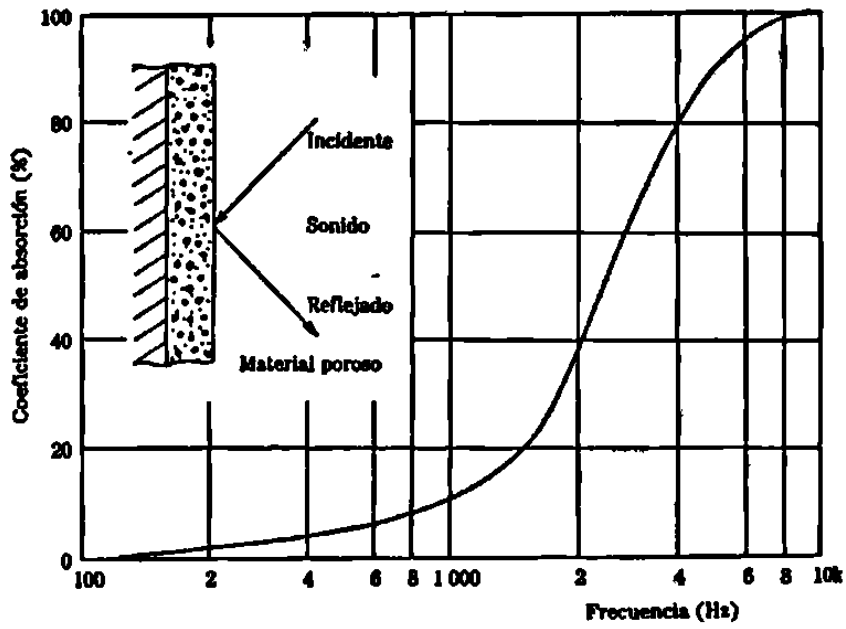


Figura 5.5. Curva de absorción característica de los materiales absorbentes poroso.

Los absorbentes porosos tienen una absorción y una frecuencia baja. En algunos materiales se observa otra caída a muy alta frecuencia (mas de 2 KHz) pero no es muy común. La figura 5.5 muestra la absorción típica para materiales porosos. Si se incrementa el espesor del material la absorción crece pero tiene un limite, ya que el material no aumenta su absorción en forma proporcional con el espesor y después de unos 7.5 cm el incremento es mínimo.

Frecuentemente, por razones estéticas es necesario ocultar el material poroso, recurriendo a paneles perforados de aluminio, yeso o poliestireno. Su papel es exclusivamente decorativo, ya que no absorben ruido a menos que se encuentren ubicados detrás, caso que con mayor frecuencia se aplica para la solución de problemas de cielorraso. En las paredes se colocan baldosas absorbentes y decorativas o medias camas de madera lustrada con ranuras entre ellas. Así se oculta el material absorbente que se encuentra detrás.

5.7.b. Absorbentes de Membrana.

Al adosar un absorbente poroso una membrana impermeable elástica, como madera terciada, material plástico, papel, etc., se modifican sus propiedades, convirtiéndolo en absorbente de membrana. La onda sonora pone en movimiento la membrana y esta a su vez mueve el aire encerrado detrás de ella. Hay frecuencia de resonancia que depende de la masa de la membrana y del volumen de aire encerrado detrás. Para esta frecuencia la

amplitud del movimiento es máxima y la absorción obtiene su pico por la misma razón, como se observa en la figura 5.6. Este pico será mas o menos pronunciado, o ancho, de acuerdo con el material absorbente encerrado detrás de la membrana.

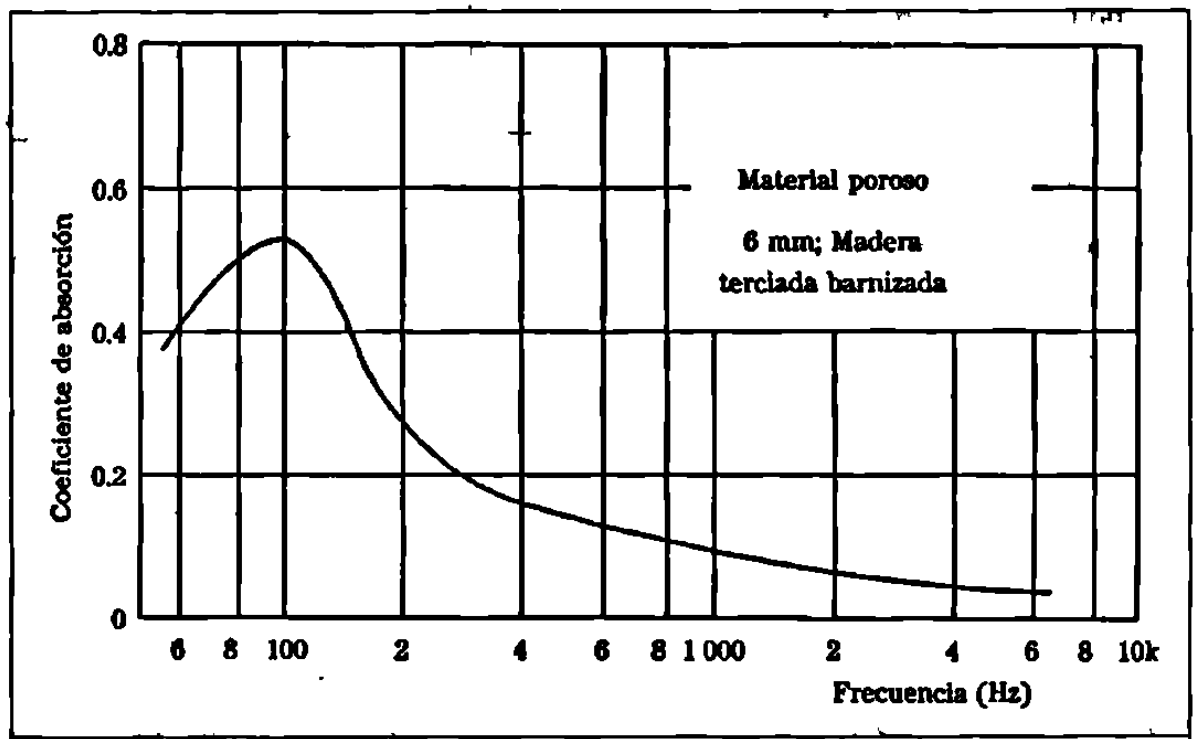


Figura 5.6. Curva de absorción característica de los materiales absorbentes de membrana.

La frecuencia de absorción resulta ser:

$$f_o = \frac{C}{2\pi}\sqrt{\frac{\rho}{Qd}} \quad en\ Hz \qquad (5.12)$$

ρ = densidad del aire en g/cm^3; Q = densidad superficial de la membrana en g/cm^2, que se obtiene multiplicando su densidad por el espesor de la misma, y d= distancia en cm entre la membrana y la pared.

La membrana de por si no es absorbente o lo es en grado mínimo, ya que no es permeable. De este modo el aire en movimiento no puede penetrar y degradar su energía por efectos del roce con los alvéolos del material, como sucede con los materiales porosos y permeables. La absorción se realiza únicamente por efectos del montaje.

En la tabla 5.2 se registra el efecto del montaje de la absorción, que presenta una placa de vidrio sola o colocada en una ventana.

Tabla 5.2. Absorción de un paño de vidrio sin montar y montado en una ventana						
Material	Coeficiente de Absorción α (porcentaje)					
	125	250	500	1000	2000	4000
Ventana	35	25	18	12	7	4
Vidrio	3	3	3	3	2	2

Los absorbentes de membrana frecuentemente se utilizan en forma de placas en estudio de radio o televisión, para asegurar un tiempo de reverberación optimo en bajas frecuencias. Para las frecuencias altas se utilizan casi siempre absorbentes porosos; para las frecuencias medias y bajas se recurre a los montajes de membrana o a los absorbentes resonantes.

5.8. Absorbentes Resonantes.

Estos son absorbentes muy importantes (lo que no significa que son los mas usados) ya que presentan una máxima ductilidad, permitiendo la absorción selectiva a una frecuencia dada, y con el valor que se desee. Tal es así que si se necesita una severa absorción para una frecuencia (o una banda angosta de frecuencia) la única solución es el uso de absorbentes resonantes.

Esta clase de absorbentes se presenta en los siguientes tipos:

a) Resonadores Simples;

b) Acoplados, y

c) de Ranura

5.8.a. Resonadores Simples

El absorbente resonante más simple es el de Helmholtz. Fue ideado como elemento de ayuda en sus trabajos científicos. Además tiene un valor histórico, ya que ha sido usado con el fin de bajar el tiempo de reverberación en iglesias romanas antiguas, bajo la forma de pótes embutidos en las paredes. Consta de un recinto (V) comunicado con el exterior, mediante un tubo de menor sección denominado cuello de largo d . La onda sonora incide sobre el orificio de entrada, provocando el desplazamiento de la masa encerrada dentro del cuello, que trasmite la presión al volumen contenido en el recinto.

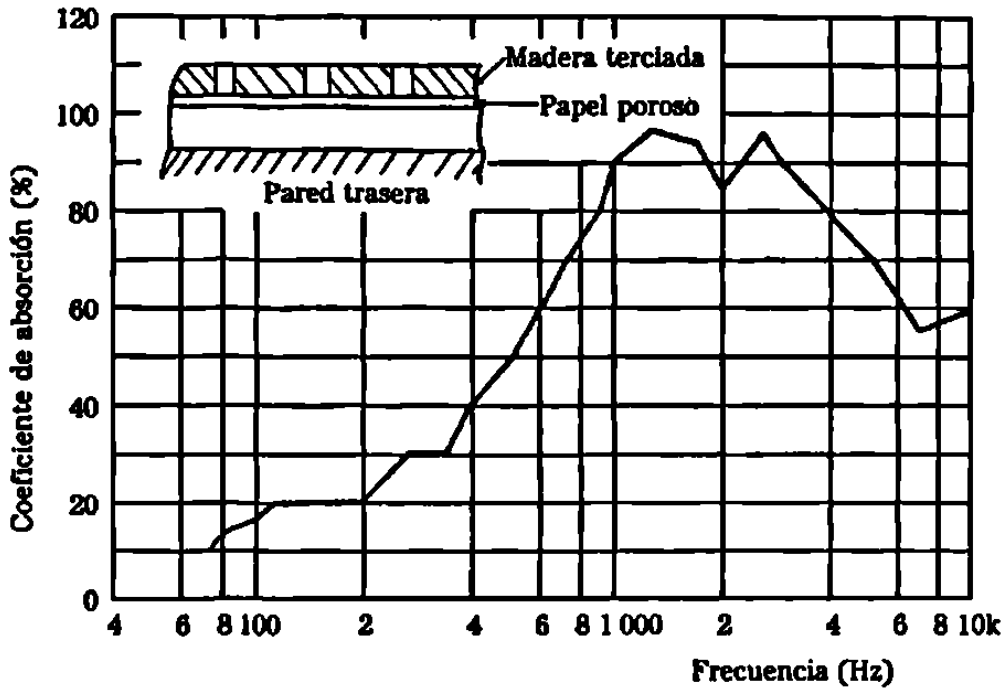


Figura 5.7. Resonador acoplado amortiguado. La amortiguación ha sido lograda pegando papel poroso detrás del papel.

La menor sección del cuello hace que este "tapón" de aire se desplace aproximadamente como un todo, comprimiendo el aire del recinto.

El conjunto se comporta como un sistema resonante donde el tapón actúa como masa y el aire del recinto como resorte. Este sistema tiene una frecuencia propia en la que la absorción es máxima. Cuando se aleja la medida de resonancia las frecuencias disminuyen.

La frecuencia de resonancia es una función directa de las dimensiones del cuello y del recinto de acuerdo con la expresión

$$f_o = \frac{C}{2\pi}\sqrt{\frac{S}{Vd}} \cong 5{,}500 \sqrt{\frac{S}{V V^1}} \quad Hz \quad (5.13)$$

C = velocidad del sonido en el aire; S = sección del cuello; V = volumen del recinto; d = largo del cuello; y V^1 = volumen del cuello. Donde la superficie esta dada en cm^2 y el volumen en cm^3.

Para aumentar la disipación se deben colocar mallas metálicas atravesando el cuello, o elementos disipativos (lana de vidrio, espuma de poliuretano, etc.) en el recinto del resonador (en antiguos potes empotrados en las iglesias se encontraron cenizas colocadas con el mismo objeto).

5.8.b. Resonadores Acoplados.

El resonador simple se usa poco por razones de economía y ello solo en frecuencias muy bajas, ya que entonces el recinto resulta de un gran volumen. En la practica se recurre a los resonadores acoplados, que constan de varios resonadores simples con un solo recinto de volumen, igual a la suma de los volúmenes individuales (véase figura 5.7). Una forma de obtenerlo consiste en perforar un panel e instalarlo a cierta distancia de la pared.

La frecuencia de resonancia se obtiene de la misma manera, como en el caso de los resonadores simples. El volumen resulta entonces igual al volumen total, dividido por la cantidad de orificios. Todo sucede como si se eliminaran las paredes que separan resonadores simples contiguos, trasformándolos en acoplados.

La frecuencia resulta ser, para el caso de perforaciones circulares:

$$F_o = \frac{2\pi}{C} \sqrt{\frac{n}{100\, d(b + 1.66)}}\ Hz \qquad (5.14)$$

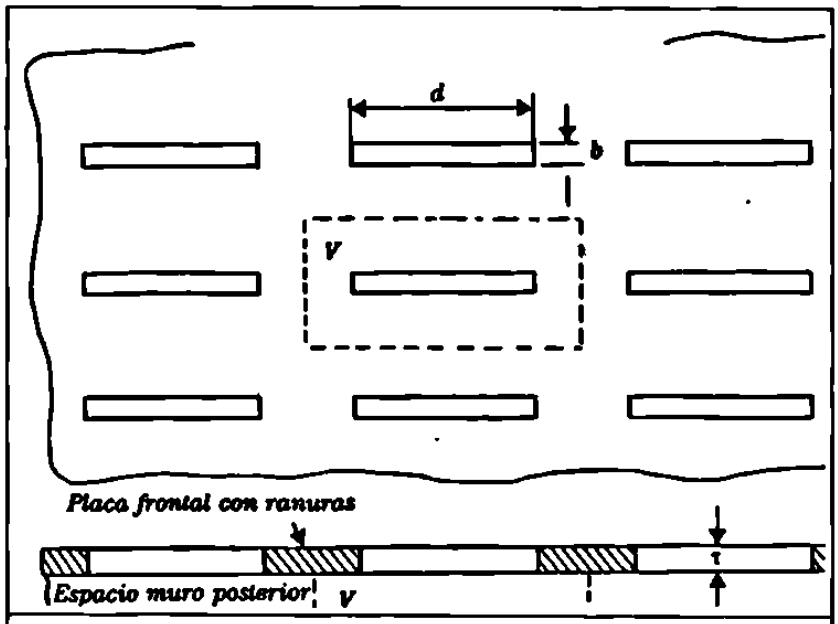


Figura5.8.Resonadorderanurascortas

donde n = relación entre el área de la perforación y el de la placa multiplicado por 100; b = espesor de la placa; r = radio de la perforación y d= distancia entre la placa y la pared.

5.8.b. Resonadores de Ranura

Siempre sobre la base de los resonadores acoplados, se han diseñado resonadores en forma de ranuras cortas o largas, la figura 5.8 ilustra el primero de los dos tipos. En los razonadores de ranura larga, como su nombre lo indica, ésta ocupa todo el largo de la placa.

Los razonadores de ranura se utilizan mucho porque resultan cómodos para ejecutar y además son estéticos, lo que hace que se les prefiera cada vez más en recubrimiento de paredes.

5.9. Algunos Materiales Absorbentes

Los absorbentes que se expenden en forma comercial son del tipo poroso. En cambio los montajes son resonadores o del tipo de membrana. Los folletos contienen una breve descripción de algunos de los materiales que se consiguen en el mercado. En todos los casos los datos provienen de folletos que le pueden proporcionar los mismos fabricantes.

5.10. Aislamiento Acústico.

5.10.a. Generalidades.

El aislamiento es el medio que comúnmente se emplea cuando se requiere una reducción sustancial del nivel sonoro. Las aplicaciones más comunes son:

- Control del ruido externo (tránsito, construcción adyacente, etc.).
- Separación de dos recintos, uno ruidoso y el otro no (oficinas dentro de un establecimiento fabril).
- Control del ruido de una máquina ruidosa.
- Tratamiento de un recinto dentro de una planta.

