etc.)

b) Situación de las vibraciones y choques de la estructura periférica: Antes de instalar la máquina debe describirse la situación de las vibraciones y choques de la estructura periférica en los tres ejes del espacio en base a la amplitud de vibración (desplazamiento, velocidad o aceleración), las frecuencias correspondientes y la duración durante la cual se produjeron. Es necesario el registro en función del tiempo, el análisis espectral y otros parámetros descriptivos.

c) Ambiente climático: Cuando sea necesario, el usuario debe suministrar la siguiente información sobre el ambiente climático: los límites de temperatura superior e inferior, la humedad, la presencia de agua, arena o polvo, aceites, disolventes, etc.

2.6 DISEÑO DE CIMENTACIONES DE EQUIPO.

De acuerdo a las recomendaciones de algunos autores y normas, entre ellas la **NORMA PEMEX (Petroleos Mexicanos)**, se debe tener en cuenta que:

a) Las cimentaciones de los equipos se deben diseñar evitando transmitir al terreno esfuerzos superiores a su capacidad de carga, de acuerdo a lo indicado en el estudio de mecánica de suelos.

b) La cimentación será a base de un bloque monolítico de concreto reforzado con pendiente mínima al centro del claro del 1% para evitar encharcamientos; con las dimensiones necesarias para alojar todo el patín (bastidor o chasis), por lo que la forma y dimensiones totales del patín definirán la forma y dimensiones de la cimentación, siempre y cuando el patín sea proporcionado debidamente balanceado.

c) De acuerdo con los planos aprobados del fabricante de los equipos, la cimentación, debe contener las anclas en su posición exacta, previéndose el atiesamiento y rigidización del patín para su montaje de acuerdo con su diseño.

d) Se debe utilizar un lechada nivelador de al menos 25 mm de espesor en la transición entre el patín y la base de concreto.

- e) Todas las cimentaciones deben ser estructuralmente estables por lo que se deben diseñar bajo las condiciones más críticas de carga tomando en cuenta que el factor de seguridad contra volteo debido al momento por cargas laterales, debe ser mayor a 1,5.
- f) Los planos de fabricante de los equipos, deben proporcionarnos, los pesos y dimensiones de los equipos contenidos en el patín, así como sus principales características; se debe solicitar que los patines vengan balanceados tanto para elementos mecánicos estáticos como para dinámicos, y se indiquen los centroides de balance vertical y horizontal, la localización de las anclas y los diámetros necesarios de éstas.

2.6.1 CRITERIOS DE DISEÑO.

- a) Las cimentaciones de los equipos deben sobresalir 30 cm como mínimo, sobre el nivel de piso terminado o nivel del terreno natural, a menos que se indique otra cosa en los planos de proyecto.
- b) La capacidad de carga del terreno y la profundidad mínima de desplante, se debe determinar en función del estudio de mecánica de suelos.
- c) Para equipos pequeños con cargas con peso menor de 1,00 ton, la cimentación, se debe indicar en los planos de detalle, desplantar como mínimo a la profundidad a la que se desplanto el pavimento de concreto que la recibe, sobresaliendo de éste cuando menos 30 cm.

2.6.2 CIMENTACIÓN DE EQUIPO SUJETO A VIBRACIÓN.

- a) La cimentación de los equipos sujetos a vibración, se deben analizar en forma dinámica, tomando en cuenta las características propias del equipo y las propiedades del suelo en el cual se va a cimentar.

b) La elección del tipo de cimentación a emplear en cada caso, se debe hacer tomando en cuenta las recomendaciones contenidas en el estudio de mecánica de suelos. El análisis dinámico de la cimentación debe ser riguroso y el diseño conservador.

c) Los fabricantes de los equipos deben proporcionar los elementos mecánicos estáticos y dinámicos de su análisis y diseño y plasmados en la memoria de cálculo y los planos de fabricación del equipo, para de acuerdo con ellos proceder al análisis y diseño de la cimentación; así como de los sistemas de anclaje entre el equipo y la cimentación.

2.6.3 CRITERIOS GENERALES DE DISEÑO PARA CIMENTACIONES DE BLOQUE.

Para el diseño de cimentaciones de maquinaria, se deben de satisfacer los siguientes criterios generales:

a) Estado límite de falla:

- Estado límite por falla del suelo. El terreno sobre el cual se apoya la cimentación, debe estar libre de presentar cualquier estado de falla cuando este sujeto a las sollicitaciones estáticas y dinámicas producidas por la cimentación que soporta.
- Estado límite por falla de la estructura de la cimentación. La estructura de cimentación debe estar libre de presentar cualquier estado de falla cuando es sometida a las sollicitaciones estáticas y dinámicas producidas por la maquinaria que soporta.

b) Estado límite de servicio:

- Estado límite por vibración de la máquina. La máquina debe estar libre de experimentar en cualquier momento, bajo condiciones de servicio, movimientos mayores a los especificados por el fabricante del equipo.

c) Estado límite por resonancia:

- Las frecuencias de operación de la máquina no deben ser coincidentes con alguna de las frecuencias naturales del sistema máquina – cimentación.

d) Estado límite por transmisión de vibraciones:

- Las vibraciones que la máquina transmita al suelo a través de su cimentación bajo condiciones de servicio, deben estar dentro de un rango que no moleste a personas que requieran permanecer cerca del equipo y tampoco deben afectar el funcionamiento de otras máquinas o estructuras vecinas.

2.6.4 ESPECIFICACIONES DE LOS MATERIALES.

2.6.4.1 CONCRETO.

- a) El concreto debe tener en estado fresco y un peso volumétrico superior a 2,2 ton/m³.
- b) La resistencia del concreto para las cimentaciones, marcos y las columnas para cimentaciones de turbogeneradores debe ser $f^c = 24,517 \text{ MPa}$ (250 kg/cm²) o mayor si lo especifica el diseño.
- c) La resistencia del concreto para las plantillas debe ser $f^c = 9,806 \text{ MPa}$ (100 kg/cm²).

2.6.4.2 ACERO DE REFUERZO.

a) Varillas.

Las varillas deben ser corrugadas de acero con resistencia a la fluencia no menor de $S_y = 411,879 \text{ MPa}$ (4 200 kg/cm²) y cumplir con las especificaciones de las normas vigentes.

b) Estribos.

En trabes y columnas, los estribos deben ser de acero con resistencia a la fluencia no menor de $S_y = 411,879 \text{ MPa}$ (4 200 kg/cm²), y cumplir con las especificaciones de las normas vigentes.

c) Acero estructural.

- **Placas de apoyo.**

Las placas de apoyo de los marcos formados por la superestructura de tipo Industrial, en la cimentación y las placas de apoyo para los equipos, deben ser de acero estructural y cumplir con las especificaciones de las normas vigentes (con la calidad equivalente a ASTM A-36).

- **Anclas.**

a) Las anclas deben ser de acero estructural y cumplir con las especificaciones de la norma vigente (en las calidades equivalentes a ASTM A-36, ASTM A-307 grado A y ASTM A-449).

b) Las roscas y las cabezas de las tuercas deben cumplir con las especificaciones de los documentos normativos vigentes ASME B1.1 (1989) y ASME B18.2.1 (1996); las cabezas de las tuercas deben ser hexagonales de acero y cumplir las especificaciones contenidas en la norma vigente (con la calidad equivalente a ASTM A-307 grado A).

c) Las arandelas deben cumplir con las especificaciones contenidas en la norma vigente (con la calidad equivalente a ASTM A-325).

- **Perfiles.**

a) Los perfiles deben ser de acero estructural y cumplir con las especificaciones de las normas vigentes (con la calidad equivalente a ASTM A-36).

- **Tubos.**

a) Los tubos para uso como pilotes de acero, deben ser sin costura o soldados de acero al carbono formados en frío para uso estructural y cumplir con las especificaciones de las normas vigentes (con la calidad equivalente a ASTM A-500, formados en frío, o ASTM A-501 formados en calor).

2.7 EFECTOS Y NIVELES DE LAS VIBRACIONES SOBRE EL CUERPO HUMANO

Se han asociado diversos trastornos debido a la exposición de vibraciones sobre el cuerpo humano, dentro de un rango específico de frecuencias. La sensibilidad humana a vibraciones de cuerpo completo es más alta para vibraciones verticales entre 4 y 8 Hz y para vibraciones horizontales entre 1 y 2 Hz. Para vibraciones verticales de muy bajas frecuencias (menores de 2 Hz) la mayoría de los órganos y partes del cuerpo se mueven hacia arriba y hacia abajo al unísono.

También se ha observado que se pueden producir dolores de pecho y de abdomen para exposiciones a la vibración en el rango entre 4 y 10 Hz, mientras que los dolores de espalda ocurren entre 8 y 12 Hz. Dolores de cabeza, fatiga visual e irritaciones en el intestino y en la vejiga suelen darse para frecuencias entre los 10 y los 20 Hz.

Con respecto a los valores altos de la amplitud de la vibración, para frecuencias altas de vibración, se ha observado que se pueden producir problemas respiratorios y mareos a un rango entre los 60 y 73 Hz. Asimismo pueden darse náuseas, mareos, malestar, enrojecimiento de la piel y hormigueo a frecuencias de la vibración alrededor de 100 Hz.

Tabla 2.3 Niveles de confort en función de la amplitud de la vibración, para las personas .

Norma ISO 2631-1:1997

Menor de 0.315 m/s ²	No molesta
Entre 0.315 y 0.63 m/s ²	Un poco molesta
Entre 0.5 y 1 m/s ²	Bastante molesta
Entre 0.8 y 1.6 m/s ²	Molesta
Entre 1.25 y 2.5 m/s ²	Muy molesta
Mayor de 2 m/s ²	Extremadamente molesta

CAPITULO III

PRUEBAS EXPERIMENTALES Y DISEÑO DE LA CIMENTACIÓN PARA LA CHANCADORA DE QUIJADA.

3.1 DISEÑO DE LA CIMENTACIÓN.

Para optimizar el desempeño dinámico del sistema de cimentación de la chancadora de quijada se está proponiendo montar esta máquina sobre un bloque rígido de concreto y aisladores para el control de las vibraciones que se generan durante su funcionamiento. Los parámetros iniciales de referencia serán determinados experimentalmente de la cimentación actual de la chancadora, posteriormente se diseñó y construyó una nueva base de cemento con fierro. Según la Norma ACI 351.3R-04, página 27 (American Concrete Institute) una regla de larga data, es que el peso del bloque de cimentación para maquinaria (fundación o base) debe ser por lo menos tres veces el peso de una máquina rotativa y al menos cinco veces el peso de una máquina de movimiento alternativo. Teniendo en cuenta esta norma, considerando a la chancadora como una máquina con movimiento parecido al alternativo y por economía, se construyó un bloque de cimentación de 720 kg., que es más de tres veces el peso de la chancadora (232 kg.). Asimismo, tomando en cuenta el peso específico del concreto (2400 kg/m^3) las dimensiones del bloque es de 1200 x 800 x 310 mm. Construido este bloque se lo utilizó para las pruebas con la chancadora con carga y sin carga, cuya data se mostrara más adelante, con las cuales se realizó el trabajo de gabinete; realizando comparaciones y análisis de la transmisibilidad de fuerzas, seleccionando el aislador adecuado; haciendo el montaje de la chancadora como se muestra en la Figura 3.1.

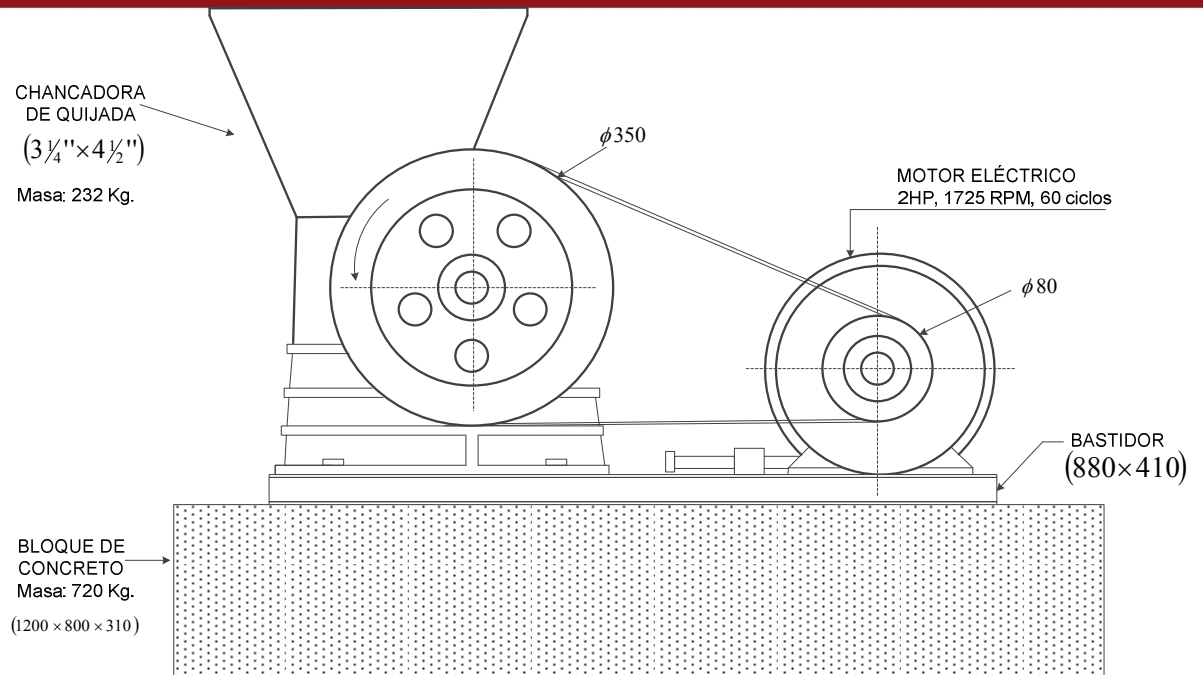


Figura 3.1 CARACTERÍSTICAS DE LA CHANCADORA DE QUIJADA



Figura 3.2 Bloque de cemento y fierro para la cimentación de la Chancadora de Quijada.

3.2 ANÁLISIS DE VIBRACIONES.

Las características de la vibración en la chancadora nos dan información sobre el estado de la máquina, su condición, su funcionamiento, la gravedad de una posible

falla o del tipo de problema existente y de la rapidez con que es preciso solucionarlo. En este caso, se analiza el espectro de vibraciones teniendo como base el dominio de la frecuencia, para medir la aceleración y el desplazamiento.

3.2.1 PARAMETROS MEDIDOS EN LOS ENSAYOS.

La severidad de la vibración, indica la gravedad que puede tener un defecto en la chancadora y la amplitud de la vibración expresa la gravedad del problema, pero es difícil establecer valores límites de la vibración que detecten un fallo. Una vez obtenido un historial de datos para la máquina, el valor medio refleja la normalidad en su funcionamiento y desviaciones continuas o excesivas indicarán un posible fallo, teniendo en cuenta la frecuencia a la que se producen las mayores vibraciones. Los parámetros de la vibración utilizados para las mediciones de las vibraciones en la chancadora son la frecuencia (Hertz, ciclos/s), la amplitud de la vibración, el desplazamiento (mm), la velocidad (mm/s) y la aceleración (mm/s^2). Por las limitaciones del equipo no se ha podido medir la velocidad de la vibración.

3.2.2 MEDIDA DE VIBRACIONES.

3.2.2.1 PROCESO PARA LA MEDIDA DE VIBRACIONES.

Las vibraciones en la estructura de la chancadora y en la cimentación son registradas por un sensor. El sensor es colocado en la base de la máquina en diferentes direcciones (X, Y, Z). Este sensor traduce las vibraciones mecánicas en una señal eléctrica que se amplifica, se filtra y se remite a la unidad de evaluación.

La medida de vibraciones comprende 4 fases:

a. ADQUISICIÓN DE DATOS.

Para ello, se utilizará un Vibrómetro como se muestra en la Figura 3.3.



Figura 3.3 Vibrómetro instalado para la recolección de datos.

b. TRANSFERENCIA Y ANÁLISIS DE LOS DATOS.

Se producirá la transferencia de los datos a un ordenador, para el análisis de los espectros de vibración.

c. EVALUACIÓN DEL ESPECTRO.

Se realizará un análisis del espectro obtenido, haciendo funcionar a la chancadora sin carga y con carga (con piedras para el chancado), en diferentes anchos de banda y en los ejes X, Y, Z.

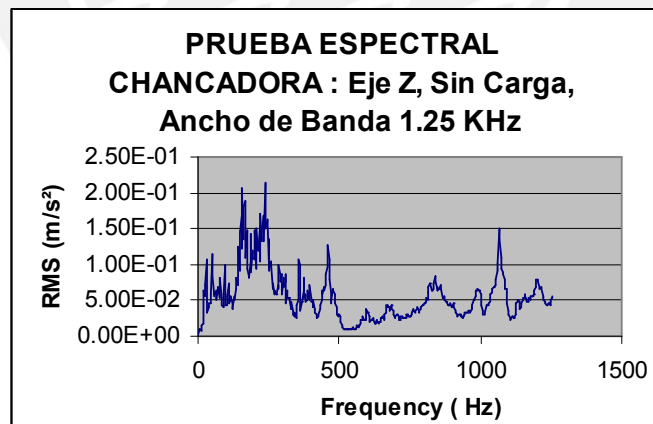


Figura 3.4 Espectro de vibraciones.

d. IDENTIFICACIÓN DEL DEFECTO EN EL ESPECTRO.

Mediante el análisis de espectros podemos determinar las frecuencias naturales de la chancadora, medidas de los parámetros y además se puede utilizar esta

información para detectar si existe un desbalance rotatorio, flojedad mecánica (pata coja), ó algún desgaste de rodamientos en la chancadora de quijada.

3.3 DESCRIPCIÓN DEL TRABAJO EXPERIMENTAL.

3.3.1 OBJETIVOS.

- Medir con el analizador de señales las frecuencias naturales para analizar la respuesta del sistema.
- Medir y determinar los modos de vibración de la cimentación de bloque rígido, para observar su influencia en la transmisibilidad de fuerzas.
- Comparar experimentalmente la variación de los parámetros de vibración, tomando como referencia a la chancadora sin carga y con carga.
- Elaborar los gráficos de transmisibilidad en función de la frecuencia para los diferentes casos.
- Seleccionar el aislador adecuado para la chancadora montada sobre la cimentación de bloque rígido.

3.3.2 UBICACIÓN DE LOS ENSAYOS

Los ensayos se realizaron en el Laboratorio de Concentración de Minerales de la Sección de Ingeniería de Minas, PUCP, donde se encuentra ubicada la Chancadora de Quijada.

3.3.3 INSTRUMENTACIÓN Y EQUIPO

Los ensayos se realizarán con instrumental de marca Bruel & Kjaer (ver Figura 3.5), que consta de las siguientes partes:

- Un Analizador de Señales FFT (transformada rápida de Fourier), marca Bruel & Kjaer, tipo 2260.
- Un Acelerómetro, marca Bruel & Kjaer, tipo 4383 funciones, medición de bajo nivel, de baja frecuencia (0.1 – 8400 Hz), con peso de 17 gramos. La

sensibilidad de 31 pC/g, se ha medido a 159,2 Hz y una aceleración de 10 g.

Para un nivel de confianza del 99,9%, la exactitud de la calibración de fábrica es de $\pm 2\%$. La frecuencia de resonancia es de 28 kHz y se usa en rango de temperaturas de -74 a 250°C.

- Un montacargas de 500 kg.



Figura 3.5 Instrumentación y equipo necesario para los ensayos.

3.3.4 MATERIAL PARA LOS ENSAYOS.

3.3.4.1 AISLADORES.

Los tipos de aisladores son del tipo comercial, entre ellos elastómeros con base caucho, según especificaciones de las pruebas experimentales que se realicen.

3.3.4.2 BASE DE CONCRETO ARMADO.

Se utilizará concreto y fierro para la construcción del bloque rígido, con dimensiones de 1200 x 800 x 310 mm., que corresponde al peso requerido.

3.4 PROCEDIMIENTO Y PROCESO DE LOS DATOS OBTENIDOS.

Los datos de vibración se determinarán mediante ensayos en la condición libre, es decir que la chancadora debe estar funcionando sin carga, anclada sobre su cimentación actual de marco.

Los datos obtenidos en el analizador de señales, serán evaluados y analizados, para luego obtener los parámetros adecuados, que permitan mejorar el desempeño dinámico de la chancadora de quijada montada sobre el bloque rígido de concreto.

La disposición y arreglo del sistema a analizar, en condición libre, es como el que se muestra en la figura. 3.6.



Figura 3.6 Toma de medidas de vibración en la Chancadora de Quijada.

3.5 ENSAYOS PARA DETERMINAR LOS PARÁMETROS DE VIBRACION.

Con el apoyo de la Sección de Física de la PUCP, quien facilitó la instrumentación y equipo para las pruebas y contando con el apoyo técnico profesional e instrumentos del Laboratorio de Acústica de la Sección de Física, nos constituimos al Laboratorio de la Sección Minas-PUCP para empezar a realizar las pruebas. Antes de empezar cualquier medición con el analizador de señales FFT, marca Bruel & Kjaer, tipo 2260, se realiza la selección de la técnica apropiada para la obtención de resultados coherentes. Es bueno obtener una buena coherencia en el ancho de banda a ensayar.

- **PRIMERO.-** Se procedió a ajustar los parámetros en el analizador:
 - a. Calibración aceleración de la gravedad: 10 m/s^2
 - b. Sensibilidad: $3.10 \text{ miliwatt/ms}^2$.
 - c. Desviación Standard: $7.14 \text{ microvoltios/ms}^2$.
- **SEGUNDO.**

Se colocó el acelerómetro en el bastidor de la chancadora (ver figura 3.7), en cada una de las tres direcciones, coordenadas X, Y, Z; para tomar las medidas de

vibración correspondiente, operando la chancadora con carga (piedra para chancar) y sin carga. Se eligió diferentes anchos de banda para los diferentes ejes, como sigue:

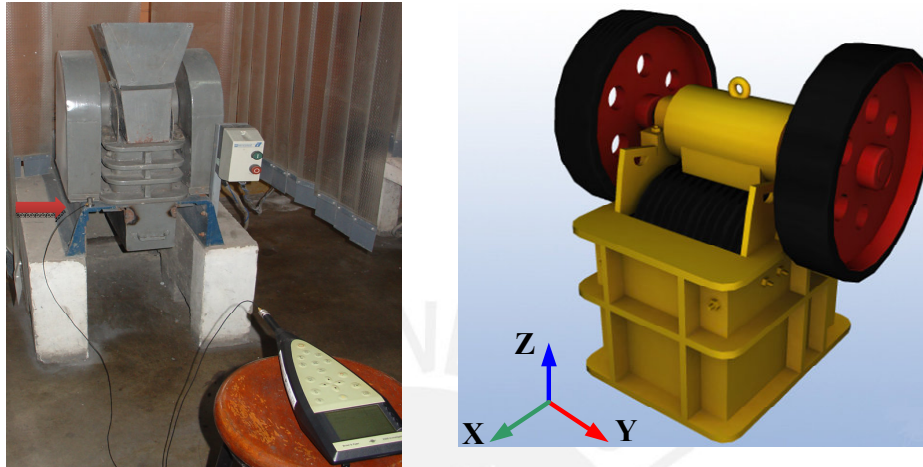


Figura 3.7 Ubicación de los ejes de coordenadas en la Chancadora de Quijada.

3.5.1 MEDICIÓN DE FRECUENCIAS EN LA CHANCADORA OPERANDO SIN CARGA.

Tabla 3.1 Medidas Realizadas en Cada Eje de la Chancadora de Quijada Operando sin Carga con su respectivo Ancho de Banda.

MEDIDAS	EJE Z	EJE X	EJE Y
1° Medida	a 20 KHz (Ancho de Banda)	a 625 Hz (Ancho de Banda)	a 20 KHz (Ancho de Banda)
2° Medida	a 10 KHz (Ancho de Banda)	a 1.25 KHz (Ancho de Banda)	a 10 KHz (Ancho de Banda)
3° Medida	a 5 KHz (Ancho de Banda)	a 5 KHz (Ancho de Banda)	a 5 KHz (Ancho de Banda)
4° Medida	a 1.25 KHz (Ancho de Banda)	a 10 KHz (Ancho de Banda)	a 1.25 KHz (Ancho de Banda)
5° Medida	a 625 Hz (Ancho de Banda)	a 20 KHz (Ancho de Banda)	a 625 Hz (Ancho de Banda)

3.5.1.1 CHANCADORA OPERANDO SIN CARGA, EJE Z, A 1.25 KHZ.

Esta prueba se realizó haciendo funcionar a la Chancadora trabajando sin carga (sin piedra que chancar), donde se encontraba, en un ancho de banda que comprende a la frecuencia de funcionamiento de la chancadora. Se ha tenido en cuenta el Eje Z para el análisis, considerando que es la dirección por donde se transmite o recibe el efecto de las vibraciones y es un modo desacoplado. De acuerdo con el Analizador de Señales FFT, marca Bruel & Kjaer, Tipo 2260. se obtuvieron los datos de la tablas siguientes, donde se describe el parámetro medido en relación con la frecuencia y el ancho de banda usado en el analizador.

Tabla 3.2 Datos obtenidos por el Analizador de Señales FFT del Tipo 2260 en la Chancadora de Quijada operando sin carga, con ancho de banda 1250 Hz. Aceleración, Eje Z.

Brüel & Kjær	
Sound Analyzer Type	2260
FFT Software	BZ7208
Version	1
File	V04
Settings:	
Full Scale	180.2
Frequency Span	1250 Hz
Centre Frequency	629.8828
Weighting	Lin
Measurement Start	Manual
Result:	
2006 Aug 29	16:02:57
Averaging Time	22.8
Overload	0%
Frequency (Hz)	RMS (m/s²)
2.9	2.29E-03
5.9	9.85E-03
8.8	9.38E-03
11.7	8.60E-03

14.6	1.50E-02
17.6	1.80E-02
20.5	6.25E-02
23.4	5.69E-02
26.4	7.05E-02
29.3	1.06E-01
32.2	4.75E-02
35.2	3.37E-02
38.1	4.14E-02
41	4.57E-02
43.9	4.50E-02
46.9	5.83E-02
49.8	1.15E-01
52.7	8.42E-02
55.7	5.57E-02
58.6	6.01E-02
61.5	5.97E-02
64.5	6.38E-02
67.4	4.99E-02
70.3	6.53E-02
73.2	6.89E-02
76.2	5.32E-02
79.1	8.23E-02
82	5.43E-02
85	4.26E-02
87.9	4.06E-02
90.8	5.89E-02
93.8	9.91E-02
96.7	5.96E-02
99.6	4.43E-02
102.5	4.33E-02
105.5	5.64E-02
108.4	7.51E-02

Con esta data, obtenemos la figura 3.8.

