CAPÍTULO 3

SISTEMAS DE AISLAMIENTO

Un punto fundamental de un análisis dinámico de una cimentación de maquinaria general, es el de determinar la influencia que ejerce la maquinaria sobre el medio que está a su alrededor, el cual se compone generalmente del bloque de cimentación o sistema de piso, maquinas adyacentes y personas. Es aquí donde interviene la elección de los denominados *sistemas de aislamiento*, la cual dependerá de las necesidades previstas en un análisis detallado y, en muchas ocasiones, de su existencia en el mercado, su economía y su eficiencia.

3.1 Tipos de aislamiento

A continuación se describe la conveniencia de empleo de algunos materiales que, estando sujetos a una deformación elástica, pueden ser utilizados como aisladores de vibración, (Juárez, 1998).

a) *Corcho.* El corcho es un efectivo medio de aislamiento contra la vibración; es de baja densidad, de altas compresibilidad e impermeabilidad. Se usa generalmente en forma de placas hechas con partículas de corcho prensado sujetas a altas presiones y subsecuentemente cocidas a vapor. Las placas de corcho se colocan directamente bajo la base de la maquinaria o bajo la

cimentación de concreto. La rigidez del corcho es relativamente grande y el área del corcho requerida, en mucho de los casos, es pequeña.

Consecuentemente, el corcho se coloca espaciando las placas bajo la base. El corcho tiene un relativamente pequeño valor de rigidez y está disponible solamente en forma de una placa capaz de soportar solamente cargas de compresión. El corcho tiene una densidad que varía de 2 a 4 g/cm³. La carga máxima recomendada es equivalente a la presión de 2 kg/cm² para una densidad baja y de 4 kg/cm² para una alta densidad. Las frecuencias naturales de varias densidades de corcho están en función de la intensidad de la carga, éstas deberán ser proporcionadas por el fabricante, para los diferentes espesores de corcho. El decremento logarítmico Δ del corcho en compresión es aproximadamente igual a 0.4, y éste corresponde a una relación de amortiguamiento (ξ) de 6 %. Las placas de corcho necesitan ser confinadas por un marco de acero, para prevenir expansiones laterales. Las propiedades resistentes del corcho se deterioran cuando están en contacto con el agua o con el aceite; por tal motivo, se recomienda que las placas sean tratadas con un preservador, antes de ser utilizadas, (figura 3.1).

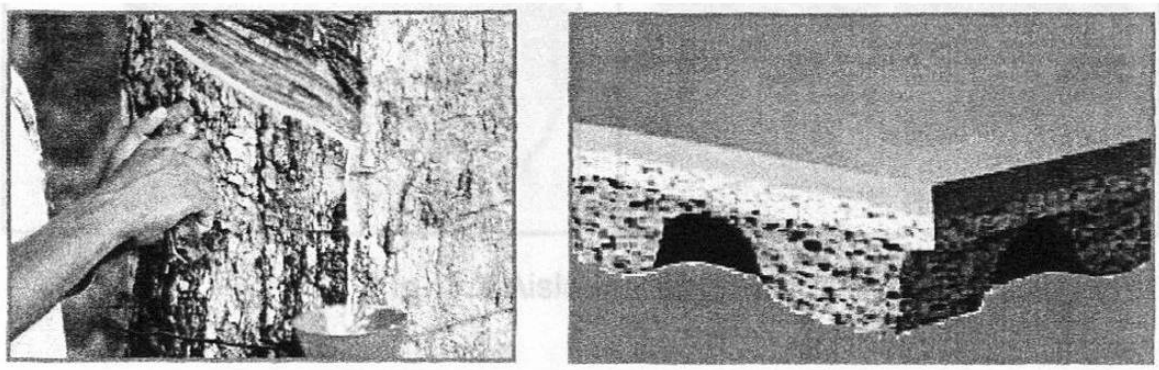

Fig. 3.1 Aislador de corcho

b) *Fieltro.* Es un tejido compuesto por un entrelazado de fibras, mediante algunos procesos mecánicos o de acción química. Pueden consistir de lana u otras fibras sintéticas. El fieltro se usa en forma de pequeños cojinetes, cortados con el área requerida y colocados bajo la maquinaria, está generalmente pegado a la base de la máquina y a su soporte. Las frecuencias naturales están en función de la intensidad de la carga, para varias densidades del fieltro y son usualmente proporcionadas por el fabricante. La curva fuerza-deflexión de un cojinete de fieltro en compresión es lineal, hasta una deflexión no mayor del 25 % de su espesor; pero, después de eso, la rigidez se incrementa rápidamente. El esfuerzo de compresión del fieltro es aproximadamente de 80 kg/cm² y su módulo elástico es alrededor de 8000 kg/cm². El fieltro pierde generalmente sus propiedades elásticas cuando se usa durante largos periodos de tiempo, en condiciones alternadas de humedad y secado, (figura 3.2).

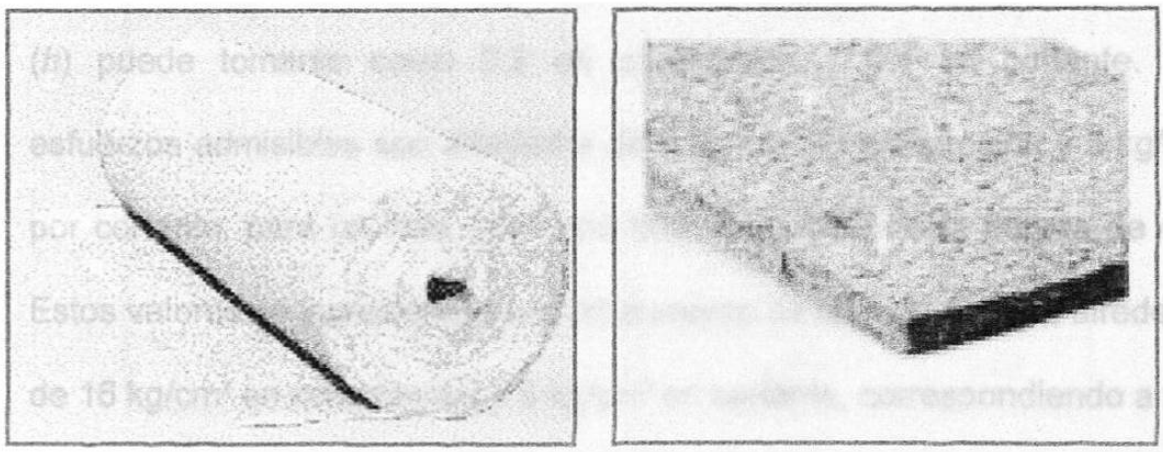

Fig. 3.2 Aisladores de fieltro

c) *Hule o Goma.* Los resortes de hule tienen la ventaja del endurecimiento por compresión, así como también por cortante. Las características del hule en compresión dependen de la relación del área que soporta la carga y el área expandida lateralmente. Esta relación se define como la *"relación de área"* (A_r). Para un bloque rectangular de dimensiones *l,b,h* se plantea la siguiente ecuación:

$$A_r = \frac{lb}{2h(l+b)} \qquad (3\text{-}1)$$

Los cojinetes cuyas relaciones de áreas son iguales, se flambean el mismo porcentaje de sus espesores, cuando soportan cargas y causan la misma intensidad de presión. El hule puede flambearse bajo una fuerza de compresión, solamente si se permite que se expanda lateralmente, a diferencia del corcho, por lo tanto, el hule no requiere ser confinado en sus lados. La máxima deformación (δ) con relación a la altura del bloque de hule (h) puede tomarse como 0.2 en compresión y 0.4 en cortante. Los esfuerzos admisibles son alrededor de 8 kg/cm² en compresión y 3 kg/cm² por cortante, para un hule que tiene una inclinación de la dureza de 40°. Estos valores se incrementan con un aumento de la en la dureza, alrededor de 16 kg/cm² en compresión, y 5 kg/cm² en cortante, correspondiendo a una inclinación de la dureza de 70°. La tabla 3.1 contiene las propiedades del aislador de hule o goma, una propiedad conocida como *"inclinación de dureza"* especifica la calidad del hule y sus características de diseño. La

rigidez por corte (K_s) de un bloque de hule de un espesor *h* y un área de la sección transversal "*A*" se puede determinar del módulo de corte "*G*" usado en la siguiente ecuación:

$$K_s = \frac{GA}{h} \qquad (3\text{-}2)$$

La anterior fórmula asume que la relación entre la altura y el ancho es suficientemente pequeña como para ignorar la deformación debida a la flexión.

Tabla 3.1
Propiedades naturales de los aisladores de hule o goma

Inclinación de dureza (S)°	Modulo de corte (G) kg/cm²	Modulo de Young (E) kg/cm²	Modulo de volumen (B) kg/cm²	α
40.00	4.59	15.29	10,193.68	0.85
45.00	5.50	18.35	10,193.68	0.80
50.00	6.52	22.43	10,499.49	0.73
55.00	8.26	33.13	11,111.11	0.64
60.00	10.81	45.36	11,722.73	0.57
65.00	13.97	59.63	12,334.35	0.54
70.00	17.64	74.92	12,945.97	0.53

La rigidez de un cojinete de hule o goma es compresión (K_c) es dada por:

$$\frac{1}{K_c} = \frac{h}{A}\left[\frac{1}{E(1+2\alpha A_r^2)} + \frac{1}{B}\right] \qquad (3\text{-}3)$$

Donde *E,B* y α están dados en la tabla 3.1 y los otros términos son definidos fácilmente, (figura3.3).

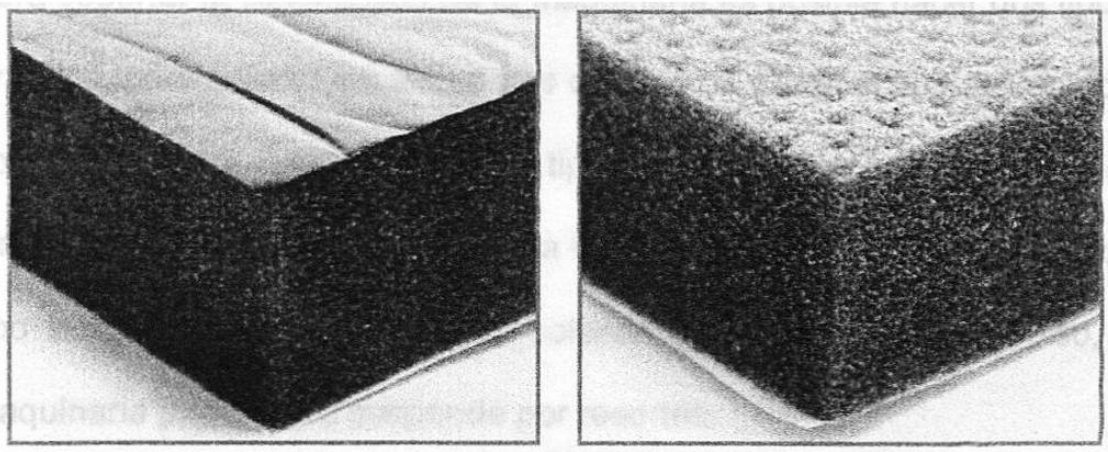

Fig. 3.3 Aislador de hule o goma

d) Resortes metálicos. Los resortes helicoidales hechos de acero son los más efectivos soportes elásticos para reducir las amplitudes de vibración en una cimentación de maquinaria. En la figura 3.4 se muestra un resorte metálico sencillo, este tipo de aislador es adecuado solamente para maquinaria con muy baja capacidad.