Si bien, el termino aislamiento tiene un sentido en la vida diaria, en este caso el significado es mucho más preciso. Se refiere a una característica física, perfectamente definida y medible.

En este sentido se habla de dos tipos de aislamiento. El primero es el aislamiento aéreo. Trata a los sonidos que se propagan por esta vía y que son los más comunes. El segundo aislamiento al impacto tiene especial significado en la industria de la construcción de viviendas, ya que se refiere casi exclusivamente al aislamiento de ruidos de pasos, tacones, caída de objetos, etcétera.

5.10. b. Definiciones y Mediciones
Aislamiento Aereo.
Perdida de Transmisión de una Partición.

El aislamiento de una partición o la perdida de transmisión, como también se le denomina, es la relación logarítmica entre las energías trasmitida e incidente y se define mediante las siguientes expresiones:

$$TL = 10 \log 10 \frac{L_{tr}}{L_{in}} = 10 \log 10 \frac{1}{\tau} \qquad (5.15)$$

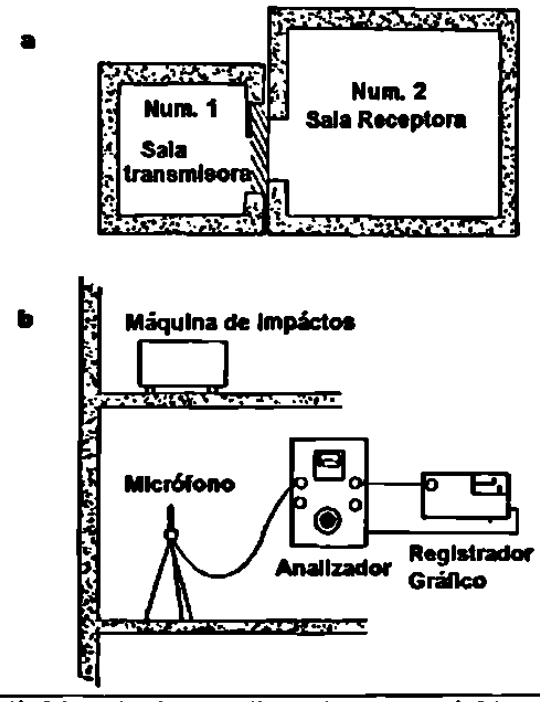


Figura 5.9. a) Medición de la pérdida de transmisión de acuerdo con la norma ISO 140. b) Medición del aislamiento al impacto

Ltr = energía trasmitida; Lin = energía incidente y t = coeficiente de transmisión.

De acuerdo con la norma ISO 140, para medir la perdida de transmisión se necesitan dos recintos perfectamente aislados del exterior y entre si. Entre ellos existe una abertura de unos 1.80 m y 2.20 m. La partición a medir se introduce en dicho orificio tratando de obturarlo lo mas perfectamente posible. Ambos recintos tienen características reverberantes, o sea que sus paredes, piso y cielorraso están tratados de modo que reflejen al máximo las ondas sonoras; a la vez se trata de que estas se difundan en todos los sentidos. En uno de los recintos se ubica una fuente sonora en forma de parlantes múltiples y un micrófono ubicado en el centro mide el nivel de ruido que producen. En el otro recinto, otro micrófono mide el nivel de las ondas sonoras que han atravesado a la partición en prueba.

La expresión para la perdida de transmisión que se mide por este método es la siguiente:

$$TL = N1 - N2 + 10\ Log\,10\ \frac{S}{\alpha} \qquad (5.16)$$

donde Nl es el nivel sonoro del recinto en que esta ubicada la fuente; N2 es el nivel

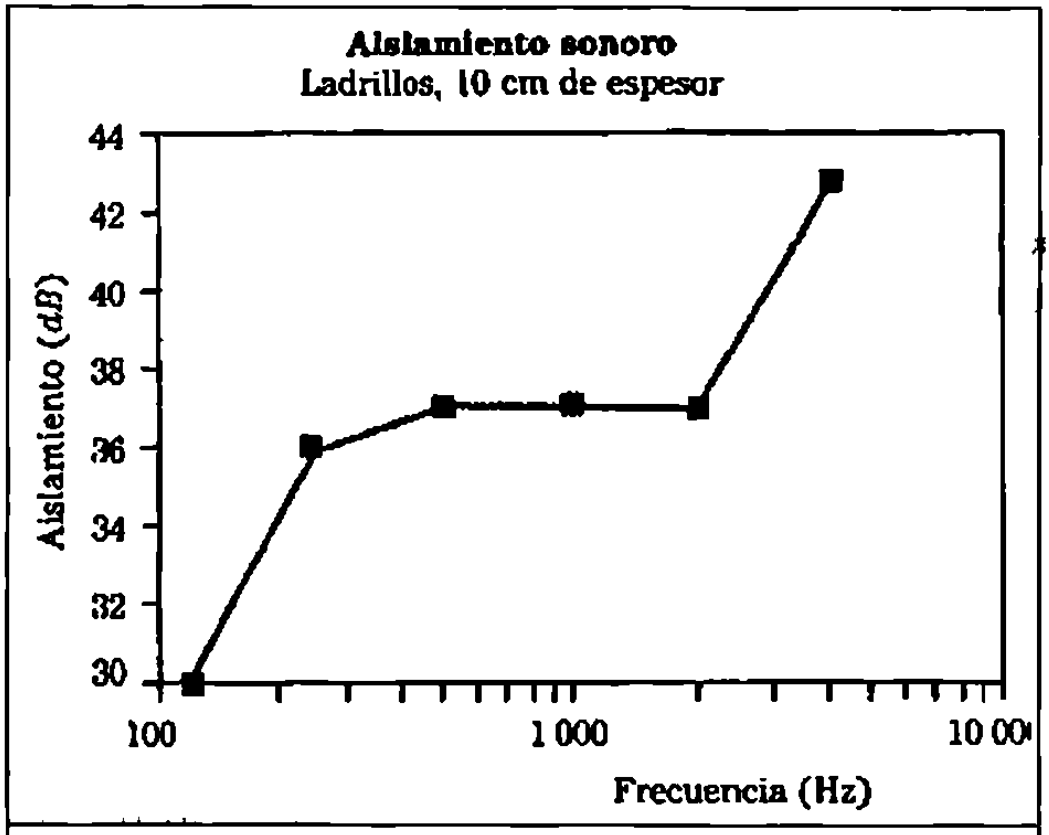


Figura 5.10. Aislamiento sonoro

Tabla 5.3 Aislamiento sonoro de materiales

Materiales	Frecuencia Hz					
	125	250	5 000	1 000	2 000	4 000
Ladrillos, 10cm	30	36	37	37	37	43
Bloque de cemento, 20cm, hueco	33	33	33	39	45	51
Bloque de cemento, 15cm, liviano	38	36	40	45	50	56
Cortinas, plomo vinilo, 7.5 Kg/m²	22	23	25	31	35	42
Puerta maciza, 7cm	26	33	40	43	48	51
Panel de vidrio, 0.6cm	25	29	33	36	26	35
Vidrio laminado, 1.25cm	23	31	38	40	47	52
Panel metálico perforado, con lana mineral de 10cm de espesor	28	34	40	48	56	62
Madera terciada, 0.6cm, 3.5 Kg/m²	17	15	20	24	28	27
Madera terciada, 1.8cm, 10 Kg/m²	24	22	27	8	25	27
Chapa de hierro, 18, 10 Kg/m²	15	19	31	32	35	48
Chapa de hierro, 16, 12.5 Kg/m²	21	30	34	37	40	47

sonoro en el recinto contiguo (receptor); S es la superficie de la muestra bajo ensayo y a es la absorción en Sabine en el recinto receptor.

El sonido que se genera en el recinto emisor es ruido blanco (ruido en el cual la energía por unidad del ancho de banda es constante) o rosado (energía inversamente proporcional a la frecuencia). Generalmente se filtra en bandas de octavas para poder obtener un nivel de energía elevado en el rango de frecuencias, donde se desea medir y sin necesitar parlantes demasiado poderosos.

En el recinto receptor, la salida del micrófono se filtra en tercios de octava. Como con el resto de los fenómenos acústicos, el aislamiento sonoro varia en función de la frecuencia. Generalmente es bajo a bajas frecuencias, crece, llega a un plato y luego continua creciendo.

La figura 5.10 representa el aislamiento de una partición de ladrillos con 10 cm de espesor. En la tabla 5.3 se presentan aislamientos de diversos materiales. Es necesario aclarar que se trata de materiales y no de particiones hechas de estos materiales, donde interviene el fenómeno de flanqueo, que se aclarara mas adelante.

Ambas particiones reúnen características reverberantes, con el fin de asegurar la obtención de un campo sonoro difuso. De este modo la incidencia de la energía sonora sobre la partición será al azar.

En la práctica los recintos contienen siempre elementos absorbentes (muebles, cortinados, alfombras, personas, etc.), de modo que el campo no resulta difuso ni la incidencia es al azar. Por otra parte, la señal con que se trabaja es ruido blanco o rosado (energía constante por ancho de banda o inversamente proporcional con la frecuencia). Tanto la señal de salida de los parlantes, como salida de los micrófonos se filtra en octavas o en tercios de octavas, para que de este modo se pueda obtener la perdida de transmisión en función de la frecuencia.

Esta forma de medir, si bien dista de aplicación en la práctica, se ha impuesto internacionalmente porque permite efectuar un proceso de resultados concordantes entre laboratorios de distintos países.

Otra situación que se presenta en la realidad y que no se analizará aquí, es la transmisión por flanqueo y que consiste en el flujo de energía que no pasa a través de la partición y que se va a medir, pasa por el piso, el techo y las paredes laterales.

Al emitirse el sonido en el recinto emisor, estos vibran las cuatro paredes, el piso y el techo del mismo. Por estar unidos rígidamente con el recinto receptor, parte de esta energía se trasmite por vía sólida. A este proceso se le conoce como de transmisión por flaqueo.

5.11. Aislamiento entre Recintos

La pérdida de transmisión que se definió y midió anteriormente toma en cuenta sólo el panel o el elemento de construcción en cuestión. Cuando se desea conocer el aislamiento existente entre dos recintos o entre una habitación y el exterior, el planteo que debe hacerse es distinto. Ya que ahora interviene no sólo el panel separador, sino también las aberturas (puertas y ventanas), la transmisión por vía sólida del cielorraso y piso, las paredes laterales, etc. El cómputo teórico de la influencia de todos estos factores es muy dificil, por lo que se impone la medición.

El aislamiento sonoro entre recintos se define como la diferencia entre los niveles existentes en dichos recintos:

$$D_0 = N1 - N2 \qquad (5.17)$$

D_0 es el aislamiento sonoro en dB

La medición se efectúa mediante una fuente sonora que se ubica en el recinto transmisor. Allí se mide N1 . En el cuarto vecino se mide N2 en donde influye la absorción existente en dicho recinto. El nivel N2 será mayor si las paredes absorben menos ruido. Con fines de normalizado que toma en cuenta dicha influencia.

Su expresión es:

$$Dn = N1 - N2 + 10 \log \frac{\alpha_o}{\alpha} \; dB \qquad (5.18)$$

α_o = es absorción normalizada y a = absorción del recinto receptor.

En algunos textos aparecen las expresiones reducción de ruido (Noise Reduction), que no es más que el aislamiento normal. En este caso se toma como absorción normal un tiempo de reverberación, que resulta de:

$$NR = N1 - N2 + 10 \log \frac{t_2}{t_1} \; dB \qquad (5.20)$$

donde t 1 = es el tiempo de reverberación de referencia, generalmente de 0.50 s y t 2 el correspondiente al recinto receptor.

5.12. Aislamiento al Impacto .

El aislamiento al impacto se mide con una fuente de señal (Tapping Machine) normalizada internacionalmente por la ISO en la norma R-140. Consta básicamente de cinco martillos de 0.50 Kg. de peso, que van cayendo en forma alternativa desde una altura fija. La altura como la frecuencia de los golpes se especifican en dicha norma .La máquina se pone a funcionar sobre el entrepiso que se quiere ensayar, así se mide el nivel sonoro que produce en la habitación inferior

El aislamiento al impacto se expresa mediante el nivel de ruido normalizado .

$$Nn \; 10 \log \frac{\alpha_o}{\alpha} \; dB \qquad (5.21)$$

N = nivel del ruido en el recinto inferior; α = absorción del recinto inferior y, αo = absorción de referencia (de 10 sabine métricos por lo general)

5.13. Presentación de los Resultados de las Mediciones

Tanto el aislamiento aéreo, como el impacto dependen de la frecuencia. El comportamiento de las particiones con este factor es variable. Por lo general resulta mucho más fácil aislar en frecuencias altas que en bajas, lo que obliga efectuar las mediciones en todas las frecuencias útiles (por lo general octavas o tercios entre 125 y

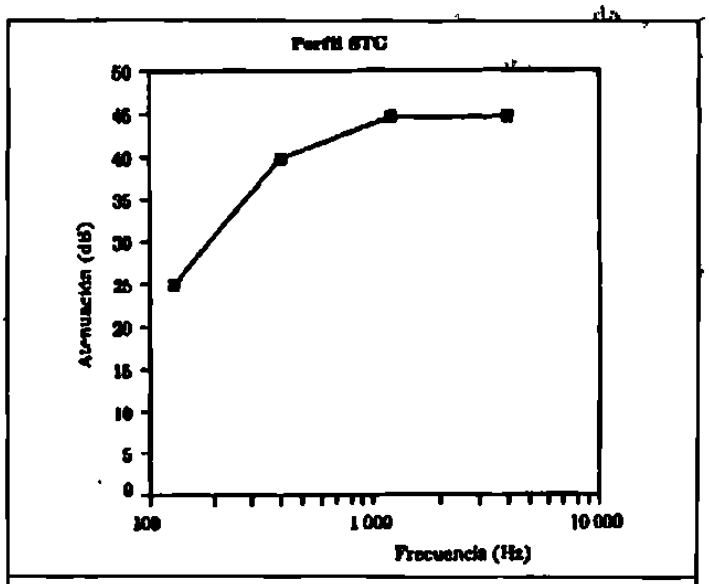


Figura 5.11. Perfil STC

4000 Hz) y presentar los resultados en forma de gráfica

El uso de estas gráficas se torna poco práctico cuando se desea especificar aislamientos en proyectos, o cuando se quieren comparar aislamientos de diversos materiales. Por esta razón (parecida al caso de NRC) se ha ideado un método que utiliza un solo número para especificar un material. Para ello se recurre al uso de las curvas STC (Standar Transimission Class - Clase de transmisión normalizada), introducidas por la ASTM (American Standards for Testing of Materials - Normas americanas para las medición de materiales).

Para determinar el STC de un material, lo primero que se hace es medir su pérdida de transmisión como se describió anteriormente. Con los resultados de la medición se confecciona una gráfica (similar a la figura 5.11).

Esta se superpone a un juego de perfiles paralelos, similar al ilustrado en la figura anterior, siguiendo un procedimiento determinado. Los perfiles son una especie de pérdidas normalizadas. El STC de la partición en cuestión es igual a la pérdida de

transmisión del perfil que mejor se ajusta a la curva, y cuyo STC es la pérdida de transmisión del perfil a los 500 Hz.

5.14. Aislamiento Mediante Particiones Simples.

Este tipo de aislamiento es el que se usa más por su bajo costo y fácil colocación. Puede tomar la forma de una pared de ladrillos o de un panel de madera aglomerada. Su aparente sencillez encierra no obstante una serie de problemas que exigen una solución adecuada si no se quieren malograr los resultados deseados. Algunos de estos factores son la porosidad del material, elasticidad, prolijidad en la ejecución, perfecto asentamiento de la partición sin dejar intersticios etcétera.

El aislamiento que ofrece una partición simple depende fundamentalmente de su densidad superficial, que es el producto de la densidad por el espesor:

$$Q = \rho b \qquad (5.22)$$

Q = densidad superficial en kg/m^2; ρ = densidad en kg/m^3 y b = espesor en m.