**PRUEBA ESPECTRAL
CHANCADORA : Eje Z, Sin
Carga, Ancho de Banda 1.25 KHz**

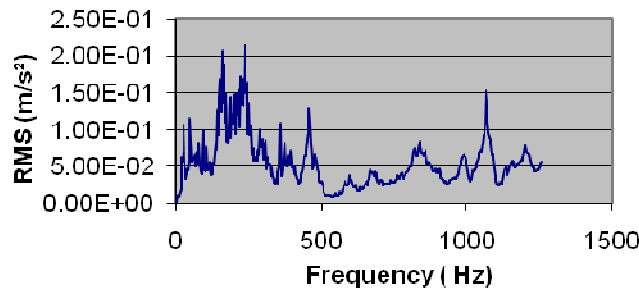


Figura 3.8 Espectro de frecuencias obtenido por el Analizador de Señales FFT del Tipo 2260 en la Chancadora de Quijada operando sin carga, ancho de banda 1250 Hz. Aceleración Eje Z.

Asimismo, empleamos la data de las medidas de desplazamiento, para poder graficar el espectro en las condiciones indicadas.

Tabla 3.3 Datos obtenidos por el Analizador de Señales FFT del Tipo 2260 en la Chancadora de Quijada operando sin carga, con ancho de banda 1250 Hz. Desplazamiento, Eje Z.

Brüel & Kjær		
Sound Analyzer Type	2260	
FFT Software BZ7208		
Version	1	
File	V04	
Settings:		
Full Scale	180.2	
Frequency Span	1250 Hz	
Centre Frequency	629.8828	
Weighting	Lin	
Measurement Start	Manual	
Result:		
2006 Aug 29	16:02:57	
Averaging Time	22.8	
Overload	0%	
Frequency (Hz)	RMS (m)	Log RMS m
2.9	6.75E-06	-5.17099873
5.9	7.26E-06	-5.13899758
8.8	3.07E-06	-5.51249397
11.7	1.58E-06	-5.79999813
14.6	1.77E-06	-5.7530093

17.6	1.48E-06	-5.83050191
20.5	3.76E-06	-5.42450041
23.4	2.62E-06	-5.58149984
26.4	2.57E-06	-5.59050646
29.3	3.13E-06	-5.50499713
32.2	1.16E-06	-5.93651652
35.2	6.91E-07	-6.1605031
38.1	7.23E-07	-6.14099988
41	6.87E-07	-6.16299901
43.9	5.90E-07	-6.22900079
46.9	6.72E-07	-6.17250149
49.8	1.17E-06	-5.93051691
52.7	7.67E-07	-6.11500084
55.7	4.55E-07	-6.34199815
58.6	4.44E-07	-6.35299867
61.5	3.99E-07	-6.39850496
64.5	3.89E-07	-6.40999458
67.4	2.79E-07	-6.5550033
70.3	3.35E-07	-6.47550002
73.2	3.25E-07	-6.48750238
76.2	2.32E-07	-6.63400688
79.1	3.33E-07	-6.4775036
82	2.04E-07	-6.68949786
85	1.49E-07	-6.82599837
87.9	1.33E-07	-6.8765077
90.8	1.81E-07	-6.74299378
93.8	2.85E-07	-6.54450038
96.7	1.61E-07	-6.79198885
99.6	1.13E-07	-6.94699843
102.5	1.04E-07	-6.98200726
105.5	1.29E-07	-6.89099549
108.4	1.62E-07	-6.79099464
111.3	9.19E-08	-7.03650022
114.3	9.92E-08	-7.00350146
117.2	1.04E-07	-6.98501769
120.1	8.27E-08	-7.08249974
123	6.38E-08	-7.19549937
126	6.39E-08	-7.19449914
128.9	8.39E-08	-7.07599999
131.8	7.46E-08	-7.12699928
134.8	9.35E-08	-7.02899799
137.7	1.09E-07	-6.96149906
140.6	9.29E-08	-7.03199831
143.6	1.55E-07	-6.81050969
146.5	1.09E-07	-6.96201605
149.4	1.64E-07	-6.78550055
152.3	1.83E-07	-6.73650596
155.3	1.30E-07	-6.88749554
158.2	2.08E-07	-6.68199931
161.1	1.32E-07	-6.87899857
164.1	1.70E-07	-6.76850492
167	1.71E-07	-6.76649624
169.9	9.71E-08	-7.01299999
172.9	1.26E-07	-6.89949161

Con lo cual obtenemos la figura 3.9.

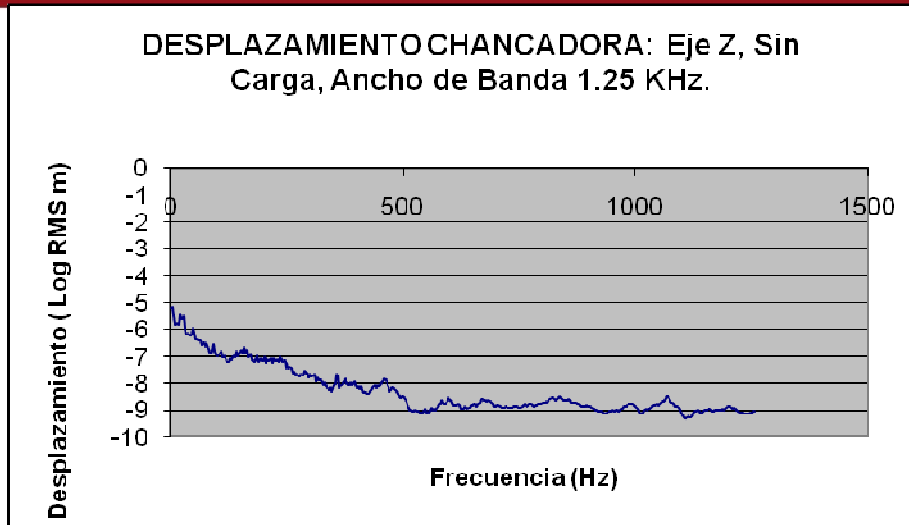


Figura 3.9 Espectro de frecuencias obtenido por el Analizador de Señales FFT del Tipo 2260 en la Chancadora de Quijada operando sin carga, ancho de banda 1250 Hz. Desplazamiento Eje Z.

En los anexos A4.3 y A4.4, se aprecia la data obtenida en la prueba experimental, con el Analizador de Señales FFT Tipo 2260, para la chancadora operando sin carga, eje Z, a 20 KHz; tanto para la aceleración, como para el desplazamiento, con sus respectivos espectros.

3.5.2 MEDICIÓN DE FRECUENCIAS EN LA CHANCADORA OPERANDO CON CARGA.

Tabla 3.4 Medidas Realizadas en Cada Eje de la Chancadora de Quijada Operando con Carga con su respectivo Ancho de Banda.

MEDIDA	EJE Z	EJE X	EJE Y
1° Medida	a 20 KHz (Ancho de Banda)	a 20 KHz (Ancho de Banda)	a 20 KHz (Ancho de Banda)

Los resultados se expresaron para el desplazamiento de la chancadora y la aceleración de la vibración como sigue:

3.5.2.1 CHANCADORA OPERANDO CON CARGA, EJE Z, A 20 KHz.

De acuerdo con el Analizador de Señales FFT del Tipo 2260, marca Bruel & Kjaer se obtuvieron los datos de la Tabla 3.5.

Tabla 3.5 Datos obtenidos por el Analizador de Señales FFT, Tipo 2260 en la Chancadora de Quijada operando con carga, ancho de banda 20 KHz. Aceleración Eje Z.

Brüel & Kjær	
Sound Analyzer Type	
2260	
FFT Software BZ7208	
Version	1
File	V16
Settings:	
Full Scale	180.2
Frequency Span	20000 Hz
Centre Frequency	10078.12
Weighting	Lin
Measurement Start	Manual
Result:	
2006 Aug 29	16:18:36
Averaging Time	1.425
Overload	0%
Frequency (Hz)	RMS (m/s²)
46.9	6.85E-01
93.8	8.20E-01
140.6	1.12E+00
187.5	1.10E+00
234.4	8.70E-01
281.3	7.49E-01
328.1	5.11E-01
375	5.41E-01
421.9	6.40E-01
468.8	5.26E-01
515.6	2.67E-01
562.5	1.78E-01
609.4	1.91E-01
656.3	2.00E-01
703.1	2.37E-01
750	3.32E-01
796.9	4.07E-01
843.8	4.70E-01
890.6	3.31E-01
937.5	2.30E-01
984.4	3.21E-01

1031.3	4.08E-01
1078.1	5.64E-01
1125	4.95E-01
1171.9	4.38E-01
1218.8	4.85E-01
1265.6	5.92E-01
1312.5	7.66E-01
1359.4	7.59E-01
1406.3	5.81E-01
1453.1	6.04E-01
1500	7.22E-01
1546.9	8.36E-01
1593.8	9.89E-01
1640.6	1.44E+00
1687.5	2.10E+00
1734.4	2.74E+00
1781.3	2.15E+00
1828.1	1.61E+00
1875	1.66E+00
1921.9	1.61E+00
1968.8	1.19E+00
2015.6	8.94E-01

Los datos obtenidos de la tabla 3.5, podemos expresarlos gráficamente en la figura

3.10

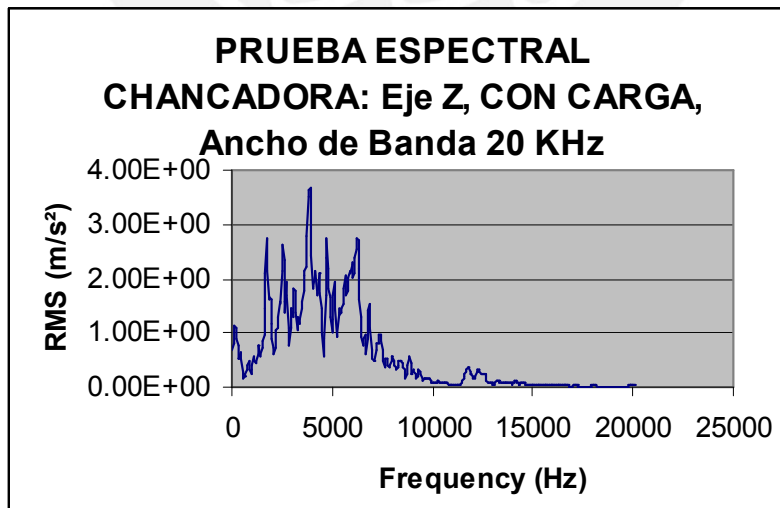


Figura 3.10 Espectro De Frecuencias Obtenido por el Analizador de Señales FFT del Tipo 2260 en la Chancadora de Quijada operando con carga. Aceleración, Eje Z.

Tabla 3.6 Datos obtenidos por el Analizador de Señales FFT del Tipo 2260 en la Chancadora de Quijada operando con carga, ancho de banda 20 KHz. Desplazamiento Eje Z.

Brüel & Kjær	
Sound Analyzer Type 2260	
FFT Software BZ7208	
Version	1
File	V16
Settings:	
Full Scale	180.2
Frequency Span	20000 Hz
Centre Frequency	10078.12
Weighting	Lin
Measurement Start	Manual
Result:	
2006 Aug 29	16:18:36
Averaging Time	1.425
Overload	0%
Frequency (Hz)	RMS (m)
46.9	7.89E-06
93.8	2.36E-06
140.6	1.43E-06
187.5	7.92E-07
234.4	4.01E-07
281.3	2.40E-07
328.1	1.20E-07
375	9.75E-08
421.9	9.11E-08
468.8	6.07E-08
515.6	2.54E-08
562.5	1.43E-08
609.4	1.31E-08
656.3	1.17E-08
703.1	1.21E-08
750	1.49E-08
796.9	1.63E-08
843.8	1.67E-08
890.6	1.06E-08
937.5	6.64E-09
984.4	8.40E-09
1031.3	9.73E-09

Con los datos experimentales obtenidos de la Tabla 3.6, podemos expresarlos gráficamente en la figura 3.11.

DESPLAZAMIENTO CHANCADORA: Eje Z, CON CARGA, Ancho de Banda 20 KHz.

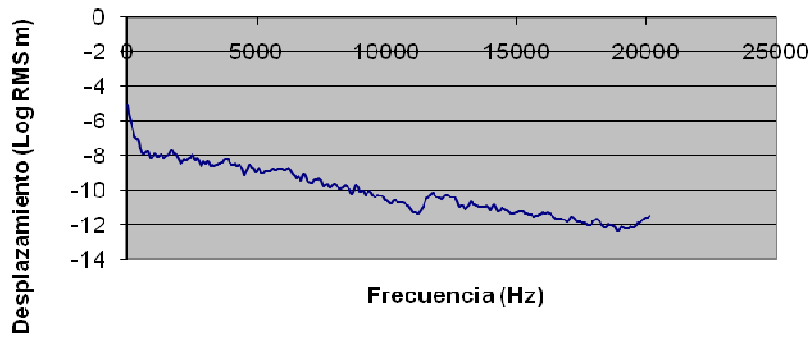


Figura 3.11 Espectro De Frecuencias Obtenido por el Analizador de Señales FFT del Tipo 2260 en la Chancadora de Quijada operando con carga. Desplazamiento, Eje Z.

Los resultados de las mediciones en los diferentes anchos de bandas seleccionados, se muestra en el Anexo N° 4.

Resumen de resultados experimentales:

Se han tomado los valores de las frecuencias y aceleraciones del sistema y que se aproximan a la frecuencia de funcionamiento de la chancadora (1725 RPM) y se muestran en las Tablas 3.7 y 3.8 respectivamente.

Tabla 3.7 Desplazamientos de la Chancadora de Quijada.

FRECUENCIA (Hz)	SIN CARGA (m)		CON CARGA (m)	
46,9	EJE X:	$2,1557 \times 10^{-6}$	EJE X:	$6,4047 \times 10^{-6}$
	EJE Y:	$3,7757 \times 10^{-6}$	EJE Y:	$4,2024 \times 10^{-6}$
	EJE Z:	$2,6303 \times 10^{-6}$	EJE Z:	$7,8886 \times 10^{-6}$

Tabla 3.8 Aceleraciones de la Chancadora de Quijada.

FRECUENCIA (Hz)	SIN CARGA (m/s^2)		CON CARGA (m/s^2)	
46,9	EJE X:	$1,8728 \times 10^{-1}$	EJE X:	$5,5590 \times 10^{-1}$
	EJE Y:	$3,2772 \times 10^{-1}$	EJE Y:	$3,6475 \times 10^{-1}$
	EJE Z:	$2,2830 \times 10^{-1}$	EJE Z:	$6,8470 \times 10^{-1}$

3.5.3 MEDICION DEL AUTOSPECTRUM DE LA ACELERACION Y DESPLAZAMIENTO EN LA CHANCADORA TOMANDO UN INCREMENTO UNITARIO DE LA FRECUENCIA.

También se ha tomado medidas de las vibraciones en la chancadora, sin carga, teniendo en el incremento unitario de la frecuencia, determinando las amplitudes de la aceleración y desplazamiento. Para ello se utilizo Analizador FFT, marca Brüel & Kjær, Pulse Versión 42, cuyos resultados se muestran:

Tabla 3.9 Datos obtenidos por el Analizador de Señales FFT del Tipo Pulse 42 en la Chancadora de Quijada operando sin carga. **Aceleración**

Header Size: 78
 Pulse Version: 42
 X-Axis type: Linear
 X-Axis size: 801
 X-Axis unit: Hz
 X-Axis first value: 0.000000000e+000
 X-Axis delta: 1.000000000e+000

AmplitudeUnit : m/s²
 Analyzer: FFT_Spectrum_Averaging
 AnalyzerName: FFT Analyzer
 CenterFrequency: 4.000000000e+002
 Domain: 1
 Function: Autospectrum
 InputRange: 7.071100000e+001
 PowerUnit: (m/s²)²

Signal: eje x
 SignalUnit: m/s²

Title: Autospectrum (eje x) - Input
 Title1: Working : Input : Input : FFT Analyzer

DeltaFrequency: 1.000000000e+000

Date: 06/10/2006
 Time: 16:44:07:994
 Relative time: 0.00000e+000

Frec. Hz	Aceler. X	Aceler. Y	Aceler. Z
0	4.57E-06	2.74E-06	3.76E-06
1	8.76E-04	7.02E-04	5.59E-04
2	4.45E-03	4.08E-03	3.84E-03
3	2.74E-03	2.65E-03	2.68E-03
4	1.15E-03	8.46E-04	1.08E-03
5	1.09E-03	7.63E-04	9.70E-04
6	1.05E-03	8.64E-04	1.23E-03
7	8.51E-04	9.48E-04	1.45E-03
8	7.90E-04	9.36E-04	1.41E-03
9	8.20E-04	9.36E-04	1.59E-03
10	1.06E-03	8.52E-04	1.13E-03
11	1.03E-03	8.50E-04	1.03E-03

12	7.83E-04	6.72E-04	9.31E-04
13	7.35E-04	5.38E-04	9.71E-04
14	5.31E-04	5.95E-04	8.69E-04
15	4.24E-04	4.88E-04	5.88E-04
16	3.96E-04	2.92E-04	4.72E-04
17	3.08E-04	2.55E-04	4.60E-04
18	2.06E-04	2.58E-04	3.29E-04
19	1.88E-04	1.88E-04	2.63E-04
20	1.52E-04	1.29E-04	2.31E-04
21	1.26E-04	1.47E-04	2.32E-04
22	1.32E-04	1.36E-04	1.67E-04
23	1.09E-04	8.43E-05	1.32E-04
24	1.16E-04	1.01E-04	1.39E-04
25	1.17E-04	1.03E-04	1.16E-04
26	7.82E-05	8.32E-05	1.01E-04
27	1.05E-04	7.69E-05	9.69E-05
28	1.93E-04	1.51E-04	1.71E-04
29	4.04E-04	2.40E-04	2.89E-04
30	2.57E-04	2.00E-04	1.61E-04
31	1.65E-04	1.50E-04	1.18E-04
32	1.77E-04	1.60E-04	9.61E-05
33	1.36E-04	2.25E-04	7.87E-05
34	1.55E-04	3.71E-04	9.84E-05
35	2.17E-04	5.74E-04	1.38E-04
36	2.61E-04	1.05E-03	1.72E-04
37	1.67E-04	8.39E-04	1.18E-04
38	1.02E-04	4.15E-04	7.78E-05
39	7.35E-05	2.44E-04	6.06E-05
40	8.22E-05	2.63E-04	6.51E-05
41	1.05E-04	3.77E-04	8.01E-05
42	1.37E-04	4.30E-04	9.37E-05
43	1.62E-04	6.37E-04	1.20E-04
44	1.12E-04	5.45E-04	1.03E-04
45	8.73E-05	2.17E-04	7.39E-05
46	7.98E-05	1.79E-04	7.20E-05
47	7.78E-05	2.35E-04	7.03E-05
48	8.10E-05	2.10E-04	1.03E-04
49	9.50E-05	2.13E-04	1.08E-04
50	1.08E-04	2.49E-04	1.03E-04
51	1.21E-04	2.75E-04	1.43E-04
52	1.23E-04	2.95E-04	1.63E-04
53	9.46E-05	2.15E-04	1.41E-04
54	7.50E-05	1.83E-04	1.21E-04
55	1.22E-04	2.05E-04	1.51E-04
56	1.69E-04	2.23E-04	1.96E-04

57	1.65E-04	3.57E-04	1.86E-04
58	2.30E-04	4.54E-04	2.46E-04
59	1.98E-04	4.10E-04	1.88E-04
60	1.88E-04	3.56E-04	1.56E-04
61	1.31E-04	2.42E-04	1.14E-04
62	8.52E-05	2.40E-04	1.05E-04
63	1.22E-04	3.38E-04	1.52E-04
64	1.38E-04	3.83E-04	1.96E-04
65	2.60E-04	5.12E-04	2.97E-04
66	2.25E-04	4.62E-04	2.66E-04
67	1.23E-04	4.23E-04	2.09E-04
68	1.35E-04	4.65E-04	2.27E-04
69	1.35E-04	4.65E-04	1.85E-04
70	1.14E-04	6.13E-04	1.84E-04
71	1.01E-04	4.66E-04	2.71E-04
72	1.09E-04	5.64E-04	2.72E-04
73	1.06E-04	5.90E-04	2.92E-04
74	1.06E-04	6.51E-04	3.50E-04
75	7.54E-05	5.58E-04	2.87E-04
76	4.91E-05	5.08E-04	2.17E-04
77	6.40E-05	5.05E-04	2.19E-04
78	7.80E-05	6.36E-04	2.22E-04
79	6.40E-05	8.07E-04	2.46E-04
80	6.83E-05	7.44E-04	2.65E-04
81	4.91E-05	4.14E-04	2.22E-04
82	4.97E-05	3.65E-04	2.19E-04
83	5.05E-05	4.82E-04	2.05E-04
84	5.51E-05	5.67E-04	2.06E-04
85	4.90E-05	4.89E-04	2.55E-04
86	4.20E-05	4.71E-04	2.61E-04
87	5.07E-05	4.29E-04	2.19E-04
88	5.33E-05	3.60E-04	1.76E-04
89	5.87E-05	3.85E-04	1.79E-04
90	5.47E-05	4.14E-04	2.41E-04
91	5.17E-05	3.09E-04	2.28E-04
92	6.33E-05	2.81E-04	2.60E-04
93	6.07E-05	3.61E-04	2.02E-04
94	5.50E-05	4.18E-04	2.45E-04
95	5.56E-05	3.48E-04	2.37E-04
96	5.09E-05	3.26E-04	2.42E-04
97	6.95E-05	3.32E-04	3.32E-04
98	8.44E-05	4.90E-04	2.88E-04

Tabla 3.10 Datos obtenidos por el Analizador de Señales FFT del Tipo Pulse 42 en la Chancadora de Quijada operando sin carga. **Desplazamiento**

Header Size: 78
Pulse Version: 42
Data Type: Real

X-Axis size: 801
X-Axis unit: Hz
X-Axis first value: 0.000000000e+000
X-Axis delta: 1.000000000e+000

Amplitude Unit m
Analyzer: FFT_Spectrum_Averaging
Analyzer Name:FFT Analyzer

Center Frequency: 4.000000000e+002

Domain: 1
Function: Autospectrum

InputRange: 7.071100000e+001

Sampling Ratio: 2.560000000e+000
Signal: eje x

Signal Unit: m

Title: Autospectrum (eje x) - Input
Title1: Working: Input:
Input : FFT Analyzer

DeltaFrequency: 1.000000000e+000

Date: 06/10/2006
Time: 16:44:07:994
Relative time: 0.00000e+000
Z-axis: 0.000000000e+000

Frec. Hz	Desplaz. X	Desplaz. Y	Desplaz. Z
0	2.88E-08	1.12E-09	1.47E-08
1	5.97E-08	2.91E-08	3.33E-08
2	1.52E-07	1.28E-07	1.09E-07
3	5.53E-08	5.24E-08	5.14E-08
4	4.29E-09	3.54E-09	3.83E-09
5	1.25E-09	8.79E-10	1.20E-09
6	6.03E-10	4.61E-10	6.20E-10
7	2.50E-10	2.69E-10	4.15E-10
8	1.32E-10	1.55E-10	2.32E-10
9	8.16E-11	9.65E-11	1.62E-10
10	6.80E-11	5.69E-11	7.97E-11
11	4.78E-11	3.86E-11	4.64E-11
12	2.51E-11	2.21E-11	2.99E-11
13	1.73E-11	1.24E-11	2.20E-11
14	9.22E-12	1.00E-11	1.52E-11
15	5.58E-12	6.52E-12	7.87E-12
16	3.95E-12	3.01E-12	4.66E-12
17	2.47E-12	1.97E-12	3.64E-12
18	1.31E-12	1.60E-12	2.07E-12
19	9.33E-13	9.68E-13	1.33E-12
20	6.30E-13	5.25E-13	9.32E-13

21	4.19E-13	4.80E-13	7.78E-13
22	3.64E-13	3.87E-13	4.72E-13
23	2.54E-13	1.96E-13	3.05E-13
24	2.24E-13	1.94E-13	2.72E-13
25	1.97E-13	1.72E-13	1.93E-13
26	1.11E-13	1.19E-13	1.43E-13
27	1.26E-13	9.25E-14	1.17E-13
28	1.92E-13	1.52E-13	1.72E-13
29	3.65E-13	2.19E-13	2.64E-13
30	2.12E-13	1.60E-13	1.32E-13
31	1.15E-13	1.06E-13	8.27E-14
32	1.09E-13	9.65E-14	6.00E-14
33	7.42E-14	1.20E-13	4.24E-14
34	7.37E-14	1.75E-13	4.69E-14
35	9.21E-14	2.41E-13	5.86E-14
36	9.99E-14	3.95E-13	6.58E-14
37	5.90E-14	2.96E-13	4.15E-14
38	3.16E-14	1.31E-13	2.42E-14
39	2.06E-14	6.87E-14	1.69E-14
40	2.04E-14	6.50E-14	1.63E-14
41	2.38E-14	8.53E-14	1.81E-14
42	2.81E-14	8.84E-14	1.92E-14
43	3.05E-14	1.18E-13	2.25E-14
44	1.95E-14	9.59E-14	1.78E-14
45	1.37E-14	3.47E-14	1.17E-14
46	1.15E-14	2.56E-14	1.04E-14
47	1.03E-14	3.08E-14	9.21E-15
48	9.75E-15	2.55E-14	1.24E-14
49	1.06E-14	2.36E-14	1.21E-14
50	1.10E-14	2.56E-14	1.05E-14
51	1.15E-14	2.60E-14	1.35E-14
52	1.08E-14	2.60E-14	1.44E-14
53	7.80E-15	1.77E-14	1.16E-14
54	5.63E-15	1.38E-14	9.11E-15
55	8.44E-15	1.44E-14	1.06E-14
56	1.10E-14	1.44E-14	1.28E-14
57	1.00E-14	2.16E-14	1.13E-14
58	1.29E-14	2.57E-14	1.39E-14
59	1.06E-14	2.18E-14	1.01E-14
60	9.32E-15	1.78E-14	7.78E-15
61	6.16E-15	1.13E-14	5.32E-15
62	3.70E-15	1.04E-14	4.54E-15
63	4.95E-15	1.37E-14	6.13E-15
64	5.28E-15	1.46E-14	7.48E-15
65	9.25E-15	1.83E-14	1.06E-14

66	7.76E-15	1.58E-14	9.13E-15
67	3.92E-15	1.34E-14	6.63E-15
68	4.05E-15	1.40E-14	6.85E-15
69	3.85E-15	1.31E-14	5.27E-15
70	3.06E-15	1.64E-14	4.89E-15

3.6 MEDICIÓN DE VIBRACIONES EN ZONAS CERCANAS A LA CHANCADORA OPERANDO CON CARGA.

Asimismo se ha tenido en cuenta el impacto de las vibraciones generadas por la chancadora cuando está en funcionamiento con carga sobre los alrededores. Para analizar el efecto de vibraciones generadas por la Chancadora de Quijada sobre zonas aledañas a dicha chancadora (ver plano de la figura 3.12), se hizo mediciones de los parámetros de Desplazamiento y Aceleración; con el Analizador de Señales FFT del Tipo 2260, con un ancho de banda que va desde 0 Hz hasta 800 Hz, teniendo en cuenta los siguientes puntos de medida:

- Medida de vibraciones en la superficie del Salón, en el punto B, figura 3.12.
- Medida de vibraciones en Banco ubicado sobre la Superficie del Salón, en el punto C, figura 3.12.
- Medida de vibraciones en una Mesa ubicada sobre la Superficie del Salón, en el punto D, figura 3.12.
- Medida de vibraciones en el fondo de la superficie del Salón, en el punto D, figura 3.12.