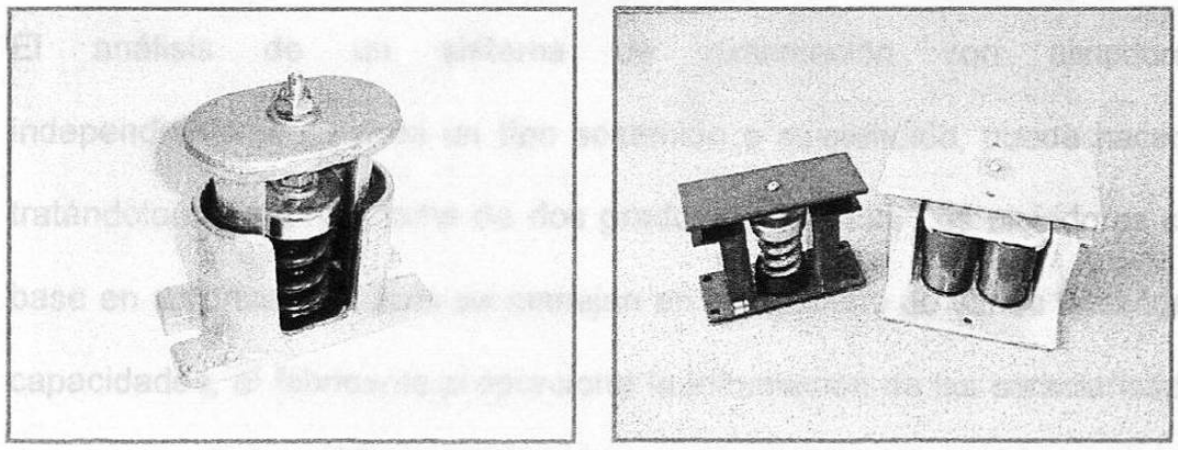

Fig. 3.4 Aisladores de resortes metálicos con un solo resorte

Para máquinas de media a alta capacidad, se usan unidades de aislamiento con varios resortes.

Para soportar la cimentación de la maquinaria es posible hacer dos tipos de arreglos, para colocar los aisladores de resorte. Están el tipo sostenido y el tipo suspendido. En el arreglo de tipo sostenido, los resortes se colocan directamente bajo la maquinaria o la cimentación; en el sistema aislador de tipo suspendido, los resortes se colocan justo en el nivel del piso, y la maquinaria principal se suspende por resortes.

La selección de cualquier arreglo depende del balance de la maquinaria y de la velocidad de operación. Para máquinas de alta velocidad, que están relativamente bien balanceadas, se utiliza un arreglo tipo sostenido, en los casos en que no es necesaria una cimentación pesada sobre resortes. Para maquinaria de baja frecuencia, donde llega a ser necesario una masa pesada sobre los resortes, se adopta generalmente un arreglo de los aisladores del tipo suspendido. El arreglo tipo suspendido permite un fácil acceso a las cajas que contienen los resortes.

El análisis de un sistema de cimentación con aisladores, independientemente si es un tipo sostenido o suspendido, puede hacerse tratándolo como un sistema de dos grados de libertad. Los aisladores con base en resortes metálicos se manejan en el comercio de varios tamaños y capacidades, el fabricante proporciona la información de las características de carga – deformación. Los resortes de acero se ven afectados por las condiciones ambientales y deben estar protegidos contra la corrosión.

e) *Madera.* Las placas de madera se usan comúnmente bajo los yunques de las cimentaciones para martillos, (figura 3.5). Se colocan una o varias capas de vigas de madera dura (como el roble, el pino o el encino). Las vigas de madera se colocan de tal manera que la dirección de la carga a compresión sea perpendicular a la fibra de la madera. La rigidez de una placa de madera a compresión se obtiene con la siguiente ecuación:

$$K_2 = \frac{E}{b} A_2 \qquad (3\text{-}4)$$

K_2 = Rigidez del resorte de la placa de madera bajo el yunque.

E = Módulo de Young de la madera.

b = Espesor de la placa.

A_2 = Área de la base del yunque, en contacto con la placa.

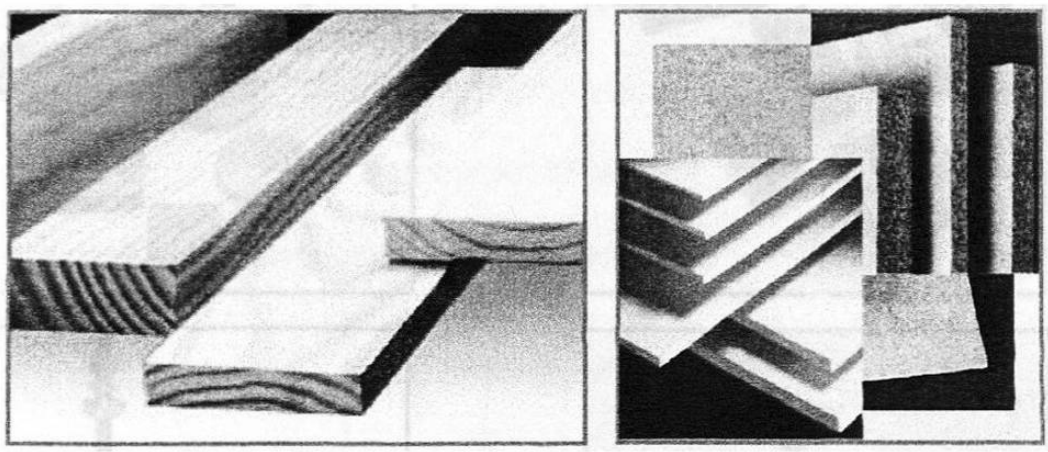

Fig. 3.5 Aislador de madera

f) *Aisladores neumáticos.* Un aislador neumático utiliza gas o aire a presión para absorber las vibraciones, (figura 3.6). La rigidez de este tipo de aisladores se calcula según las leyes aplicables a los gases. Los resortes neumáticos pueden ser de acción simple o de doble acción y generalmente proveen un

buen amortiguamiento. En el comercio se encuentran resortes neumáticos que tienen diferentes formas y capacidades, las características específicas de estos aisladores deben ser proporcionados por el fabricante y se deben investigar antes de planear el uso de este sistema. Cuando las cargas son altas y la frecuencia natural requerida del aislador debe ser baja, podría ser grande la deformación bajo la carga estática para los tipos usuales (resortes o cojinetes) de aisladores. Sin embargo, en los aisladores neumáticos, la deformación ocasionada por la carga estática puede controlarse manteniendo la rigidez necesaria ajustando la presión del aire o gas.

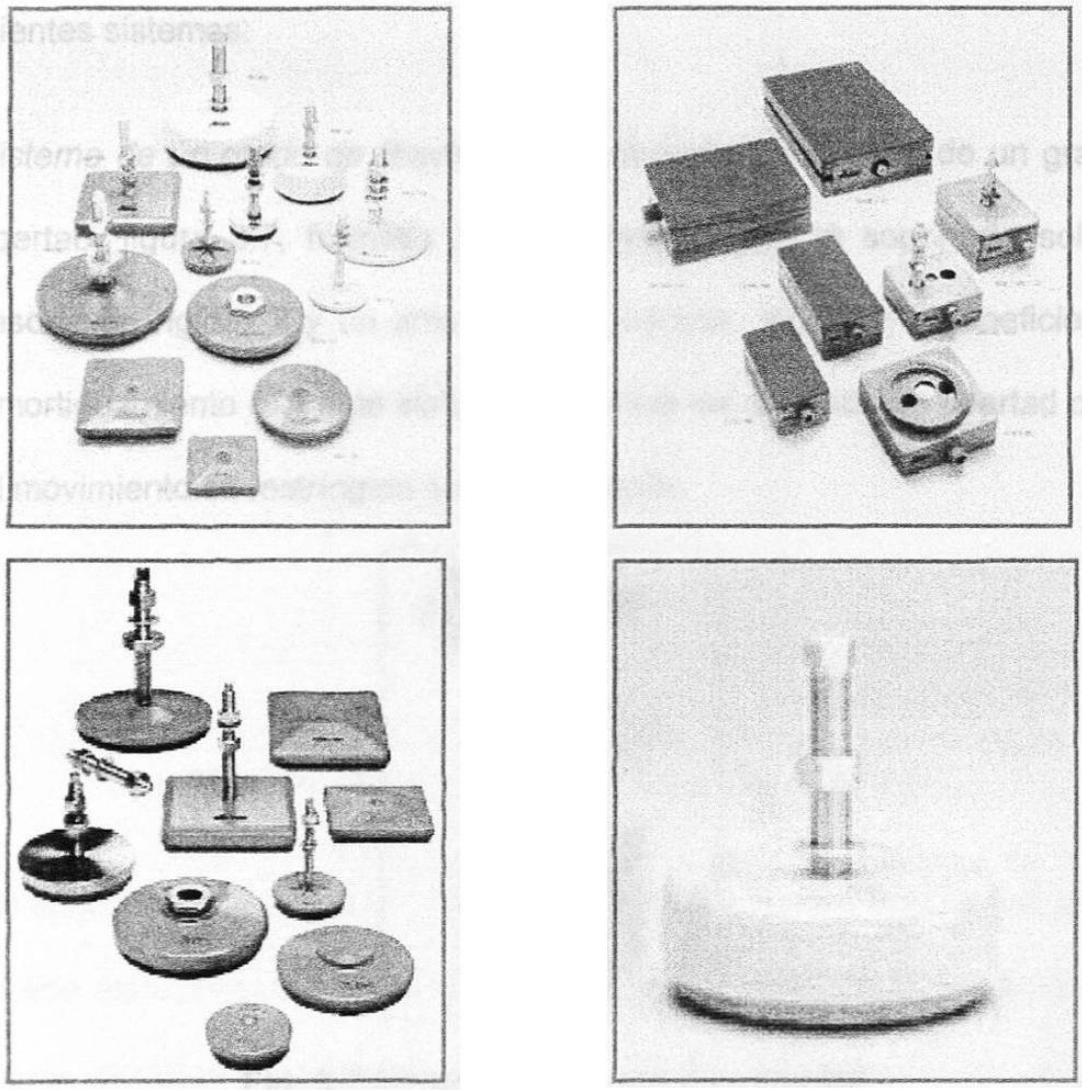

Fig. 3.6 Aisladores de neumáticos

3.2 Frecuencia natural

La frecuencia natural f_n, es una propiedad intrínseca de la estructura, debido a que depende de la rigidez (k) y la masa de la carga que está soportando (m), y puede determinarse con la siguiente ecuación:

$$f_n = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k}{m}} \qquad (3\text{-}5)$$

Con base en la discretización de las masas que conforman al sistema de estudio, las propiedades obtenidas se fundamentan prácticamente en los dos siguientes sistemas:

a) Sistema de un grado de libertad. Considerando un sistema de un grado de libertad, figura 3.7, formado por una masa rígida m soportada sobre un resorte de rigidez k y un amortiguador viscoso, teniendo un coeficiente de amortiguamiento c. A este sistema se le dice de un grado de libertad cuando el movimiento es restringido en una dirección.