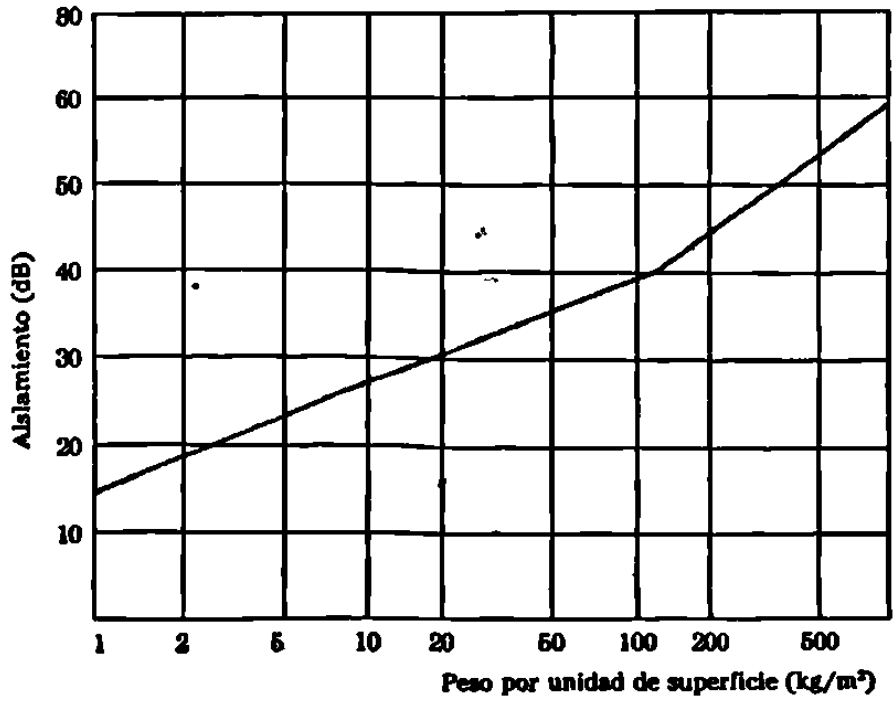


Figura 5.12 Aislamiento de particiones simples (ley de masas).

El aislamiento que ofrece una partición simple se puede calcular con la ley de masas y que se expresa de la siguiente manera:

$$TL = 20 \log 10 \ (Q \times f - 47) \quad (dB) \qquad (5.23)$$

La ecuación 5.23 se deduce y confirma en forma teórica por múltiples mediciones. En la práctica se observa que cada vez que Q se duplica, TL aumenta en aproximadamente 4 dB. En cambio cada vez que se duplica, la frecuencia , este aumento es del orden 4-6 dB.

En la figura 5.12 se muestra una curva empírica. Este es el resultado de mediciones realizadas sobre varias muestras y representa un aislamiento de 500 Hz, en función de la densidad superficial.

Como regla técnica se puede usar los siguientes pasos:

a) 100 kg/m2 a 500 Hz resulta en TL = 40 dB.
b) Cada vez que la densidad superficial o la frecuencia se doblan, TL se incrementa en 6 dB.
c) Cada vez que la densidad superficial o la frecuencia se divide por la mitad, TL se reduce en 6 dB.

5.15. Particiones Porosas

Es poco común realizar particiones utilizando material poroso, pero pude darse el caso de que el resultado de una mano de obra poco prolija lo sea. Ocurre frecuentemente que en un muro de mampostería la mezcla entre los ladrillos deje verdaderos intersticios. En este caso el mecanismo de la transmisión es mixto: la onda sonora incidente hace vibrar la partición y ésta a su vez trasmite dicha vibración al otro lado. Pero, además, la onda atraviesa el muro por los intersticios y pasa con muy poca atenuación. El resultado es a todas luces desastroso. Un buen revoque puede mejorar indudablemente esta situación pero tal mejora no es decisiva, ya que oscila en el mejor de los casos entre 3 y 7 dB. En el caso de materiales con mayor porosidad, como son algunos tipos de madera aglomerada, se pude obtener cifras mayores.

5.16. Influencias de la Elasticidad

Cuando se inicia la onda sonora sobre la partición vibra. La amplitud de la vibración es una función que tiene el módulo de elasticidad del material, de las dimensiones de la partición, de la longitud de la onda sonora y del ángulo de incidencia. Bajo determinadas condiciones (efecto de coincidencia) esta amplitud puede llegar a valores importantes, malogrando el aislamiento.

Si bien el análisis del fenómeno trasciende los alcances de este trabajo se acotarán solamente las siguientes dos conclusiones:

a) Es conveniente bajar la frecuencia de resonancia de la partición (por ejemplo, aumentando su masa)

b) La elasticidad del material conspira contra el buen aislamiento; una menor rigidez puede mejorar los resultados.

5.17. Puertas y Ventanas.

Cuando se trata de aislamiento los punto más débiles, desde el punto de vista acústico, son las puertas y ventanas. Los problemas que presentan son: el cierre y el peso, que debe mantener bajo por razones obvias.

El cierre deberá ser lo más perfecto posible. Cualquiera deficiencia en este sentido deja pasar las ondas sonoras por vía aérea sin atenuación alguna. Este problema se ve agravado con la aplicación de la carpintería metálica, ya que los diferentes elementos no se adaptan perfectamente. Cuando de trata de elementos deslizantes, el aislamiento se reduce aún más, porque en este caso las aberturas son una necesidad constructiva.

Una forma de solucionar, o más bien de pilar problemas de ventanas, es la colocación de burletes a la largo de las mismas. Los resultados que se obtienen suelen ser espectaculares. Si las exigencias son severas, hay que recurrir a ventas dobles, cerradas y de vidrios gruesos, que es lo que se emplea en los estudios de grabación, de televisión, etc. Esta solución no se puede aplicar siempre, ya que es necesario ventilar los locales en forma indirecta, lo cual suele resultar bastante caro.

El problema del peso llega a ser de gran importancia cuando se trata de puertas. Evidentemente mejora el aislamiento cuanto más pesada es la puerta no se puede exagerar en este sentido por problemas mecánicos. La solución se presenta en la forma de puertas dobles. La puerta común tiene una pérdida de transmisión de unos 20 a 30 dB, según si es maciza o de placa.

En construcciones especiales (puertas metálicas, o con hojas de plomo interpuestas) se puede llegar a 40 dB. En cambio con un par de puertas macizas, se llega fácilmente a los 50 o más dB con costo mucho menor.

El aislamiento que ofrecen las puertas dobles mejora acolchonado las superficies enfrentadas con materiales fonoabsorbentes. Lo mismo si se refiere a las paredes, piso y cielorraso encerrados por las puertas. Esta solución se observa a menudo en las salas de espectáculos, donde la entrada a la sala desde el foyer se realiza a través de puertas dobles.

5.18. Aislamiento al Impacto.

Este tipo de aislamiento adquiere especial importancia en los entrepisos y en las bases de algunos tipos de máquinas. Los primeros deben cumplir con la doble misión de

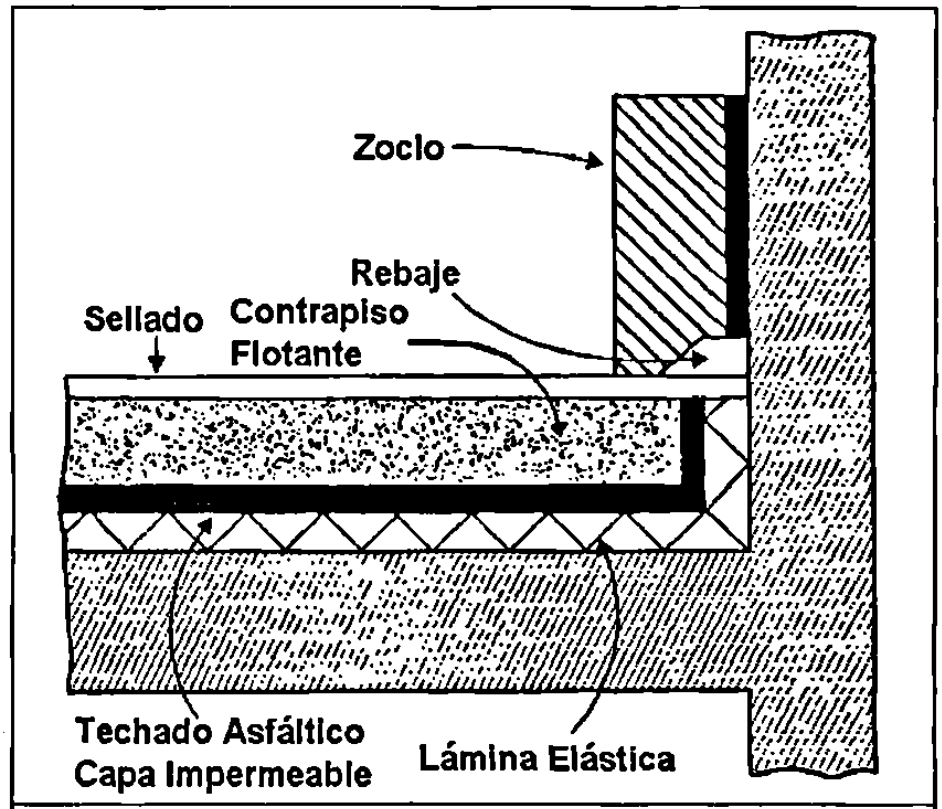


Figura 5.13. Ejecución de un piso flotante

aislar el sonido, desde el punto de vista de transmisión aérea (conversación, radio, etc.) como los impactos resultantes del desplazamiento de personas y objetos.

Desde el punto de vista de transmisión aérea, un entrepiso se comporta casi siempre muy bien en virtud de su elevada densidad superficial. Por otra parte se trata frecuentemente de particiones múltiples (losa, contrapiso y terminación), lo cual favorece aun más el aislamiento.

El aislamiento a los impactos aumenta también con la densidad superficial, de modo que una losa pesada aísla tanto por su densidad como por su espesor. Claro que en este sentido no se puede ir muy lejos por razones económicas.

La solución óptima se presenta bajo la forma del denominado piso flotante, que consta de una capa de material elástico (lana mineral o de vidrio corcho, etc.), que se introduce entre la losa y el contrapiso. Durante la colocación del contrapiso es muy importante evitar todo contacto sólido entre el mismo y la estructura portante. Cualquier corto circuito mecánico del tipo de cascote suelto o mezcla solidificada puede malograr totalmente el resultado de la ejecución.

CAPITULO 6

CONTROL DE RUIDO EN SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO

6.1.- Contròl de Ruido en Maquinaria

El mejor componente de un sistema HVAC, relaciona a la generación y al control de ruido, como se observa en la fig. 6.1. Eso incluye a los abanicos en el aire alimentado y los sistemas de retorno, control de amortiguamiento para regulación de volumen de flujo de aire, dispositivos de aire terminal como difusores y rejillas usadas para la distribución de aire, ductos lineales y no lineales, atenuadores de sonido, cajas mezcladoras, válvulas de aire variables. La fig 6.2 ilustra cualquiera de los términos usados en este capítulo.

Las especificaciones para un sistema de aire acondicionado usualmente limita los niveles de ruido permitidos, en los espacios donde va ser utilizado, por uno o varios métodos. Estos métodos establecen un diseño global .

6.2.- Control de Ruido en Abanicos

Un abanico es un dispositivo para mover aire utilizando un operador de potencia con un impulsor rotativo.

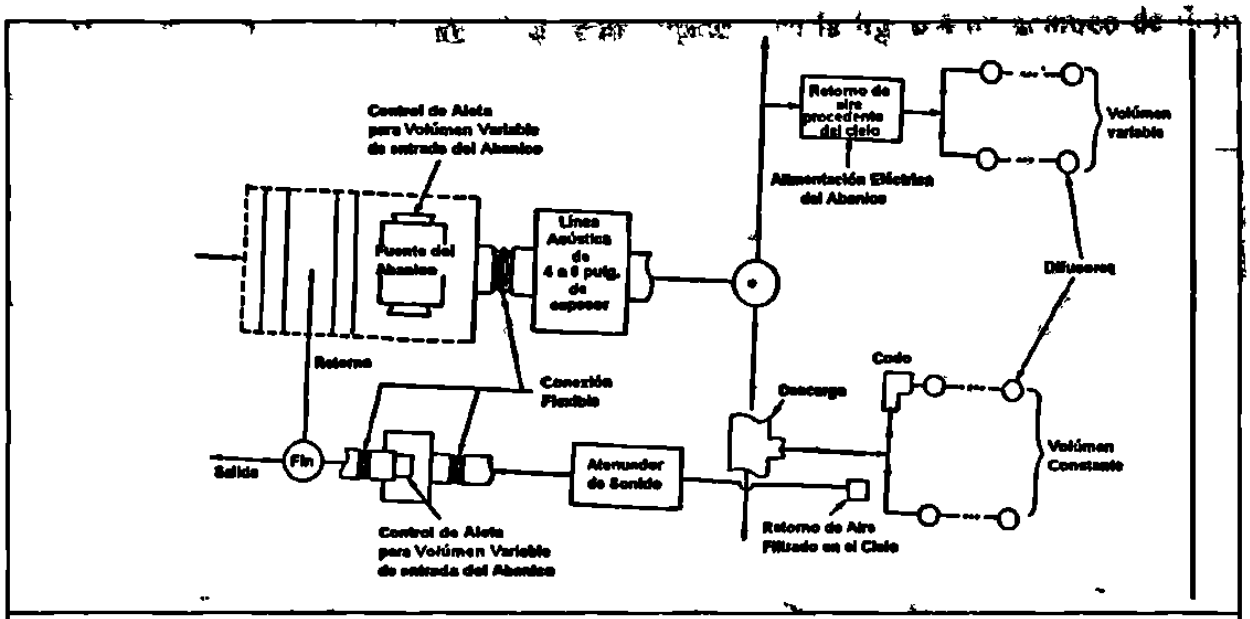


Figura 6.1.- Ilustración de un Sistema HVAC (Diagrama Lineal)

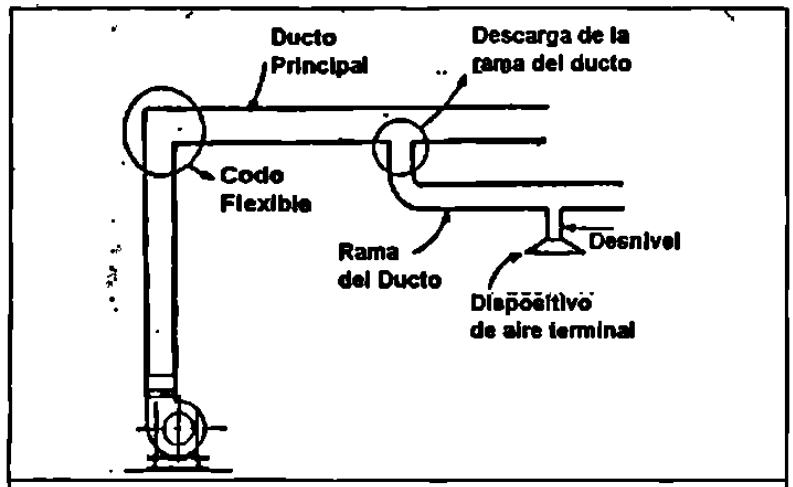


Figura 6.2.- Tecnología HVAC,

El impulsor rotativo transfiere energía mecánica desde la flecha del abanico a la salida de aire. La energía del aire aparece en la forma de velocidad de aire y presión de aire . Es importante notar que toda la energía agregada a el aire es proporcionada por el impulsor rotativo.

Diferentes aplicaciones de abanicos requiere abanicos con diferentes características de ejecución . Las características de operación, incluidas las características de ruido, de un abanico están determinadas por el diseño del impulsor rotativo.

Loa tipos de abanicos descritos son abanicos centrifugados y flujo axial los cuales son normalmente utilizados en estaciones centrales de sistemas de aire acondicionado, sistemas industriales y en aplicaciones de procesos industriales .

En la fig. 6.3 aparece un abanico centrifugado y en la fig. 6.4 un abanico de flujo axial.