Las medidas se realizaron para los tres ejes coordenados X, Y, Z (los ejes tomados como base para las mediciones se muestran en la figura. 3.7); y los resultados obtenidos son:

Tabla 3.11 Vibraciones generadas por la Chancadora de Quijada en la Superficie del Salón, en el punto B, figura 3.12.

VIBRACIONES EN LA SUPERFICIE DEL SALÓN				
EJES	AUTOESPECTRO: DESPLAZAMIENTO (m)		AUTOESPECTRO: ACELERACION (m/s ²)	
	Nº DATO		Nº DATO	
X	1	2,4658 x 10 ⁻⁶	1	1,06788 x 10 ⁻⁴
	100	1,61584 x 10 ⁻¹⁴	100	2,53488 x 10 ⁻⁴
	200	7,17100 x 10 ⁻¹⁸	200	2,41147 x 10 ⁻⁶
	300	6,25950 x 10 ⁻¹⁹	300	1,28905 x 10 ⁻⁶
	400	1,11384 x 10 ⁻¹⁹	400	5,80509 x 10 ⁻⁷
	500	3,32182 x 10 ⁻²⁰	500	5,81389 x 10 ⁻⁷
	600	2,95319 x 10 ⁻²⁰	600	6,79989 x 10 ⁻⁷
	700	8,08466 x 10 ⁻²¹	700	3,47313 x 10 ⁻⁷
Y	1	4,43664 x 10 ⁻⁶	1	1,92417 x 10 ⁻⁴
	100	1,61617 x 10 ⁻¹⁵	100	2,71578 x 10 ⁻⁵
	200	4,78345 x 10 ⁻¹⁸	200	1,76917 x 10 ⁻⁶
	300	8,04060 x 10 ⁻¹⁹	300	1,33182 x 10 ⁻⁶
	400	1,56230 x 10 ⁻¹⁹	400	8,07442 x 10 ⁻⁷
	500	5,18801 x 10 ⁻²⁰	500	6,43008 x 10 ⁻⁷
	600	2,83494 x 10 ⁻²⁰	600	6,80837 x 10 ⁻⁷
	700	8,98021 x 10 ⁻²¹	700	4,18294 x 10 ⁻⁷
Z	1	1,99194 x 10 ⁻⁶	1	1,24168 x 10 ⁻⁴
	100	1,13064 x 10 ⁻¹⁶	100	1,10711 x 10 ⁻⁵
	200	4,43517 x 10 ⁻¹⁸	200	2,91665 x 10 ⁻⁶
	300	2,54438 x 10 ⁻¹⁹	300	1,26418 x 10 ⁻⁶
	400	1,07137 x 10 ⁻¹⁹	400	7,88267 x 10 ⁻⁷
	500	2,46497 x 10 ⁻²⁰	500	5,84261 x 10 ⁻⁷
	600	1,41952 x 10 ⁻²⁰	600	3,95337 x 10 ⁻⁷
	700	5,50665 x 10 ⁻²¹	700	2,97695 x 10 ⁻⁷
800	4,55778 x 10 ⁻²¹	800	3,43061 x 10 ⁻⁷	

Tabla 3.12 Vibraciones generadas por la Chancadora de Quijada en un Banco ubicado sobre la Superficie del Salón, en el punto C, figura 3.12.

VIBRACIONES EN BANCO UBICADO SOBRE LA SUPERFICIE DEL SALÓN				
EJES	AUTOESPECTRO: DESPLAZAMIENTO (m)		AUTOESPECTRO: ACELERACION (m/s ²)	
	Nº DATO		Nº DATO	
X	1	1,29865 x 10 ⁻⁹	1	4,46109 x 10 ⁻⁶
	100	1,38330 x 10 ⁻¹⁷	100	2,12941 x 10 ⁻⁶
	200	2,02419 x 10 ⁻¹⁹	200	4,93531 x 10 ⁻⁷

	300	$4,96693 \times 10^{-20}$	300	$6,42436 \times 10^{-7}$
	400	$2,85934 \times 10^{-21}$	400	$1,14630 \times 10^{-7}$
	500	$1,74335 \times 10^{-21}$	500	$1,64686 \times 10^{-7}$
	600	$3,92810 \times 10^{-22}$	600	$7,52647 \times 10^{-8}$
	700	$1,78272 \times 10^{-22}$	700	$6,56078 \times 10^{-8}$
	800	$6,03617 \times 10^{-23}$	800	$3,54439 \times 10^{-8}$
Y	1	$3,06671 \times 10^{-9}$	1	$3,21175 \times 10^{-6}$
	100	$2,00025 \times 10^{-17}$	100	$3,01631 \times 10^{-6}$
	200	$3,21895 \times 10^{-19}$	200	$7,88362 \times 10^{-7}$
	300	$3,96843 \times 10^{-20}$	300	$5,19842 \times 10^{-7}$
	400	$5,97756 \times 10^{-21}$	400	$2,30997 \times 10^{-7}$
	500	$3,15935 \times 10^{-21}$	500	$3,08788 \times 10^{-7}$
	600	$9,16423 \times 10^{-22}$	600	$1,96584 \times 10^{-7}$
	700	$3,20753 \times 10^{-22}$	700	$1,20407 \times 10^{-7}$
Z	1	$5,19407 \times 10^{-9}$	1	$4,43220 \times 10^{-6}$
	100	$2,07757 \times 10^{-17}$	100	$3,11923 \times 10^{-6}$
	200	$4,46351 \times 10^{-18}$	200	$1,09487 \times 10^{-6}$
	300	$3,83883 \times 10^{-20}$	300	$4,99993 \times 10^{-7}$
	400	$4,46471 \times 10^{-21}$	400	$1,79366 \times 10^{-7}$
	500	$1,31580 \times 10^{-21}$	500	$1,23098 \times 10^{-7}$
	600	$4,21673 \times 10^{-22}$	600	$7,79161 \times 10^{-8}$
	700	$3,54667 \times 10^{-22}$	700	$1,34980 \times 10^{-7}$
	800	$1,74500 \times 10^{-22}$	800	$1,11400 \times 10^{-7}$

Tabla 3.13 Vibraciones generadas por la Chancadora de Quijada en una Mesa Ubicada Sobre la Superficie del Salón, en el punto D, figura 3.12.

VIBRACIONES EN UNA MESA UBICADA SOBRE LA SUPERFICIE DEL SALÓN				
EJES	AUTOESPECTRO: DESPLAZAMIENTO (m)		AUTOESPECTRO: ACELERACION (m/s ²)	
	Nº DATO		Nº DATO	
X	1	$9,78703 \times 10^{-9}$	1	$3,01691 \times 10^{-6}$
	100	$1,30376 \times 10^{-17}$	100	$1,95808 \times 10^{-6}$
	200	$2,05785 \times 10^{-19}$	200	$5,01906 \times 10^{-7}$
	300	$3,04947 \times 10^{-20}$	300	$3,78836 \times 10^{-7}$
	400	$7,10898 \times 10^{-21}$	400	$2,76101 \times 10^{-7}$
	500	$7,04274 \times 10^{-21}$	500	$6,69942 \times 10^{-7}$
	600	$5,68706 \times 10^{-20}$	600	$1,12695 \times 10^{-6}$
	700	$2,56814 \times 10^{-20}$	700	$9,36352 \times 10^{-5}$
Y	1	$9,5140 \times 10^{-10}$	1	$3,10540 \times 10^{-6}$
	100	$1,49689 \times 10^{-17}$	100	$2,23267 \times 10^{-6}$
	200	$3,37036 \times 10^{-19}$	200	$8,23173 \times 10^{-7}$

	300	$7,16739 \times 10^{-20}$	300	$8,85613 \times 10^{-7}$
	400	$1,73306 \times 10^{-20}$	400	$6,76290 \times 10^{-7}$
	500	$4,55696 \times 10^{-20}$	500	$4,33407 \times 10^{-6}$
	600	$4,06343 \times 10^{-20}$	600	$8,04834 \times 10^{-5}$
	700	$1,85800 \times 10^{-21}$	700	$6,77161 \times 10^{-7}$
	800	$4,90120 \times 10^{-22}$	800	$3,03673 \times 10^{-7}$
Z	1	$3,69608 \times 10^{-9}$	1	$3,78503 \times 10^{-6}$
	100	$2,16835 \times 10^{-17}$	100	$3,24103 \times 10^{-6}$
	200	$3,03176 \times 10^{-18}$	200	$7,38736 \times 10^{-6}$
	300	$2,06497 \times 10^{-19}$	300	$2,55103 \times 10^{-6}$
	400	$1,15051 \times 10^{-19}$	400	$4,50221 \times 10^{-6}$
	500	$6,10311 \times 10^{-20}$	500	$5,81131 \times 10^{-6}$
	600	$1,90257 \times 10^{-19}$	600	$3,76961 \times 10^{-5}$
	700	$3,81608 \times 10^{-20}$	700	$1,39092 \times 10^{-5}$
	800	$2,05625 \times 10^{-20}$	800	$1,27983 \times 10^{-5}$

Tabla 3.14 Vibraciones Generadas por la Chancadora de Quijada en el Fondo de la Superficie del Salón, en el punto D, figura 3.12.

VIBRACIONES EN EL FONDO DE LA SUPERFICIE DEL SALÓN		
EJES	AUTOESPECTRO: DESPLAZAMIENTO (m)	
	Nº DATO	
X	1	$4,08664 \times 10^{-6}$
	100	$2,06096 \times 10^{-6}$
	200	$5,24306 \times 10^{-7}$
	300	$2,29383 \times 10^{-7}$
	400	$1,39702 \times 10^{-7}$
	500	$8,27168 \times 10^{-8}$
	600	$6,51397 \times 10^{-8}$
	700	$3,59888 \times 10^{-8}$
Y	1	$3,16708 \times 10^{-6}$
	100	$2,22078 \times 10^{-6}$
	200	$4,88090 \times 10^{-6}$
	300	$2,03674 \times 10^{-6}$
	400	$1,58357 \times 10^{-7}$
	500	$8,95820 \times 10^{-8}$
	600	$5,48555 \times 10^{-8}$
	700	$5,22987 \times 10^{-8}$
Z	1	$3,82692 \times 10^{-6}$
	100	$2,24749 \times 10^{-6}$
	200	$6,06972 \times 10^{-7}$

300	$2,20783 \times 10^{-7}$
400	$1,80805 \times 10^{-7}$
500	$9,78753 \times 10^{-8}$
600	$7,40535 \times 10^{-8}$
700	$5,19921 \times 10^{-8}$
800	$4,71547 \times 10^{-8}$

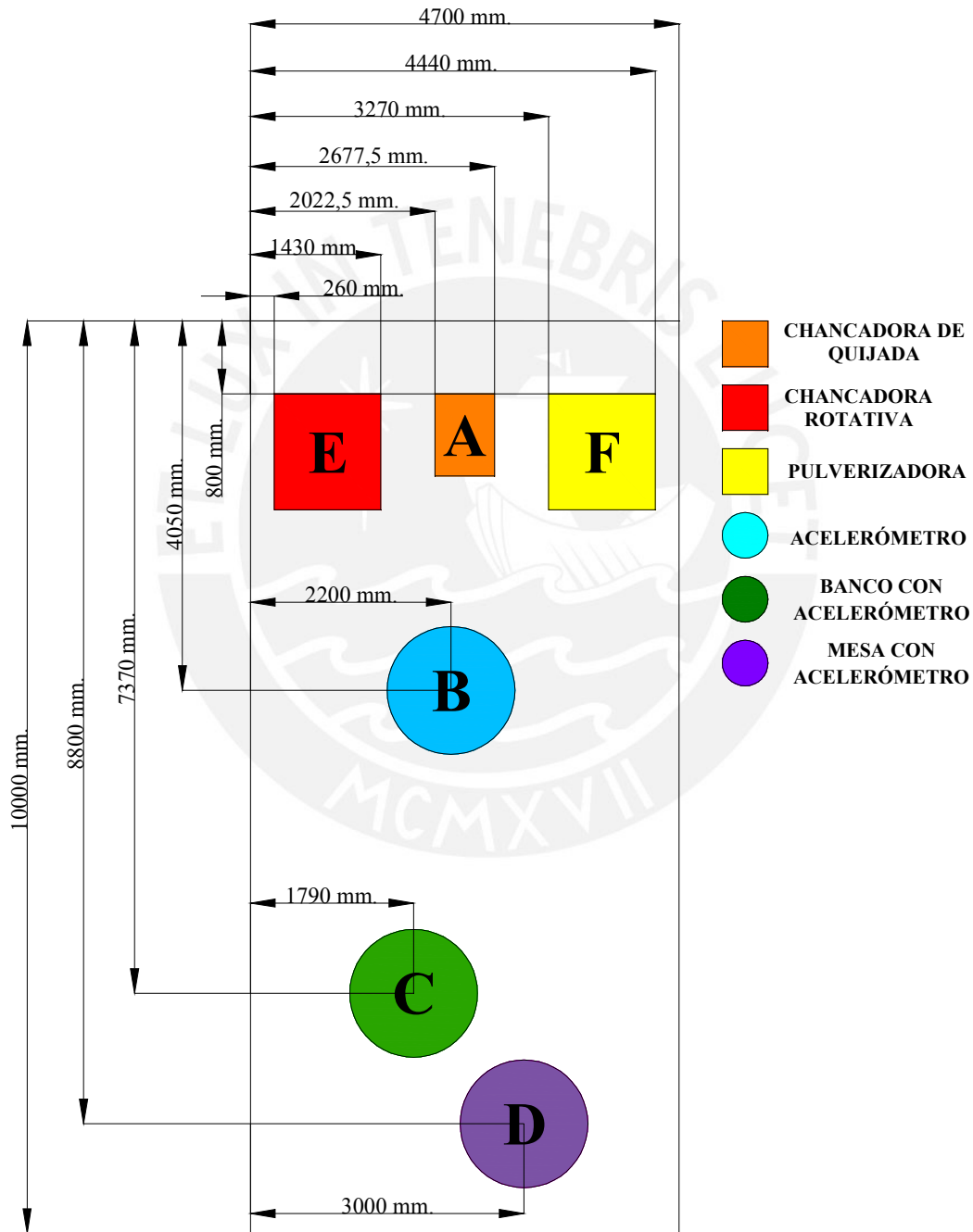


Figura 3.12 Plano de Ubicación de Zonas en Donde se Realizaron las Mediciones. Sala de Maquinas-Sección Ingeniería de Minas - PUCP

3.7 ENSAYOS PARA DETERMINAR LA TRANSMISIBILIDAD DE LAS FUERZAS EN LA CHANCADORA Y SU FRECUENCIA NATURAL.

Las medidas se realizaron en cada uno de los apoyos que soportan la Chancadora de Quijada. La ubicación de dichos apoyos se muestra en la figura 3.13. Además se realizaron medidas en los apoyos del todo el sistema, es decir, consideramos el conjunto formado por: El Bloque de Concreto, La Chancadora de Quijada y los Aisladores (ver figura 3.15 y figura 3.16).

El acelerómetro, encargado de recibir las señales, fue colocado en el material aislante polimérico, teniendo como medio una pequeña tabla de madera, la cual posee un canal y un orificio para facilitar su fijación y contacto con el aislante polimérico (ver figura 3.14).

De acuerdo a la ubicación de los apoyos mostrados en la figura 3.16, se obtuvieron las figuras 3.17, 3.18, 3.19 y 3.20, las cuales muestran la frecuencia natural en cada uno de los apoyos.

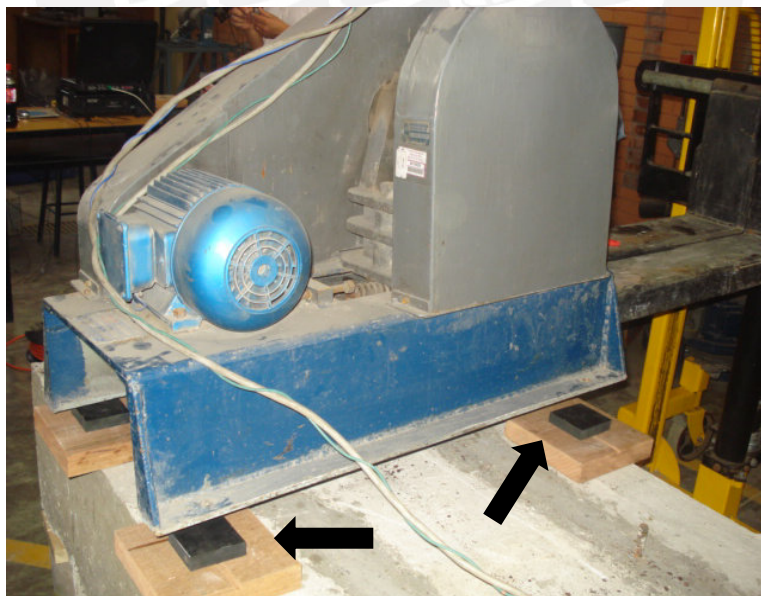


Figura 3.13 Ubicación de los Apoyos en la Chancadora de Quijada.

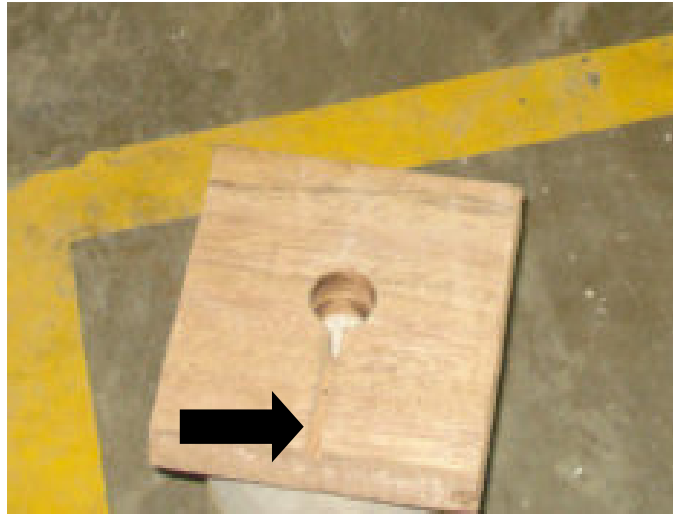


Figura 3.14 Detalle del Orificio y Canal necesario para la fijación del Acelerómetro.

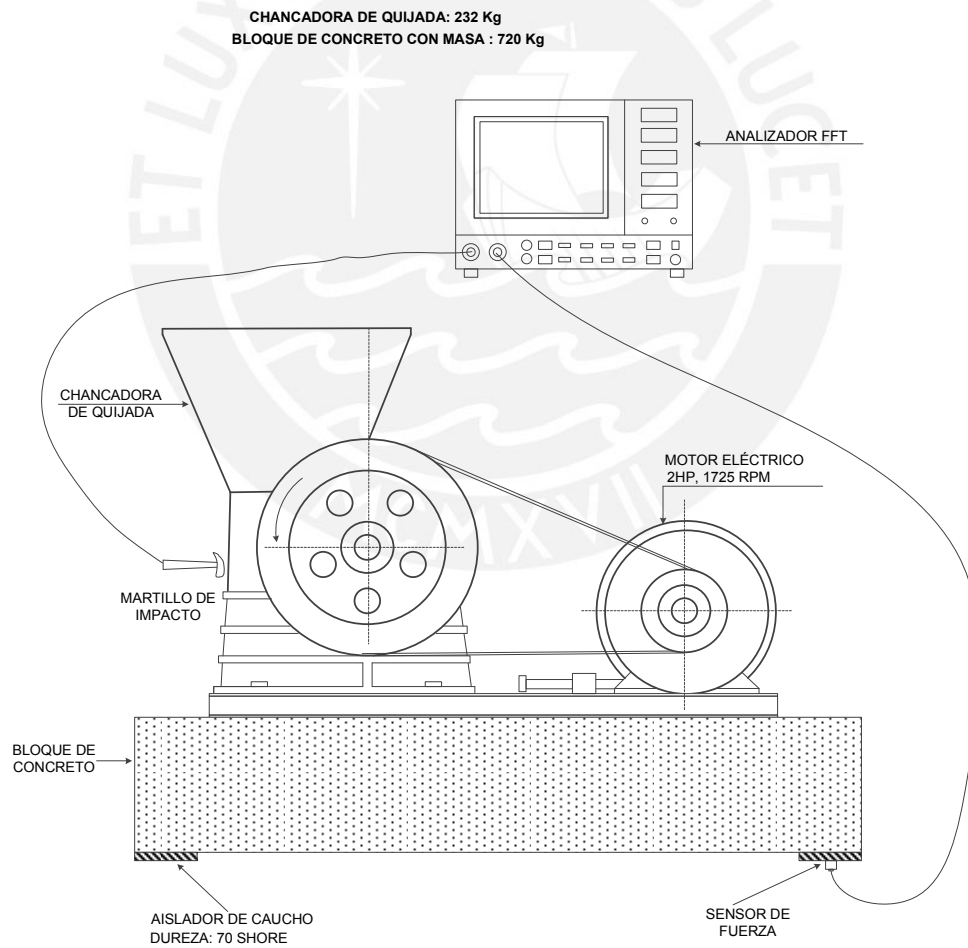


Figura 3.17. Ensayo de transmisibilidad de la Chancadora sobre el bloque de Concreto.

Figura 3.15 Ensayo de transmisibilidad de la Chancadora sobre el Bloque de Concreto



Figura 3.16 Ubicación de los Elementos que forman el Sistema.

Después de la verificación de la validez de los espectros y de la identificación positiva de los picos espectrales especialmente los componentes 1x, la identificación de las frecuencias naturales y el diagnóstico de los problemas de máquinas puede empezar.

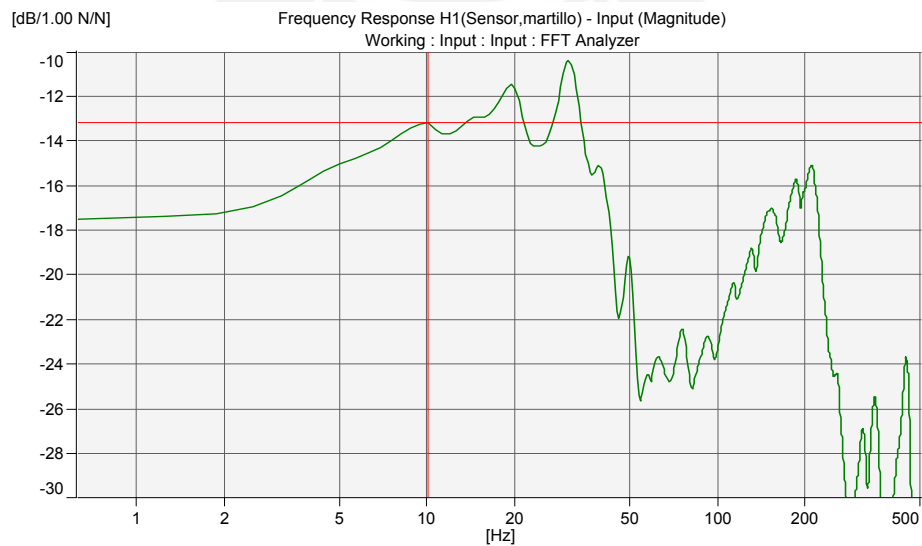


Figura 3.17 Datos de Frecuencia Natural y Desplazamiento en el apoyo 1.

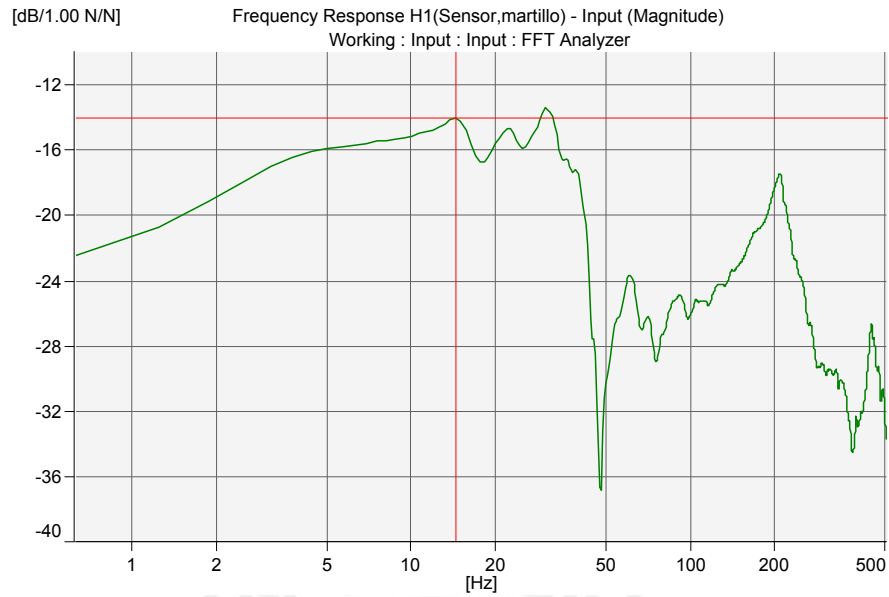


Figura 3.18 Datos de Frecuencia Natural y Desplazamiento en el apoyo 2.