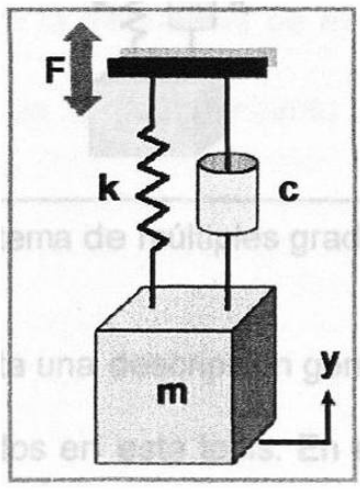

Fig. 3.7 Sistema de un grado de libertad

b) Sistemas de múltiples grados de libertad. En este tipo de sistema, el número de ecuaciones a resolver dependerá de la cantidad de n masas en que se haya discretizado el sistema, (figura 3.8); por esta razón, la solución dependerá de matrices, las cuales comprenden, al igual que en el punto anterior, de la matriz de masa y la matriz de rigideces. Aunque el análisis de vibraciones del sistema de múltiples grados de libertad es relativamente más complicado y frecuentemente requiere el empleo de computadoras digitales, la aproximación teórica para el análisis del sistema, para el caso sin amortiguamiento, es muy aproximado, (Srinivasulu, Vaidyanathan, 1977).

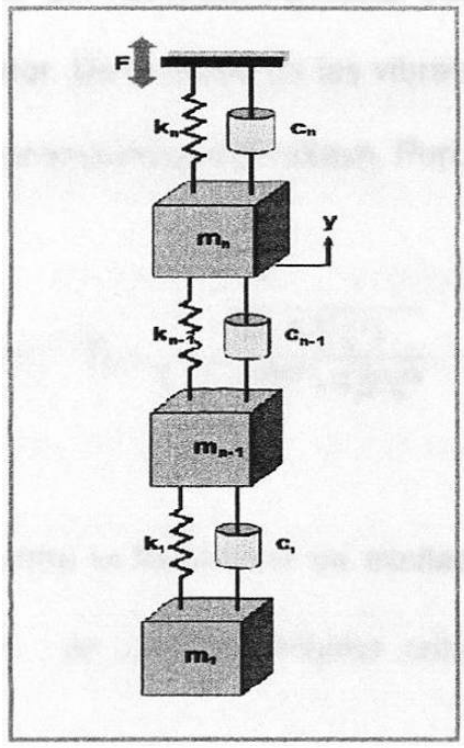

Fig. 3.8 Sistema de múltiples grados de libertad

En el apéndice A se presenta una descripción general de los fundamentos de la dinámica estructural utilizados en esta tesis. En el capítulo 4 se describen los tipos de modelos matemáticos se que utilizan con más frecuencia para el análisis teórico de los sistemas estructurales sometidos a cargas dinámicas.

3.3 Transmisibilidad

El término "transmisibilidad" (*Tr*) se define, en el caso de un aislamiento activo, como: "la relación entre la fuerza transmitida a la estructura de soporte y la fuerza de vibración desarrollada por la maquinaria". En el caso de un aislamiento del tipo pasivo, el término se define como: "la relación de la amplitud del instrumento sensitivo, con la amplitud de la base", (Steidel, 1981). La transmisibilidad es la medida común del desempeño de un aislador, que puede expresarse en unidades lineales o logarítmicas (Masterson, 2002), por ejemplo en decibeles (db). Sin excepción, a menor transmisibilidad se mejora el funcionamiento del aislador. De la teoría de las vibraciones se puede derivar la siguiente expresión de transmisibilidad (Prakash, Puri, 1976):

$$Tr = \sqrt{\frac{(1+4\beta^2\xi^2)}{(1-\beta^2)^2+4\beta^2\xi^2}} \qquad (3\text{-}6)$$

Donde β es la relación entre la frecuencia de excitación (ω_e) y la del aislador (ω_a), y ξ es la fracción de amortiguamiento crítico que tiene el sistema amortiguado.

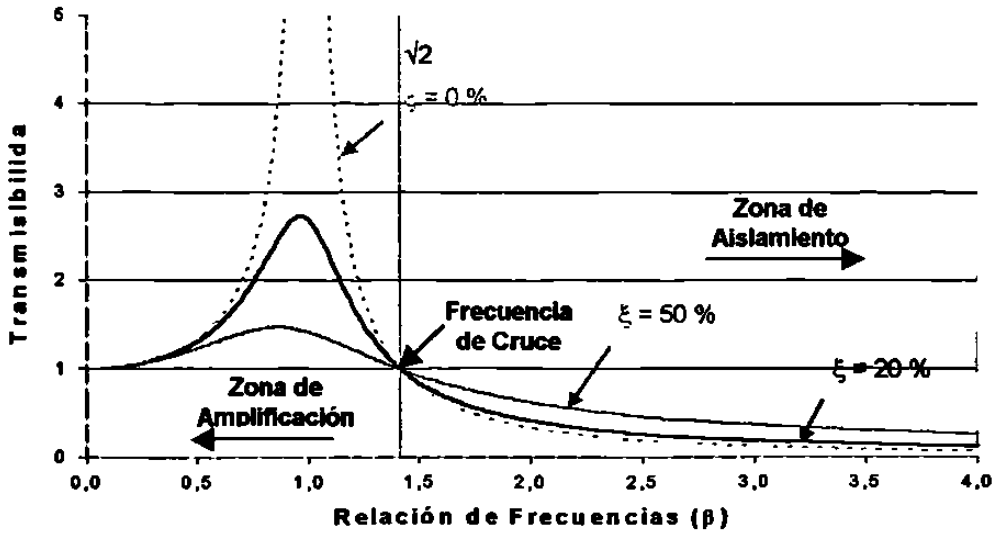

Fig. 3.9 Gráfica de la transmisibilidad

En la figura 3.9 se muestran las curvas típicas de transmisibilidad, asociadas a materiales con un amortiguamiento alto ($\xi \geq 0.5$) y con amortiguamientos bajos ($\xi \leq 0.05$). Para relaciones de frecuencias muy bajas ($\beta << 1$), la vibración de entrada es igual que la de salida (la transmisibilidad es igual a 1), y el desplazamiento de entrada es igual que el de salida. Si la frecuencia de excitación es igual a la frecuencia natural ($\beta = 1$), el sistema opera en resonancia. En caso que el amortiguamiento sea ignorado en la ecuación de transmisibilidad, un sistema que está operando en resonancia tendrá una transmisibilidad infinita. Cuando se incrementa el amortiguamiento, decrece la transmisibilidad y el nivel de vibración.

Cuando la relación de frecuencias es igual a la raíz cuadrada de dos ($\beta = \sqrt{2}$), la transmisibilidad de nuevo tiene un valor de 1. A la frecuencia de excitación

que conduce a tal condición se le conoce como frecuencia de cruce y a la zona que contiene frecuencias menores que ésta se le denomina "zona ó región de amplificación". La región definida a la derecha de la frecuencia de cruce se le conoce como "zona ó región de aislamiento", y es en esta zona donde la transmisibilidad es menor que la unidad. No cualquier aislador resulta adecuado para cualquier tipo de sistema, por lo que es necesario elegir el dispositivo aislante de forma tal que se logre abatir la respuesta, lo que se ve reflejado en una menor transmisibilidad, (González, Grajales, Martínez, 2002).

La transmisibilidad, expresada de otra manera, es la fracción de fuerza perturbadora transmitida a la estructura de soporte.

En la figura 3.10 se muestra el funcionamiento correcto de un aislador; es decir, la señal que se transmite (*bajo el aislador*), en comparación con la señal de entrada (*sobre el aislador*), debe ser menor que 1; y en cuanto menor sea el valor de transmisibilidad, mejor será el desempeño del aislador.

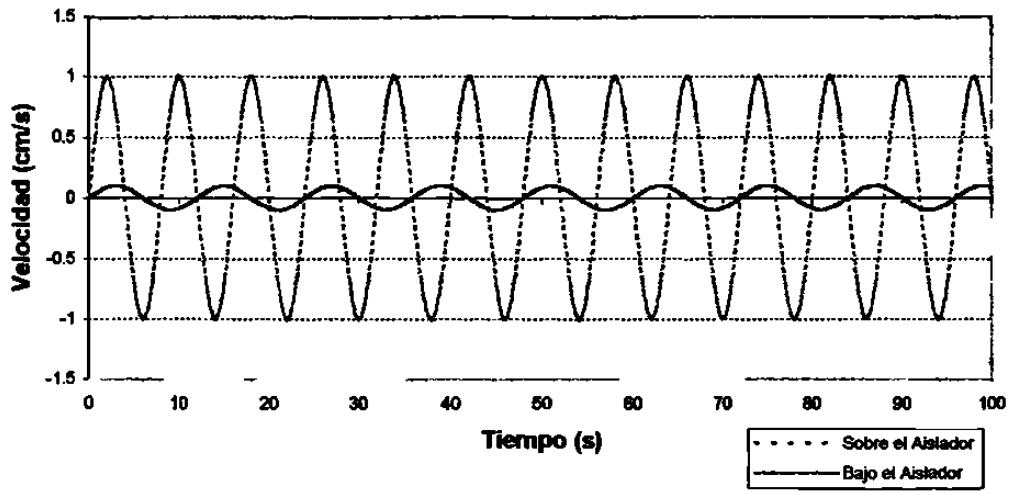

Fig. 3.10 Gráfica del efecto que produce el aislamiento

3.4 Dimensionamiento del aislador

En este trabajo se muestra un particular método para el diseño de un aislador; se emplea como ejemplo el material elastómero. Existen diversos materiales con propiedades de elastómeros; este tipo de material es recomendable para utilizarlo como aislador. Los pasos para utilizar éste y otros materiales como aisladores son los siguientes:

a) *Carga óptima.*- El desempeño del aislador depende de la carga que éste soporte, debido a que la masa altera el valor de la frecuencia natural. Si la masa de la carga es pequeña, comparada con la rigidez del aislador seleccionado, la frecuencia natural del sistema aumenta, esto reduce la eficiencia del aislador. Debido a las propiedades de los elastoplásticos, su rigidez varía según el grado de deformación que tengan, fenómeno que también modifica la frecuencia natural del sistema. Generalmente, el intervalo entre 5 y 15 % de compresión estática es el adecuado para un aislamiento eficiente.

b) *Factor de forma.*- Los elastómeros actúan como sólidos incompresibles, por ello deben tener espacio para deformarse, esto debe tomarse en cuenta para lograr que el aislador trabaje en el nivel de rigidez esperado. Se define así el factor de forma (S) como el área bajo la carga (Abc), entre el área libre para abultarse (Ala), S = Abc/Ala, (figura 3.11). El factor de forma es directamente proporcional a la rigidez.