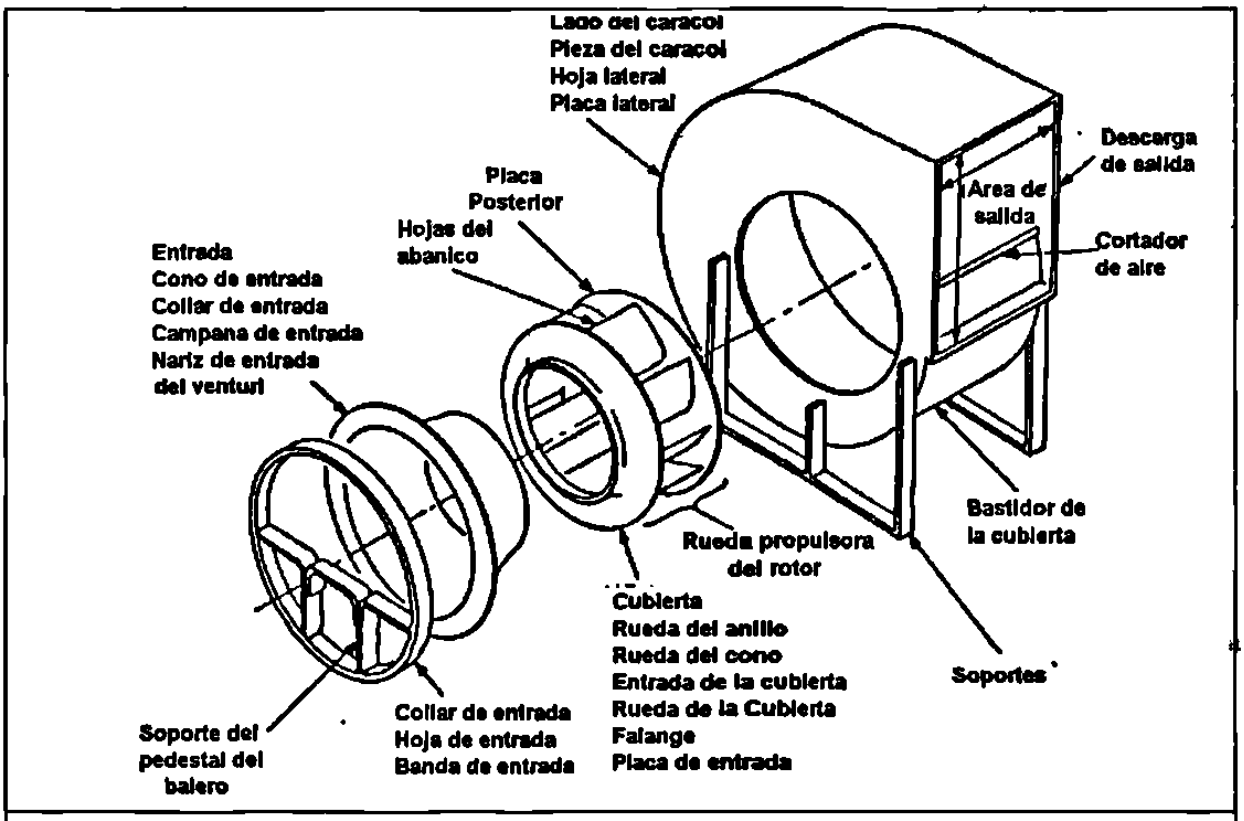


Figura 6.3.-Componentes de un Avanico Centrifugado.

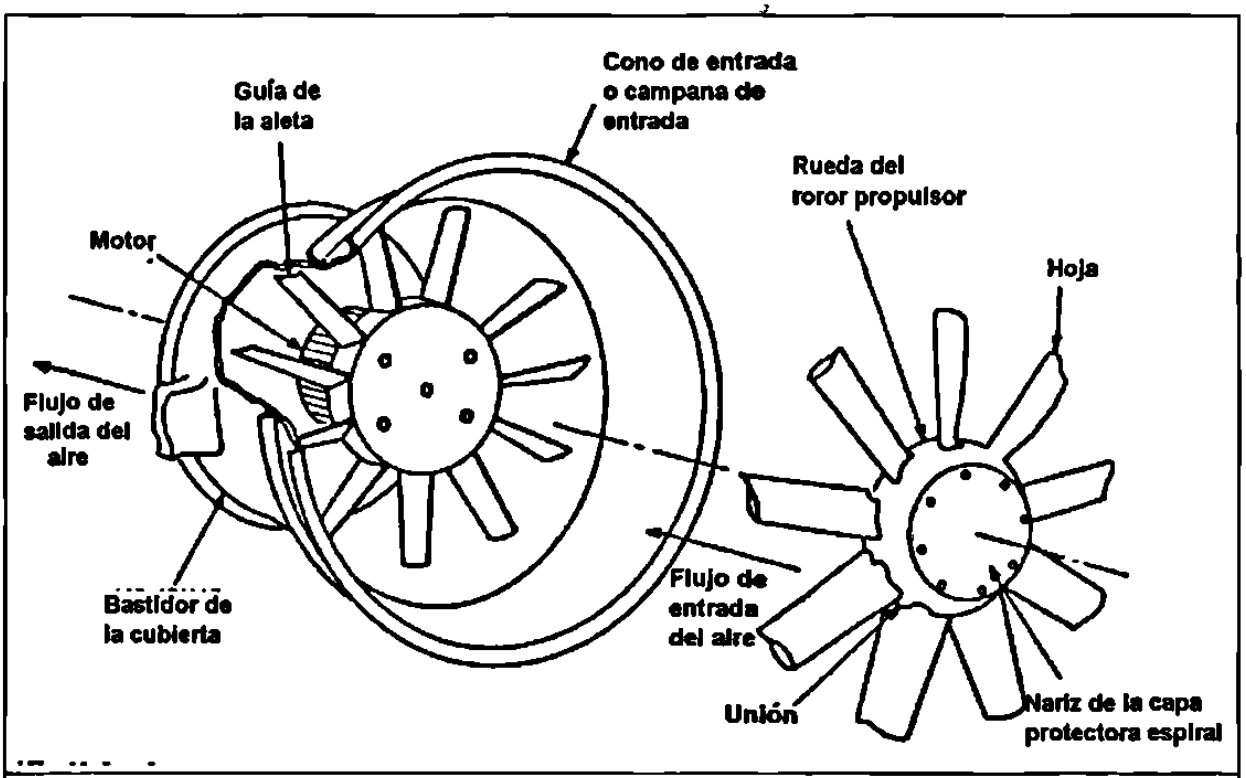


Figura 6.4.- Componentes de Abanico de Flujo Axial.

Los abanicos centrifugados pueden ser clasificados por el tipo de hoja utilizado.

En la fig. 6.5 estan representados : abanico curvado hacia adelante, radial y airfoil.

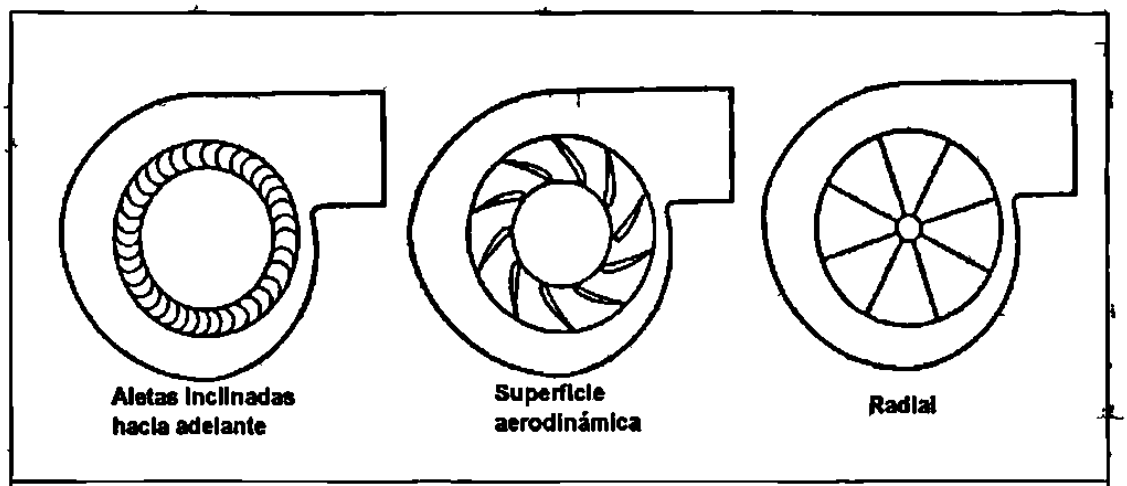


Figura 6.5.-Ejemplos de Abanicos Centrifugados

Los abanicos de flujo axial se dividen en tres categorías como se observa en la fig.6.6 que son : Abanicos de vena axial, abanicos de tubo axial y abanicos de propela.

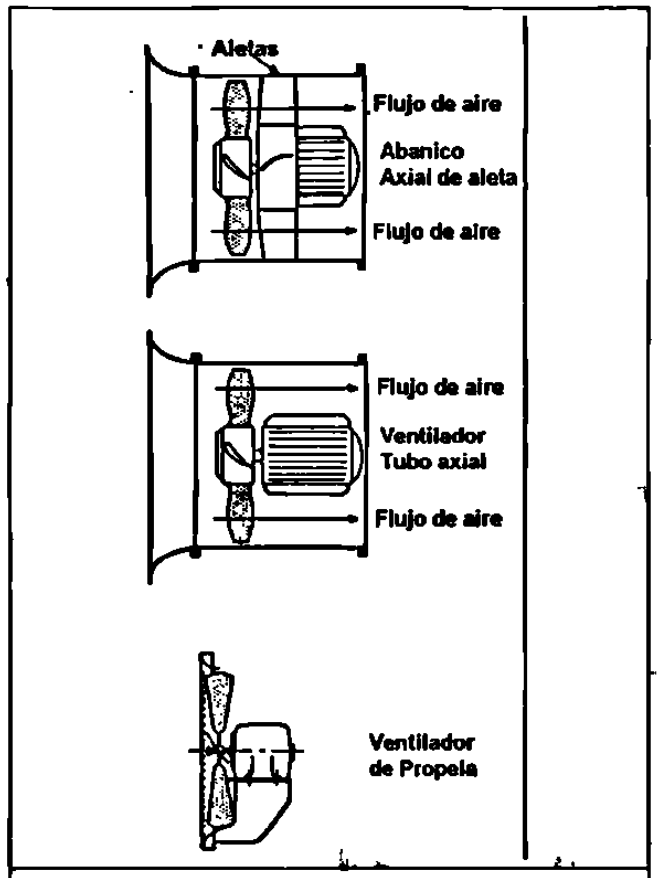


Figura 6.6 Categorías de Abanicos Axiales

En un sistema HVAC, la componente que generalmente hace más ruido son los abanicos alimentadores (sistema de suministro de aire) y los abanico de retorno.

Generalmente los abanicos de centrifugado producen ruido a través de espectro de la entrada de audio frecuencia, teniendo un valor máximo en el rango de bajas frecuencias, usualmente entre 31.5 a 250 Hz. Como un resultado, abanicos en un típico sistema HVAC los limites del ruido están en las bajas frecuencias en un espacio ocupado,

Los tipos de abanicos más utilizados se encuentran en sistemas HVAC para edificios están los curvados hacia atrás y curvados hacia adelante de abanicos centrifugados y abanicos de venas axiales. A través de las características de cada abanico la diferencia en términos en nivel de ruido es una función de la frecuencia, ellos tienen un factor en común; la distancia, y el nivel más bajo de ruido son producidos cuando el abanico es operado en la región pico de eficiencia sobre su curva de ejecución de aire.

6.3. Atenuación de Sonido en Ductos .

En sistemas que no tienen un buen diseño aerodinámico y un eficiente operación en varios de sus componentes, el nivel de ruido de la fuente descrito antes puede incrementar su nivel y su espectro puede ampliarse bien, particularmente en la zona de bajas frecuencias, específicamente los abanicos operan a bajas eficiencias y condiciones de operación inestables. Entonces las entradas de aire y sus salidas deben ser suaves como una forma de minimizar la generación de turbulencias; el resultado de una turbulencia es generación de ruido y un incremento en la presión estática en el sistema.

Por esta razón los cambios de dirección en la salida de inyección de aire no deben tener colocados más de 3 cambios de diámetro en los ductos para un abanico (ver fig. 6.7). La generación de ruido oscila entre 10 a 30 dB .

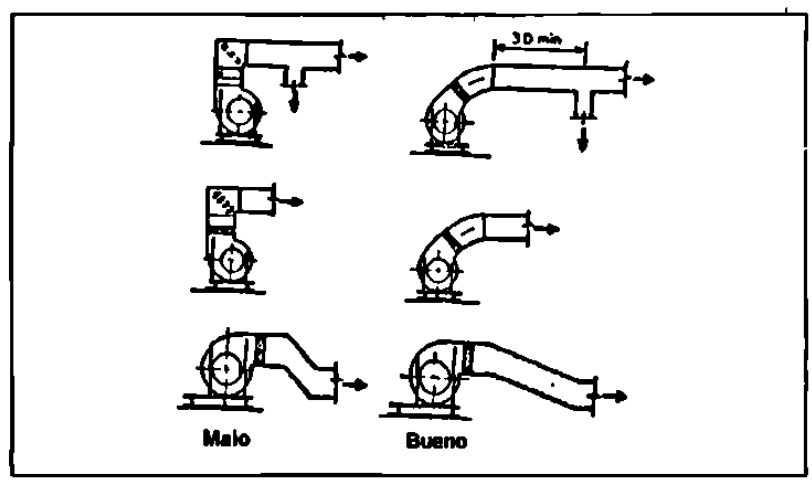


Figura 6.7
Ejemplo de condiciones buenas y malas en abanicos

6.4.- Control de Ruido en Terminales

Un dispositivo de aire terminal es un dispositivo al final de un ducto y a traves del cual el aire es liberado o movido desde un cuarto. En un sistema de suministro de aire, un dispositivo terminal de aire (usualmente llamado difusor) alimenta aire a los espacios y distribuye en más o menos de manera predecible. En un sistema de retorno de aire , los dispositivos son usualmente llamados registros, rejillas, dependen de la forma.

6.4.a. Difusores

Los difusores son usualmente redondos, rectangulares, difusores lineales.

Deflectores. Los difusores usualmente incorporan aire a los deflectores, los cuales tienen forma cónica, y ayudan a distribuir el aire a través de los espacios a servir. El más alto nivel de ruido lo producen los difusores los cuales incrementan 16 dB por cada doble de la velocidad en el centro de la octava de 500 Hz y de 18 a 24 dB para la octava de 1000 Hz .

6.5.- Etapas de Control de Ruido

En los sistemas de aire acondicionado las fallas se manifiestan como problemas de vibraciones y/o de ruido, de ahí la conveniencia de que una persona que se enfrenta a este tipo de problemas en la práctica profesional pueda recurrir a una "tabla de fallas", en la que se asocien los diferentes problemas o fallas con los sonidos característicos a los mismos.

Esta información representa por lo tanto un sistema de relaciones causas-efectos elaborada en base a observaciones y experimentos desde la causa hasta el efecto. El utilizar en sentido inverso dichas tablas de fallas nos proporcionan una gran herramienta que permite, en base a observaciones y mediciones de efectos, deducir las causas, identificador lo tanto el problema, pudiéndose así tomar acciones precisas para solucionarlo.

6.5.a. Pasos para identificar problemas en sistemas de aire acondicionado. Preguntas Básicas

El primer paso para analizar y solucionar un problema en un sistema de aire acondicionado es describiendo apropiadamente, para lo cual es de gran utilidad efectuarlas las siguientes preguntas:

1.-¿El problema es de ruido, de vibraciones o de ambos ?

2.-¿El problema se siente o se escucha ?

3.-¿Cómo describen los quejosos el problema? ¿Como sonidos sordos, retumbantes, ululantes, silbantes, etc. ?

4.-¿El problema ocurre en el día, en ciertos días o en ocasiones especiales ?

5.-¿Es el problema continuo o intermitente ?

6.-¿El problema empeora en un tiempo particular del día o del año ?

7.-¿Puede el problema ser relacionado con la operación particular de una máquina?

8.-Cuando ocurre el problema
¿ Alguna cosa se mueve visiblemente o vibra excesivamente ?

9.-¿Cómo esta configurado el sistema de aire acondicionado?
¿ Cuáles son las características de sus partes ?

10.- ¿ Cómo se distribuye el aire ?

El registro de las respuestas a las cuestiones anteriores pude conducir no solo a la fuente especifica del problema si no a la solución del mismo sin la necesidad de complicadas mediciones o análisis , por lo que es altamente recomendable contestar dichas preguntas antes de empezar una investigación sofisticada.

6.6. Identificación del Problema.

Determine la parte del sistema que es responsable del ruido. Este es normalmente la parte mas difícil del procedimiento ya que existen varias fuentes posibles en un mismo sistema. Incluyendo algunas que no forman parte del equipo de calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado (HVAC).

En general la forma en que las personas describen los sonidos producidos por un sistema de aire acondicionado, proporciona información sobre las causas. En la figura 6.8 se presenta una relación general entre la descripción del sonido, su rango de frecuencia y las causas más comunes. Esta información se describirá posteriormente en forma más detallada.