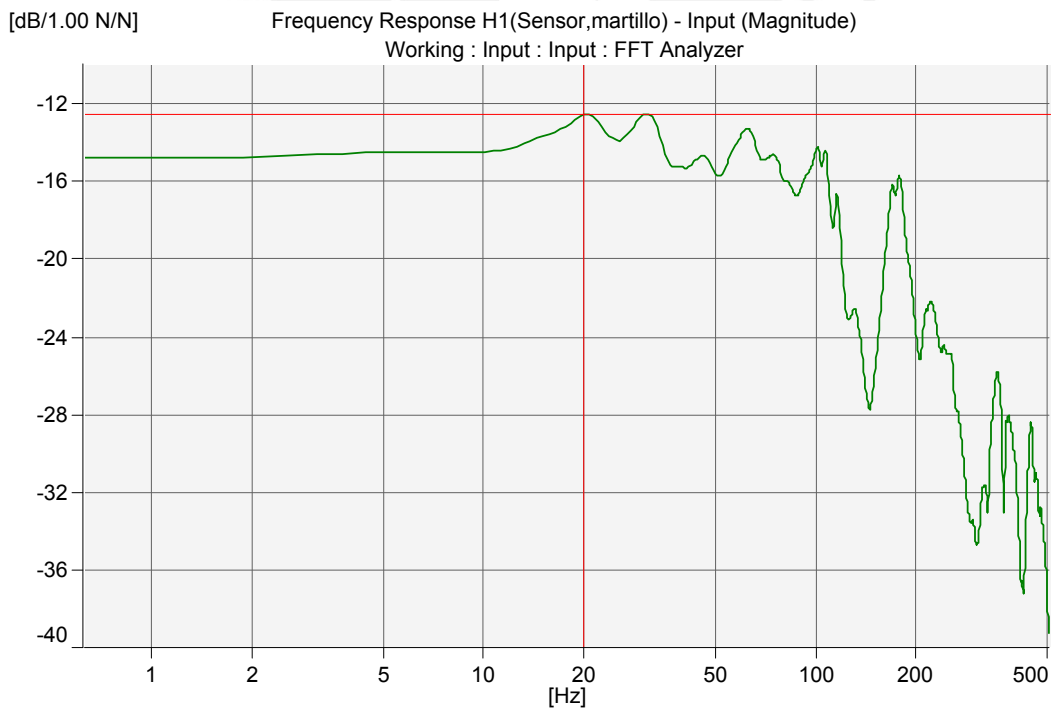


Figura 3.19 Datos de Frecuencia Natural y Desplazamiento en el apoyo 3.

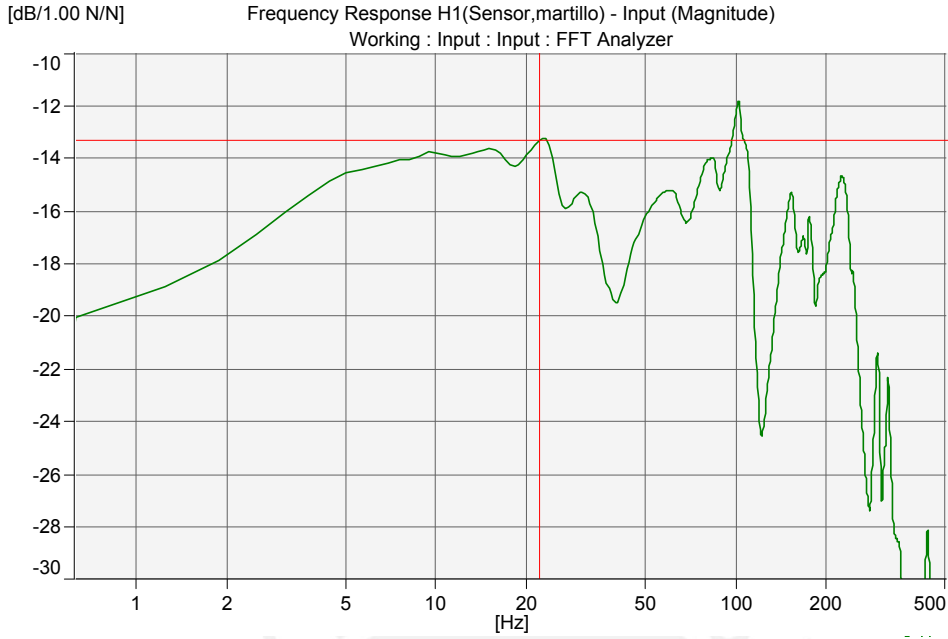


Figura 3.20 Datos de Frecuencia Natural y Desplazamiento en el apoyo 4.

3.8 DETERMINACION DEL CENTRO DE GRAVEDAD DE LA CHANCADORA.

A. Distancia entre los puntos de apoyo de la Chancadora de Quijada para su respectivo pesado.

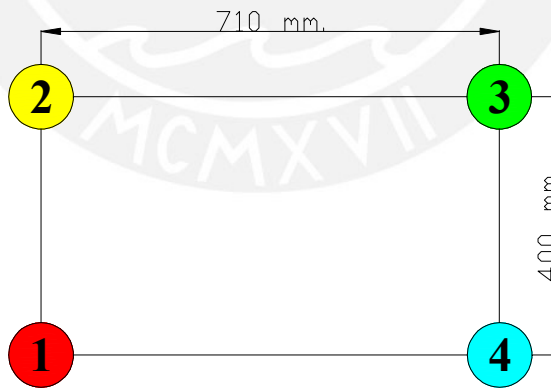


Figura 3.21 Distancias entre Apoyos.

B. Pesado de la Chancadora de Quijada en un plano horizontal desde sus centros de apoyo.

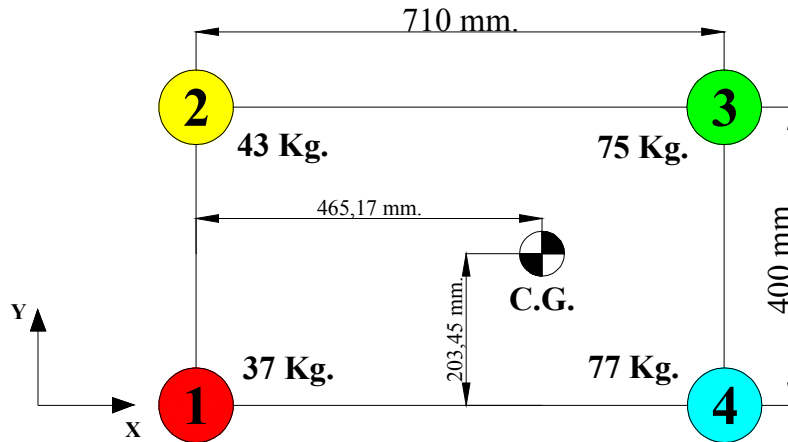


Figura 3.22 Distribución del Peso Total de la Chancadora en cada uno de sus Apoyos.



A.- Vista Isométrica de la Chancadora de Quijada.

B.- Vista Frontal de la Chancadora de Quijada.

Figura 3.23 Distribución de las Balanzas para el Pesaje de la Chancadora de Quijada.

$$m_T = m_1 + m_2 + m_3 + m_4 = (37 + 43 + 75 + 77) = 232 \text{ Kg.} \quad (3.1)$$

$$\bar{X} = \frac{X_1 m_1 + X_2 m_2 + X_3 m_3 + X_4 m_4}{m_T} = \frac{0 + 0 + 710(77) + 710(75)}{232}$$

$$\bar{X} = 465.17 \text{ mm.} \quad (3.2)$$

$$\bar{Y} = \frac{Y_1 m_1 + Y_2 m_2 + Y_3 m_3 + Y_4 m_4}{m_T} = \frac{0 + 400(43) + 75(400) + 0}{232}$$

$$\bar{Y} = 203.44 \text{ mm.} \quad (3.3)$$

Por lo tanto el Centro de Gravedad, con la chancadora en posición horizontal está ubicado en :

$$\text{C.G.} = (465.17, 203.44)$$

C. Pesado de la Chancadora de Quijada en posición inclinada, con cuatro balanzas, con la nivelación correspondiente (ver Fig. 3.23).

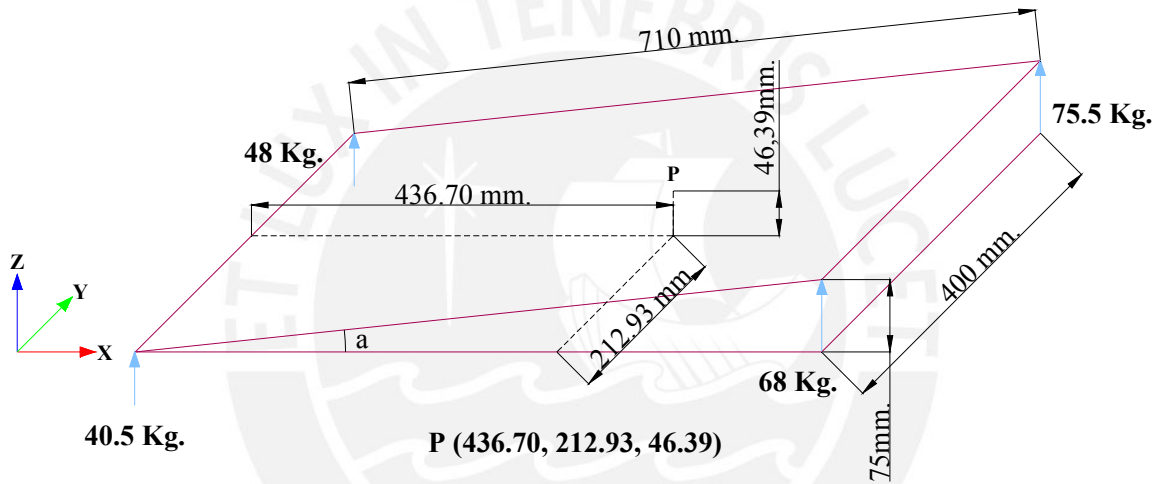


Figura 3.24 Diagrama de Pesaje de la Chancadora de Quijada

$$\text{Sen}(\alpha) = \frac{75}{710} \Rightarrow \alpha = \text{arc Sen} \frac{75}{710} \Rightarrow \alpha = 6.063^\circ \quad (3.4)$$

$$\bar{X} = \frac{X_1 m_1 + X_2 m_2 + X_3 m_3 + X_4 m_4}{m_T} = \frac{0 + 0 + 706.027(687) + 706.027(75.5)}{232}$$

$$\bar{X} = 436.702 \text{ mm.} \quad (3.5)$$

$$\bar{Y} = \frac{Y_1 m_1 + Y_2 m_2 + Y_3 m_3 + Y_4 m_4}{m_T} = \frac{0 + 400(48) + 400(75.5) + 0}{232}$$

$$\bar{Y} = 212.93 \text{ mm.} \quad (3.6)$$

$$\bar{Z} = \frac{Z_1 m_1 + Z_2 m_2 + Z_3 m_3 + Z_4 m_4}{m_T} = \frac{0 + 0 + 75(68) + 75(75.5)}{232} \quad (3.7)$$

$$\bar{Z} = 46.93 \text{ mm.}$$

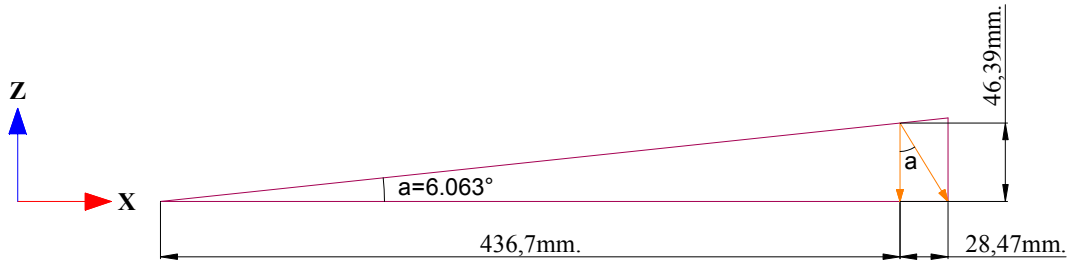


Figura 3.25 Diagrama para encontrar la altura Z del C.G. de la Chancadora de Quijada.

$$\tan \alpha = \tan (6.063) = \frac{28.47}{Z} \Rightarrow Z = 268.0385 \text{ mm.} \quad (3.8)$$

$$Z_{C.G.} = (268.0385 - 46.39) \text{ mm.} \Rightarrow Z_{C.G.} = 221.6485 \text{ mm.} \quad (3.9)$$

Por lo tanto el Centro de Gravedad en la chancadora, considerando las tres dimensiones, es:

$$\text{C.G.} = (465.17, 203.45, 221.65) \text{ mm.}$$

3.9 OBTENCION Y ANÁLISIS DE DATOS EN LOS ENSAYOS LA CHANCADORA, FUNCIONANDO CON CARGA.

Después de realizados los ensayos experimentales en la Chancadora de Quijada y la Superficie del Salón se obtuvieron los Espectros de Desplazamiento y Aceleración las cuales se muestran a continuación.

3.9.1 GRAFICAS DE LOS DATOS TOMADOS EN LA CHANCADORA DE QUIJADA, EN LOS EJES X, Y, Z; SEGÚN LA FIGURA No. 3.7.

3.9.1.1 MEDIDA DE DESPLAZAMIENTOS.



Figura 3.26 Espectro de Desplazamiento de la Chancadora de Quijada en el Eje X.

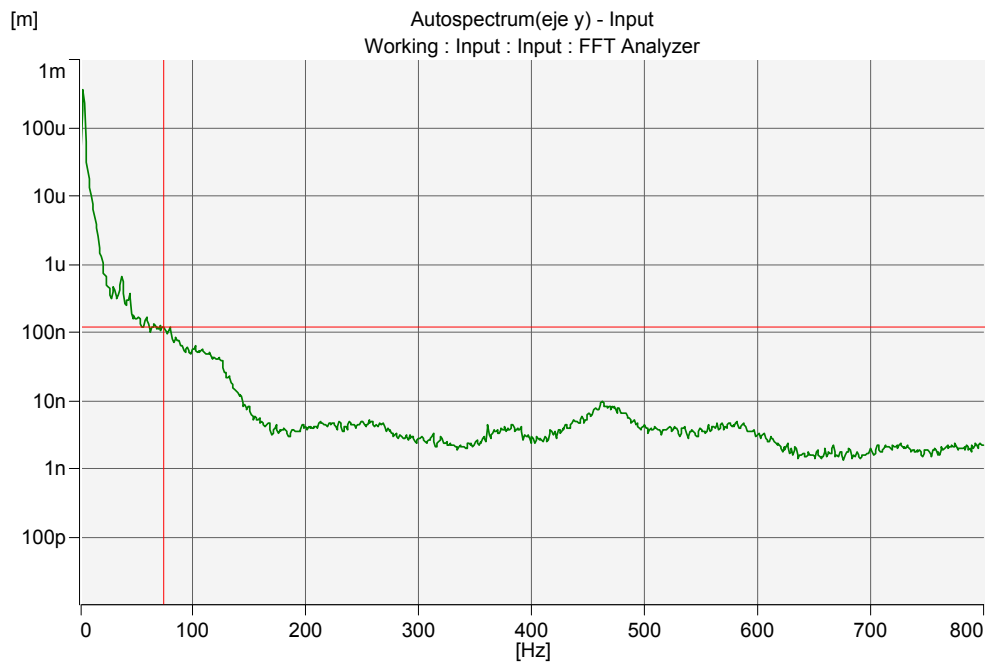


Figura 3.27 Espectro de Desplazamiento de la Chancadora de Quijada en el Eje Y.

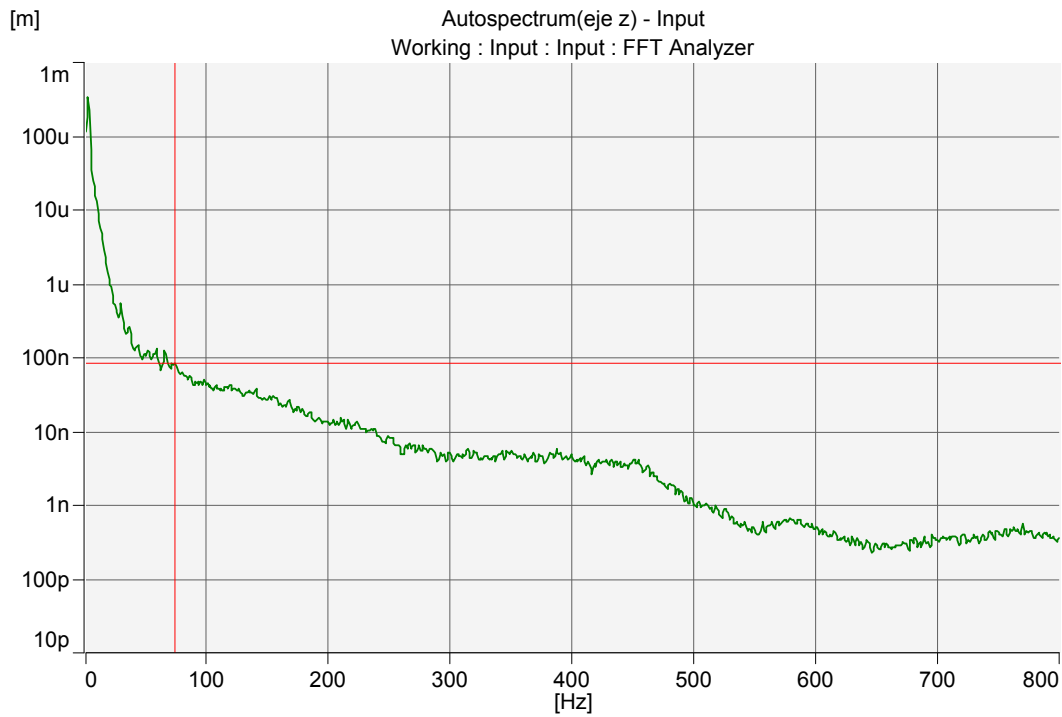


Figura 3.28 Espectro de Desplazamiento de la Chancadora de Quijada en el Eje Z.

3.9.1.2 MEDIDA DE ACELERACIONES.

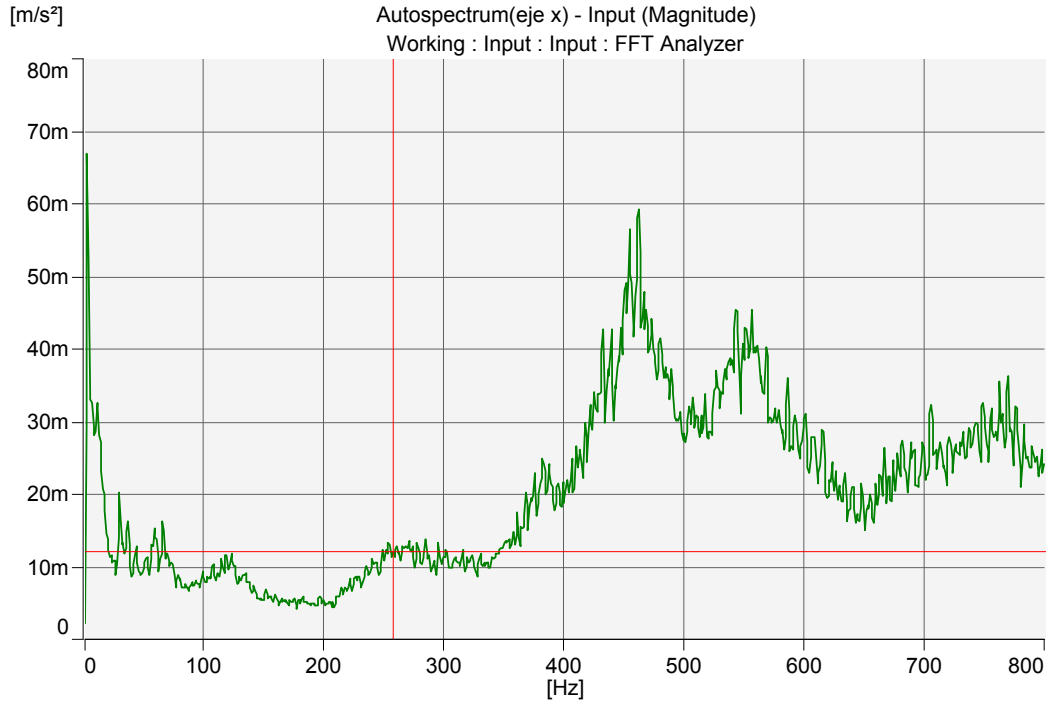


Figura 3.29 Espectro de Aceleración de la Chancadora de Quijada en el Eje X.

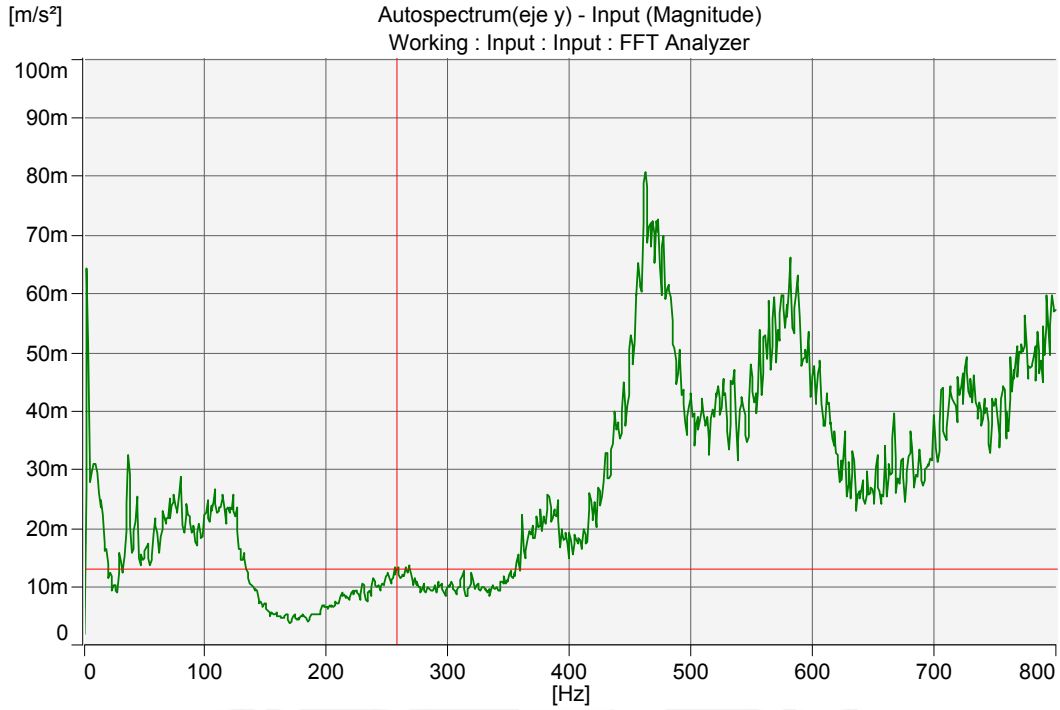


Figura 3.30 Espectro de Aceleración de la Chancadora de Quijada en el Eje Y.

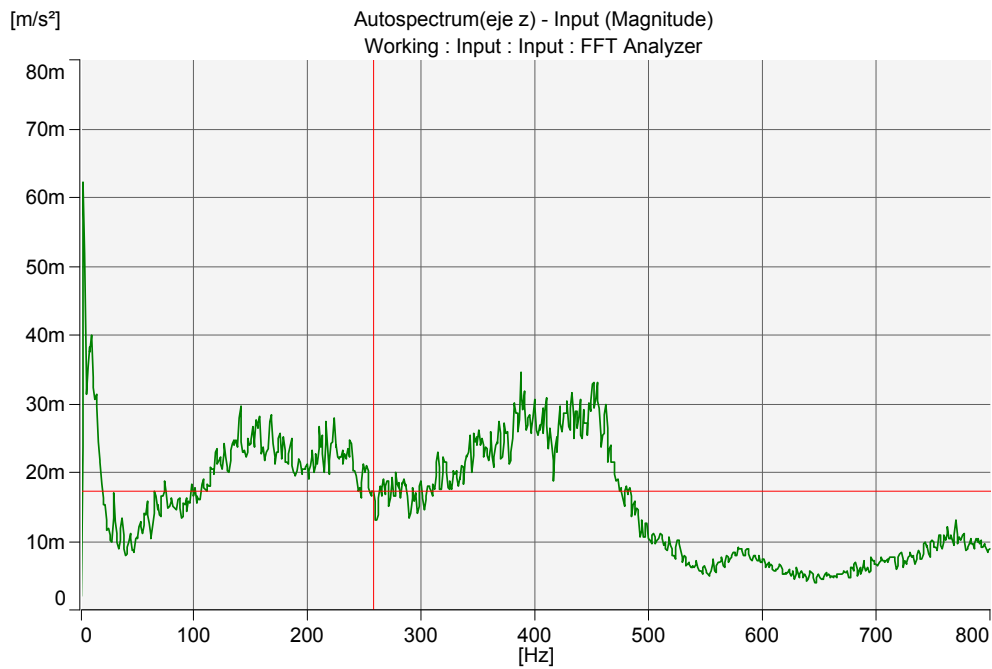


Figura 3.31 Espectro de Aceleración de la Chancadora de Quijada en el Eje Z.

3.9.2 MEDIDAS EN LA SUPERFICIE DEL SALÓN.

3.9.2.1 MEDIDA DE DESPLAZAMIENTOS.

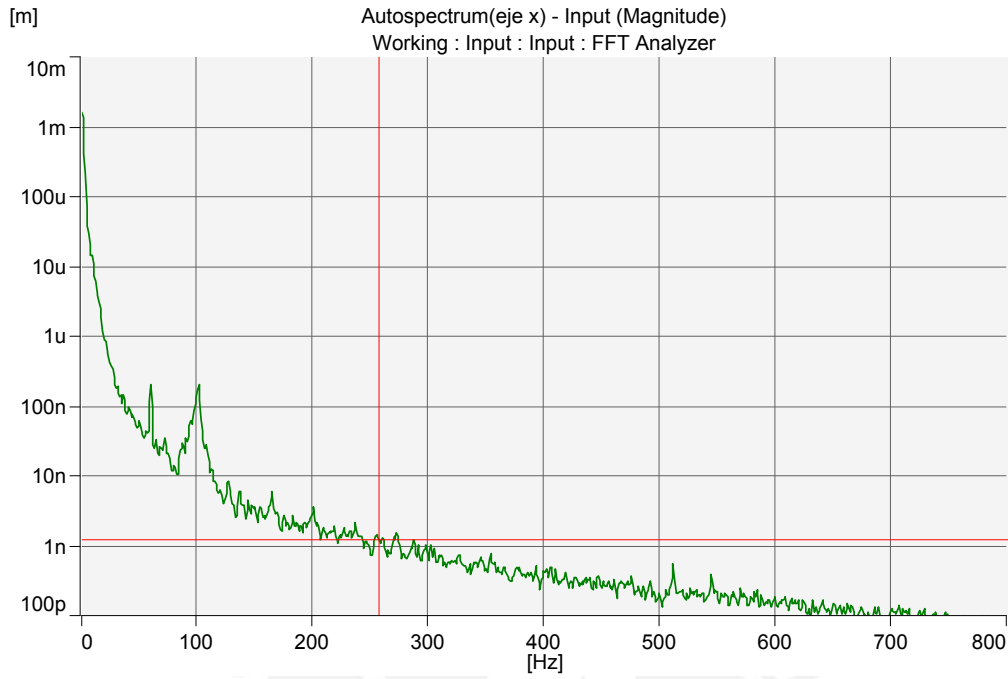


Figura 3.32 Espectro de Desplazamiento en la Superficie del Salón para el Eje X.