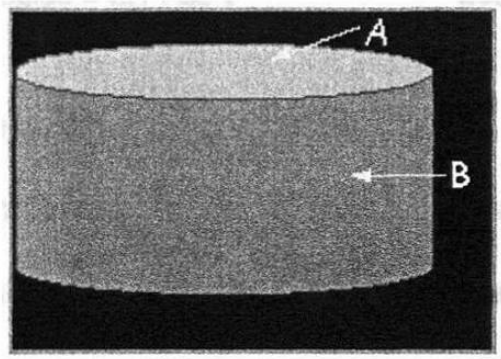

Fig. 3.11 Relación de superficies en una configuración geométrica

c) *Módulo dinámico del elastómero.*- Debido al cambio de esfuerzos al que esta sometido un aislador, éste se calienta y se fatiga, y por ello se modifica su módulo de elasticidad. Es necesario tomar en cuenta un módulo dinámico, para poder estimar la rigidez y, posteriormente, la frecuencia. Existen fórmulas para corregir el módulo dinámico, en función del factor de forma, tomando en cuenta la geometría del aislador, (Masterson, 2002).

   i. El modulo dinámico del material puede determinarse usando un *nomograma de frecuencia reducida*. El módulo dinámico de un material con amortiguamiento alto se verá afectado por la temperatura y la frecuencia. Un nomograma puede dar información acerca del módulo dinámico y el factor de pérdida, según los niveles de temperatura y frecuencias. (Puede ser útil convertir dinas/cm^2 a psi, al multiplicar por 1.45 x 10^{-5}; o para convertir a N/m^2 multiplicar por 0.10).

   ii. Calcular el efecto del factor de forma, usando las siguientes ecuaciones:

Forma de disco	*Forma de bloque*
$E_{corregido} = E(1+2S^2)$	$E_{corregido} = 4/3E(1+S^2)$

d) Rigidez.- Como consecuencia de utilizar un módulo dinámico, la rigidez del aislador debe también corregirse, de tal forma que se considere una rigidez equivalente, según trabajen los dispositivos aisladores (en serie o paralelo).

i. Calcular la rigidez usando las siguientes fórmulas. Disco, Anillo y Bloque, (figura 3.12) .

Disco	Anillo	Bloque
$K = \frac{E_{corregido}\pi a^2}{t}$	$K = \frac{E_{corregido}\pi(ao^2 - ai^2)}{t}$	$K = \frac{E_{corregido}lw}{t}$

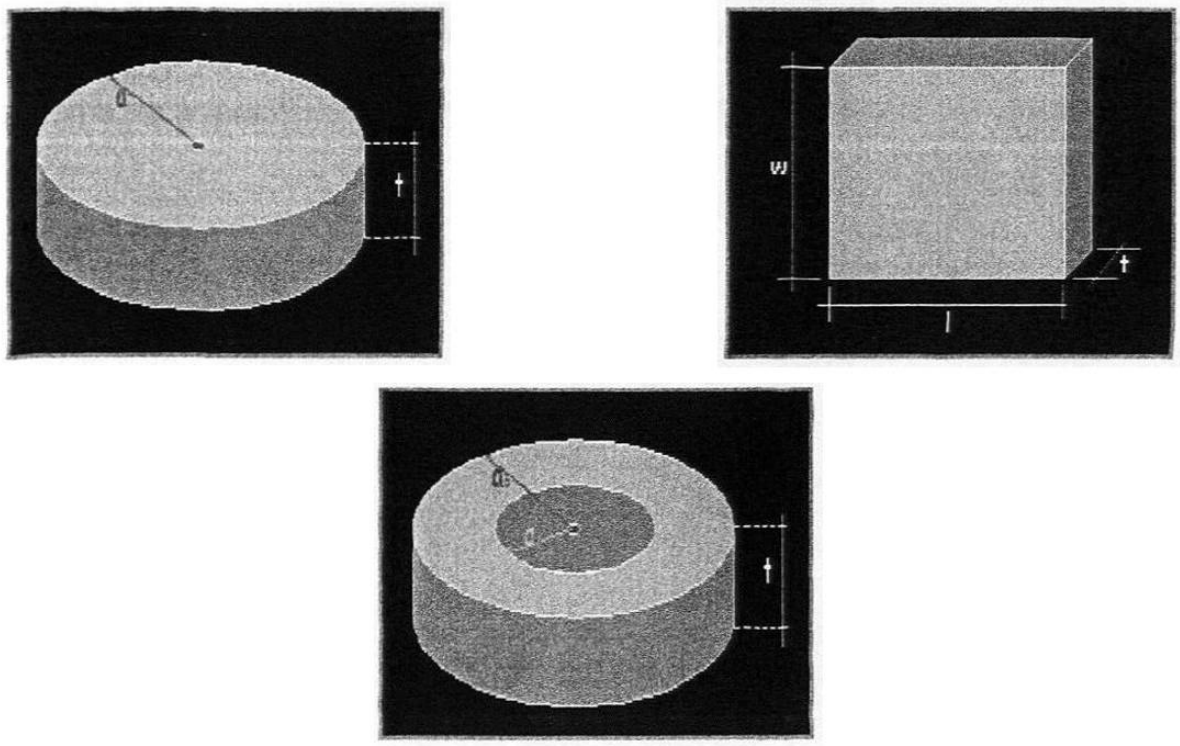

Fig. 3.12 Diversas configuraciones geométricas de elastómeros

ii. Combinar formas para determinar la rigidez de las partes complejas. Muchas partes pueden ser consideradas en una combinación de dos bloques, un bloque y un disco, o cualquier otra combinación geométrica. Determinar la rigidez de cada sección como fuera de línea en 4a. Entonces determinar si las partes son en serie o paralelo.

Las formas en serie: $\frac{1}{K_{todo}} = \frac{1}{K1} + \frac{1}{K2} + \frac{1}{K3} + K + \frac{1}{Kn}$;

Las formas en paralelo: $Ktodo = K1 + K2 + K3 + K + Kn$.

e) *Frecuencia natural del aislador.-* Hay que recordar que la eficiencia del sistema aislado ocurre después de $\sqrt{2}\ f_n$ del sistema. La mayoría de los sistemas aislador-soporte tienen una cierta frecuencia de resonancia, la cual debe evitarse separando las frecuencias naturales de cada uno de estos componentes; una buena recomendación es que la frecuencia natural del sistema de soporte sea mayor que tres veces la frecuencia del aislador.

CAPÍTULO 4

MODELAJE MATEMÁTICO

A través de la historia, el ser humano siempre ha tratado de solucionar los problemas que existen en el medio que lo rodea y ha aprendido que para modelar un sistema físico, siempre hay que buscar una idealización del sistema, en la que se logre considerar las variables básicas y, de esta forma, interpretar de una manera aproximada las respuestas generadas en el análisis.

4.1 Sistemas continuos y discretos

Antes de aportar la distinción entre sistemas continuos y discretos, es importante poner en claro lo que se denomina "grado de libertad" (gdl) o coordenadas generalizadas de un sistema mecánico. Se define de esta forma a los parámetros independientes, que definen la posición y la configuración deformada de dicho sistema.

En algunos sistemas (figura 4.1), los grados de libertad vienen determinados por la propia configuración del sistema. Si el sistema tiene masas concentradas, las posiciones de cada una de las masas constituyen los grados de libertad del problema. En sistemas o estructuras formados por barras esbeltas de nudos articulados o nudos rígidos, es habitual tomar los desplazamientos (y los giros,

en el caso de nudos rígidos) de los nudos como grados de libertad del problema.

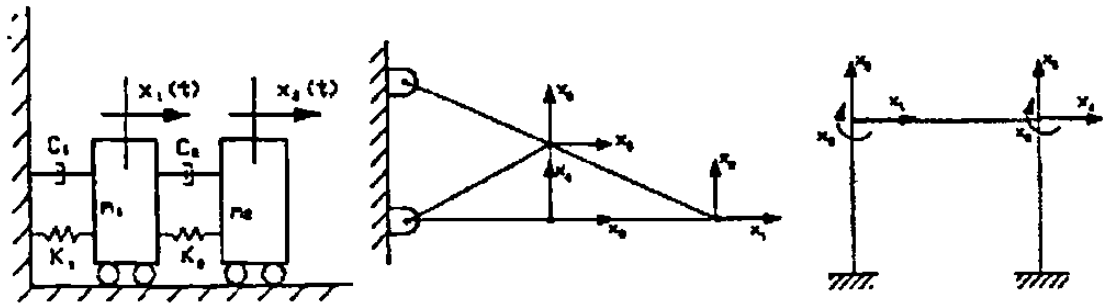

Fig. 4.1 Sistema discreto

En un medio continuo (figura 4.2), es imposible especificar su posición o su configuración deformada con un número finito de grados de libertad. En este caso, son posibles infinitos modos independientes de deformarse y para que una configuración deformada quede definida hay que especificar la posición de cada punto, lo que exigiría determinar infinitos parámetros independientes.