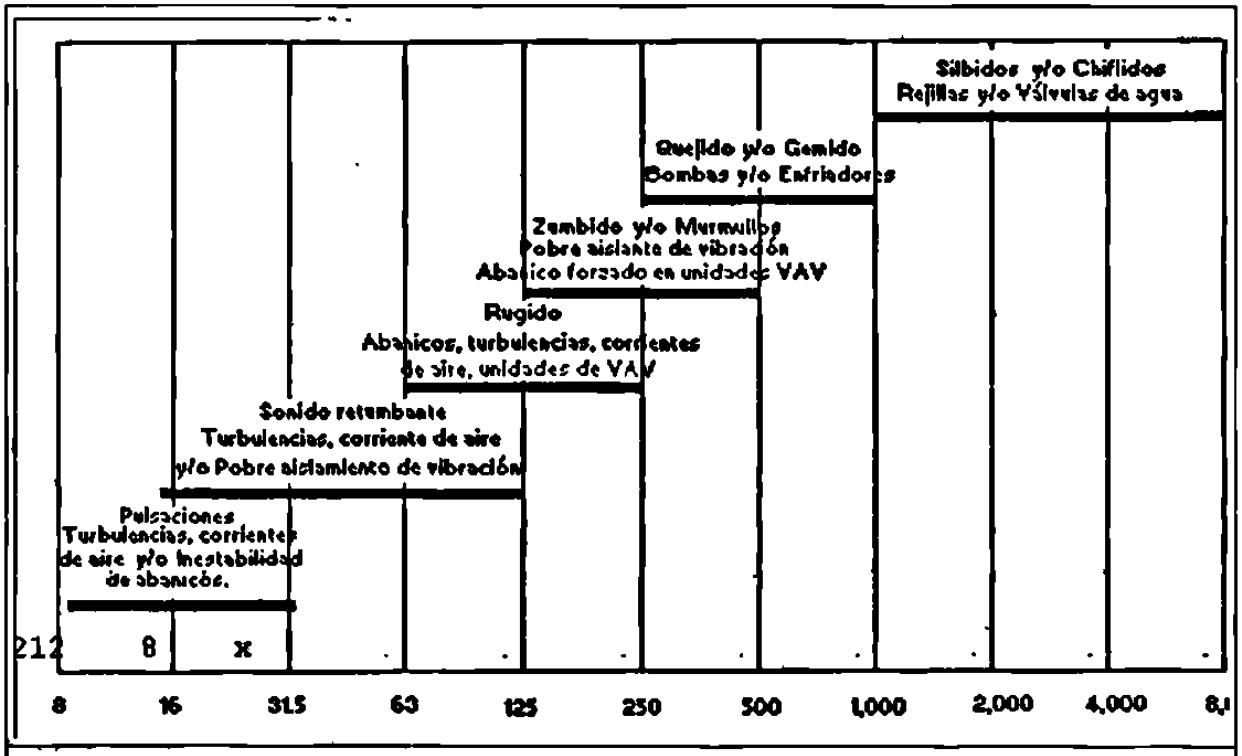


Figura 6.8.- Clasificación de Ruidos en Aires Acondicionados.

El aislamiento de la fuente puede ser a menudo hecho, apagando o desacoplando piezas individuales del sistema de aire acondicionado y observando si el ruido continua. Este procedimiento de trabajo puede ser tan largo como el número de piezas que tengan que estar conectadas. Desafortunadamente, este procedimiento no puede ser usado para aislar una bomba de agua helada, por ejemplo, por que su enfriador asociado debe ser apagado también para prevenir un daño en el mismo. Por lo anterior, si el sistema de ruido/vibración desaparece cuando ambas máquinas son apagadas, entonces un más

detallado análisis será requerido para aislar la causa exacta y determinar la trayectoria.

6.6.a. Identificar la Trayectoria de Propagación

Una vez identificadas las fuentes de energía que producen el ruido o vibración hay que determinar como esta se propaga hasta el lugar donde se evidencia.

Recuerde que una fuente simple puede ser la causante de más de un problema; esto es, excesivo ruido y vibraciones pueden ser transmitidos desde una fuente siguiendo diferentes trayectorias.

Revise las posibles trayectorias acústicas como son: los ductos, retornos, rejillas, huecos en paredes y techos, etc., y las trayectorias vibratorias como son: aisladores de vibración, placas, paredes, tuberías, etc., para identificar el o los caminos que sigue la energía. No olvide que una vibración puede inducir sonido y viceversa.

6.6.b. Analice las Posibles Soluciones

Después de identificar el problema, revise las posibles soluciones viendo pros, contras, tiempos y costos. La eficacia de un rediseño depende de muchos factores y esta frecuentemente limitado por el espacio disponible y la flexibilidad del sistema para aceptar un cambio. Por ejemplo, agregar un silenciador a un ducto para resolver un problema de abanico ruidoso puede empeorar el problema si las restricciones de espacio nos obligan a colocar el silenciador demasiado cerca de la descarga del abanico, puesto que la turbulencia causada por su colocación puede resultar en una excesiva inducción de ruido en el silenciador, además de poner al abanico en una condición de atascamiento.

6.6.c. Causa - Efecto - Solución.

Como ya se menciono anteriormente, apartir de como las personas describen, en el lenguaje cotidiano, los ruidos producidos por los sistemas de aire acondicionado, se puede inferir los posibles problemas en los mismos y, por lo tanto, se pueden proponer acciones para solucionarlos .

La tabla 6.1a y 6.1b relaciona, para problemas en sistemas de aire acondicionado, los efectos observando, sus causas y posibles soluciones.

EFECTO OBSERVADO	CAUSA	SOLUCION
Zumbido (Buzz).	Abanico mal alineado - aspas golpeando contra la cubierta.	Realinear y balancear el abanico.
	Aislamiento vibratorio inefectivo o inexistente en una máquina de alta velocidad por ejemplo en un chiller.	Asegurarse de que el equipo flota libremente sobre el aislamiento. Instalar el aislamiento donde sea necesario para permitir que el equipo flote libremente sin contacto con el edificio.
	Aislamiento vibratorio inefectivo o ausente en un motor de frecuencia variable.	Este seguro de que el equipo y todos los conductos de enlace sean aislados del edificio usando neopreno o aislamiento de resorte.
Clic (Click) Golpeteos (Tap).	Accesorios flojos o restos de material dentro de los ductos.	Inspección visual en los ductos. Apretar conexiones dañadas o remover restos.
Rechinido / chillido. (Squeal).	Deslizamiento de la banda durante el arranque de un abanico.	Esto es normal.
	Deslizamiento de la banda durante una operación normal.	Ajustar bandas, checar alineamiento de poleas.
Tamborileo (Drumming) : "un sonido como un retumbar de tambor o el de una ametralladora".	Ruido de compresores reciprocantes transmitido a través de paredes ligeras.	Construir un encloustramiento alrededor del equipo, sellar todas las paredes.
	Los compresores reciprocantes transmiten ruido a través de placas ligeras.	Construir un encloustramiento alrededor del equipo, sellar todos los huecos en la placa. Instalar un cielo falso aislante, con montaje anti vibratorio entre el equipo y el área afectada.
	La vibración que proviene de un compresor reciprocante transmitida a través de un aislador inefectivo o cortocircuitado o por contacto entre tubos/ductos y la pared/placa del cuarto	Este seguro de que el equipo flota libremente sobre los aisladores vibratorios, que todas las conecciones de las tuberías con el edificio tengan aislamiento vibratorio y que todos los conductores eléctricos esten flojos y flexibles
Rugido (Roar) "Es como el sonido que se escucha en una autopista cuando uno va manejando".	Excesiva velocidad en los ductos.	Reemplace el ducto por uno mas grande o agregue otro ducto. Mejore la aerodinámica
	Excesivo ruido de abanico debido a pobre selección de abanico.	Reemplace el abanico con una selección más eficiente.
	Excesivo rugido del abanico debido a la carencia de una trampa de sonido o de recubrimiento absorbente en ductos.	Reemplace una sección del ducto con una trampa de sonido.
	Excesivo sonido de abanico debido a la carencia de material absorbente en ductos.	Agregue un recubrimiento absorbente en la sección de ductos entre el abanico y el área problema.
	Cielo falso ligero cerca de un cuarto de máquinas con abertura de aire de retorno por plenum.	Instale una trampa de sonido o un codo recubierto en la abertura del retorno de aire.
	Cielo falso ligero debajo de un ducto de alta velocidad.	Encloustre el ducto en la zona problema, reemplace el cielo falso por uno más solido.
	Ductos de alta velocidad con adaptadores muy cercanos unos de otros.	Reconfigure los ductos para que la distancia entre adaptadores sea equivalente a 3 diametros del ducto.
Siseo (Hiss).	Fugas de aire en ductos	Inspeccione visualmente los ductos y selle las fugas.
	Excesivo flujo de aire en la caja de variación de volumen de aire o en las rejillas.	Reduzca el flujo de aire a través del dispositivo de distribución de aire
	Fugas de sonido alrededor de puertas o a través de rejillas en puertas.	Instalar sellos en puertas y colocar una trampa con material absorbente sobre las rejillas de la puerta.
	Fugas de aire en sistemas neumáticos de control.	Siga la tubería en busca de fugas y reparelas o reemplace el componente dañado
	Ruido turbulento transmitido por ductos circulares delgados o tuberías.	Raramente un problema. Recubra el ducto o la tubería.
Murmullo (Hum).	Equipo de aislamiento vibratorio inefectivo o inexistente.	Estar seguro de que el equipo flota libremente sobre el aislamiento.
	La tubería o los conductos forman una unión rígida entre el equipo de vibraciones y el edificio.	Separe la tubería o los conductos del edificio y reconecte con montajes elásticos.
	Fuentes no pertenecientes al HVAC, Falta o inapropiado aislador de vibraciones en transformador.	Instale neoprene o aisladores de resortes debajo del transformador.
Fluctuante (Surge) " El Chillido o zumbido viene y va aproximadamente cada segundo."	Inestabilidad del abanico debido a una pobre condición de flujo de aire tanto por la entrada como por la salida.	Mejore las condiciones de flujo de aire.
	Inestabilidad del abanico debido a que opera al lado izquierdo de la curva.	Cambiar las r.p.m. del abanico o mueva el punto de operacion a la derecha de la curva. Mejore el sistema de ductos para reducir la caida de presión, o reseleccione un abanico apropiado a la situación
Pulsaciones (Throb).	Inestabilidad de la bomba a causa de baleros del rotor gastados	Reemplace los baleros del rotor.
	Operación de abanicos paralelos con una mínima diferencia de r.p.m.	Igualar las r.p.m. exactamente, o separarlas el menos un 10%.
	Desajuste del control del sistema de enfriamiento	Reajustar el sistema de control para cargar el compresor apropiadamente.

Tabla 6.1a. Relación de causas y posibles fallas en sistemas de aire acondicionado.

Retumbo (Rumble) " Se pueden ver las paredes sacudiéndose y casi puede oirse/ sentirse el aire vibrando alrededor de uno".	Flujo de aire turbulento, diseño e instalación fuera de requerimientos establecidos.	Reduzca la velocidad del flujo de aire y/ó reconfigure los ductos con los requerimientos para un flujo de aire más lento y menor caida de presión. Agregue ductos solo si se justifica. Considere reemplazar ductos rectangulares por otros de forma espiral u oval.
	Excesiva presión estática en el sistema de ductos debida a un balance impropio.	Rebalanceé el sistema abriendo amortiguadores para reducir la presión del sistema. Entonces reduzca las r.p.m. de los abanicos para igualar la eficiencia en la nueva condición.
	Pobres condiciones de entrada de aire en un abanico.	Mover el abanico o su obstrucción y proveer una clara y adecuada entrada.
	Pobre condición de descarga del abanico.	Reconfigure los ductos de descarga
	Excesiva vibración del abanico debida a desbalance.	Balancear el abanico.
	Excesiva vibración del abanico a causa de olgura en polea ajustable.	Cambie la polea ajustable por una fija de la medida.
	Excesiva vibración del abanico a causa de una flecha o baleros gastados o desalineamiento de flechas.	Realinear o reemplazar flechas y baleros de ser necesario.
	Pulsaciones del abanico a cause de bandas flojas.	Ajustar o reemplazar bandas.
	Abanico operando en un punto inestable a causa de una mala selección.	Esto usualmente sucede cuando un sistema de ductos presenta muchas caidas de presiones y forza la operación del abanico. Modificar el sistemas de ductos para tener una caida de presión aceptable o reemplace el abanico por uno apropiado al sistema de ductos.
	Ductos o tuberías en contacto con paredes y techos.	Romper el contacto entre las tuberías/ductos y las paredes y techos.
	La rejilla del techo esta suspendida de la ductería.	Remover los soportes del techo de la ductería e instalarlos a la estructura del edificio.
	El aislamiento de vibración, con respecto al edificio, de abanicos, torres de enfriamiento, bombas o tuberías no es apropiado.	Instalar montajes y soportes aislantes de vibración en todos los equipos adheridos al edificio. Toda conección de tuberías , conductores eléctricos y ductería debe ser montados flexiblemente al equipo.
	Fuentes no pertenecientes al HVAC, como elevadores, generadores, etc.	Instale en dichos equipos montajes aislantes de vibración y a segurece que los conductores eléctricos, tubos, etc. tengan un montaje flexible con respecto al edificio.
Quejido / Gemido (Whine).	El tono del paso de aspas de un abanico axial , inadecuado control de ruido en o cerca del abanico.	Verifique la apropiada selección del abanico para el punto de operación. Verifique que existan buenas condiciones de flujo de aire en la entrada como en la salida de los abanicos.
	El tono del paso de aspas de un abanico axial, inadecuado aislamiento de vibración del abanico.	Estar seguro que los abanicos flotan libremente en estos aisladores de vibración.
	El tono de paso del impulsor de la bomba, inadecuado aislamiento de vibración en la bomba o tuberías.	Estar seguro que las bombas floten libremente en estos aisladores de vibración, asi como el montaje de la tuberia.
Silvidos / Chiflidos. (Whistle).	Inestabilidad de válvula de agua.	Inspeccione la válvula hasta estar seguro que el mecánismo de control esta funcionando apropiadamente.
	Excesiva corriente de aire tanto a la entrada como a la salida.	Reducir la cantidad de aire a través de la salida.
	Desigual corriente de aire tanto a la entrada como a la salida.	Corregir el ducto para dirigir correctamente el aire al collar de salida.
	Amortiguador o extractor muy cerca de la salida de aire.	Quite el amortiguador o el extractor o muevalos al menos una distancia igual a 3 veces el ancho del ducto con respecto a la salida.
	Un filo de la lamina de metal expuesto a a alguna corriente de aire.	Cortar el filo hasta estar tan corto como sea posible o doblela hasta s quedar redondeada.

Tabla 6.1b. Relación de causas y posibles fallas en sistemas de aire acondicionado.

6.6.d. Criterios de Aceptabilidad.

La siguiente discusión sobre procedimientos para establecer la aceptabilidad de niveles de ruido producidos por sistemas de aire acondicionado (HVAC) en recintos

puntualiza que además de la sonoridad total, otros factores tienen influencia en como la gente percibe los ruidos producidos por los mismos.

Por ejemplo, si el volumen del sonido es determinado principalmente por los niveles en la región de frecuencias bajas del espectro (R), dicho ruido puede ser juzgado como un rumor o ronroneo grave (rumbly) y de este modo ser menos aceptable, en la comparación con un ruido con distribución más balanceada (neutra) de energía (N). La misma reacción ocurre cuando el volumen en conjunto es determinado primariamente por los niveles de la región de alta frecuencia del espectro (H), solo que en este caso el ruido es denominado siseo o silbido (hissy). Los componentes audibles como tonos puros en un ruido (T) también provocan una reacción negativa en el juicio de la gente sobre la aceptabilidad de un ruido, incluso si el volumen total es moderado.

El nivel de ruido en un recinto producido por un sistema de aire acondicionado, es considerado una parte del sonido de fondo en el ambiente. Por lo tanto, para ser juzgado aceptable, este no debe enmascarar notablemente los sonidos que la gente quiere escuchar, o de lo contrario será considerados de carácter intrusivo o molesto.

En un ambiente de oficina, el nivel aceptable de ruido de fondo es generalmente establecido por los requerimientos de comunicación verbal, los que pueden variar ampliamente en función de tipo de espacio usado. Por otro lado, un nivel aceptable de sonido de fondo en un espacio para presentaciones sin amplificación, es basado en los sonidos más débiles que tienen que ser comunicados claramente a la audiencia.

Existen criterios sobre los ruidos de fondo producidos por sistemas de aire acondicionado, recomendables para una variedad de recintos. Para propósitos de diseño estos criterios son establecidos en términos de curva de clasificación de ruidos RC o NC. Para tener una idea "aproximado" de esta situación es posible utilizar un criterio basado en la comparación con los niveles de ruido totales en dB (A). La tabla 6.2 se presentan dichos criterios.