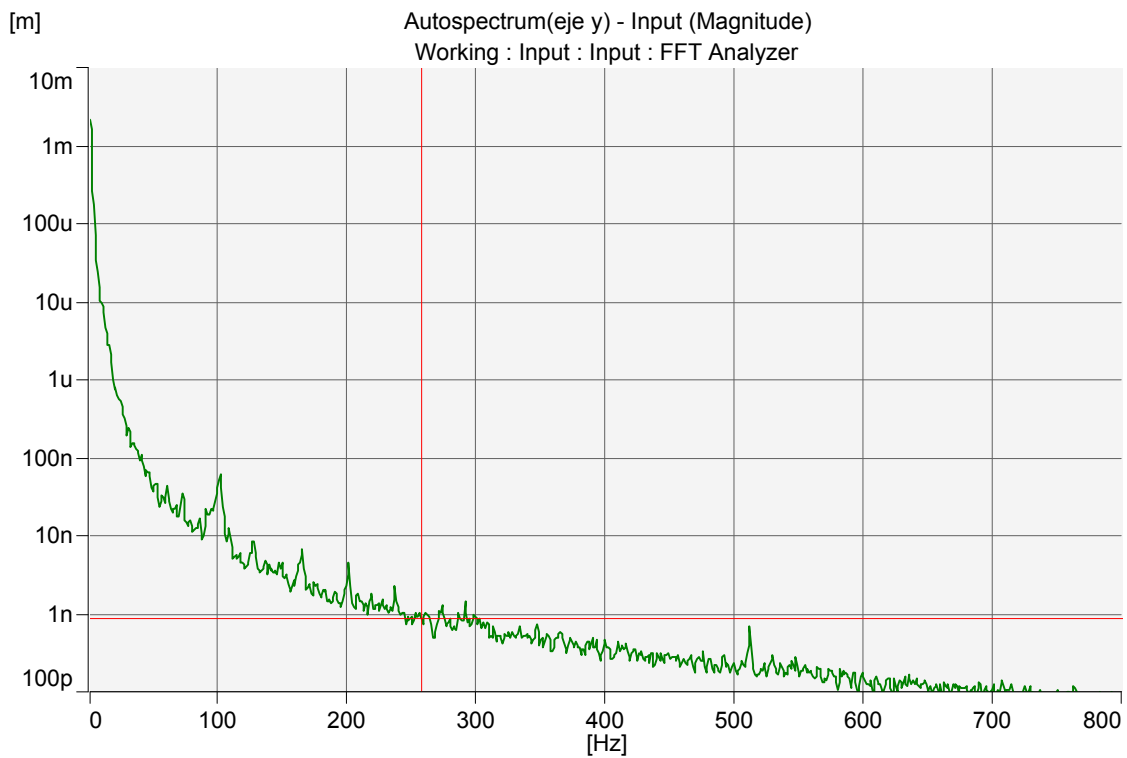


Figura 3.33 Espectro de Desplazamiento en la Superficie del Salón para el Eje Y.

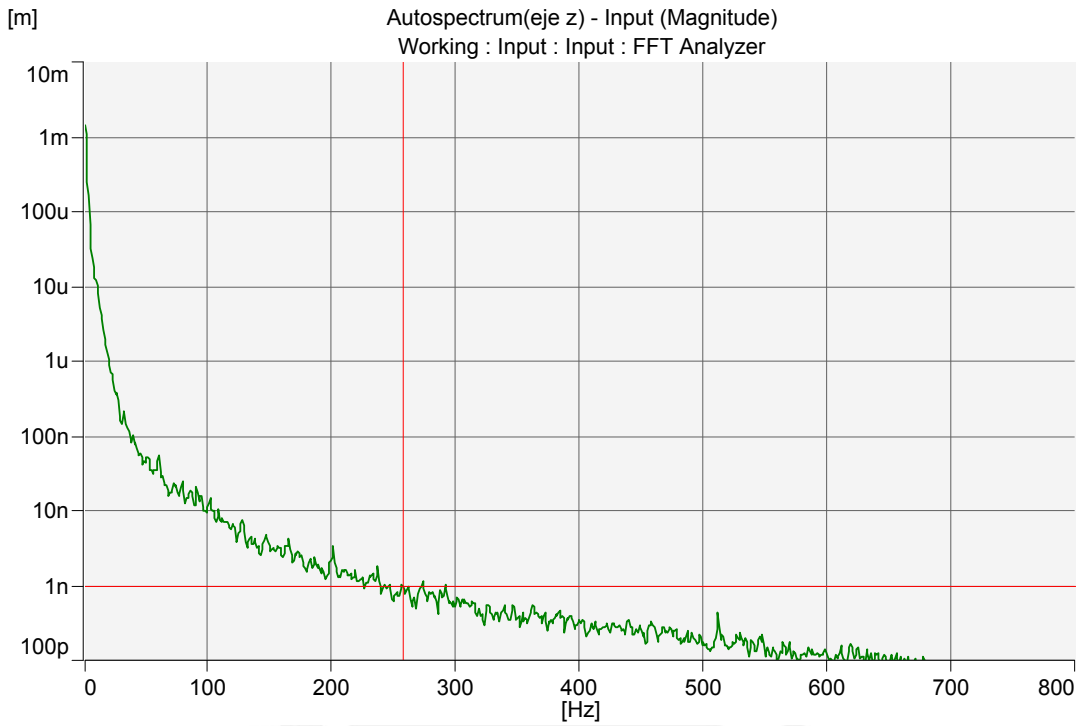


Figura 3.34 Espectro de Desplazamiento en la Superficie del Salón para el Eje Z.

3.9.2.2 MEDIDA DE ACELERACIONES.

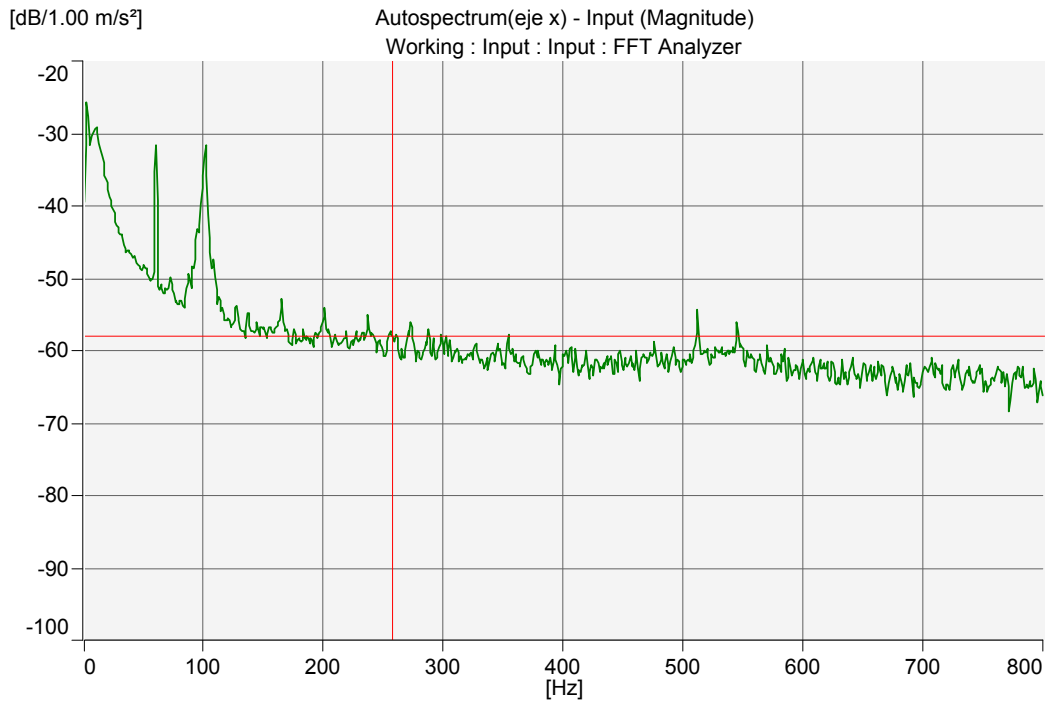


Figura 3.35 Espectro de Aceleración en la Superficie del Salón para el Eje X.

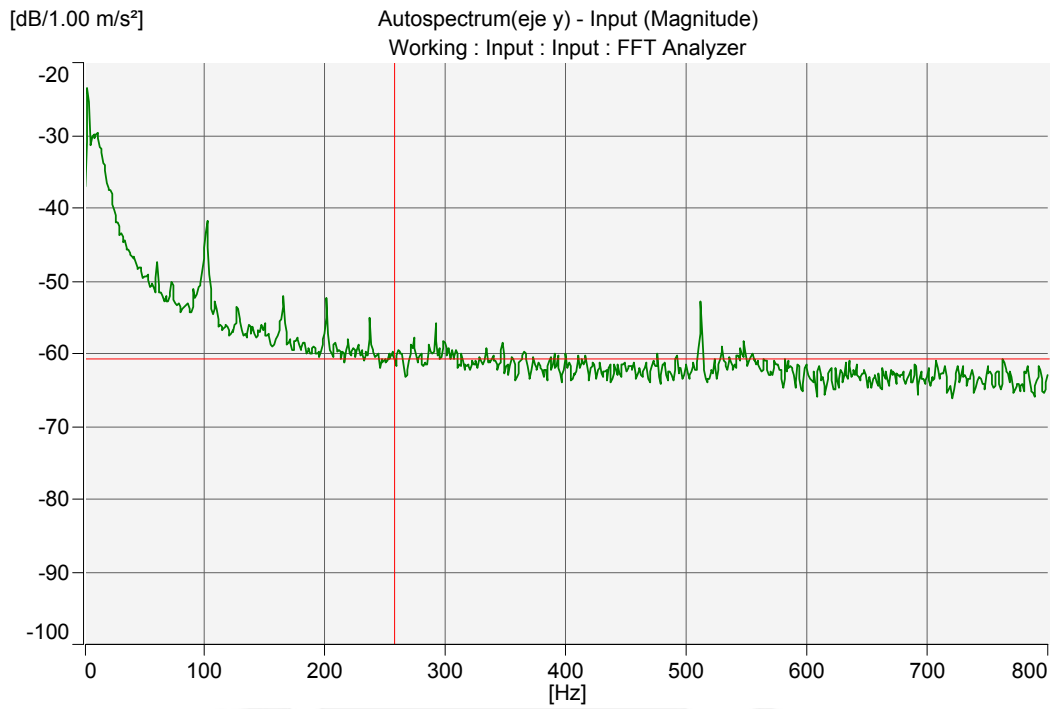


Figura 3.36 Espectro de Aceleración en la Superficie del Salón para el Eje Y.

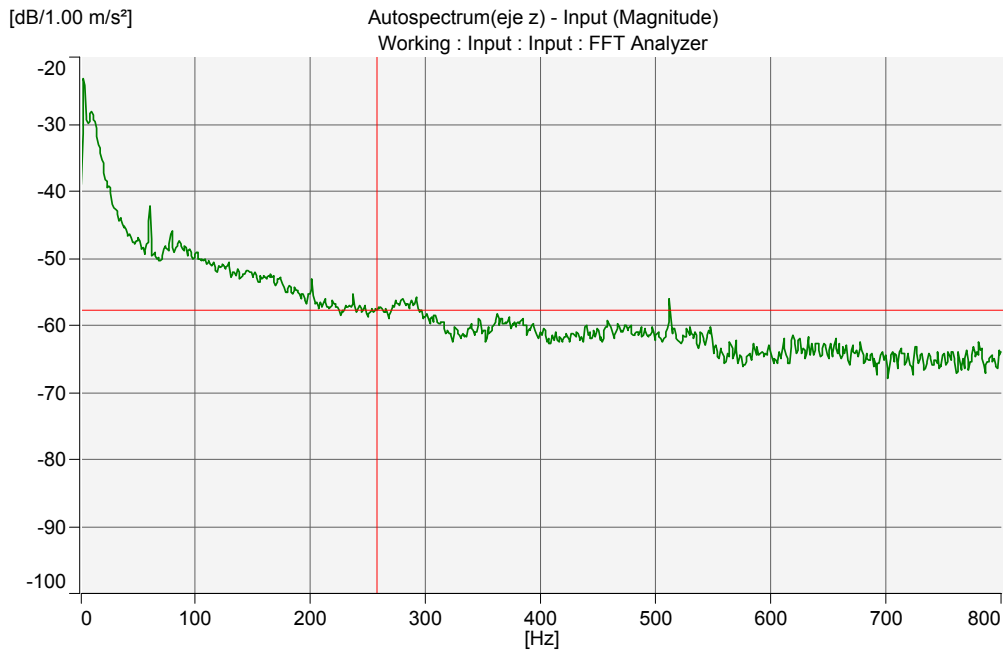


Figura 3.37 Espectro de Aceleración en la Superficie del Salón para el Eje Z.

3.9.3 MEDIDAS EN UN BANCO SOBRE LA SUPERFICIE DEL SALÓN.

3.9.3.1 MEDIDA DE DESPLAZAMIENTOS.

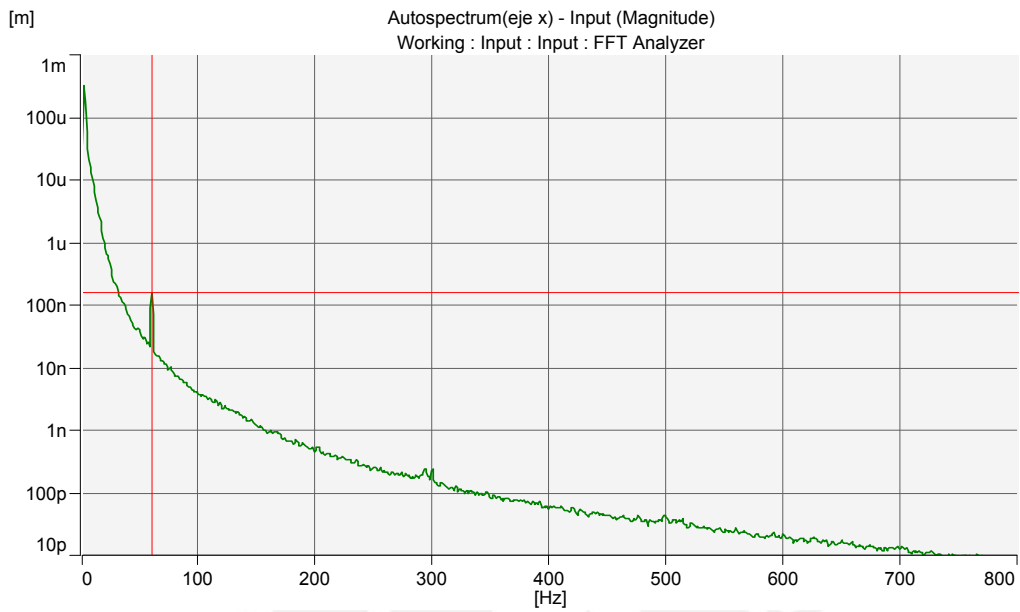


Figura 3.38 Espectro de Desplazamiento en Banco sobre la Superficie del Salón para el Eje X.

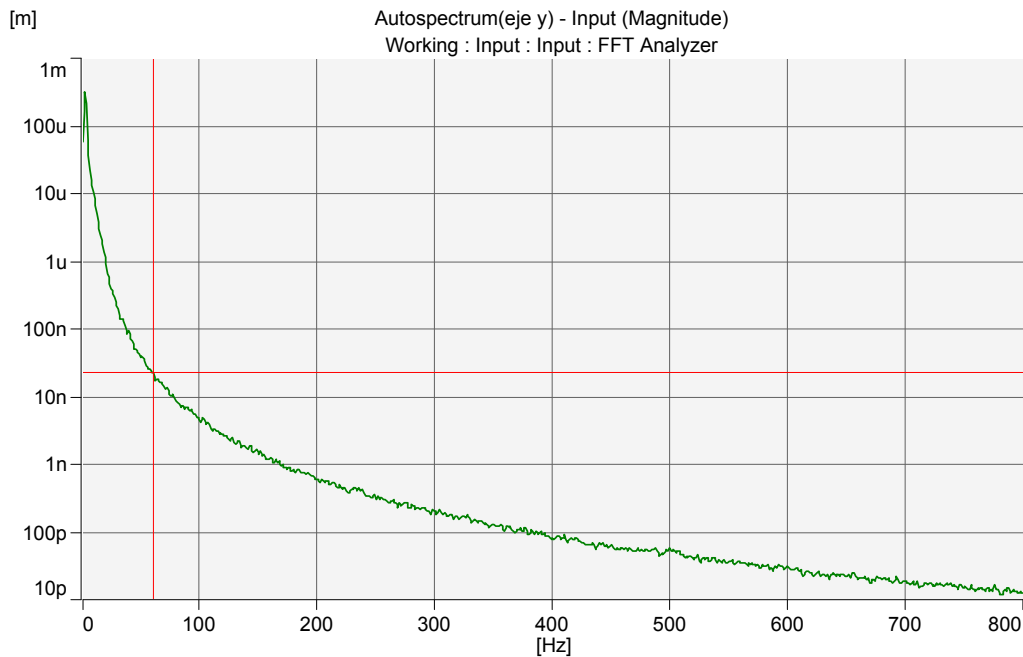


Figura 3.39 Espectro de Desplazamiento en Banco sobre la Superficie del Salón para el Eje Y.

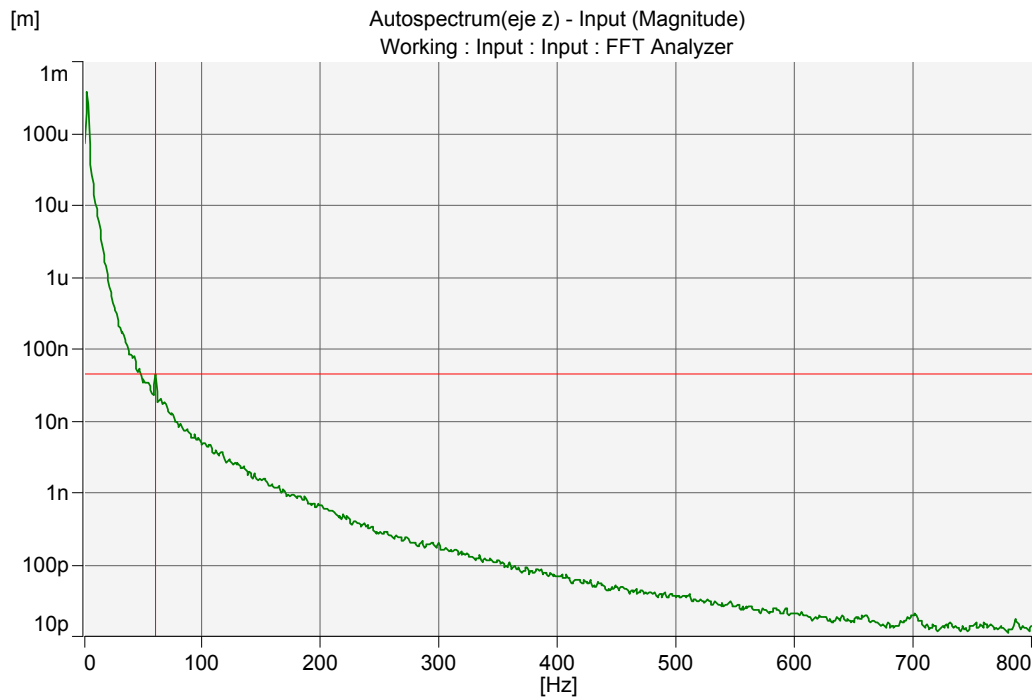


Figura 3.40 Espectro de Desplazamiento en Banco sobre la Superficie del Salón para el Eje Z.

3.9.3.2 MEDIDA DE ACELERACIONES.

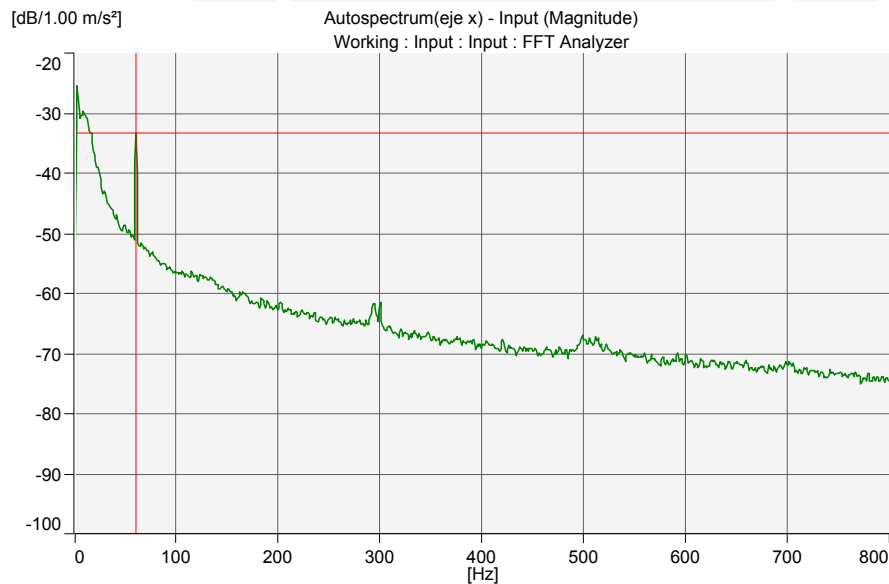


Figura 3.41 Espectro de Aceleración en Banco sobre la Superficie del Salón para el Eje X.

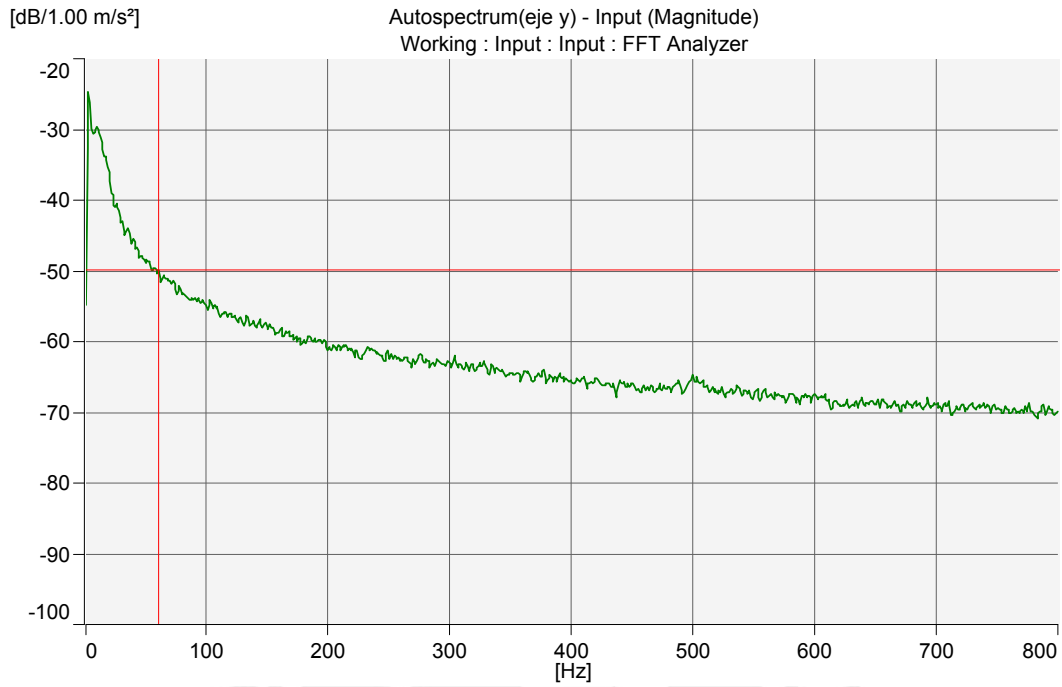


Figura 3.42 Espectro de Aceleración en Banco sobre la Superficie del Salón para el Eje Y.

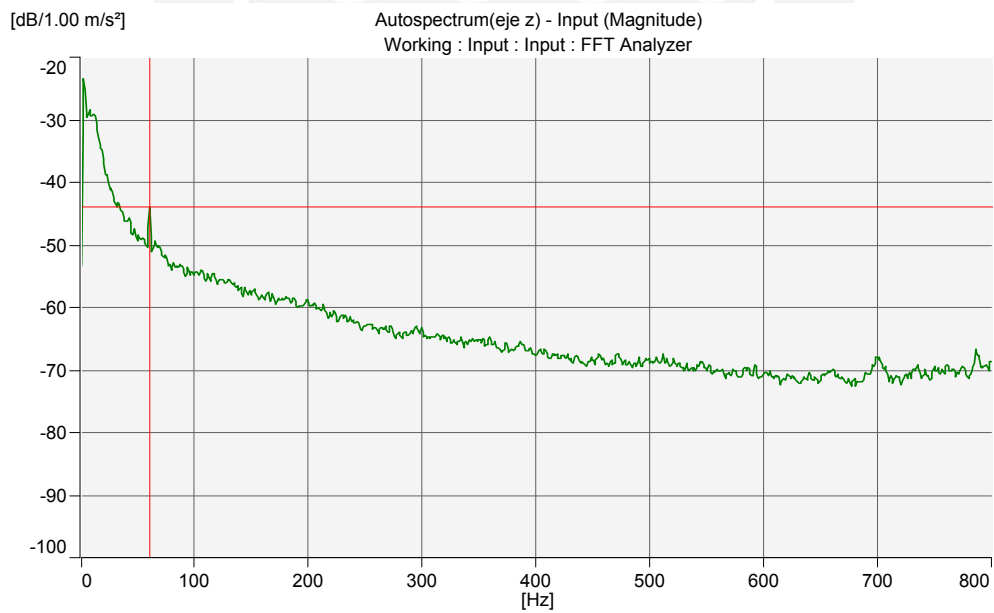


Figura 3.43 Espectro de Aceleración en Banco sobre la Superficie del Salón para el Eje Z.