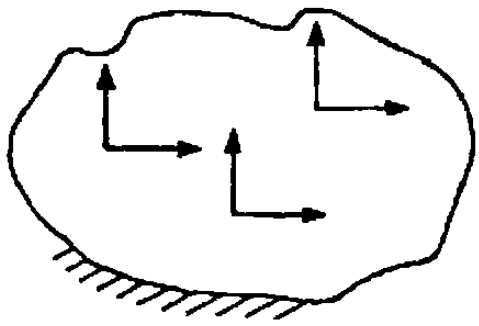

Fig. 4.2 Sistema continuo

a) Un Sistema discreto es aquél cuya posición deformada puede determinarse mediante un número finito de grados de libertad.

b) Un Sistema continuo requiere determinar su posición deformada a través de un número infinito de grados de libertad.

4.2 Tipos de modelos

La parte trascendental del análisis de un sistema dinámico implica, en general, determinar de una manera aproximada el comportamiento del sistema en condiciones reales de trabajo. El análisis y el control de las vibraciones que se generen pueden ser determinados por cualquiera de los siguientes procedimientos:

a) Ensayando con un prototipo representativo de la estructura a estudiar.

b) Usando un *modelo matemático que* debe simular iguales condiciones a las cuales será expuesto el sistema.

De estas dos opciones, la construcción de un modelo matemático es la más económica y viable para realizar cambios en las etapas iniciales del diseño.

En la práctica, en la mayor parte de las ocasiones hay qué conformarse con una solución aproximada, que se obtiene resolviendo un modelo matemático discretizado del sistema real (figura 4.3), con un número finito de grados de libertad. Esto significa discretizar un problema continuo y establecer un modelo matemático en el que el número de grados de libertad sea finito y, por tanto, resoluble con la ayuda de un computador.

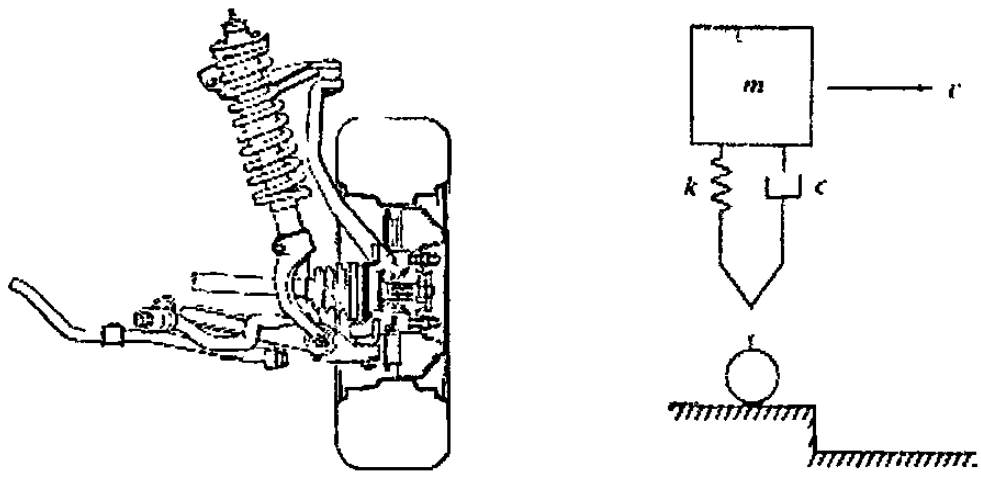

Fig. 4.3 Simulación con un modelo físico

A su vez, los modelos matemáticos se clasifican en:

- *Modelo de parámetros concentrados.*

- *Modelo de parámetros continuos.*

Los sistemas físicos reales son siempre de parámetros continuos. No se concibe un elemento o parte del elemento de una máquina sin masa, o que se deforme sin la aplicación de ninguna fuerza. Sin embargo, en muchas ocasiones, pueden obtenerse modelos matemáticos de una aproximación razonable y mucho más fáciles de analizar, concentrando en determinados elementos o puntos las distintas características del sistema.

Es por esta razón que el modelo de parámetros concentrados es el que predomina; pero, de acuerdo con la aproximación que se desee alcanzar y dependiendo del número de grados de libertad elegidos, se pueden clasificar los sistemas discretos en:

- Parámetros concentrados.

- Parámetros distribuidos.

4.3 Modelo de un sistema discreto de parámetros concentrados

Cuando se desea analizar un sistema real, lo primero que debe hacerse es determinar un modelo matemático de dicho sistema, en el que queden recogidas las características o propiedades físicas del modelo real. Estas propiedades reciben el nombre de parámetros.

Los parámetros de un sistema mecánico son: la rigidez (k), la masa (m) y el amortiguamiento (c); relacionados con los tres tipos de fuerzas más característicos de los problemas de vibraciones: las fuerzas elásticas, las fuerzas de inercia y las fuerzas de disipación de energía, respectivamente.

La rigidez, la masa y el amortiguamiento deben ser datos en un problema de análisis teórico de vibraciones. Ordinariamente, se supondrá que no varían ni con el tiempo ni con la deformación del sistema. En un problema experimental, la medición de estos parámetros puede ser precisamente el objetivo del estudio.

La elección del número de grados de libertad del modelo matemático depende de los siguientes aspectos:

- El número de incógnitas características del estudio.
- La configuración geométrica del sistema.
- La aproximación adoptada.

En el apéndice A se presenta una descripción general de los fundamentos de la dinámica estructural utilizados en esta tesis. En el capítulo 4 se describen los tipos de modelos matemáticos que se utilizan con más frecuencia para el análisis teórico de los sistemas estructurales sometidos a cargas dinámicas.

Los sistemas de un grado de libertad presentan las siguientes ventajas:

a) Sencillez. Es la principal ventaja que presenta, debido a que puntualiza los datos o parámetros (constantes y variables) que conforman al sistema de estudio permitiendo facilidad en el análisis.

b) Generalidad. Debido a que el empleo de este tipo de modelo se obtiene un estimado aproximado del comportamiento del sistema de estudio; es, de esta manera, un adecuado análisis preliminar.

Existen también y presentan un considerable interés práctico, modelos discretos que tienen sus parámetros distribuidos, es decir, son modelos en los que cada uno de los elementos tiene masa, se deforma y disipa energía. Los sistemas discretos de parámetros distribuidos permiten analizar modelos matemáticos (figura 4.4) mucho más aproximados al sistema físico real que los de parámetros concentrados. El Método de los elementos finitos (M.E.F.), una potente herramienta existente para el análisis de éstos y otros muchos problemas, no es en el fondo más que un método de discretización que permite reducir un sistema continuo a un modelo discreto de parámetros distribuidos.

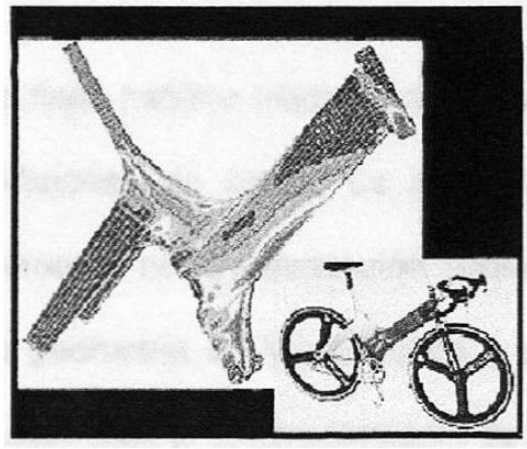

Fig. 4.4 Modelaje de un sistema discreto de parámetros distribuidos

4.4 Modelo de un sistema discreto de parámetros distribuidos

En los últimos años el "*boom*" de la computadora y los programas de análisis especializados han permitido desarrollar diversas tareas que antaño eran imposibles, debido a que eran tareas muy extensas, laboriosas y repetitivas. El uso de los programas computacionales desarrollados para el análisis estructural ha podido fomentar el uso del *método de elementos finitos*, que ha predominado para desempeñar un análisis estático, dinámico por medio de computadoras o determinar el comportamiento térmico del sistema físico, las estructuras y los componentes. El análisis de elemento finito se define como: "un grupo de métodos numéricos para aproximación de ecuaciones en cualquier sistema continuo", (Baran,1987).

En general, el objetivo del análisis de elemento finito es aproximarse, con suficiente grado de exactitud, a los valores de las incógnitas de las ecuaciones diferenciales, seleccionado puntos en el dominio del sistema físico continuo. Un modelo matemático de un sistema físico se elabora al dividir en nodos y elementos finitos el sistema y se aplican las ecuaciones diferenciales para resolver cada nodo.

El método del elemento finito habilita matemáticamente la simulación física de estructuras y sus condiciones de carga. La aproximación del análisis, sin embargo, depende totalmente de la información capturada por el analista. El analista debe definir la geometría de la estructura y seleccionar los tipos de elementos que más se asemejen al comportamiento de la estructura actual. Los materiales de la estructura, las condiciones de frontera y las cargas deben

modelarse de tal manera que se asegure que el modelo matemático resultante sea representativo del sistema físico real. En resumen, el usuario debe entender la física del problema y suministrar al programa del elemento finito los datos con aproximación física.

Los tipos de elementos estructurales que convencionalmente se utilizan para la discretización del sistema real son:

a) *Los elementos del tipo "barra".* Los elementos "barra" pueden usarse para resolver una amplia variedad de problemas de ingeniería. Obviamente, los marcos y las armaduras se modelan usando elementos del tipo barra. En general; los elementos cuya longitud es mucho más grande que su sección transversal o peralte se conocen como elementos del tipo barra.

   Los elementos del tipo barra son generalmente uniaxiales; ya que pueden contener cargas de compresión, tensión, torsión cortante y flexión. Excepto para barras cortas, los efectos de cortante son usualmente considerados como despreciables y frecuentemente sólo se calculan cuando son especificados por el usuario. Los elementos tipo barra pueden aplicarse en dos o tres dimensiones, dependiendo del problema.

b) *Los elementos "Placa" y "Cascarón".* Los términos "placa" y "cascarón" se usan de forma diferente por varios autores de textos y también por los desarrolladores de programas de elemento finito. Los cascarones son superficies curvas, que frecuentemente se modelan por un ensamble conjunto de elementos del tipo de placa recta. Sin embargo, hay también curvas de elementos de tipo cascarón, que son matemáticamente más complejas que los elementos del tipo "placa recta".

Los elementos del tipo placa son generalmente de forma triangular o cuadrada. En general, los cálculos del elemento de tipo placa cuadrada son más aproximados que los de elementos de tipo triangular; por lo que es preferible siempre usar elementos cuadrados, en cuanto sea posible. Los elementos triangulares se usan principalmente en las fronteras del modelo o en regiones de transición geométrica, donde los cuadrados puedan no ajustarse.

c) *Elementos Asimétricos y Sólidos.* Los elementos sólidos se usan para modelar estructuras y componentes en los cuales el espesor es sustancial cuando se compara con las otras dimensiones. Para usar un número de elementos sólido, a través del espesor de la sección, la distribución de esfuerzos puede obtenerse de una forma muy aproximada.