CRITERIOS DE ACEPTABILIDAD PARA RUIDO DE FONDO ESTABLE EN RECINTOS VACIOS		
TIPO DE RECINTO	Criterio RC	Nivel Sonoro en dB(A)
Residencias privadas	RC 25-30(N)	33-38
Cuartos de conferencias	RC 25-30(N)	33-38
Salones de clases	RC 25-30(N)	33-38
Oficinas ejecutivas	RC 25-30(N)	33-38
Oficinas privadas	RC 30-35(N)	38-43
Oficinas abiertas	RC 35-40 (N)	43-48
Lobbies-áreas públicas	RC 35-40 (N)	43-48
Oficinas públicas grandes	RC 40-45(N)	48-53
[illegible]	[illegible]	[illegible]

Tabla 6.2 Criterios de aceptabilidad para ruido de fondo estable en resintos vacios.

CAPITULO 7

VIBRACIONES MECANICAS

7.1 Introducción

Las vibraciones , su estudio teórico y sus aplicaciones prácticas constituyen un tema muy vasto dentro de la mecánica en general. Se trata de un fenómeno frecuente en la vida diaria que aparece cada vez que existe un elemento o un conjunto de ellos en movimiento. Las vibraciones suelen ser perjudiciales porque pueden afectar la estabilidad o la integridad del sistema. Además pueden producir ruidos molestos. Todo hace que el tema adquiera la amplitud y la importancia que tiene en la actualidad.

El control de los ruidos ligados estrechamente con las vibraciones exige muchas veces el conocimiento de los fenómenos que los generan, ya que toda vez que se trata de combatir un ruido en su origen (por ejemplo silenciar un a máquina) se debe apelar a métodos antivibratorios.

En este capítulo se tratará de delinear algunos de los principios físicos de las vibraciones, parte de la terminología empleada, vocabulario, definiciones y mediciones de

las mismas (técnicas e instrumental). Además se estudiará el comportamiento de un sistema simple puesto a vibrar para poder llegar a conclusiones respecto a su control.

7.2 Generalidades

El sonido es, como ya se ha dicho, un movimiento periódico de las partículas de un medio elástico alrededor de su posición de equilibrio. Este movimiento puede provenir de muy distintas causas, pero en el ámbito que se trata aquí la mas frecuente es la originada por una vibración mecánica. Como una máquina, o parte de ella, cuyas vibraciones la convierten en fuente sonora.

El término *vibración* involucra un movimiento oscilatorio que puede ser del tipo forzado de amplitud constante o variable, y cuya frecuencia no produce obligatoriamente sonidos audibles. No obstante, este término se emplea casi exclusivamente para designar las oscilaciones de baja frecuencia (1-2 000 Hz que equivalen a 60-120 000 r.p.m.), que se propagan por vía sólida. También a las vibraciones se las puede calificar como *mecánicas*, si bien las oscilaciones acústicas son de la misma naturaleza.

El estudio de las vibraciones obedece a distintas causas, entre otras:

a) Un cuerpo que vibra, produce ruidos. Vale decir que en última instancia si se quiere silenciar una máquina, debemos inevitablemente eliminar o minimizar las vibraciones de sus distintas partes.
b) Las vibraciones en sí, salvo casos excepcionales, son el subproducto indeseado del diseño deficiente de un máquina. Indican que algo se diseño o construyó mal. A su vez, efectúan un gasto de potencia inútil.
c) Las vibraciones muy intensas pueden significar un serio peligro para la vida útil y la estabilidad de un sistema mecánico. Considérese el caso de las máquinas pesadas, aviones, automotores, etcétera.

d) Las vibraciones excesivas causan molestias y fatiga al personal expuesto a ellos. Esto es especialmente importante para el caso de los pasajeros y el personal de los medios de transporte.

Los puntos anteriores son algunos de los efectos provocados por vibraciones indeseadas. Existen también vibraciones generadas a propósito, con fines diversos, tales como remachadoras neumáticas, mesas vibratorias para pruebas, tamices vibrantes, entre otras.

7.3 Nociones Básicas

Las vibraciones se pueden expresar términos de desplazamiento, velocidad y aceleración. En el caso más sencillo de una vibración senoidal, tendremos que la posición de la partícula que vibra será una función del tiempo (t), de acuerdo con:

$$x = A \operatorname{sen} \omega t \qquad (7.1)$$

x = desplazamiento instantáneo respecto a su posición de reposo;

A = desplazamiento máximo y ω = pulsación $= 2\pi f$

Si la estabilidad de una estructura es excesiva pueden aparecer fisuras.

Cuando se estudia la radiación acústica de un elemento, la potencia sonora aparece como una función cuadrática de la velocidad del desplazamiento. La expresión de esta velocidad es:

$$V = \frac{dx}{dt} = \omega A \cos \omega t = \omega x \qquad (7.2)$$

Si no se toma en cuenta el desfasaje, la velocidad es proporcional al producto de la frecuencia y del desplazamiento.

Se sabe por la ecuación de Newton que la fuerza es igual a la masa (M) por la aceleración (a). F = Ma.

En el caso de fracturas mecánicas, lo que interesa es la fuerza que entra en juego y por consiguiente la aceleración. Esta se expresa mediante la siguiente fórmula:

$$a = \frac{d^2x}{dt^2} = \omega^2 A sen\omega t = \omega^2 x \qquad (7.3)$$

Es necesario resaltar que en este caso el factor más importante es la frecuencia que interviene en forma cuadrática.

Estas expresiones son válidas para vibraciones senoidales. En el caso de vibraciones complejas es necesario la descomposición del movimiento y después aplicar las fórmulas a cada uno de los componentes. Esto hace que el cálculo teórico resulte más complejo.

Es preciso resaltar la importancia de las componentes de frecuencias superiores en los casos donde interesa la velocidad o la aceleración. De acuerdo con lo que se acaba de considerar, la frecuencia interviene en el primer caso multiplicando y en el segundo como factor cuadrático.

Resumiendo, el estudio completo de una vibración exige el conocimiento de su amplitud, velocidad, aceleración y frecuencia. Si ésta es senoidal, es suficiente conocer la frecuencia y cualquier de las tres magnitudes restantes, ya que las demás se conocen mediante derivaciones e integraciones.

7.4 Medición de las Vibraciones

Para definir un sonido era necesario medir su amplitud y frecuencia. Como ya se indicó en el caso de las vibraciones (véase fig.7.1), las características a medir son su amplitud, frecuencia, velocidad y aceleración. Si se trata de una vibración senoidal, se pueden utilizar las siguientes relaciones:

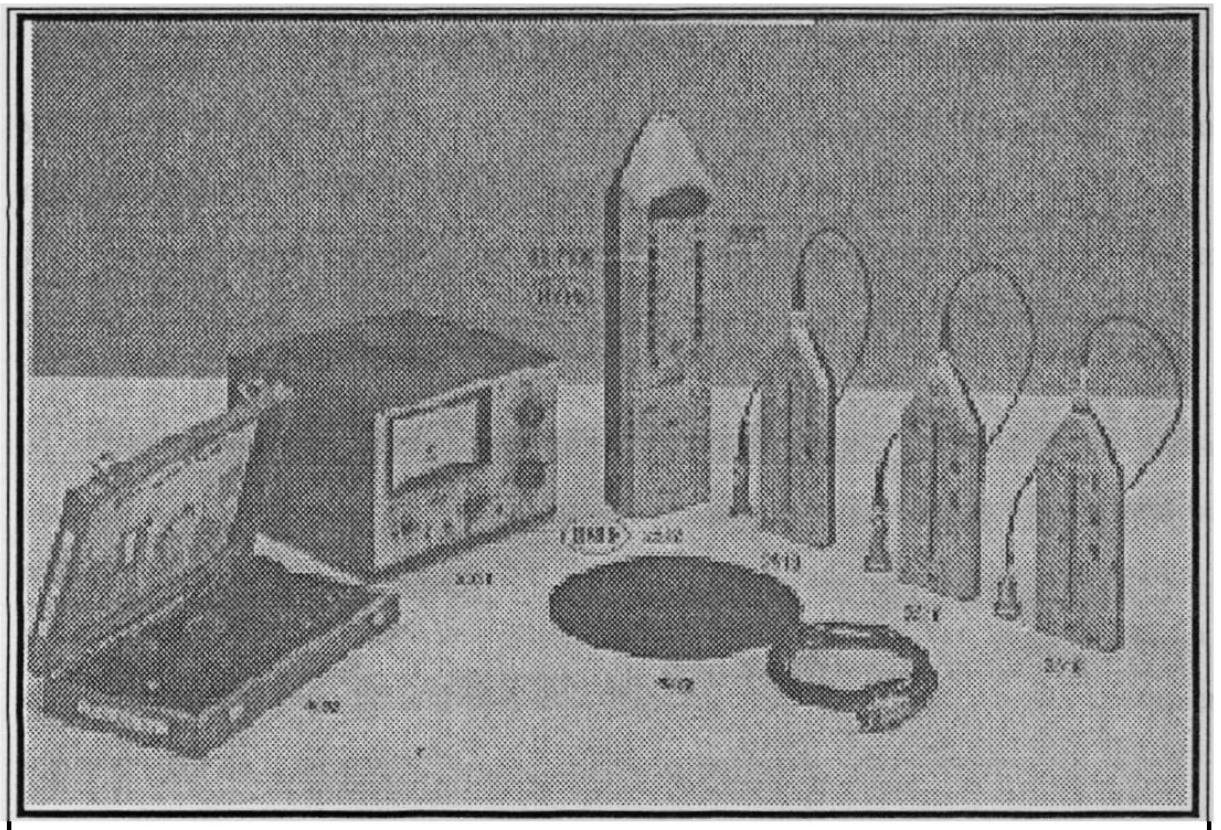


Figura 7.1 *Instrumental para la medición de vibraciones (Brüel y Kjaer, Dinamarca).De izquierda a derecha se muestra la siguiente numeración:*

4392 Transductor para medir vibraciones de la mano.

2511 Equipo para medir vibraciones en general.

4322 Transductor para la medición de vibraciones de cuerpo entero

2513/16/18 Medidores de vibraciones integradores con sus acelerómetros.

2511 Medidor de nivel sonoro integrador que puede medir vibraciones

$$V = \omega A = \frac{a}{\omega}$$

$$a = \omega^2 A = \omega V$$

$$A = \frac{a}{\omega^2} = \frac{V}{\omega}$$

La medición de las vibraciones apela a lo expuesto con el fin de disminuir el número de mediciones necesarias para la obtención de una imagen completa.

Los equipos para medir las vibraciones reciben el nombre genérico de vibrómetros y pueden ser mecánicos o eléctricos. En los primeros se recurre a la visualización (directa o interferométrica) de los desplazamientos del cuerpo vibrante. Si bien de este modo se pueden llegar a medir amplitudes tan pequeñas como 10^{-7} cm la medición resulta bástente compleja y exige precauciones especiales.

Los vibrómetros electrónicos captan la señal mecánica mediante un *pick-up*, encargado de transformar en tensión eléctrica. Según su diseño, existen captadores cuya salida es proporcional a la amplitud, a la velocidad o a la aceleración de la vibración. La señal eléctrica que se obtuvo se procesa (deriva o integra, según el caso) con el fin de obtener la información de amplitud deseada, velocidad o aceleración. Un instrumento indica el valor de la misma.

Muchos fabricantes proveen un equipo de medición para acoplarlo al medidor de nivel sonoro (MNS), que contiene un captador de vibraciones y un módulo que procesa a la señal. Del medidor se aprovecha el atenuador (detector e instrumento).
La salida del vibrómetro se puede inyectar a un osciloscopio para observar la forma que tiene la onda de la vibración, o a un registrador gráfico o magnético para su visualización o conservación o bien a ambos. Del mismo modo se utiliza el analizador para determinar las amplitudes y frecuencias de los componentes de una oscilación compuesta.

7.5 Vibraciones Libres

7.5.a. Comportamiento de un Sistema de un solo Grado de Libertad.

La figura 7.2 se representa un sistema en el que un cuerpo rígido M puede desplazarse únicamente en el sentido de la flecha, soportado por el resorte R. El movimiento del cuerpo se amortigua mediante el dispositivo S del tipo viscoso. En este tipo de amortiguador la fuerza que se opone al desplazamiento es proporcional a la velocidad del mismo. Esta configuración se adopta únicamente por razonas de simplificación.

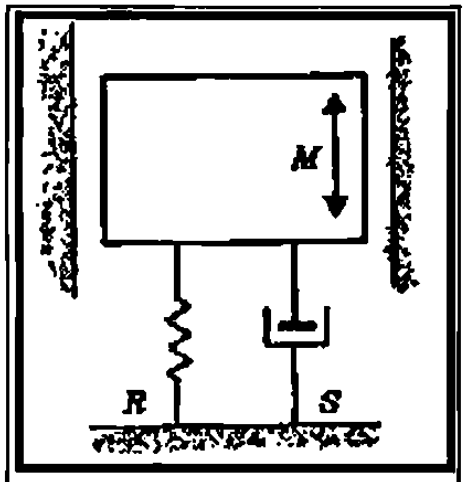


Figura 7.2 *Sistema de un solo grado de libertad, con amortiguamiento viscoso.*

Si a este sistema se le aparta de su posición de equilibrio (por ejemplo aplicándole una carga en forma instantánea), tratará de retornar al mismo. Por lo general no se efectuará el retorno en forma paulatina. Lo más probable es que el cuerpo M pase del otro lado de su punto de equilibrio, originando una serie de oscilaciones. La amplitud de las mismas lo determinan el apartamiento inicial y del amortiguamiento. Lo mismo sucede con el número de oscilaciones. Su frecuencia en cambio permanecerá constante, ya que

depende únicamente de las características de los elementos que componen el sistema (M_{ef}, R, y S).

A estas oscilaciones se las denomina amortiguadas y su frecuencia resulta ser;

$$f = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{J}{G}\left[1-\frac{(H)^2}{(H_k)}\right]} \qquad (7.4)$$

donde J= constante elástica del resorte es gr/cm; G = el peso del cuerpo en gramos; H = coeficiente de amortiguamiento en gr/cm-seg y H_k = el valor de amortiguamiento cítrico.

$$H_k = 2\sqrt{JG} \qquad (7.5)$$

Un sistema de amortiguamiento crítico retorna a su posición de origen al cesar la fuerzas que se aplica sin llegar a oscilar (f = 0). Esto se puede observar en la siguiente fórmula:

$$H = H_k \qquad (7.6)$$

Por lo general el valor de H es bastante bajo, lo que hace la expresión adquiere la siguiente forma aproximada:

$$f = \sqrt{\frac{1}{2\omega}\ \frac{J}{G}} = 5\sqrt{\frac{1}{e}}\ \text{(Hz)} \qquad (7.7)$$

donde e (en cm) = es la deflexión estática del resorte bajo el peso del cuerpo. El gráfico de la figura 6.3 indica la frecuencia de resonancia para distintos valores de e.

7.6 Vibraciones Forzadas

Si el sistema representado en la figura 7.2 se le aplica una fuerza periódica, su comportamiento dependerá esencialmente de la frecuencia de la misma. A las vibraciones resultantes se las denomina forzadas.

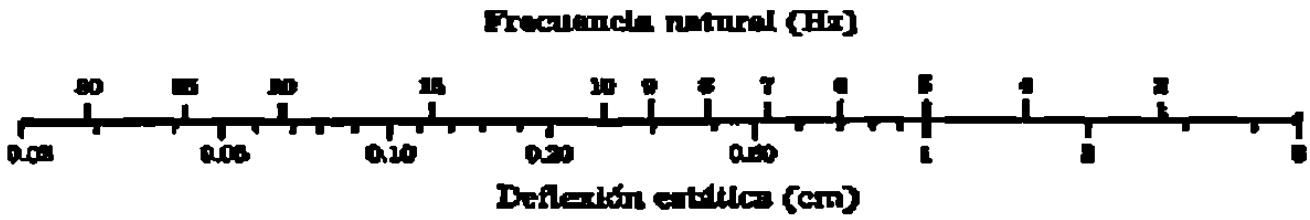


Figura 7.3 Frecuencia de resonancia de un sistema, en función del aplastamiento del elemento elástico.

Este tipo de oscilaciones se encuentra frecuentemente en la vida diaria. A veces la fuerza forma parte del elemento vibrante. Este es el caso de un motor o de una máquina mal balanceada donde aparece una fuerza periódica resultante de dicho efecto. La frecuencia con la que se presenta este problema obliga a estudiarlo detalladamente.

En el gráfico de la figura 7.4 se representa la amplitud de la vibración en función de la frecuencia, tomando en cuenta diversos parámetros.