3.9.4 MEDIDAS EN UNA MESA SOBRE LA SUPERFICIE DEL SALÓN:

3.9.4.1 MEDIDA DE DESPLAZAMIENTOS.

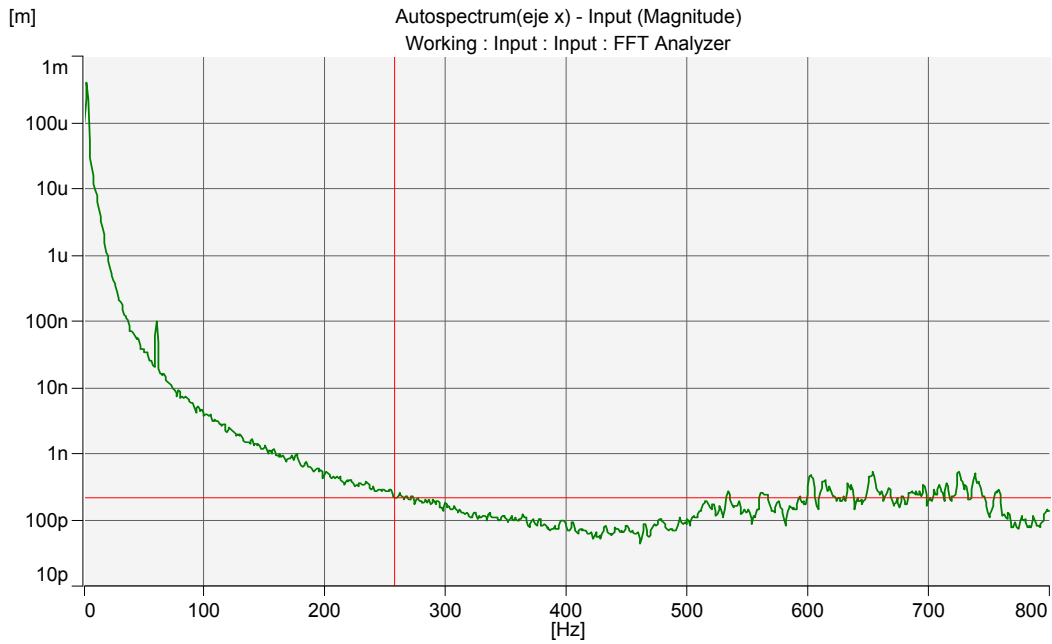


Figura 3.44 Espectro de Desplazamiento en una Mesa sobre la Superficie del Salón para el Eje X.

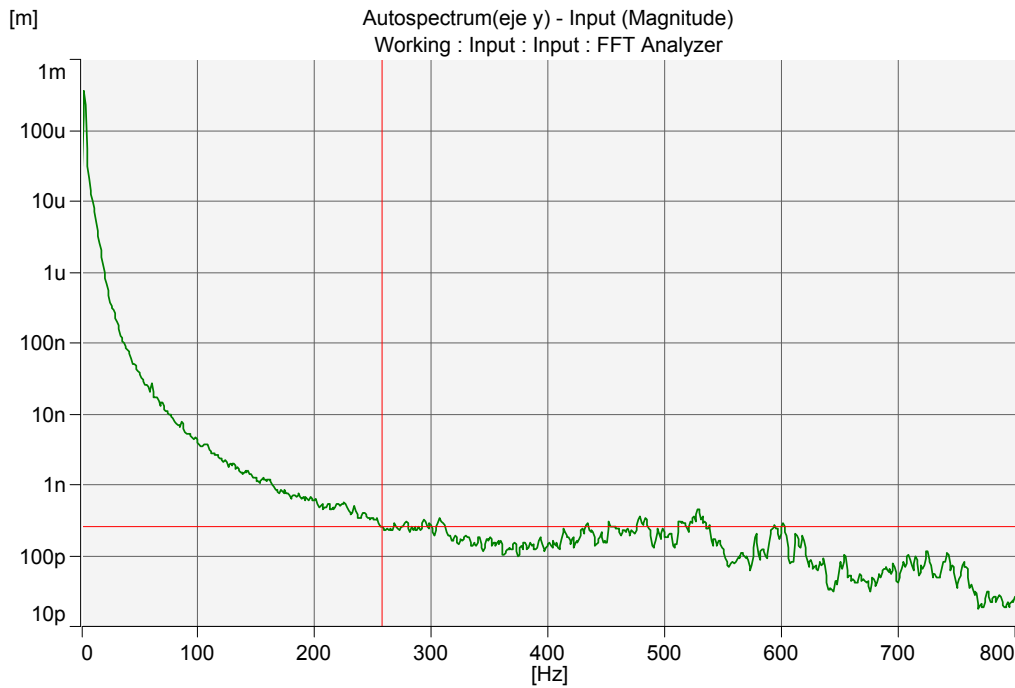


Figura 3.45 Espectro de Desplazamiento en una Mesa sobre la Superficie del Salón para el Eje Y.

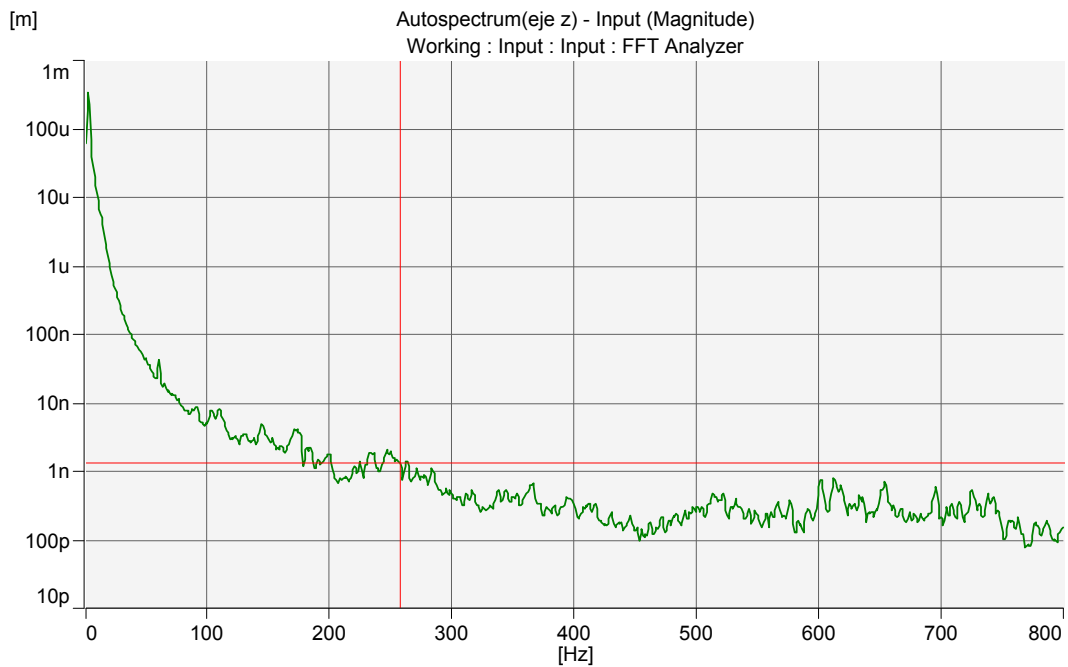


Figura 3.46 Espectro de Desplazamiento en una Mesa sobre la Superficie del Salón para el eje Z.

3.9.4.2 MEDIDA DE ACELERACIONES.

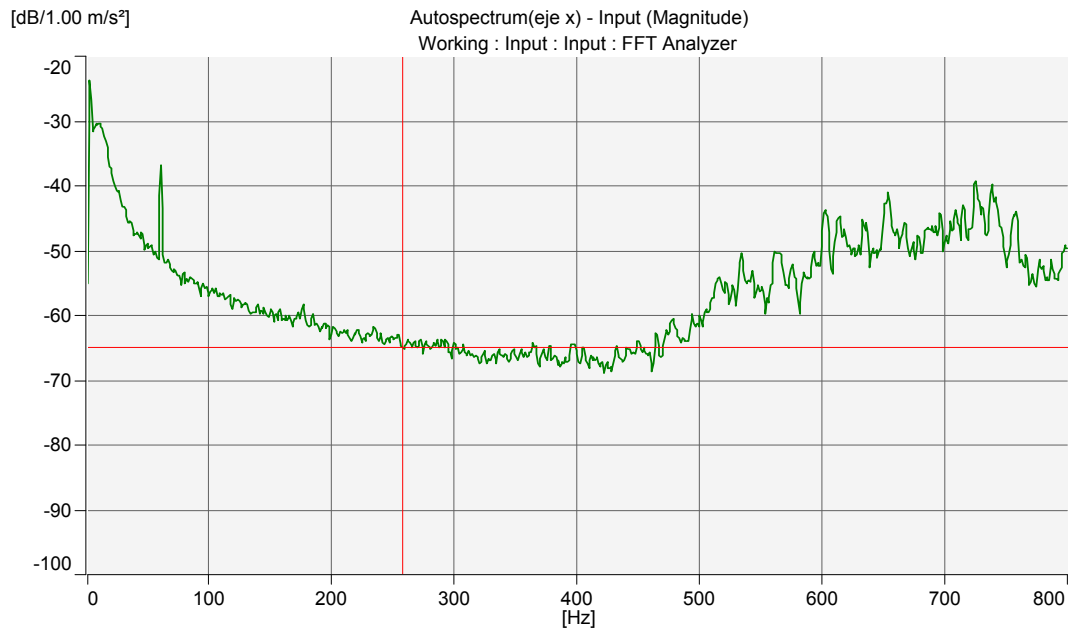


Figura 3.47 Espectro de Aceleración en una Mesa sobre la Superficie del Salón para el Eje X.

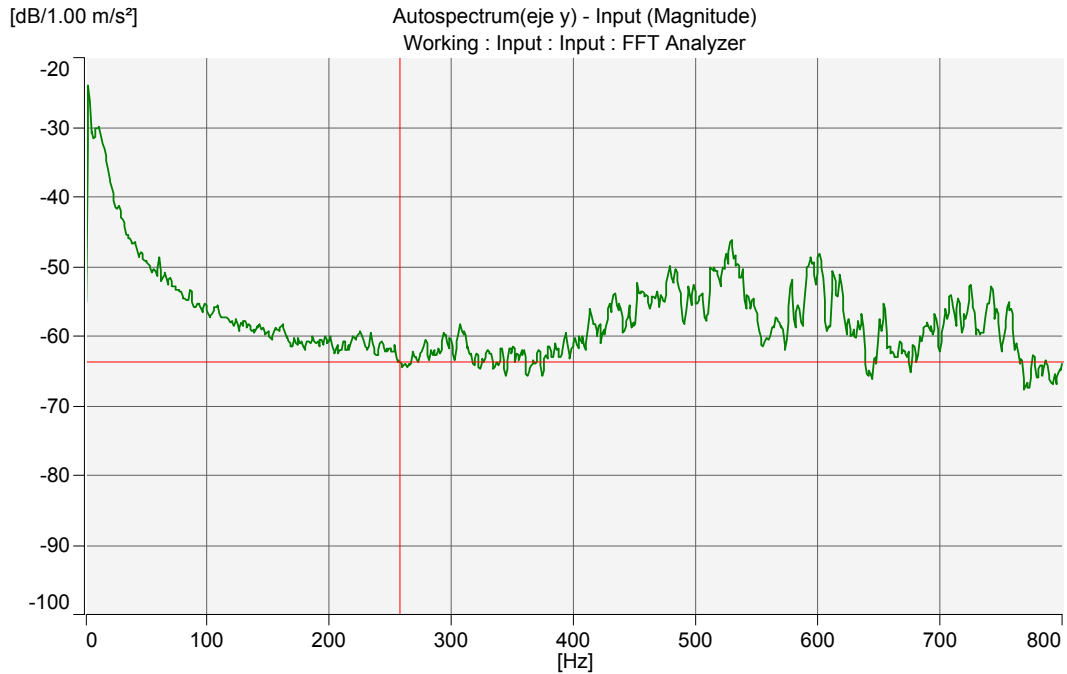


Figura 3.48 Espectro de Aceleración en una Mesa sobre la Superficie del Salón para el Eje Y.

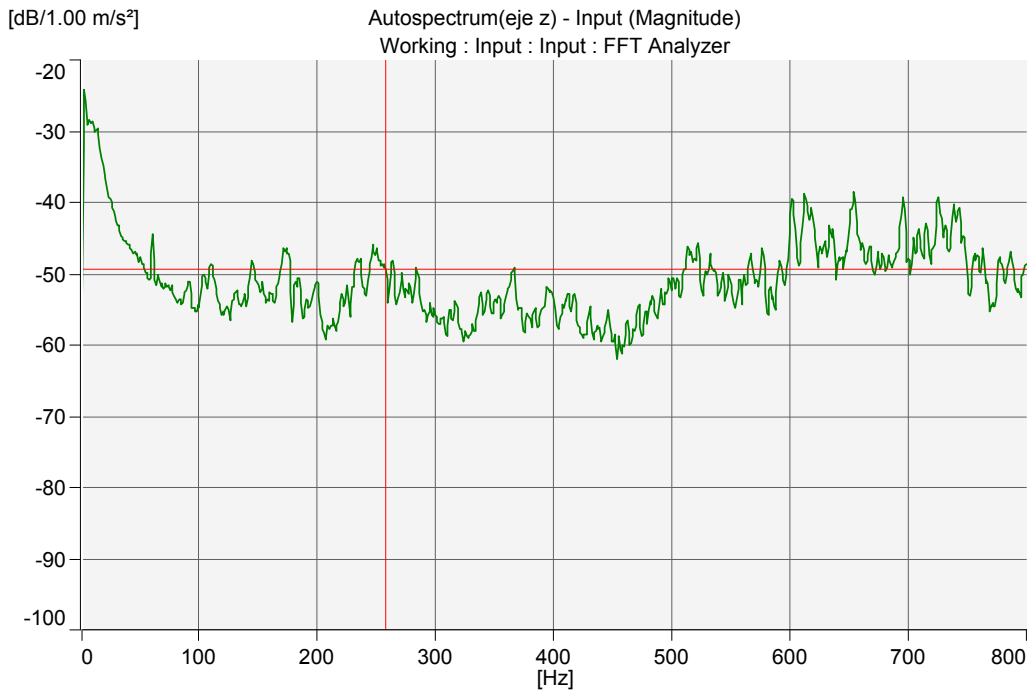


Figura 3.49 Espectro de Aceleración en una Mesa sobre la Superficie del Salón para el Eje Z.

CAPITULO IV

ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

4.1 ANÁLISIS DE LOS DATOS EXPERIMENTALES.

Observando las graficas obtenidas, vemos que cuando el instrumento está conectado al sistema eléctrico de la universidad, aparece en el espectro un pico de vibración, que tiene una frecuencia de 60 Hz., posiblemente sea la frecuencia de la corriente eléctrica del sistema y no de la Chancadora de Quijada. Ver figura 4.1.

Cuando el instrumento de medición trabaja solamente con baterías, ya no aparece la componente de 60 Hz, por lo cual se descarta que sea una frecuencia de vibración de la Chancadora de Quijada. Ver figura 4.2.

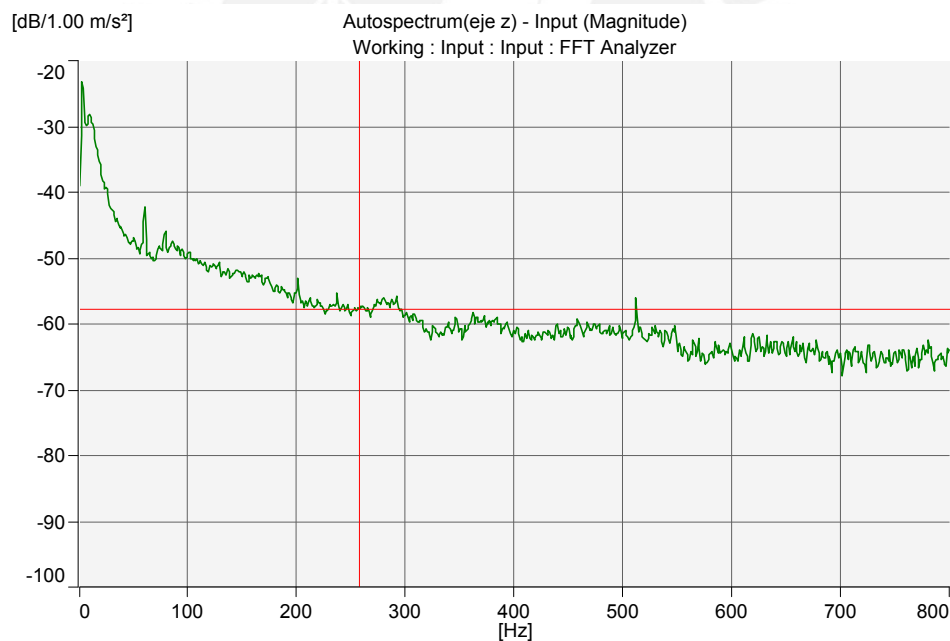


Figura 4.1 Espectro de Aceleración de la Chancadora de Quijada en el Eje Z cuando el Instrumento de Medición trabaja con Corriente Eléctrica.

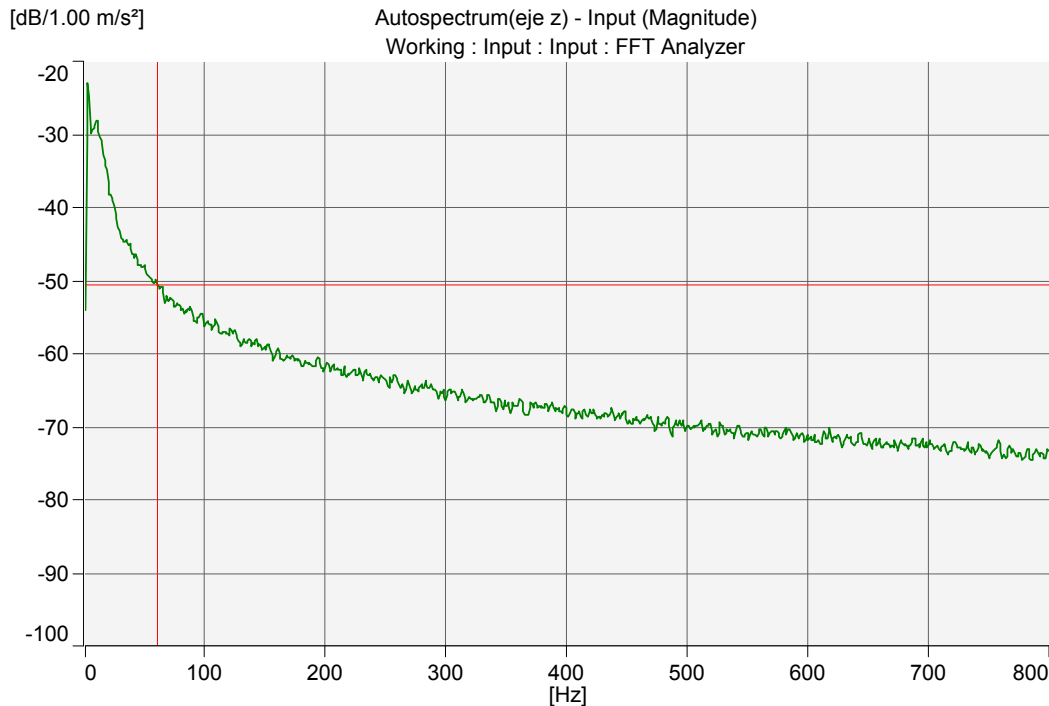


Figura 4.2 Espectro de Aceleración de la Chancadora de Quijada en el Eje Z cuando el Instrumento de Medición trabaja sin Corriente Eléctrica.

Asimismo, teniendo en cuenta la Norma ISO 2631-1: 1997 que se refiere a “Niveles de Confort en función de la amplitud de la vibración”, que se muestra en la Tabla 2.3 y los valores experimentales de la aceleración, encontrados en los ensayos a que fue sometida la Chancadora de Quijada, sin carga, cuyos datos se muestran en la Tabla 3.2; se infiere que los valores de la aceleración están por debajo de 0.315 m/s^2 , que es el límite de amplitud, que la norma indica para que las vibraciones “no molesten”. Observando la Tabla 3.5, a igual rango de frecuencia, teniendo la Chancadora de Quijada con carga, se observa que la aceleración toma valor de 0.685 m/s^2 ; que si lo comparamos con los rangos de la Norma ISO 2631-1:1997 (0.5 a 1 m/s^2) la vibración resulta “Bastante Molesta” (Tabla 2.3).

4.2 IDENTIFICACIÓN DE CAUSAS DE LAS VIBRACIONES.

Una vez obtenidos los datos medidos, tanto para las aceleraciones y desplazamientos de las vibraciones en la Chancadora de Quijada, de una forma

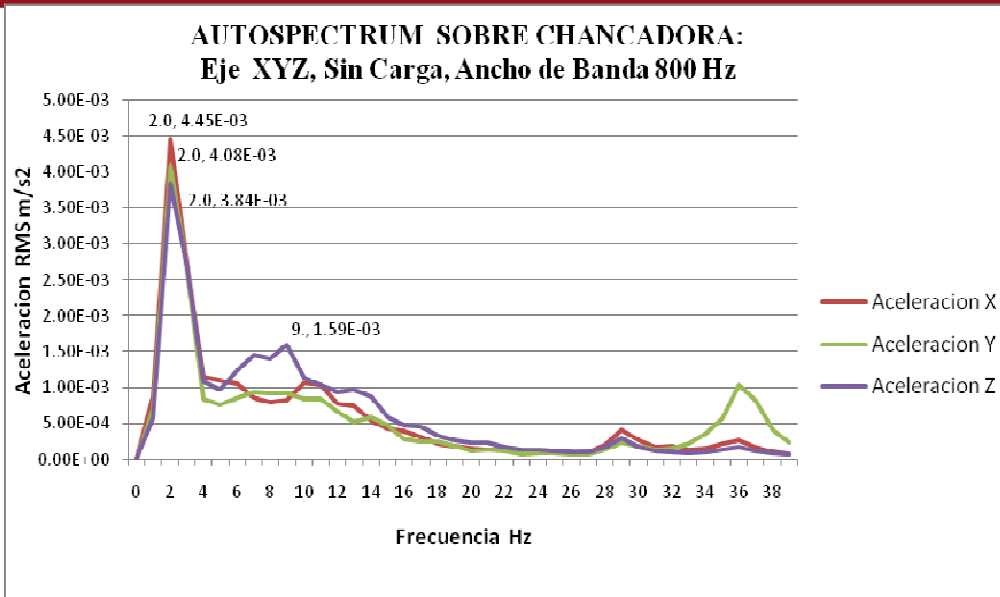
metódica y precisa, las mayores amplitudes fuera de norma y defectos pueden localizarse al comparar las amplitudes de las vibraciones tomadas. Normalmente una máquina que funciona correctamente tiene valores que suelen seguir una línea con tendencia ligeramente ascendente o constante. Si en algún momento los valores aumentan o la tendencia asciende de una forma inesperada, se puede pensar en la presencia de algún problema.

Una vez corregido el problema, seguir la evolución de la reparación, de esta forma se conocerá si realmente existía el defecto, si dicho efecto estaba situado en el punto con máxima vibración y lo que es más importante, asegurarse de que el problema haya desaparecido.

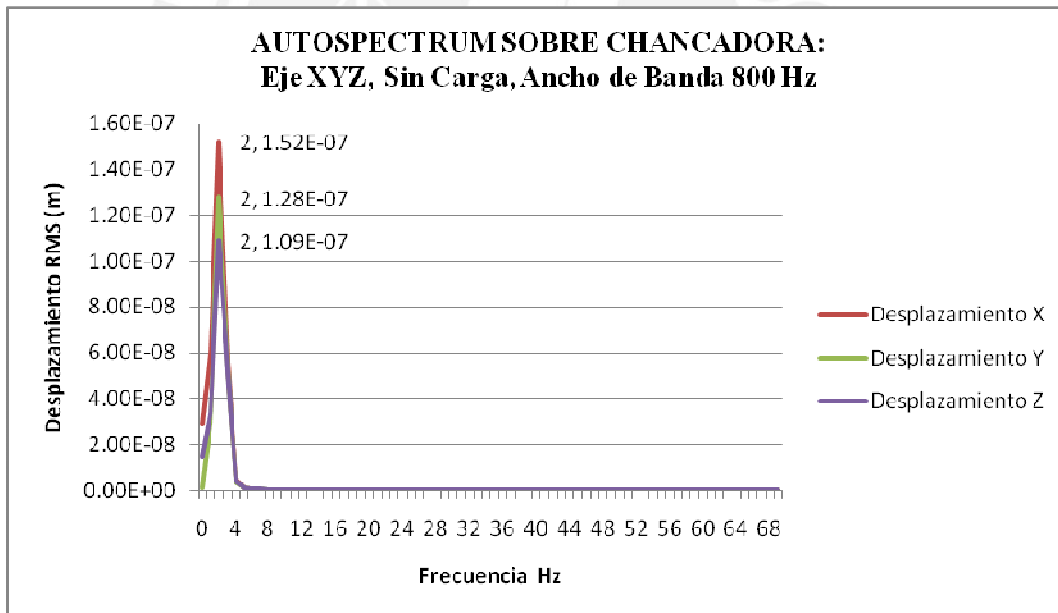
Figure 5.1-2
Tables of vibration severity, like this one published by the ISO,* are most useful as guidelines rather than absolute limits.