Condiciones de Frontera. Con afán de prevenir el modelo de elemento finito del movimiento libre a través del espacio (movimiento de cuerpo rígido), todos los posibles grados de libertad deben restringirse, de alguna manera, en el modelo. Esto se hace por las condiciones de frontera impuestas en la forma de obtener los desplazamientos, en los nodos apropiados, sobre el modelo. Obtener el escenario de los desplazamientos debe corresponder al comportamiento actual de la estructura física, con el propósito de asegurar resultados aproximados.

Los tipos básicos de soporte son: el simple, el empotrado, el tipo rodillo y el tipo resorte.

Consideraciones Generales de Modelaje. La primera regla, para elaborar el modelaje del elemento finito, es iniciar proponiendo un modelo simple. La gran mayoría de los problemas de elementos finitos pueden fácilmente modelarse con simples barras, placas y elementos sólidos. También la gran mayoría de los problemas puede resolverse con modelos de dos dimensiones. Cuando sea posible, las suposiciones simplifican el tamaño y la complejidad del modelo, por lo que la simetría debe emplearse donde, apropiadamente, simplifique el problema.

Es importante tener en cuenta que el análisis del elemento finito es un método de aproximación. Excepto para la mayoría de los problemas de vigas simple y membrana, que pueden compararse con las soluciones teóricas, el análisis del elemento finito no produce resultados exactos.

En el análisis del elemento finito existen dos conflictos, pero metas deseables: la *aproximación ingenieril* y la *rapidez de cálculo*. En general, la aproximación de un modelo de elemento finito se improvisa para incrementar el número de nodos, mientras que la rapidez de la solución decrece con más nodos.

No es deseable utilizar un modelo excesivamente complejo del elemento finito. No hay muchos puntos para afinar un modelo y alcanzar una pequeña aproximación, si la entrada de cargas o condiciones de frontera no son aproximadas, (Baran,1987). La aproximación de modelaje del elemento finito se va adquiriendo con la práctica y el buen juicio del ingeniero.

CAPÍTULO 5

EL CONTROL DE LAS VIBRACIONES

Una maquinaria rotatoria, en condiciones normales de funcionamiento, genera movimientos que pueden ser perjudiciales para la estructura y la misma maquinaria o, simplemente molestos para los operarios. Debido a lo anterior, los fabricantes de las maquinarias han creado criterios de aceptación de vibraciones para de esta manera poder controlar las mismas, reduciéndolas a límites aceptables de vibración.

El análisis de las vibraciones también puede utilizarse para determinar qué acciones de mantenimiento son necesarias para las maquinarias rotatorias, así como la frecuencia de estas acciones.

5.1 Medición de la vibración

Introducción. El empleo del análisis de las vibraciones mecánicas como método de mantenimiento predictivo, en maquinarias rotatorias, es una técnica que ha venido siendo empleada con éxito desde hace muchos años en la industria. Al principio, sólo se utilizó de forma limitada, debido a los requisitos de procesado de señal necesarios para realizar un análisis completo. Sin embargo, fue a partir de la década de los años 80 cuando, gracias a los avances

realizados en la industria de la informática; comenzó su aplicación generalizada en gran parte de las instalaciones industriales.

Desde entonces, ha habido grandes avances en las prestaciones de los equipos de mantenimiento predictivo, tanto en sus capacidades de análisis, como en su facilidad de uso. Sin embargo, el método de trabajo ha continuado siendo muy similar. Las máquinas incluidas en un plan de mantenimiento predictivo se miden periódicamente, siendo sólo las máquinas especialmente críticas las que se monitorean continuamente. La revolución que se está produciendo en estos últimos años, con las tecnologías de la información, ha afectado también al mantenimiento predictivo y se han desarrollado nuevas tendencias en la toma y análisis de los datos de vibración, (Hurtado, Charray, 1999).

En resumen, el análisis por vibración es el mejor parámetro operativo para medir las condiciones dinámicas de la maquinaria, ya que es un método no destructivo para ejercer la operación deseada.

Síntomas típicos de un mal funcionamiento. Dentro de las anomalías que se pueden identificar mediante la técnica del análisis de vibraciones, se ha demostrado que la mayoría de los problemas prácticos de maquinaria pueden clasificarse, frecuentemente, como desbalanceo o desalineamiento. Éstos pueden controlarse empleando dispositivos aislantes, sellos de eje o mediante el uso de engranes. Además, estos problemas no ocurren únicamente en la instalación inicial de la maquinaria, sino que se pueden presentar en un periodo posterior.

Los beneficios que presenta el análisis de vibraciones permite el máximo intervalo entre las reparaciones a ser realizadas, a través del monitoreo de las condiciones actuales de la maquinaria rotatoria. Medir vibraciones es mucho más que pulsar botones en un instrumento o colocar un sensor en algún lugar de la maquinaria objeto de estudio. Para medir vibraciones es necesario saber qué medir, dónde medir y cómo medir. El análisis y la interpretación de las vibraciones de una máquina no responde a recetas preconcebidas, sino que se requiere un alto nivel de preparación teórico-práctica para poder entender el lenguaje en el que nuestras máquinas se comunican con nosotros.

Un criterio a seguir para el control de vibraciones es recopilar toda la información de los siguientes aspectos:

- El tipo de problema.
- La historia de la maquinaría y cuáles son las observaciones del operador.
- Fecha de inició el problema, si el problema se presentó repentina o gradualmente y si la maquinaria ha trabajado apropiadamente.
- Los cambios que se han hecho recientemente.

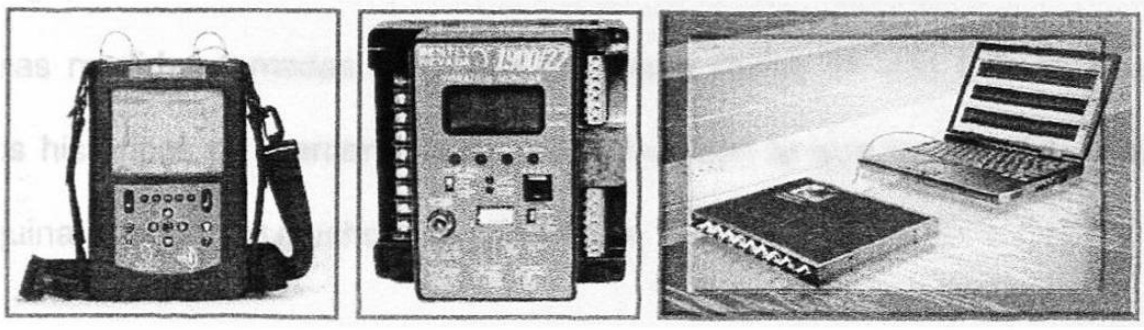

Fig. 5.1 Instrumentos portátiles de análisis y colección de datos

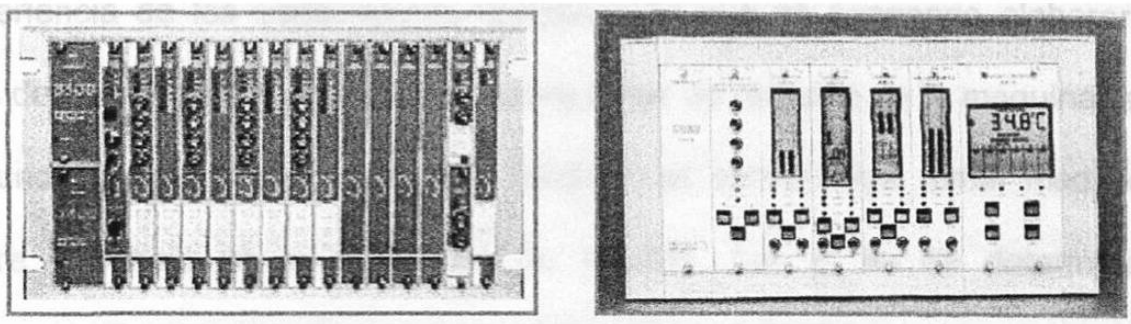

Fig. 5.2 Carátulas de los dispositivos de control

Sistemas de medida portátiles. A pesar de todos los avances que se produzcan en el campo del monitoreo continuo de una maquinaria, es previsible que gran parte de las plantas sigan empleando equipos portátiles de análisis de vibraciones (figuras 5.1 y 5.2). Sin embargo, estos equipos también van a cambiar de forma importante en los próximos años. Los analizadores de datos están dejando de basarse en computadoras de poca potencia, y empiezan a emplear procesadores y soluciones de última generación. Esto se traduce en una serie de ventajas muy importantes para el usuario. En primer lugar, se producirá una rebaja en el precio del equipo, al poder usarse ordenadores comerciales con pequeñas modificaciones. Además, la memoria disponible en el equipo aumenta de forma espectacular, pudiéndose emplear discos duros para guardar la información. Estos discos duros no almacenan solamente las últimas medidas tomadas, sino que se puede incluir en ello toda la base de datos históricos de mantenimiento predictivo, con lo que los análisis a pie de máquina pueden ser mucho más completos.

Elección de los puntos de medición. No existe un criterio bien definido para la elección de los puntos de medición en una maquinaria rotatoria, pero la

experiencia de los especialistas recomiendan que es necesario elaborar dos ejes de coordenadas; el principal, sobre el eje de rotación de la maquinaria y el segundo, perpendicular al mismo. También es conveniente tomar mediciones sobre y debajo de la estructura de soporte, con el fin de determinar la transmisibilidad existente del sistema maquinaria-soporte.

Si existen vigas perimetrales, se sugiere tomar mediciones sobre éstas respectivamente y los puntos inmediatamente inferior sobre la losa existente, con ello se garantiza una fidedigna obtención de la frecuencia natural del sistema.

Por último, si hay un lugar de la maquinaria a la cual es difícil de acceder, sería conveniente colocar un sensor de manera permanente, para tener registros en tiempo real y de esta forma evitar parar la maquinaria y perder tiempo y dinero.

Los puntos mencionados anteriormente son la justificación más relevante para la elaboración de un análisis de vibración, en un sistema de piso; pues el costo por efectuarlo es menor que el costo de reparar una estructura elaborada con un mal diseño dinámico. Además, que el costo del mantenimiento predictivo representa aproximadamente la mitad, en comparación con el costo del mantenimiento correctivo, (Sarmiento, Urbina, Castro, 2000).

5.2 Interpretación de los registros

Una vez que se han obtenido los datos de los sensores de vibración, el paso a seguir es la correcta interpretación de los mismos. Una mala interpretación de los datos es suficiente para que la maquinaria o el propio edificio no garantice una vida útil satisfactoria.