En las abscisas se lleva la relación entre la frecuencia de la fuerza que excita al sistema y la frecuencia natural del mismo. En el punto donde vale dicha relación la unidad corresponde a una excitación de frecuencia igual a la de resonancia, por lo que adquiere una importancia especial.

En ordenadas se representa la relación entre la amplitud de la vibración y la deflexión estática.

La variable independiente (H/H_k) es la relación entre el amortiguamiento del sistema y el amortiguamiento crítico.

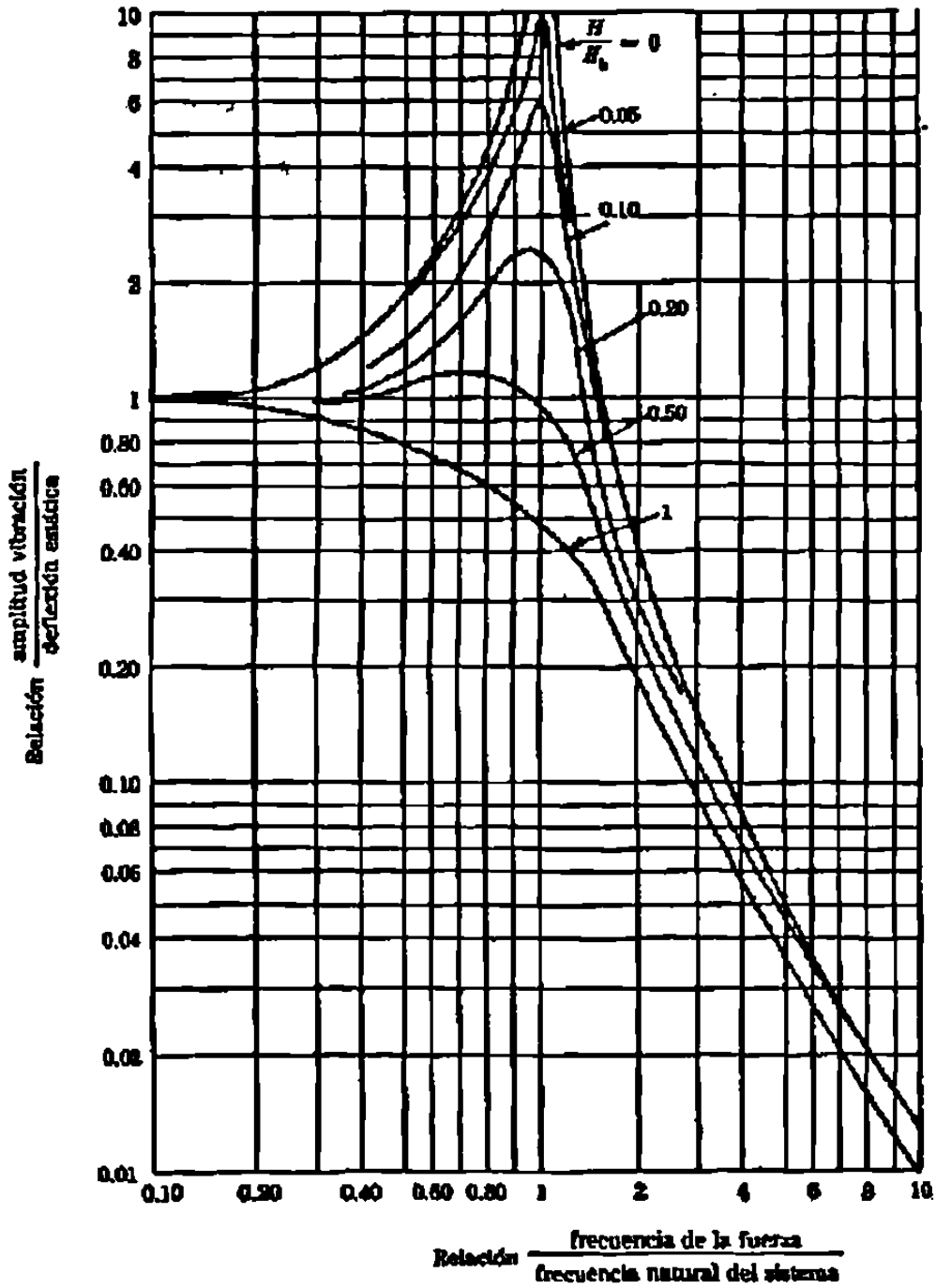


Figura 7.4 *Amplitud de la vibración del sistema de la figura 7.2 al ser excitado por una fuerza periódica de frecuencia variable*

En la gráfica que se observa independiente de la relación de amortiguamiento para los valores bajos de la relación en abcisas < 0,5 > la relación de desplazamientos permanecen constante e igual a la unida Lo que permite que el desplazamiento sea aproximadamente igual a la deflexión estática.

La situación cambia dramáticamente alrededor de la frecuencia de resonancia del desplazamiento se incrementa, para bajar bruscamente. O sea que, para los valores de abscisas mayores de dos, casi no existe desplazamiento. En otras palabras, si aplicamos una fuerza a un sistema como el que acabamos de describir y si su frecuencia es dos veces mayor que la que ya tiene este sistema casi no va a vibrar.

Lo opuesto también es válido (y muy importante): si queremos reducir la amplitud de vibración, se debe de reducir la frecuencia propia del sistema. Por ejemplo, en el caso de motores, equivale a montarlos sobre un bloque pesado de cemento y aislar el bloque del suelo mediante elementos elásticos.

Otro coeficiente también de mucha importancia es el de transmisibilidad, que se define como la relación entre la fuerza que trasmite el sistema al soporte y la fuerza aplicada a los mismos.

El desplazamiento es muy importante y algunas veces se requiere amortiguar la fuerza trasmitida, como por ejemplo en la bomba de agua de un edificio. Si se conecta rígidamente al piso, se elimina su desplazamiento, pero la fuerza se trasmiten a lo largo de la estructura de la construcción ocasionando ruidos por vía sólida a grandes distancias de la fuente.

La figura 7.5 ilustra la variación de la transmisibilidad con la relación de frecuencias para distintos amortiguamientos. Para las frecuencias bajas , la fuerza transmitida es igual a la aplicada , o sea que el aislamiento no es efectivo.A medida que la frecuencia crece, la

fuerza trasmitida se incrementa. El aislamiento no resulta efectivo y amplifica la fuerza aplicada. Esta situación llega a su máximo para la frecuencia de resonancia (cuando la frecuencia de la fuerza iguala a la propia del sistema) y la situación se empeora.

A partir de este punto el aislamiento empieza a se efectivo, ya que la fuerza comienza a disminuir. Cruza el punto de trasmisibilidad igual a la unidad y decrece rápidamente de acuerdo con la relación de amortiguamiento ya citada.

En este caso también es obvio que cuando se diseña la frecuencia propia de un sistema aislante, debe ser por lo menos dos veces menor que la frecuencia de la fuerza aplicada. Esta exigencia se torna poco menos que imposible en la práctica con casos de vibraciones producidas por elemento giratorios, ya que en el momento de ponerlos en marcha, su velocidad transita de cero a velocidad nominal pasando a la frecuencia de resonancia. Lo mismo sucede si se desconecta el motor y empieza a perder velocidad. En la práctica se observa un sacudón al pasar por la frecuencia de resonancia del sistema. No habiendo otra solución, en estos casos se recurre al control por medio del elemento viscoelástico, que amortigua el sistema.

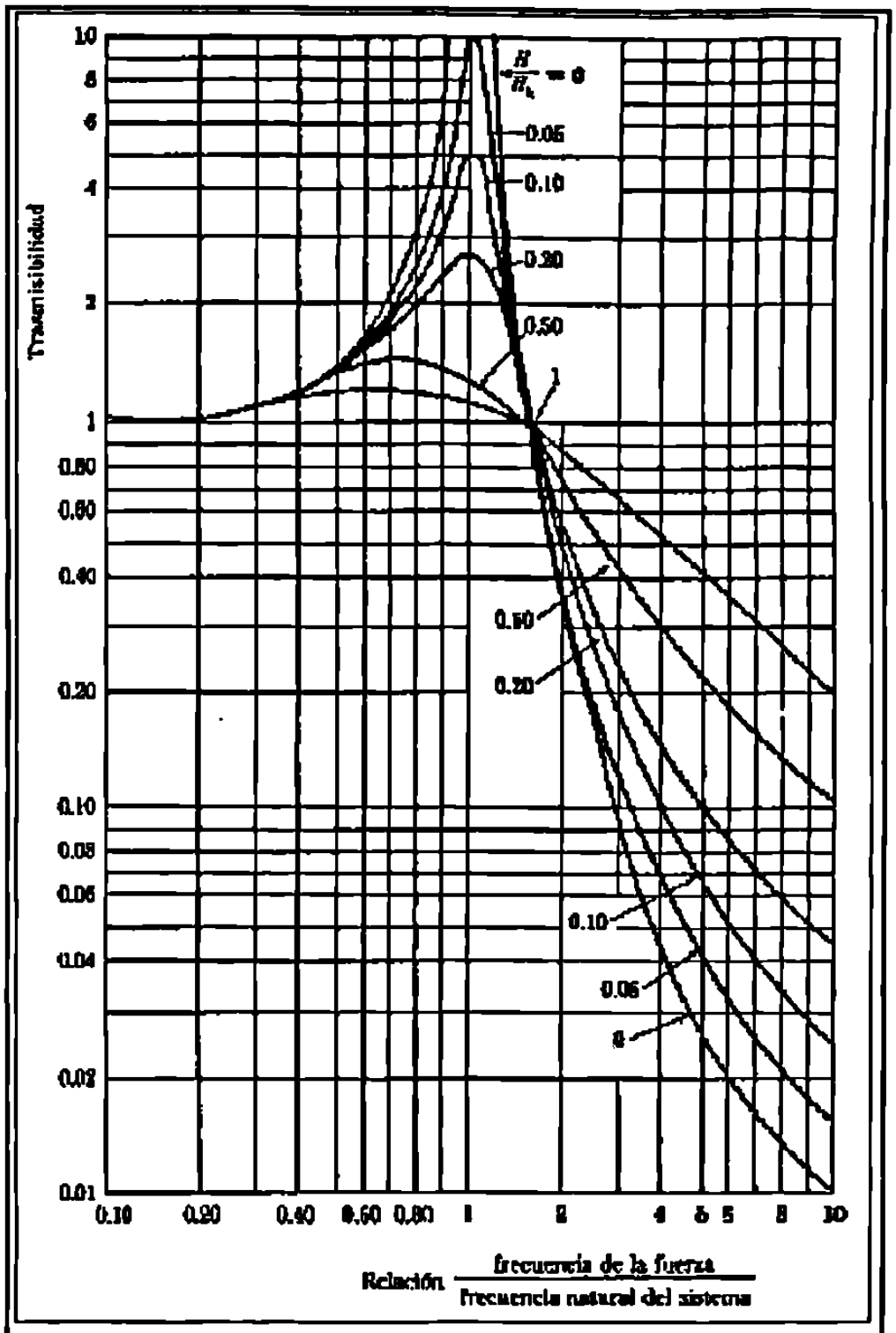


Figura 7.5 *Variación del factor de transmisibilidad con la* frecuencia y el amortiguamiento.

7.7 Efectos de las Vibraciones sobre el Hombre

7.7.a. Generalidades

Los efectos de las vibraciones sobre las estructuras y sobre todo en el hombre son muy importantes. Los estudios al respecto resultan muy difíciles, ya que el hombre desde el punto de vista mecánico es un conjunto muy complejo y su reacción varía de acuerdo con la posición en que se encuentra.

El cuerpo humano posee partes de la naturaleza mecánica muy diversas. Tiene parte sólidas (los huesos), elementos blandos (los tejidos) y líquidos (los humores). Sus características de elasticidad varían mucho.En lo que se refiere a la posición del hombre sometido a las vibraciones se observa una variedad. Puede estar de pie o sentado, permanecer apoyado sobre un elemento que vibra (como en el caso del martillo neumático) y estar recibiendo las vibraciones a través de uno de sus miembros. Las vibraciones pueden ser transversales o longitudinales, etcétera.

Se ha observados que las frecuencias muy bajas no tienen efecto apreciable sobre el individuo. Hasta unos pocos ciclos por segundo, el cuerpo humano se comporta como un todo, sin desplazamientos parciales en sus partes. No se aprecia sensación de molestia y a medida que crece la frecuencia, la tolerancia se hace menor. Para frecuencias muy elevadas o de varios megahertz las vibraciones no penetran dentro del cuerpo, limitándose a la piel y produciendo efectos térmicos.

representa

7.7.b. Enfermedades de los Dedos Blancos (Vibration White Fingers = VWF)

Los efectos de las vibraciones sobre el cuerpo humano no son muy conocidos, con excepción de la VWF. Se trata de una afección a los dedos de las manos que suelen sufrir los operadores de máquinas que vibran o que producen impactos, tales como sierras mecánicas portátiles, martillos neumáticos, compactadoras, destornilladores neumáticos, etcétera.Esta enfermedad cobró importancia a principios de los años cincuenta entre los obreros madereros de los países nórdicos: Suecia, Finlandia, Inglaterra, etc. Entonces se comprobó que la afección varía de acuerdo con el tiempo de exposición y se agrava cuando se trabaja en temperaturas bajas y humedad alta.

La VWF consiste en vasoconstricción de las arterias y venas de los dedos, especialmente después de terminar su trabajo, si se la deja avanzar, los dedos comienzan a perder el color y se tornan blancuzcos. De allí la denominación de dedos blancos. En situaciones extremas se puede llegar a infecciones, necrosis, gangrena, etcétera.

La prevención de esta enfermedad es muy sencilla: no hay que dejarla avanzar y a los primeros síntomas, hay que tratar de detenerla. Para esto se debe reducir el tiempo de exposición y vigilar la temperatura de los dedos. Si se observa lo anterior, los síntomas desaparecen sin dejar rastro alguno.

7.7.c. Evaluación de las Vibraciones

En la actualidad existen normas que establecen límites máximos para las vibraciones a las que una persona puede estar expuesta.La figura 7.6 representa los límites para vibraciones de las manos, establecidas por la ISO. Se observa que el rango de frecuencia que pueden causar mayor daño está limitada a los 16 Hz. De allí en adelante el efecto disminuye drásticamente, como se observa en la elevada pendiente de las curvas.La

gráfica representa en las abscisas las frecuencias centrales de las bandas en tercios o de octavas, que es como se miden las vibraciones. La escala vertical se da en valores RMS de aceleración en m/s^2 a la izquierda y en velocidad en m/s a la derecha. La variable independiente aquí es el tiempo de exposición, que va desde menos de media hora hasta ocho horas.

7.7.d. Vibraciones de Todo el Cuerpo

No se tienen muchos datos sobre los efectos de las vibraciones sobre el cuerpo humano. Si bien con los viajes extraterrestres y el entrenamiento de los cosmonautas se realizan muchos estudios, todavía no se puede decir tanto como de la pérdida de sensibilidad auditiva por efecto del ruido.

La norma ISO correspondiente sintetiza el conocimiento actual, proporcionando los límites establecidos para situaciones donde todo el cuerpo está sometido a vibraciones. La gráfica de la figura 7.7 ilustra dichos límites.

En la abscisa de dicha gráfica están representadas las frecuencias en tercios de octava, mientras en ordenadas están las aceleraciones en m/s². El tiempo de exposición se representa como variable independiente. En la gráfica se observa que la sensibilidad de las vibraciones es máxima en el rango 4-8 Hz, decreciendo rápidamente para las frecuencias superiores.