Vibration Severity		Support Classification	
In./sec.	mm/sec	Hard Supports	Soft Supports
.017	.045	good	good
.028	.071		
.044	1.12		
.071	1.8	satisfactory	
.11	2.8		satisfactory
.18	4.5	unsatisfactory	
.28	7.1		unsatisfactory
.44	11.2	impermissible	
.71	18.0		impermissible
1.10	28.0		
2.80	71.0		

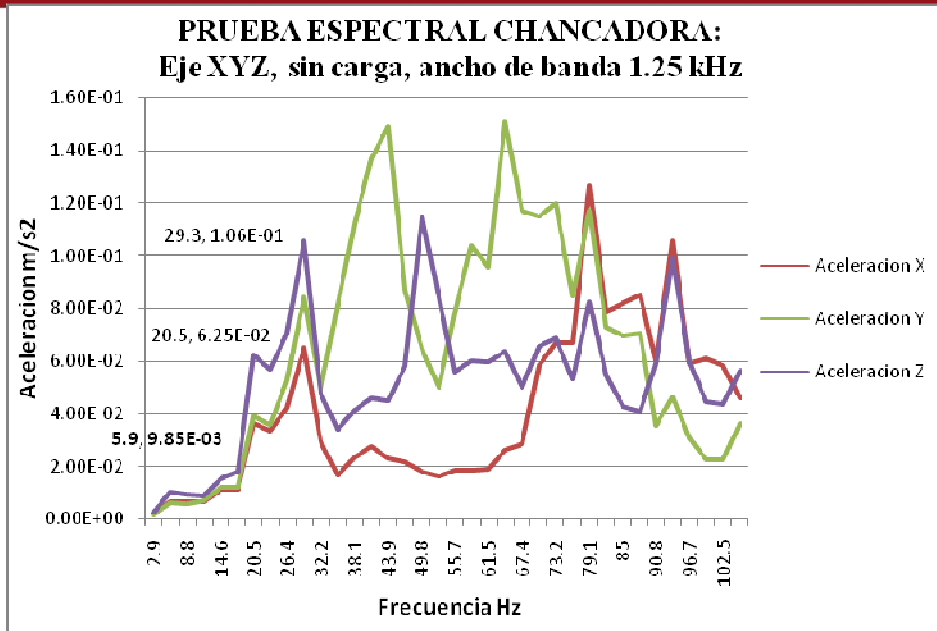
Tabla 4.1 Este material es reproducido con permiso de la Organización Internacional de Normalización Estándar 3945-1977, las vibraciones mecánicas de grandes máquinas rotativas con Rango de velocidad de 10 a 200 Rev. / s - Medición y Evaluación de la intensidad de vibración in situ, propiedad de la American National Standards Institute, 1430 Broadway, New York, NY 10018



Grafica 4.1 Frecuencias naturales de la chancadora, sin carga, teniendo en cuenta un ancho de banda de 800 Hz



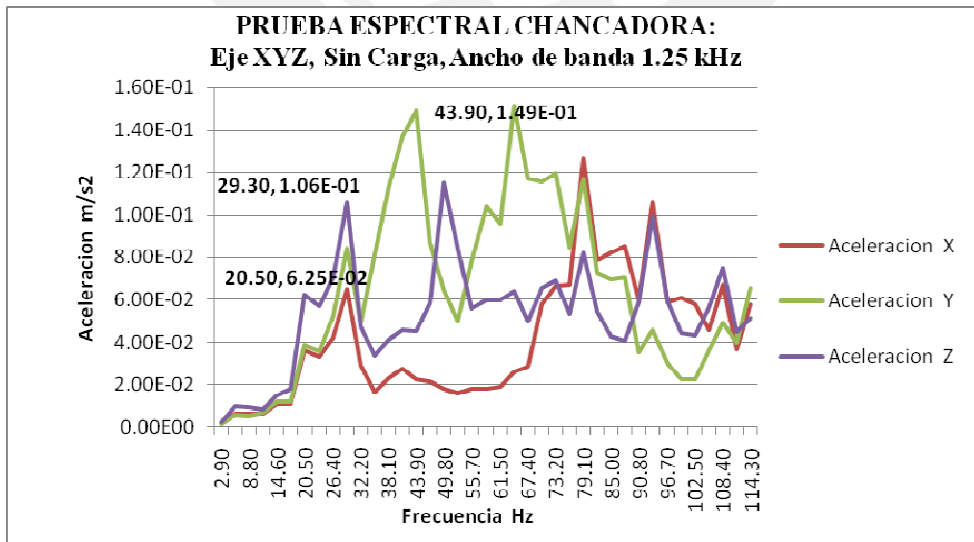
Grafica 4.2 Frecuencias naturales de la chancadora, sin carga, teniendo en cuenta un ancho de banda de 800 Hz



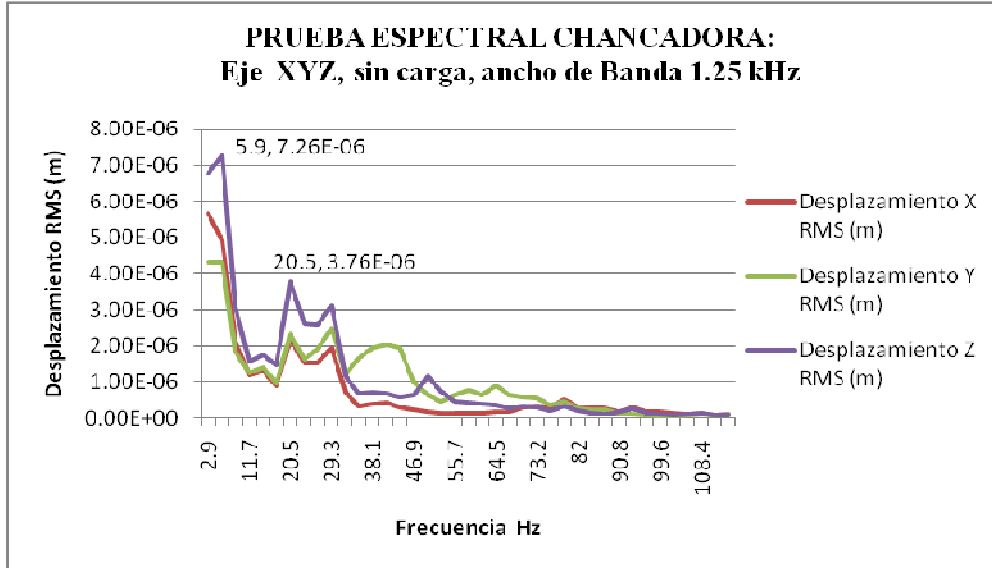
Grafica 4.3 Frecuencias naturales de la chancadora, sin carga, teniendo en cuenta un ancho de banda de 1250 Hz

En las gráficas, se han tomado valores bajos de frecuencia, porque indican variaciones más significativas de los parámetros analizados y están dentro del rango de la frecuencia natural y de excitación de la chancadora.

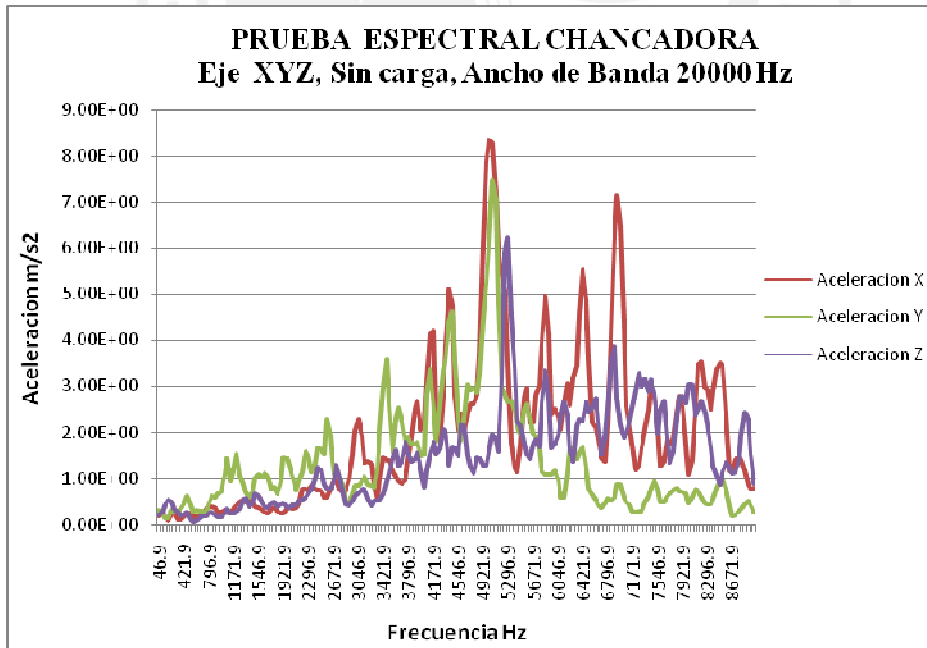
4.3 COMPARACION ENTRE LOS PARAMETROS OBTENIDOS



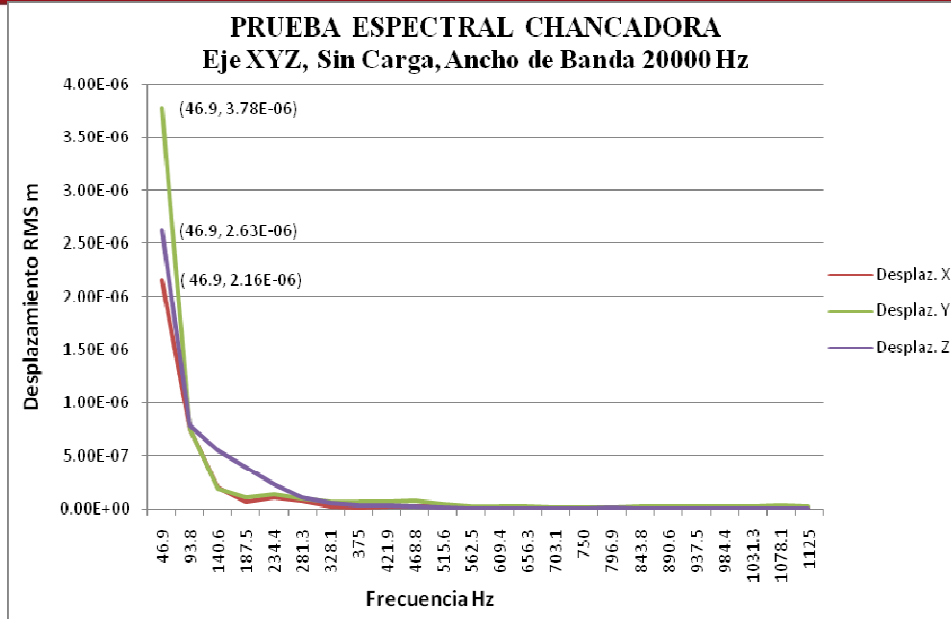
Grafica 4.4 Comparacion de las aceleraciones en los tres ejes, sin carga, teniendo en cuenta un ancho de banda de 1250 Hz



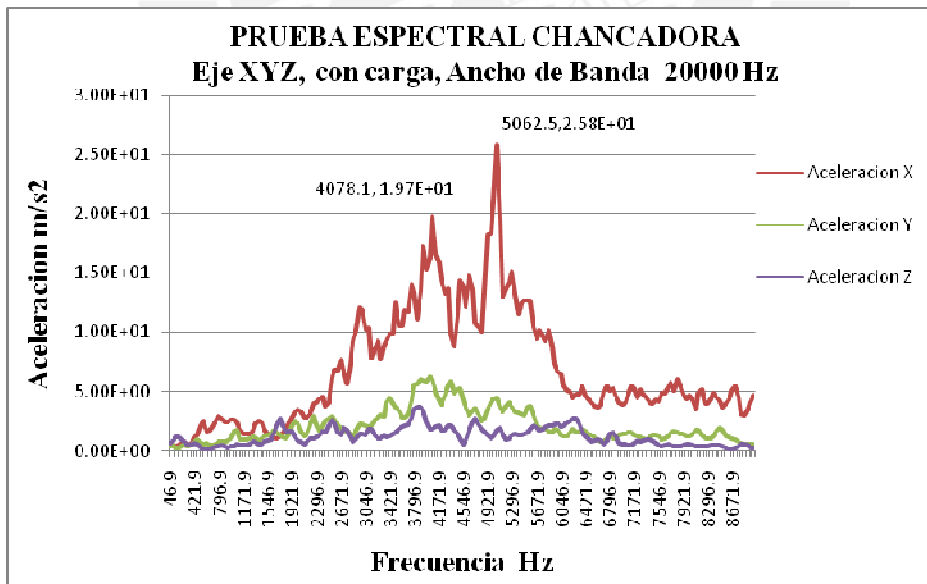
Grafica 4.5 Comparacion de los desplazamientos en los tres ejes, sin carga, teniendo en cuenta un ancho de banda de 1250 Hz



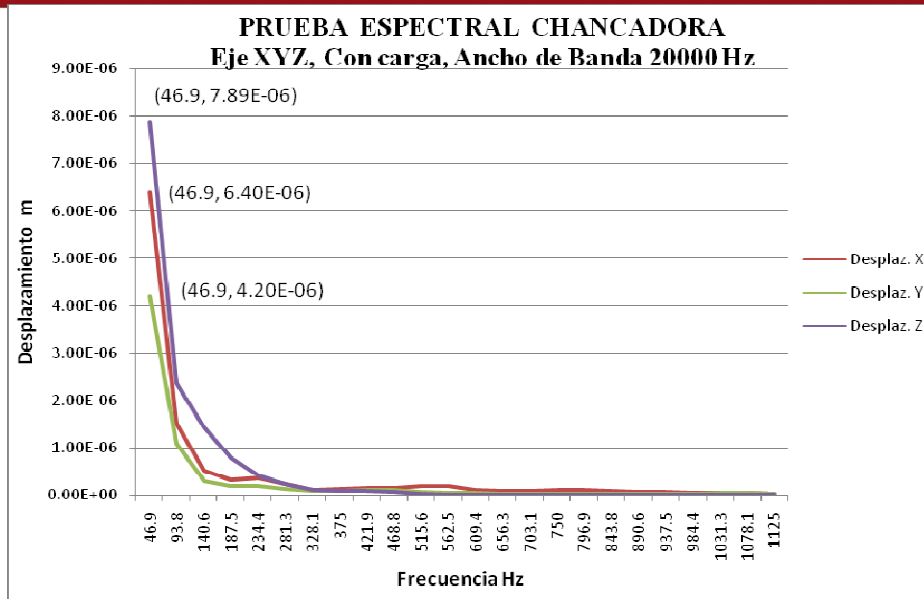
Grafica 4.6 Comparacion de las aceleraciones en los tres ejes, sin carga, teniendo en cuenta un ancho de banda de 20 000 Hz



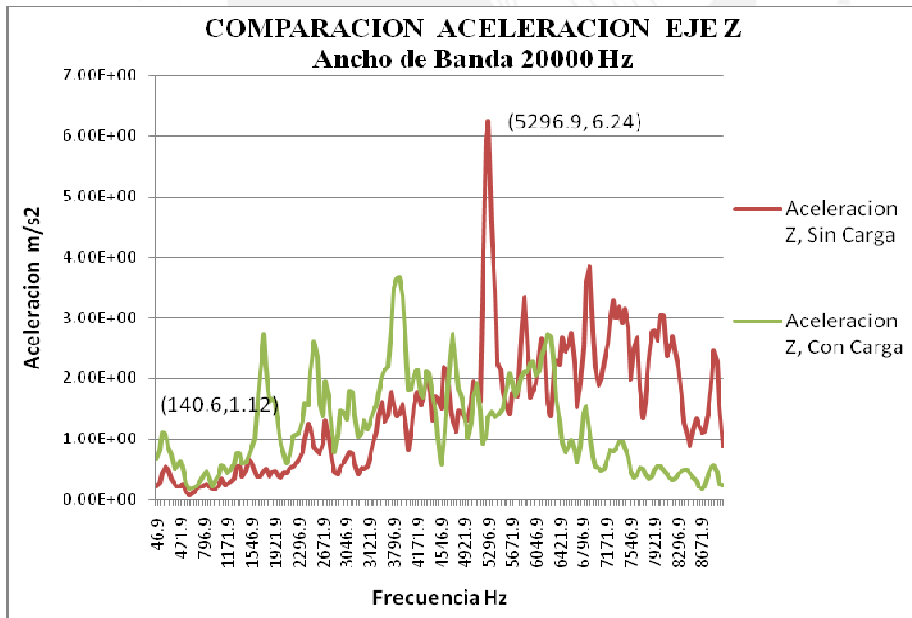
Grafica 4.7 Comparacion de los desplazamientos en los tres ejes, sin carga, teniendo en cuenta un ancho de banda de 20 000 Hz



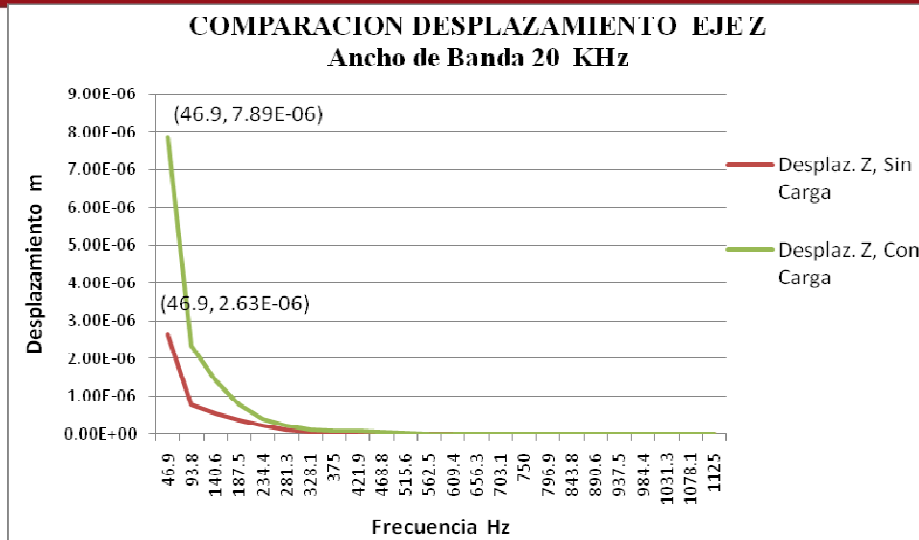
Grafica 4.8 Comparacion de las aceleraciones en los tres ejes, con carga, teniendo en cuenta un ancho de banda de 20 000 Hz



Grafica 4.9 Comparacion de los desplazamientos en los tres ejes, con carga, teniendo en cuenta un ancho de banda de 20 000 Hz



Grafica 4.10 Comparacion de las aceleraciones en el eje Z, teniendo en cuenta la carga y un ancho de banda de 20 000 Hz



Grafica 4.11 Comparacion de los desplazamientos en el eje Z, teniendo en cuenta la carga y un ancho de banda de 20 000 Hz

4.4 PROCEDIMIENTO PARA LA SELECCIÓN DEL AISLADOR DE VIBRACIONES PARA LA CHANCADORA DE QUIJADA.

El proceso de selección de aislador de vibraciones para la Chancadora de Quijada debería seguir los siguientes pasos:

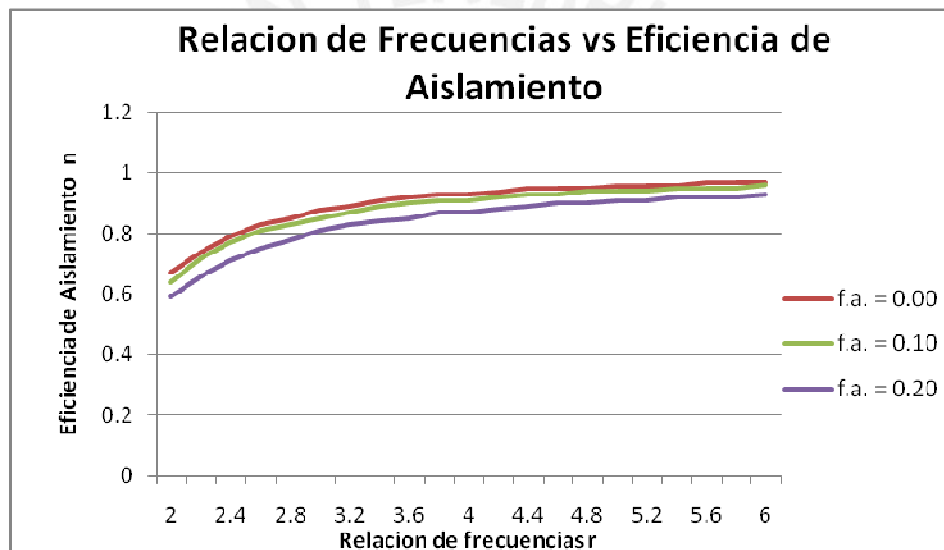
- **PASO 1. SELECCIONAR LA EFICIENCIA DE AISLAMIENTO REQUERIDA.**

Primero, indicamos el porcentaje de eficiencia de aislamiento deseada. En general, es recomendable seleccionar una eficiencia de 70 hasta 90 % y que generalmente puede lograrse.

Relación frecuencias	f.a = 0.00	f.a = 0.10	f.a = 0.20
2	0.67	0.64	0.59
2.2	0.74	0.72	0.66
2.4	0.79	0.77	0.71
2.6	0.83	0.81	0.75
2.8	0.85	0.83	0.78
3	0.88	0.85	0.81
3.2	0.89	0.87	0.83
3.4	0.91	0.89	0.84
3.6	0.92	0.9	0.85
3.8	0.93	0.91	0.87
4	0.93	0.91	0.87

4.2	0.94	0.92	0.88
4.4	0.95	0.93	0.89
4.6	0.95	0.93	0.9
4.8	0.95	0.94	0.9
5	0.96	0.94	0.91
5.2	0.96	0.94	0.91
5.4	0.96	0.95	0.92
5.6	0.97	0.95	0.92
5.8	0.97	0.95	0.92
6	0.97	0.96	0.93

Tabla 4.2 Eficiencia de aislamiento teniendo en cuenta la relación de frecuencias (r) y diferentes factores de amortiguamiento ($f.a.$).



Grafica 4.12 Eficiencia de aislamiento en funcion de la relacion de frecuencias, para diferentes factores de amortiguamiento.

La eficiencia de aislamiento seleccionada es del 90%. Como se puede apreciar al aumentar el factor de amortiguamiento la eficiencia de aislamiento disminuye.

- **PASO 2. DETERMINAR LA TRANSMISIBILIDAD.**

De la Tabla 4.2 determinamos la máxima Transmisibilidad “Tr” del sistema, que corresponde a la eficiencia de aislamiento de vibración requerida del Paso 1.

Tabla 4.2 Relación de Frecuencias necesaria para alcanzar distintos valores de eficiencia del aislamiento [I-7].

EFICIENCIA DEL AISLAMIENTO	MÁXIMA TRANSMISIBILIDAD (Tr)	RELACIÓN DE FRECUENCIAS (ω/ω_n)
90	0.1	3.32
80	0.2	2.45
70	0.3	2.08
60	0.4	1.87
50	0.5	1.73
40	0.6	1.63
30	0.7	1.56
20	0.8	1.50
10	0.9	1.45
0	1.0	1.41

Entonces para una eficiencia de aislamiento del 90 %, la máxima transmisibilidad del sistema Tr es 0.1

- **PASO 3. DETERMINAR LA FRECUENCIA DE EXCITACIÓN.**

Determinamos el valor de la frecuencia mínima de excitación “ ω ”. Por ejemplo, en el caso de un motor, la frecuencia de excitación depende de la velocidad de giro de dicho motor, dado en revoluciones por minuto (RPM) ó Hertz (Hz.). La frecuencia mínima de excitación es usada debido a que si un sistema mecánico vibratorio trabaja a dicha frecuencia, consideramos que esta operando en la condición mas desfavorable, de acuerdo a ésta condición vemos en la Tabla 4.2 que obtenemos un valor mínimo de Relación de Frecuencias (ω/ω_n). Debemos buscar una alta eficiencia de aislamiento considerando la mínima Frecuencia de Excitación ω para obtener la mayor reducción de vibración.

Considerando que el motor eléctrico de 2 Hp gira a 1725 rpm y que está unido a la chancadora de quijada por medio fajas de sección V, con los diámetros indicados en la figura 3.1, se tiene que la chancadora tiene una velocidad angular de 394 rpm (6.57 Hz).

• PASO 4. DETERMINAR LA FRECUENCIA NATURAL.

De la Figura 4.3, encontramos la Frecuencia Natural ω_n del sistema aislado, por ejemplo, teniendo el valor requerido para proveer una Transmisibilidad Tr (determinada en el Paso 2, la cual es equivalente para un correspondiente porcentaje de eficiencia de aislamiento de vibración) y la Frecuencia de Excitación ω en Hz. (determinado en el Paso 3).

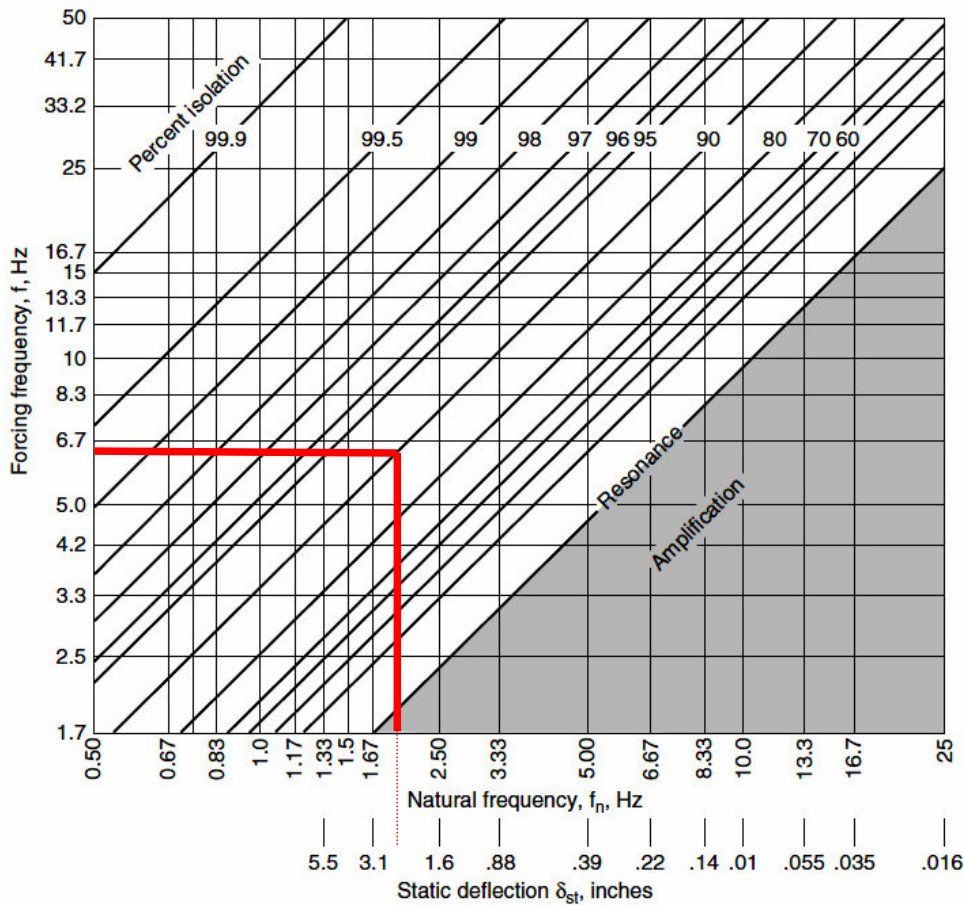


Figura 4.3 Carta de Eficiencia de Aislamiento [I-7].

Para una Frecuencia de Excitación ω en la chancadora de quijada de 6.57 Hz, con una eficiencia de aislamiento del 90% y de la figura 4.3 se obtiene una Frecuencia Natural ω_n de 2.05 Hz, valor que prueba lo obtenido experimentalmente, según lo mostrado en las gráficas 4.1 y 4.2.

La eficiencia de la vibración en porcentaje, es dada como una función de la frecuencia natural del sistema aislado (a lo largo del eje horizontal) y la frecuencia de excitación (a lo largo del eje vertical). El uso de esta carta está restringido para las aplicaciones en donde los aisladores de vibración son soportados por una superficie del piso y dicha superficie tiene una rigidez vertical de al menos 15 veces el total de la rigidez del sistema de aislamiento. Esto podría ocasionar que la estructura aislada sea colocada a lo largo de una viga.