Todas las maquinarias tienen un nivel de vibración que puede ser considerado normal o inherente a su funcionamiento. Cuando este nivel aumenta y empieza a ser excesivo, es normalmente un síntoma de la presencia de una falla. Debido a la presencia de defectos localizados, se producen cambios abruptos en los esfuerzos de contacto en las interfaces, lo cual resulta en la generación de pulsos de muy corta duración, que pueden excitar las frecuencias naturales de las pistas y soporte del rodamiento.

La presencia de componentes de alta frecuencia, es el síntoma que permite detectar una incipientemente falla. Cuando la falla progresa, la excitación de tipo impulsiva aumenta por un tiempo, hasta cuando los filos, esquinas o rebordes de los defectos se alisan; como consecuencia del desgaste y los niveles de impacto disminuyen, e incluso pueden llegar a desaparecer.

Para realizar el análisis y diagnóstico de las fallas, utilizando la medición de la vibración, se han desarrollado diferentes técnicas e instrumentos, dependiendo del nivel de frecuencias dentro del cual se desea hacer el análisis. Unas están enfocadas a la *zona de las altas frecuencias* y otras a la *zona de frecuencias bajas e intermedias.*

Entre las técnicas que analizan la zona de alta frecuencia para la detección incipiente de fallas, están las que se basan en la excitación de la frecuencia natural del sensor utilizado; es decir, sobre una banda de frecuencia prefijada y normalmente entregan un valor global que se relaciona con la severidad del defecto. Dentro de estas técnicas, están los pulsos de choque (*SPM*), la detección de emisiones acústicas (*AE*), energía espectral emitida (*SEE*), técnica de detección de alta frecuencia (*HFD*) y el ultrasonido.

Otras técnicas que analizan vibraciones en frecuencias no tan altas (1–5 khz) y que están relacionadas con la excitación de las frecuencias naturales del soporte y las pistas del rodamiento, son las técnicas de *Demodulación* o envolvente, la técnica del *Peakvue* y el análisis con *Zoom real* sobre las zonas resonantes.

Estas técnicas son consideradas como las herramientas más efectivas para diagnosticar tempranamente la presencia de defectos en los rodamientos; pues buscan principalmente detectar zonas resonantes excitadas o moduladas por fuerzas de impacto periódicas, cuya frecuencia de repetición es un indicador del lugar donde se encuentra el defecto y la amplitud de la señal de los impactos puede utilizarse en algunos casos como un indicador de la severidad y progresión de la falla.

Estas técnicas deben superar dos dificultades principalmente: la primera, es que las señales impulsivas de alta frecuencia son de una amplitud generalmente baja, comparadas con la mayoría de componentes de baja

frecuencia, que componen la vibración global. Y la segunda es que una banda amplia de frecuencia que abarque las frecuencias naturales del rodamiento puede enmascarar la frecuencia e intensidad de los impactos debido al ruido y a la falta de buena resolución.

Para facilitar el diagnóstico, se deben aislar entonces las vibraciones de alta frecuencia, de las otras vibraciones, empleando un filtro "pasa alto" o "pasa banda" alrededor de la frecuencia natural que está siendo excitada. De esta forma es posible extraer la frecuencia y la amplitud de los impactos de la vibración global. Para poder lograr esto se debe sacar provecho de las propiedades de estas vibraciones. Dos de estas propiedades que dan origen a las técnicas de *Demodulación* y *Peakvue*: son la *envolvente de los impactos* y la *detección de los peaks máximos*, (Estupiñán, Saavedra, 2001).

Los registros deben ser interpretados para determinar que se encuentren los datos obtenidos dentro de límites permisibles ya preestablecidos. Para realizar esta operación es necesario obtener las respuestas, ante la excitación de la propia maquinaria. Un problema que se presenta al momento de obtener las respuestas es la parte transitoria que se genera en las etapas de encendido y apagado de la maquinaria; este intervalo de la respuesta se elimina del análisis, debido a que es pequeño el intervalo en el que se presentan y, además, no es representativo en el análisis, debido a esta razón, sólo se considera la parte estacionaria de los registros.

5.3 Interpretación espectral

Tipos de análisis de las señales. Antes de considerar el manejo de los datos espectrales, es importante conocer que éstos pueden estudiarse en tres dominios diferentes: *tiempo*, *amplitud* y *frecuencia*.

La descripción de señales en el *dominio del tiempo*, o en un ámbito temporal, es el dominio primario en el que se manejan y captan las señales, y en el que se presentan ordinariamente en el osciloscopio.
En general, se representan con números complejos de la forma: $x(t) + jx(t)$.
Trabajando en este dominio es posible conocer los siguientes parámetros:

- El valor de cresta.- Máxima amplitud de la señal, registrada en el tiempo de observación *T*, positivo o negativo.
- El valor de pico a pico.- Separación entre los máximos, positivos y negativos de la señal.
- El factor de cresta.- Cociente entre el valor de cresta y el valor eficaz.
- La RMS (Root Media Square, Raíz Media Cuadrada).- Es un valor representativo de la respuesta obtenida, de manera general. En una señal armónica simple, es aproximadamente 0.7071 el valor de la amplitud máxima. (figura 5.3).

La descripción de señales, en el *dominio de la amplitud*, se trata de un ámbito muy apropiado para determinar propiedades estadísticas de las señales. Representa la información en un sistema de amplitud, porcentaje de tiempo en

el que se rebasa dicha amplitud o en el que toma los valores de un intervalo determinado.

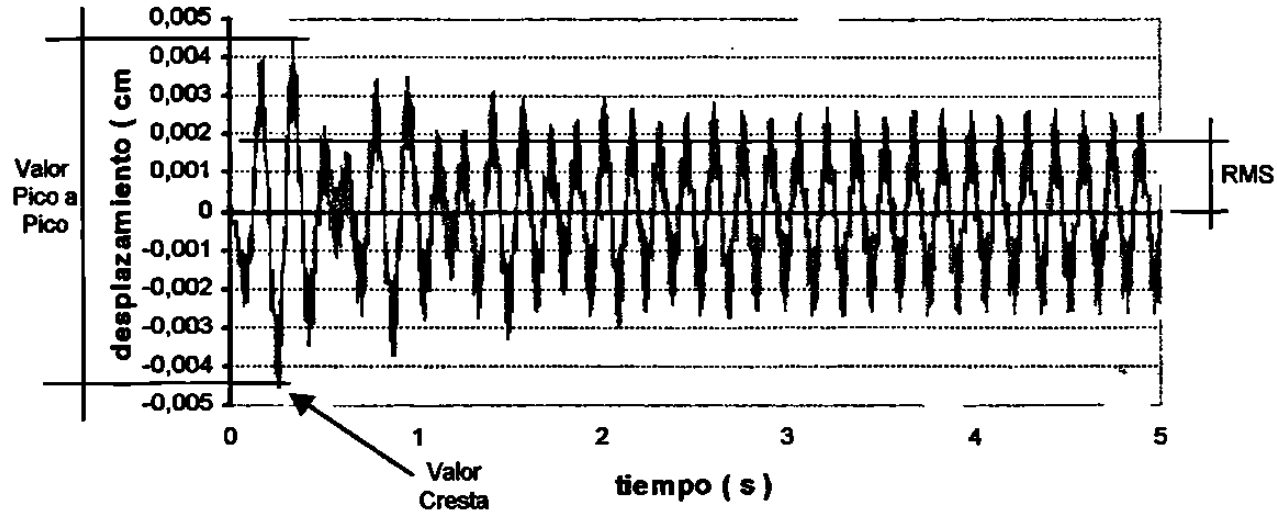

Fig. 5.3 Representación gráfica de los parámetros relevantes

La descripción de señales en el *dominio de la frecuencia* es la base del estudio; en el dominio de la frecuencia consiste en descomponer la señal en sus frecuencias constitutivas, representando las periódicas mediante su desarrollo en serie de Fourier y las no periódicas mediante la transformada de Fourier. La representación de la señal así efectuada se denomina ***ESPECTRO*** y a este tipo de tratamiento, ***ANÁLISIS ESPECTRAL***.

El diagnóstico correcto de las fallas mecánicas en maquinaria rotatoria depende de tener una información completa acerca de los datos espectrales de vibración. Como las máquinas, en general, tienen tres grados de libertad en el movimiento lateral, la lógica sugiere que los datos de vibración en tres ejes darán más información, si se pueden analizar adecuadamente.

Un análisis espectral de las señales permite obtener información muy valiosa, como lo es:

a) La función de transmisibilidad, en función de la frecuencia, con la cual es posible evaluar la eficiencia del aislamiento para diferentes frecuencias de excitación, teniendo especial interés la frecuencia de operación de la maquinaria.
b) Las frecuencias naturales de vibración del sistema, asociadas fundamentalmente a la estructura de soporte de la maquinaria, ya sea en una cimentación independiente o en un sistema de piso convencional.

Para efectuar lo anterior, es conveniente elaborar lo que se denomina *Análisis Dinámico en función de la frecuencia*, donde hay algunas condiciones de carga en las que se debe hacer un análisis, teniendo en cuenta las frecuencias en las que dichas cargas ocurren. El análisis en función de la frecuencia se realiza cuando son periódicas las cargas a las que se encuentra sometido el sistema, lo cual significa contar con cargas que tienen variación en el tiempo, y que se repiten sucesivamente en un gran número de ciclos. La carga periódica simple, mejor conocida como armónica simple, tiene una variación senoidal. La armónica simple es característica de masas desbalanceadas en maquinarias rotatorias. La teoría nos enseña que cualquier carga, por compleja que ésta parezca, puede ser representada por distintas componentes y analizada como un caso de armónicas simples.

Una herramienta auxiliar para la interpretación espectral es emplear el método de Fourier el cual es útil no solo para el análisis de curvas periódicas, sino para

curvas no periódicas, ya que basta suponer que la curva se extiende en el infinito y que este intervalo corresponde a un solo periodo. La diferencia esencial es que, en lugar de analizar la curva en un espectro discreto de frecuencias ω, 2ω, 3ω, ..., $n\omega$, se analiza en un espectro continuo.

5.4 Criterios de aceptación de vibraciones

Una parte crucial en la revisión del desempeño de una maquinaria rotatoria es el establecimiento de los criterios de aceptación de las vibraciones (tanto horizontal como vertical), dado que estos criterios consideran los efectos primarios o secundarios ejercidos a los siguientes aspectos:

- Personas
- Estructuras o edificios
- Maquinaria

Debido a la importancia de los efectos de vibración, debe ponerse mayor atención a las tolerancias de vibración, respecto a los valores límites de las amplitudes, velocidades y aceleraciones en las vibraciones mecánicas y estructurales. Son particularmente importantes los efectos de vibración en las personas y en los edificios, para los cuales se han desarrollado investigaciones donde se establecen los límites de vibración en gráficas que, hasta el momento, son las que rigen el desempeño de una maquinaria, (Major Vol. I, 1980).