- **PASO 5. DETERMINAR LA DEFLEXIÓN ESTÁTICA.**

De la Figura 4.3, determinamos la deflexión estática requerida para proporcionar una frecuencia natural encontrada en el Paso 4, correspondiendo un valor de 2.2

- **PASO 6. DETERMINAR LA RIGIDEZ DEL SISTEMA DE AISLAMIENTO.**

De la siguiente ecuación (4.1), calculamos la rigidez K, requerida para proporcionar la frecuencia natural ω_n determinada en el Paso 4.

$$\omega_n = \frac{\left[\frac{Kg}{W} \right]^{1/2}}{2\pi} \quad (4.1)$$

Donde:

W = Peso de la masa soportada.

g = Aceleración de la gravedad.

$$2.05 = \frac{\left[\frac{K(9.81)}{2275.9} \right]^{1/2}}{2(3.1416)}$$

Calculando: $K_T = 6126 \text{ N/m}$

• **PASO 7. RIGIDEZ DE LOS AISLADORES DE VIBRACIÓN.**

Determinamos la rigidez de cada uno de los “n” aisladores con la ecuación 4.2 o la ecuación 4.3, dependiendo de que la posición de los aisladores de vibración esté en paralelo o en serie. En este caso, los aisladores están en paralelo, a tal grado que la rigidez requerida de cada aislador de vibración es “1/n” veces el valor obtenido en el Paso 6, asumiendo que todos los aisladores comparten proporcionalmente la carga.

Rigidez de “n” aisladores ubicados en paralelo = nK. (4.2)

Rigidez de “n” aisladores ubicados en serie = K/n. (4.3)

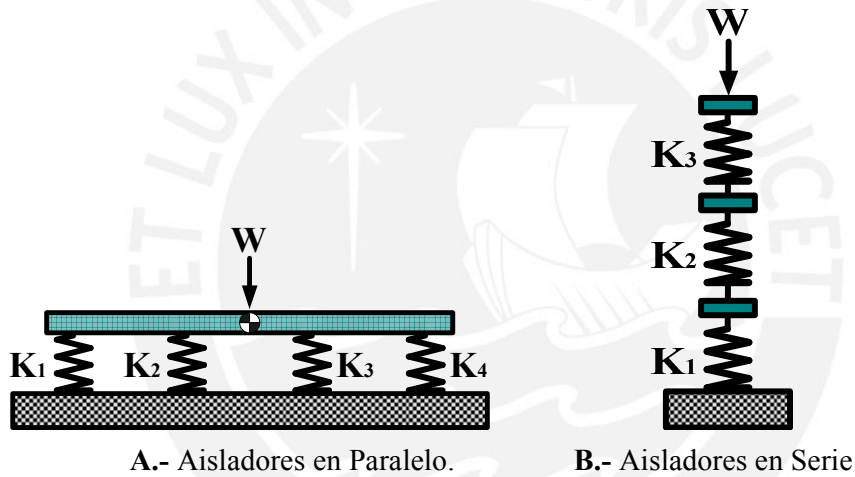


Fig. 4.4 Tipos de Ubicación de los Aisladores.

Entonces la rigidez de cada aislador es:

$$K = \frac{6126}{4}$$

$$K_{\text{aislador}} = 1531.5 \text{ N/m}$$

• **PASO 8. CARGA EN LOS AISLADORES DE VIBRACIÓN.**

Se calcula la carga individual que soporta cada aislador individual.

$$2.05 = \frac{\left[\frac{1531.5(9.81)}{W} \right]^{1/2}}{2(3.1416)}$$

$$W_{\text{individual}} = 569 \text{ N}$$

- **PASO 9. SELECCIÓN DEL AISLADOR.**

Del catálogo de fabricante, elegimos un tipo de aislador de vibración que tenga la rigidez requerida y capacidad de carga calculadas en el Paso 7 y Paso 8. Debemos tratar de usar aisladores del mismo tipo y tamaño en todos los puntos de apoyo. Elegimos las posiciones de los aisladores, tal que sus cargas estáticas (y así también sus deflexiones) sean iguales. Si la vibración en el sistema ocurre sólo en una dirección, entonces seleccionamos un aislador sencillo; sus características necesitan únicamente ser especificadas en un eje. Por el contrario, si la vibración ocurre en más de una dirección, entonces la selección del aislador debería ser considerando los ejes de las direcciones críticas de vibración.

4.5 ANÁLISIS ESTADÍSTICO DE LAS MEDICIONES REALIZADAS EN LA PRUEBA ESPECTRAL DE LA CHANCADORA DE QUIJADA.

En la prueba espectral que se realizó en la Chancadora de Quijada ubicada en el Laboratorio de la Sección de Ingeniería de Minas – PUCP, con el analizador de señales FFT tipo 2260, Se obtuvo como resultado variables medidas como: desplazamientos, velocidades y aceleración.

Del análisis estadístico aplicando regresión lineal, con el software GenStat Release Versión 8.2, nos da como resultado, que las variables obtenidas en la condición de trabajo de la Chancadora de Quijada sin carga y con carga, tienen similar tendencia, ajustando su forma a una curva Gaussiana, con aproximadamente 80 % de ajuste en los datos. Observando que el funcionamiento de la chancadora puede someterse a impactos y tener vibraciones aleatorias (Random), este análisis descarta esa posibilidad y entonces el análisis vibracional se puede tomar considerando vibraciones armónicas.

Los espectros obtenidos de Velocidad Vs. Frecuencia se muestran en las siguientes figuras. Para las mediciones se consideraron las ubicación de los Ejes X, Y, y Z de la Fig. 3.6.

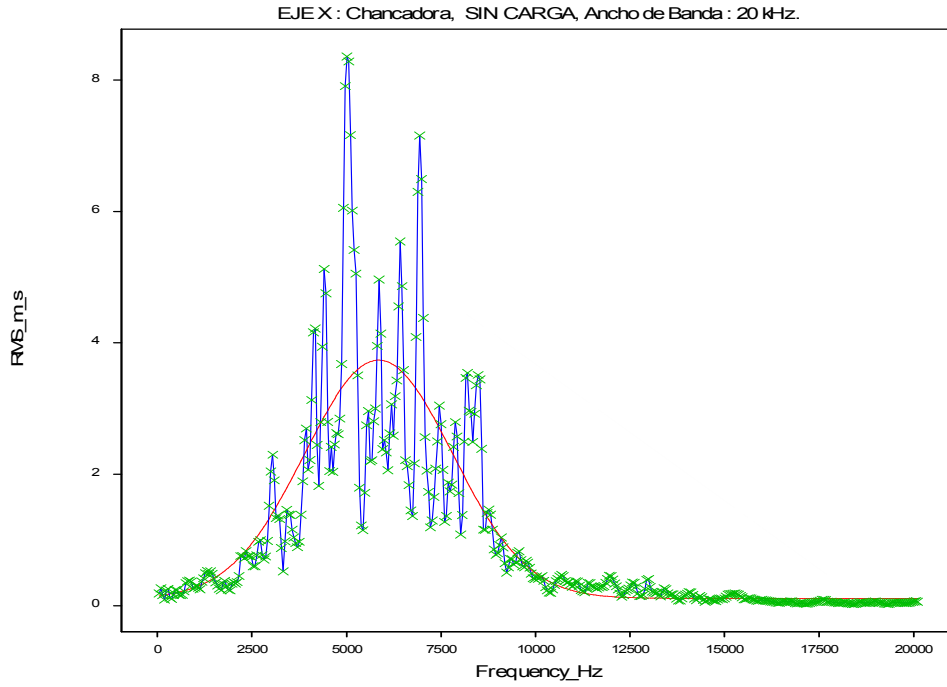


Fig. 4.5 Espectro de Velocidad Vs. Frecuencia en el Eje X de la Chancadora De Quijada Operando Sin Carga con un Ancho de Banda de 20 KHz.

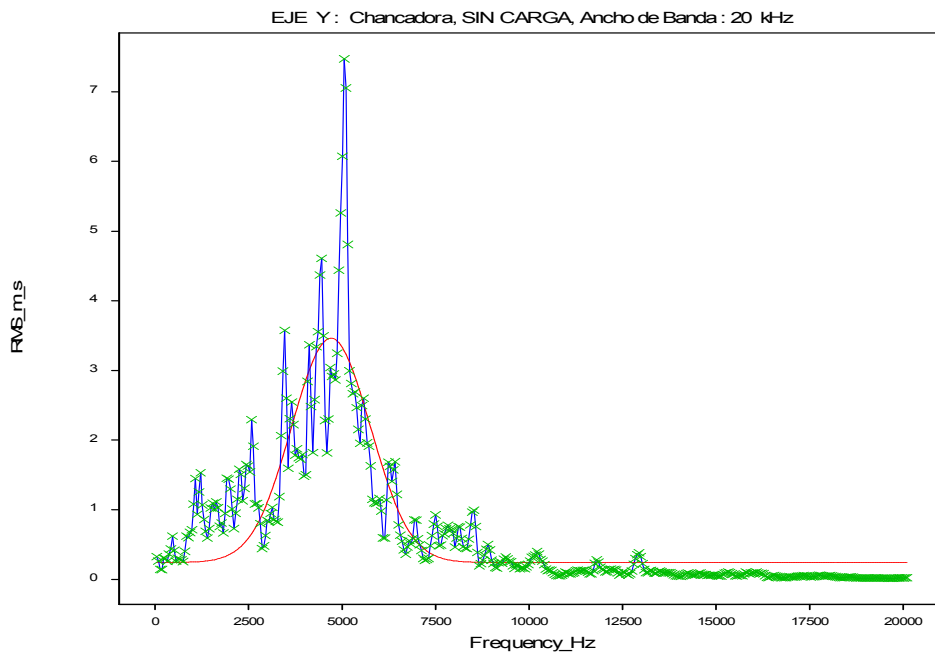


Fig. 4.6 Espectro de Velocidad Vs. Frecuencia en el Eje Y de la Chancadora De Quijada Operando Sin Carga con un Ancho de Banda de 20 KHz.

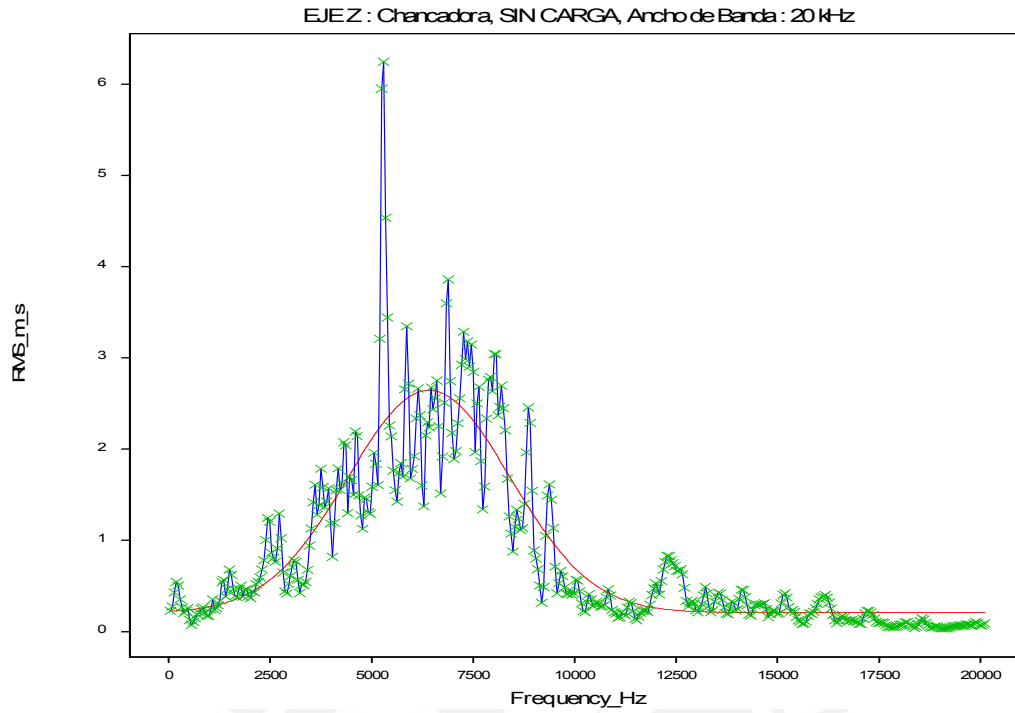


Fig. 4.7 Espectro de Velocidad Vs. Frecuencia en el Eje Z de la Chancadora De Quijada Operando Sin Carga con un Ancho de Banda de 20 KHz.

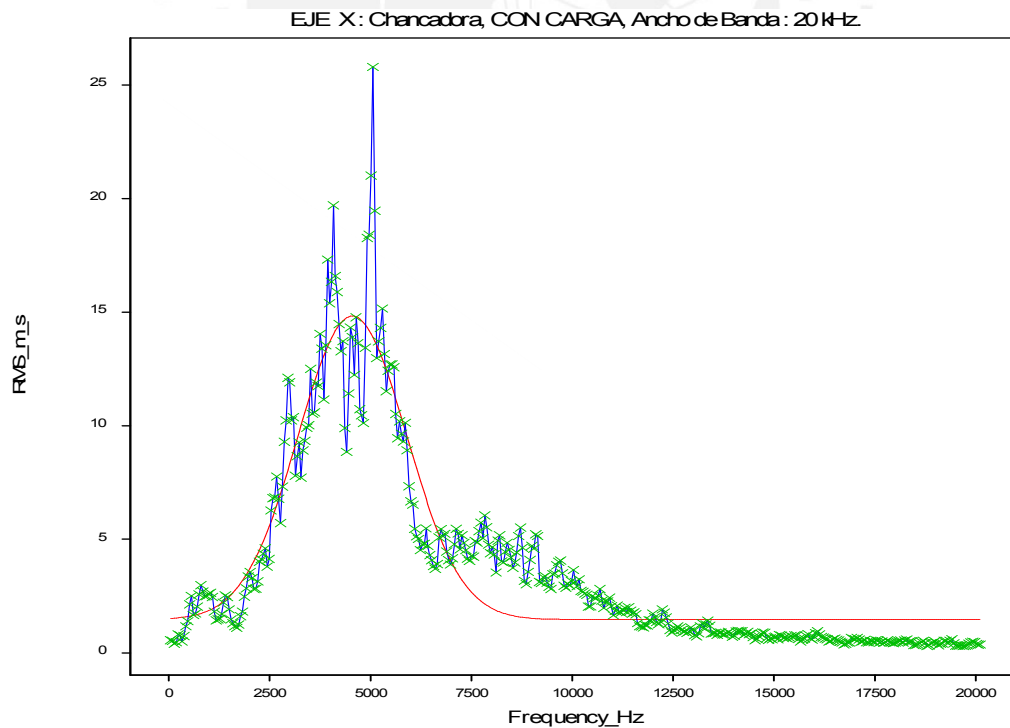


Fig. 4.8 Espectro de Velocidad Vs. Frecuencia en el Eje X de la Chancadora De Quijada Operando Con Carga con un Ancho de Banda de 20 KHz.

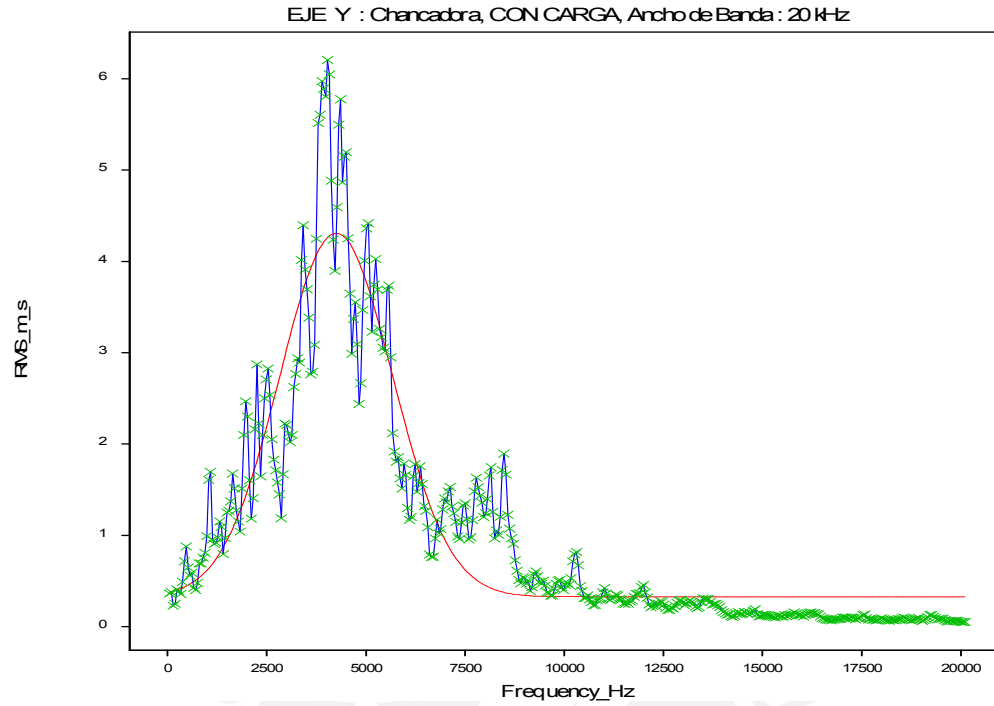


Fig. 4.9 Espectro de Velocidad Vs. Frecuencia en el Eje Y de la Chancadora De Quijada Operando Con Carga con un Ancho de Banda de 20 KHz.

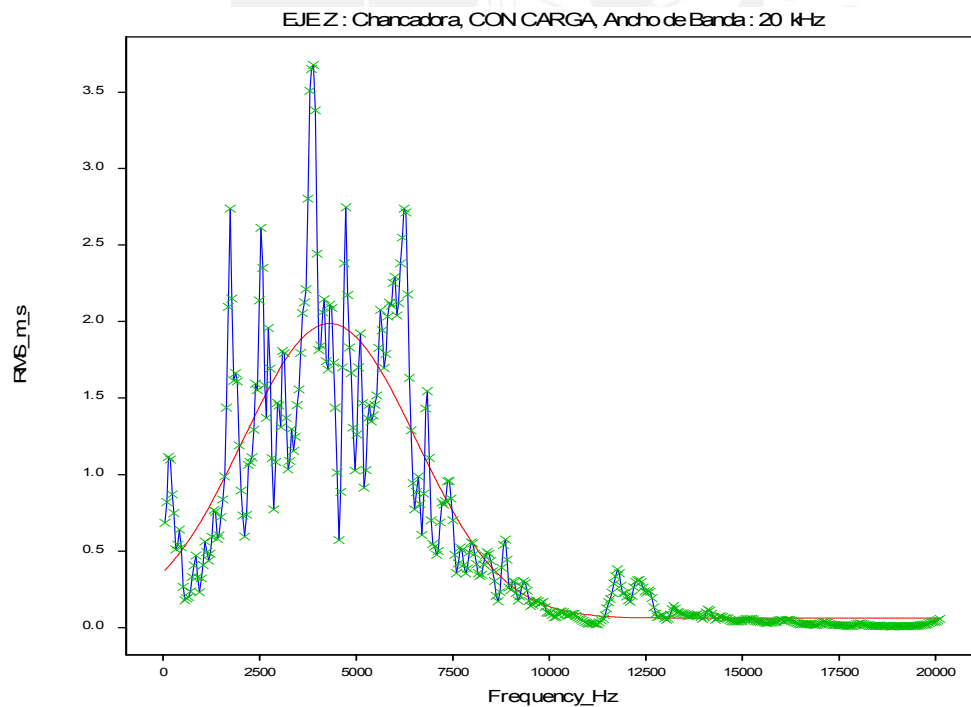


Fig. 4.10 Espectro de Velocidad Vs. Frecuencia en el Eje Z de la Chancadora De Quijada Operando Con Carga con un Ancho de Banda de 20 KHz.

CONCLUSIONES

1. El objeto del presente trabajo, ha sido mostrar y explicar los conceptos fundamentales de la cimentación de maquinas en la práctica, el análisis y control de vibraciones y proponer su aislamiento, para un mejor funcionamiento de los sistemas mecánicos y hacer que el trabajo de las personas sea más apacible para evitar daños a su salud. Esto pone de relieve la necesidad de una mejor información técnica del fabricante de la máquina, base para garantizar un montaje y rendimiento mejorado de la misma.
2. El diseño de la cimentación se realizó, teniendo en cuenta la Norma ACI 351.3R-4 (American Concrete Institute), que relaciona el peso de la chancadora y el bloque, analizando su funcionamiento con aisladores de vibraciones. En un primer momento se diseño y construyo una base de cimentación estructural, en la cual por observación del Asesor, no se podía obtener resultados para el chancado de la piedra, por la disipación de energía que se produciría (en la estructura y el tipo de amortiguador). Siendo un punto de análisis a tener en cuenta en el desarrollo de la tesis, conjuntamente con mi Asesor se vio conveniente diseñar un bloque de inercia para el control de vibraciones de la chancadora.
3. La evaluación y análisis posteriores de los espectros obtenidos en las mediciones, capacitará a los interesados para identificar los distintos modos y defectos de las máquinas. Asimismo el procedimiento secuencial de la determinación del aislamiento adecuado para un maquina en particular, ayudara a solucionar problemas de este tipo.
4. Del análisis estadístico aplicando regresión lineal, con el software GenStat Release Versión 8.2, nos da como resultado, que las variables obtenidas en la condición de trabajo de la Chancadora de Quijada sin carga y con carga tienen similar tendencia,

- ajustando su forma a una curva Gaussiana, con aproximadamente 80 % de ajuste en los datos. Podría pensarse que el funcionamiento de la chancadora, por estar sometida a impactos, puede tener vibraciones aleatorias (Random). Con este análisis descarta esa posibilidad y entonces el análisis vibracional se puede tomar como si fueran vibraciones armónicas.
5. Los datos del analizador FFT obtenidos para los diferentes ejes (x, y, z), se observa que la chancadora de quijada tiene las amplitudes de vibraciones parecidas en los tres ejes, lo cual nos indica que también hay que considerar los debidos aislamientos en esas direcciones, para evitar transmitir vibraciones.
 6. Se puede modificar las condiciones de eficiencia de aislamiento modificando la velocidad de la maquina (relación de diámetros del motor y chancadora), No obstante, en la mayor parte de los casos, las frecuencias de excitación no pueden controlarse al venir impuestas por los requerimientos de carácter funcional del sistema (por ejemplo, velocidades de giro). En tal caso, el objetivo será el control de las frecuencias naturales del sistema para evitar la presencia de resonancias.
 7. Se ha determinado las vibraciones de fondo del entorno con el fin de conocer el nivel de vibración intrínseco, por debajo del cual normalmente no es necesario ningún aislamiento.
 8. Cuando se especifica aisladores para maquinaria rotativa en general, según diversos autores, siempre debe asegurarse que la menor frecuencia forzante, significativa sea por lo menos superior a 3 veces la frecuencia natural del aislador (para proporcionar 90% de aislamiento aproximadamente). Para sistemas de mayor precisión, donde un mayor aislamiento se requiere, esta proporción debe aumentarse a 6 o 7.
 9. Procurar el equilibrio interno de la maquina, es decir, minimizar las excentricidades de las piezas giratorias y reduciendo así las vibraciones perjudiciales, es esencial

antes de analizar otros métodos de aislamiento. La estabilización de los suelos como técnica de aislamiento efectivo es más aplicable a los suelos arenosos y también cuando la frecuencia natural de la base sobre la tierra estabilizada es mayor que la frecuencia de operación de la máquina.

10. Como se observa en varios proyectos industriales, de la interrelación entre el análisis de vibraciones y los parámetros del proceso representan una herramienta rápida y fiable de la condición basada en la descripción de las máquinas en funcionamiento. El monitoreo en línea del proceso es beneficiosa para mantener productos de alta calidad a precios de producción y bajos costos fijos, y además tengan disponibilidad, fiabilidad y larga vida útil. Por lo tanto, la tarea principal de un sistema de diagnóstico de vibraciones es el procesamiento de los datos de medición necesarios para identificar, o al menos limitar, la causa de los daños y alteraciones en las máquinas rotativas y líneas de producción. La práctica ha demostrado que el control de vibraciones es, desde un punto de vista económico, es una estrategia rentable.

RECOMENDACIONES

1. Debido al difundido uso de cimentación tipo bloque, en el montaje de máquinas, y aprovechando el bloque de concreto, con el cual se hicieron las pruebas, se recomienda hacer experimentación con otras máquinas rotativas y alternativas, buscando el aislamiento óptimo.
2. Asimismo, considerando que el espectro de vibraciones en los ejes X y Y, son parecidos a los del eje Z, también es un tema de investigación, para proponer los aislamientos adecuados en estos ejes.

BIBLIOGRAFÍA

I. LIBROS Y ARTICULOS.

1. ADEMINSAC, “Análisis Vibracional”, Nivel I, Modulo IX
2. Babbittless, Catalogo de Quebrantadora de Mandibulas Bab 607, Paris.
3. Balachandran, B. y Magrab E., “Vibraciones”, International Thomson Editores, Mexico, 2006.
4. Bathia, K.G., “Foundation for Industrial Machines”, Western Libraries, First Edition, New Delhi, 2008
5. Blazy, P., El Beneficio de los Minerales, Rocas y Minerales, Madrid, 1980.
6. Genta, G., Vibration Of Structures And Machines, Springer, Tercera Edición, London, 1999.
7. Harris, C., Harris’ Shock And Vibration Handbook, McGraw-Hill, Fifth Edition, New York, 2002.
8. Inman, D., “Engineering Vibration”, Prentice Hall, New Jersey, 1996.
9. Kelly E. y Spottiswood D., Introducción al Procesamiento de Minerales, Limusa S.A., México, 1990.
10. Lynch A., Circuitos de Trituración y Molienda de Minerales, Rocas y Minerales, Madrid, 1980.
11. Ramamurti, V., Mechanical Vibration Practice With Basic Theory”, Crc Press, Florida, 2000.
12. Randall, R., Frequency Analysis”, Bruel & Kjaer, Denmark, 1987.
13. Rao, S., Mechanical Vibrations, Pearson – Prentice Hall, Fourth Edition, New Jersey, 2004.
14. Roca, R., y León, J., Vibraciones Mecánicas, Limusa S.A., México, 1996.

15. Rodriguez, J., “Dinámica”, Publicación para la Docencia PUCP, 2005.
16. Rozas, E., “Dinámica Aplicada”, PUCP, Lima, 2002.
17. Thomson, W., ‘Teoría de Vibraciones – Aplicaciones’, Prentice Hall, Segunda Edición, México, 1982.
18. Wills B., Tecnología de Procesamiento de Minerales, Limusa S.A., México, 1987.
19. Yang, B., “Stress, Strain and Structural Dynamics”, Elsevier Academic Press, First Edition, California, 2005.

II. PÁGINAS WEB.

1. Alipso Website.
http://www.alipso.com/monografias/2533_fuerzatotal/index_archivos/image008.gif
2. Tritumosac Website.
<http://www.tritumosac.com>
3. Wis Physics Website.
<http://www.wisphysics.es/wp-content/uploads/2008/04/resonancia.jpg>

III. NORMAS.

1. Norma ACI 351.3R-04 (American Concrete Institute – USA): Fundaciones o bases para equipo dinámico.
2. Norma ISO 2372-1974: Vibración mecánica de máquinas con velocidades de operaciones entre 600 y 12000 rpm.

3. Norma ISO 10816-1995: Vibración mecánica - Evaluación de la vibración en una máquina mediante medidas en partes no rotativas.