Efectos sobre las personas y las estructuras. Algunas vibraciones mecánicas son transmitidas a los organismos humanos por medio del sentido del tacto y son sentidas como vibraciones. Para vibraciones bajas, de alrededor de 1.0 a 2.5 Hz, el efecto del sentido de balanceo y los músculos, mientras más rápidas las vibraciones (sobre 10 Hz) se registran como *presiones* y *vibraciones*. Esto suele resultar nocivo en problemas psicológicos que fueron

discutidos ampliamente por Zeller en 1932 y 1933. Si la frecuencia de las vibraciones es mayor que 20 Hz; la vibración se percibe por el cuerpo humano como *sonido*. La vibración de los cuerpos sólidos es provocada por las fuerzas periódicas producidas, por ejemplo, por maquinarias, vehículos, por ráfagas o por fenómenos naturales tales como sismos, viento, agua, etc.

Las vibraciones pueden afectar adversamente a las personas y causar cargas y esfuerzos dañinos en los edificios. La protección contra la vibración implica la eliminación o por lo menos la reducción de las vibraciones dañinas a un nivel tolerable para que no ejerzan ningún daño al cuerpo humano y, además, que no causen esfuerzos excesivos sobre los materiales de construcción.

Es notorio mencionar que el cuerpo humano puede detectar amplitudes de 1 μm; y las amplitudes de 0.05 μm pueden detectarse a través de la yema de los dedos. En las investigaciones de Reiher y Meister, las vibraciones verticales fueron detectadas cuando la gente estaba de pie; y en vibraciones horizontales fueron perceptibles cuando yacen las personas.

Con el fin de revisar los resultados, las investigaciones de vibraciones transitorias fueron conducidas, en 1974, por Wiss y Parmelee, sobre un piso de materiales convencionales, habitado por 10 personas; se midió un total de 202 señales para cada sujeto. Se encontró que para las condiciones de estado estacionario (cero amortiguamiento) las vibraciones algo menos perceptibles se sintieron más que durante las pruebas de Reiher-Meister, pero se observó también que las vibraciones transitorias de una frecuencia particular y el

desplazamiento pico llega a ser progresivamente menos perceptible que el amortiguamiento crítico incrementado de 0.02 a 0.20.

Requerimientos para la estructura de soporte. Una cimentación de maquinaria debe cumplir los siguientes requisitos para ser considerada satisfactoria: (Prakash, Puri, 1976).

a) Para cargas estáticas:

   i. La estructura de soporte debe ser segura estructuralmente. (Estado límite de resistencia).

   ii. La estructura de soporte no debe tener un desplazamiento excesivo. (Estado límite de servicio).

Estos son requerimientos normales y son los mismos para todas las estructuras de soporte.

b) Para cargas dinámicas:

   i. La estructura no debe estar en resonancia. Esto es, la frecuencia natural del sistema de la maquinaria-estructura-cimentación-suelo no debe coincidir con la frecuencia de operación de la maquinaria. De hecho, la zona de resonancia está generalmente definida, y la frecuencia natural del suelo de cimentación del sistema debe estar fuera de esta zona. La cimentación debe diseñarse fuera de la zona de "*resonancia*", la cual, convencionalmente, queda limitada como se ilustra en la figura 5.4.

ii. Las amplitudes del movimiento de la velocidad de operación no deben exceder los valores permisibles. *Estas amplitudes límite están generalmente especificadas por los fabricantes de maquinaria.*

iii. El diseño debe ser tal que la frecuencia natural del sistema cimentación-suelo no debe ser un número múltiplo entero de la frecuencia de operación de la maquinaria, para evitar la resonancia con los armónicos altos.

iv. Las vibraciones ocasionadas por la operación de maquinaria no deben molestar a las personas o ser dañinas a otros equipos de precisión o a maquinarias vecinas o a las estructuras colindantes.

Además el criterio precedente, las disposiciones geométricas de la cimentación deben influir para los requerimientos operacionales de la maquinaria.

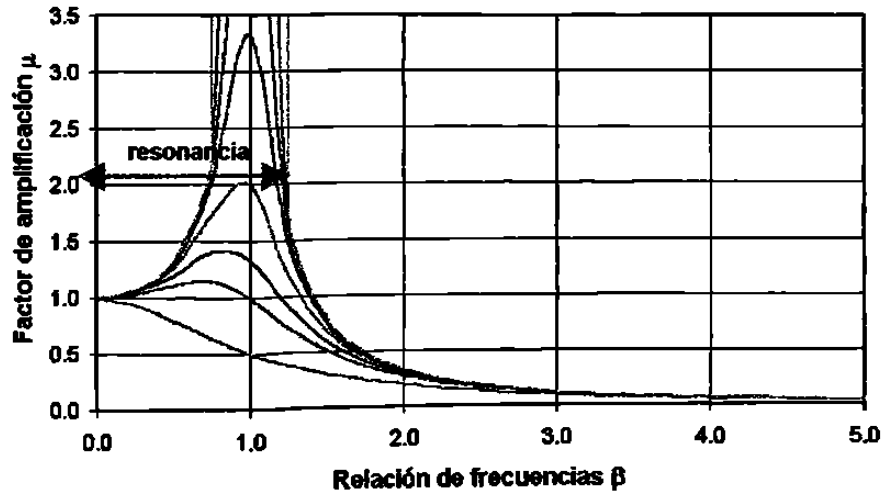

Fig. 5.4 Gráfica de la zona de resonancia

Valores límite permisibles. Las condiciones de falla por vibración, de maquinaria, se alcanzan cuando el movimiento excede un valor límite, el cual

puede expresarse en términos de velocidad o de aceleración del movimiento de la cimentación. Para las vibraciones estacionarias, éstas pueden expresarse en términos de desplazamientos permisibles especificados como frecuencias. (Richart, 1962).

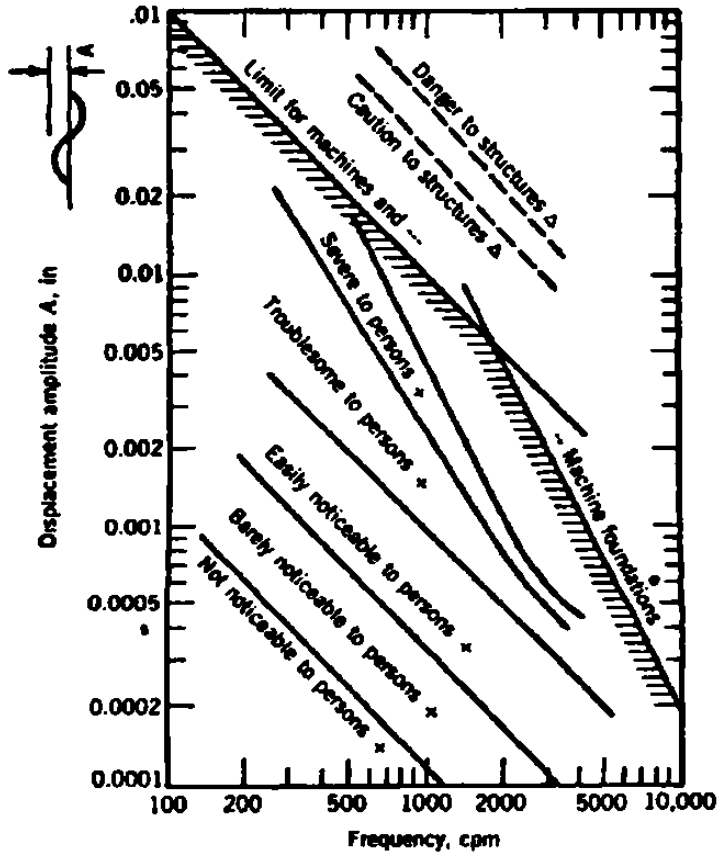

Fig. 5.5 Límites de amplitudes permisibles de vibraciones verticales

La figura 5.5 ilustra el orden de las magnitudes que se involucran en el criterio para determinar las respuestas dinámicas. Cinco curvas delimitan la zona de la vibración, dentro de las cuales, las personas son sensibles al estar de pie cerca de la maquinaria que vibra. Estas zonas van de "*no sensible*" a *severo*". La frontera entre "*no sensible*" y "*apenas sensible*" en la figura 5.5 se define por la línea que representa la velocidad pico, sobre 0.01 in/s (0.25 mm/s), y la línea divisoria de las zonas de "*fácilmente sensible*" y "*molesto*" representa la

velocidad pico de 0.10 in/s (2.5 mm/s). El área sombreada en la figura 5.5 indica los "*límites para maquinaria y cimentación de maquinaria*". Ésta representa a la velocidad pico, de 1.0 in/s (25.5 mm/s) debajo de 2,000 rpm. Debe notarse que esta área sombreada indica un límite de seguridad y no es un límite para ser satisfecho por la operación de la maquinaria.

La importancia de una maquinaria y su sensibilidad, en condiciones de operación, a lo largo del costo de instalación y pérdidas, debido a interrupciones (tiempo muerto) determina el límite de las amplitudes de movimiento, para las cuales la cimentación debe estar diseñada (Richart, 1976).

Factor de servicio. Este factor fue propuesto por Blake (1964). El factor de servicio es una indicación de la importancia de la maquinaria en una instalación. Los valores típicos de los factores de servicio están listados en la tabla 5.1.

Tabla 5.1
Factores de servicio

Estación simple de bomba centrífuga, motores eléctricos, abanicos	1
Equipos típicos de procesamiento químico	1
Turbina, turbogeneradores, compresores centrífugos	1.6
Centrífugas, flecha-rígida, bomba multiestacionaria centrífuga	2
Equipo misceláneo, características desconocidas	2
Centrífuga, flecha-suspendida, flecha cerca de la canasta	0.5
Centrífuga, acoplamiento-suspendido, lanzado	0.3

Es importante mencionar que la vibración efectiva será la vibración con *amplitud simple*, en pulgadas, multiplicada por el factor de servicio, y para el caso de

equipos no empotrados, el factor de servicio se multiplicará por 0.4 y éste se utilizará como factor de servicio.

Otras investigaciones. Existen, en la literatura propuesta, opiniones similares a las descritas anteriormente, destacándose las de Blake (1964), Baxter y Bernhard (1967), por mencionar algunas.

Estos autores proponen gráficas de control muy parecidas a las de la figura 5.5, en las cuales la amplitud de control es el valor pico a pico, o línea de referencia a pico, dependiendo de cada autor.