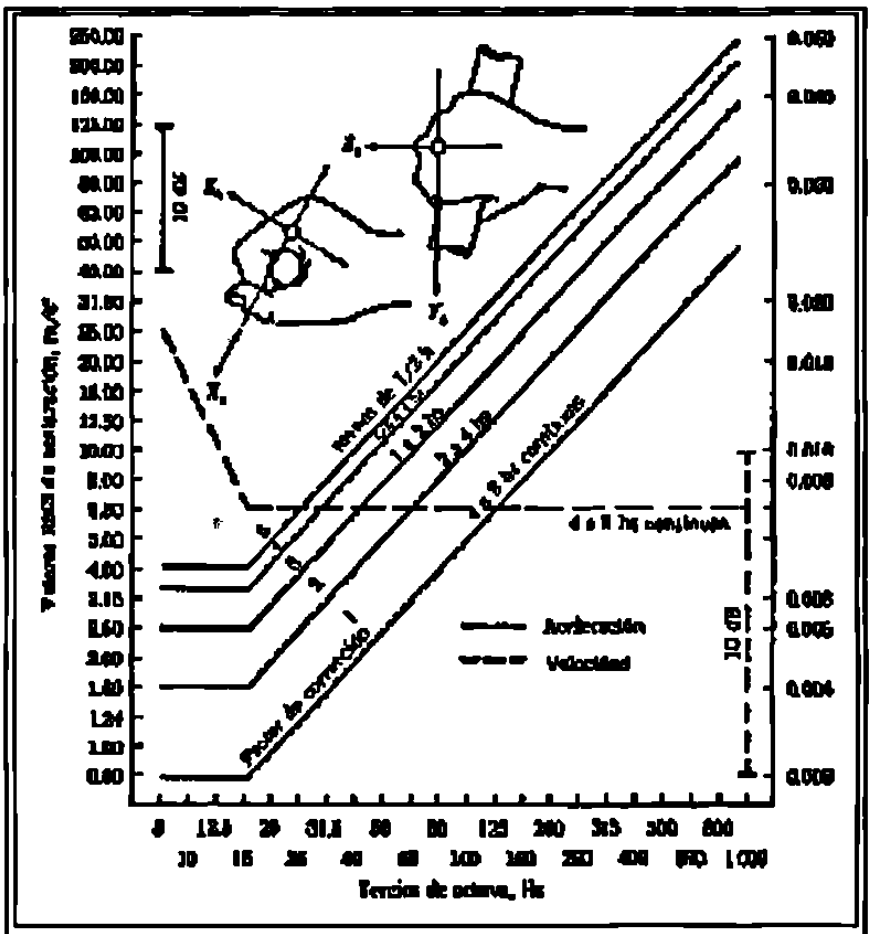


Figura 7.6 Tercios de octava.

La gráfica de la figura establece límites para situaciones diferentes. Así como está, se refiere a vibraciones que pueden afectar la productividad del individuo, debido a la intensa molestia causada por las vibraciones. Por ejemplo, la persona puede estar expuesta a vibraciones de 0.315 m/s² a 8 Hz durante 8 horas. En cambio el mismo límite de aceleración es tolerable durante las 24 horas de día si la frecuencia es superior a los 20 Hz. Si los valores de la escala se multiplican por 2 (o se suman 6 dB al valor si estuvo

medido en dB re 10^{-5} m/s²) se obtiene el límite para que la salud de la persona no se vea afectada.Finalmente, si los valores de la escala se dividen entre 3.15 (o se suman 10 dB), se obtienen los límites, por encima de los cuales la persona no estará muy confortable.

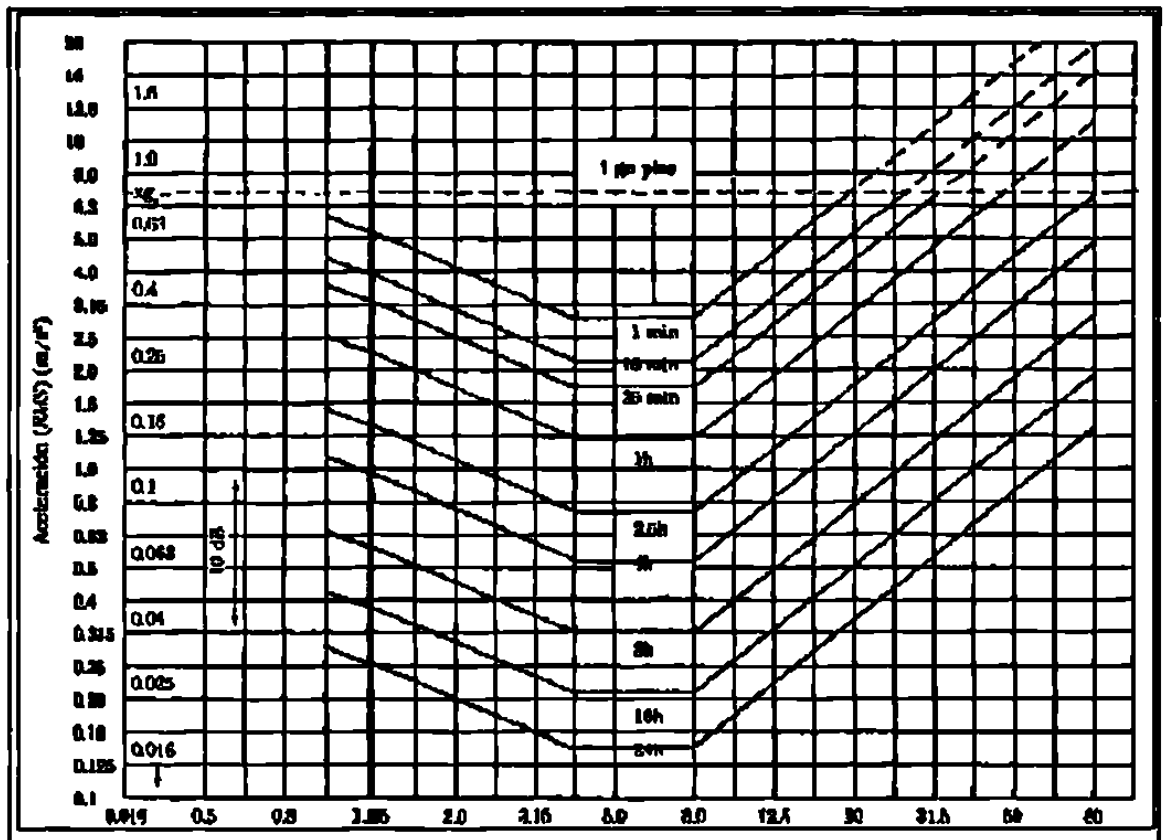


Figura 7.7 *Los límites de exposición se obtienen multiplicando los valores de la escala vertical por dos (= + 6 dB). Los límites de confort se obtienen dividiendo los valores de la escala vertical por 3.15 (= - 10 dB).*

7.8 Control de las Vibraciones

7.8.a. Generalidades

A continuación se van a examinar los medidas que se deben utilizar cuando se desee reducir las vibraciones.

En la mayoría de los casos las vibraciones se originan en las máquinas o en partes de ellas y se propagan al piso que las soporta. La amplitud de las vibraciones dependerá

de las fuerzas que la generan, de su frecuencia y de las características mecánicas del medio por el que se propagan. También, si las vibraciones están en el rango de las frecuencias audibles, generan ruidos.

Existen varias maneras de controlar las vibraciones, dependiendo del objetivo que uno se propone. En este sentido se puede diferenciar entre:

a) Controlar en el origen, o sea en el sitio donde se generaron (por ejemplo, balancear el motor).
b) Controlar la propagación aislando la máquina.
c) Incrementar el amortiguamiento mecánico de las partes de la máquina.

Cada uno de estos tipos de control ataca problemas diferentes y tiene sus aplicaciones. El primero (control en el origen) escapa de los alcances de este trabajo , por lo cual se va a limitar al estudio de los dos restantes.

7.8.b. Aislamiento Vibratorio

Este medio se utiliza exclusivamente cuando se desea evitar la propagación de las vibraciones (por ejemplo, aislar a un compresor) o cuando se desea aislar un instrumento delicado de vibraciones que pueden alcanzarlo (por ejemplo, un banco óptico en un taller). El aislamiento se obtiene introduciendo materiales antivibratorios entre la fuente y la vía de propagación para interrumpir el flujo de energía desde uno hacia el otro.

Como se dijo anteriormente, para poder aislarlo, la frecuencia de excitación deberá ser mayor a la frecuencia propia del sistema. Es esencial conocer la frecuencia de la excitación para poder calcular el aislamiento.

En la práctica se recurre al uso de diversos montajes aislantes que incluyen materiales antivibratorios desde la felpa hasta los resortes de acero.

La eficiencia del aislamiento se define en la siguiente fórmula:

$$\text{Eficiencia (\%)} \doteq 100\left[(1-1)/(R^2-1)\right] \qquad (7.8)$$

donde R = la relación entre la frecuencia de excitación y la de resonancia del sistema.

La tabla 7.1 ilustra algunos datos relevantes respecto a la eficiencia.

Tabla 7.1 *Eficiencia del aislamiento*

R	*transmisibilidad*	*Eficiencia*	*Resultado*
1	Amplificada	–	Peor que sin aislar
1.30	1.00	0	Igual a sin aislar
2	0.33	67%	Relativamente pobre
2.50	0.19	81%	Muy bueno
4	0.06	94%	Excelente
10	0.01	99%	Optimo

En lo que a materiales y sistemas se refiere, a continuación hay una lista de los que más se usan de una manera individual o en combinación:

a) Resortes metálicos.
b) Gomas sintéticas.
c) Suspensión neumática.
d) Suspensión hidráulica.
e) Corcho.
f) Felpa.
g) Lanas minerales.

7.8.c. Amortiguamiento de las Vibraciones (*Damping*)

Este medio se utiliza para controlar la respuesta temporal (el decaimiento) de las vibraciones, luego de que la excitación ha cesado. Para ilustrar su acción imaginemos un golpe sobre los platillos de una batería de jazz. Todos tenemos presente el ruido estridente y prolongado que aparece como resultado del golpe. Ahora bien, si inmediatamente después del golpe tocamos los platillos, la vibración se atenúa enormemente y muere. Esta es aproximadamente la acción de amortiguamiento.

A diferencia del aislamiento, aquí se actúa sobre la amplitud y el decaimiento de la vibración.

Existen varios tipos de amortiguadores:

a) Los viscosos son proporcionales a la velocidad de la vibración y son eficientes, pero varían con la temperatura y son relativamente caros.

b) Los de superficie son similares a los viscosos y se aplican para amortiguar superficies metálicas de pequeños espesores.

c) Los de fricción son relativamente baratos. Son independientes de la temperatura, el desplazamiento o la velocidad. Se aplican donde no se pueden exceder la máxima excursión.

d) Los de histeresis.

Entre los materiales podemos citar:

a) Papeles de diferentes texturas y espesores.

b) Asfalto como papel, capas, pinturas o compuestos con felpa.

c) Gomas esponjosas.

d) Materiales comerciales específicos en forma de pinturas o pastas.

CAPITULO 8

APLICACIONES EN EL CONTROL DE RUIDO

8.1. Caso I.-Control de Ruido en un Sistema de Aire Acondicionado.

8.1.a. Antecedentes del Problema.

En el área de oficinas de una empresa, el personal detectaba ruidos y vibraciones molestos y deseaban que se realizara un estudio de estos problemas.

Se realiza una visita en donde después de hacer una investigación con los empleados se detecta como unica fuente de ruido y vibración las máquinas manejadoras de aire acondicionado.

8.1.b. Objetivo

Establecer criterios de control de vibraciones y ruido en el sistema de aire acondicionado.

8.1.c. Equipo utilizado

Un analizador de vibraciones marca PMC/Beta SLF 208.

Un decibelímetro de precisión marca Brüel & Kjaer

8.1.d. Procedimiento de Medición del Nivel de Ruido.

El sistema consiste en un sistema de aire acondicionado instalado en un edificio corporativo con una capacidad de 5 Ton de refrigeración y 750 RPM. la cual presentaba problemas de ruido y vibración que interferían con las actividades propias de las oficinas

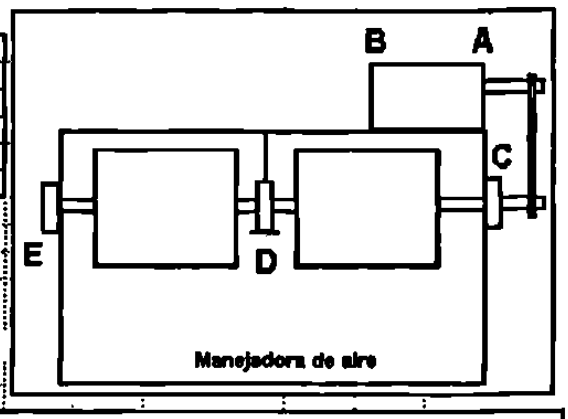
1.- Se realizn mediciones de ruido en los alrededores de la empresa encontrando que estaban dentro de tolerancia.

2.- Se realizaron lecturas de ruido y vibración con el fin de obtener los datos necesarios para evaluar el problema, tomándose lecturas en las Manejadoras de Aire de la Unidad de Gerencia y la Unidad de Ingeniería y niveles de ruido en las oficinas . Los resultados de las mediciones se presentan en la figura 8.1.

HISTORIA DE VIBRACIONES

FECHA:
NOMBRE:
LOCALIZACION: Unidad de Gerencia
INSTRUMENTO MODELO:
No. SERIE:
ANALIZÓ:

Símbolo	IDENTIFICACION
→	PUNTO CAPTACION
X	CHUMACERAS
⊗	BALEROS
—II—	COPLES



POSICION CAPTADOR		ONDA Des.	TOTAL Vel.		R.P.M. mils"	ARMONICAS 750	1500	1750					
A	H					6.5	0.6	0.3					
	V					1.6	1.2	0.2					
	A					10.0	1.0	1.0					
B	H					12.7	0.3	0.3					
	V					9.0	0.9	0.9					
	A					6.0	0.8	0.7					
C	H					2.2	0.2	0.19					
	V					1.6	0.9	0.16					
	A					7.5	1.5	0.6					
D	H					16.0	0.9	0.6					
	V					4.0	0.5	0.8					
	A					5.5	1.5	0.8					
E	H					6.0	1.5	0.4					
	V					1.5	0.5	0.3					
	A					12.0	2.0	0.9					

Figura 8.1. Unidad de Gerencia.

8.1.e. Solución al Problema.

Analizando los datos de obtenidos en las lecturas de vibración en las manejadoras se encontró según la carta de severidad de vibración (fig 8.5) lo siguiente:

a) Unidad de Gerencia . El punto D dirección horizontal tiene una magnitud de 16 mils de pulgada a una frecuencia de 750 R.P.M encontrándose este valor en zona mala.

b) En lo referente a los niveles sonoros se encontró que los niveles no sobrepasaban los valores permitidos para oficinas para los cuales se recomiendan de 45 a 50 Db en Oficinas Públicas y de 46 dB en oficinas privadas ,

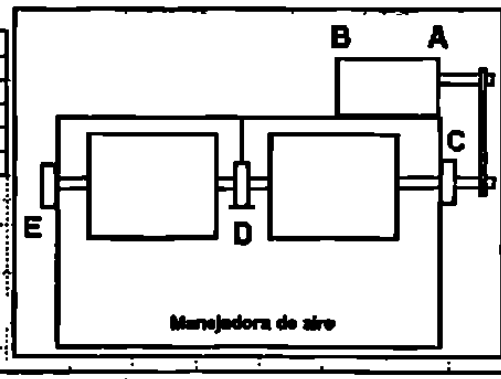
Para resolver el problema de vibración debido a la amplitud de 16 mils se diagnosticó un desalinieamiento en las poleas motor - abanico así como un desbalance en las unidades de acuerdo a la figura 8.6

Se recomienda alinear las poleas de las dos unidades y efectuar un balanceo en las unidades.

HISTORIA DE VIBRACIONES

FECHA
NOMBRE
LOCALIZACION: Unidad de Ingeniería
INSTRUMENTO MODELO:
No SERIE:
ANALIZÓ:

Símbolo	IDENTIFICACION
→	PUNTO CAPTACION
⊗	CHUMACERAS
⊗	BALEROS
—||—	COPLES



POSICION CAPTADOR		ONDA Des.	TOTAL Vel.		R.P.M. mils"	ARMONICAS 750	1500	1750					
A	H					10.5	0.35	0.9					
	V					4.2	0.3	0.8					
	A					18.0	0.5	0.9					
B	H					10.0	0.3	0.8					
	V					13.0	0.6	0.5					
	A					4.5	0.2	0.4					
C	H					6.0	0.3	0.3					
	V					1.4	0.3	0.5					
	A					8.0	0.5	2.0					
D	H					11.0	0.8	0.1					
	V					1.8	0.4	0.6					
	A					4.0	0.4	0.5					
E	H					5.0	0.2	0.2					
	V					2.0	0.3	0.2					
	A					0.9	0.5	0.8					

Figura 8.2. Unidad de Ingeniería.

8.1.f. Medición de ruido en edificio Oficinas Generales.

Equipo utilizado: Decibelimetro portatil marca Bruel & Kjaer.

Las recomendaciones para máximos niveles son:
Oficinas Públicas: 45 - 50 dB(A)
Oficinas Privadas: 46 dB(A)

Las mediciones anteriores fueron tomadas en oficinas donde se encuentran varias secretarias y donde existe movimiento de personal, en éstos lugares el nivel que prevalece es de 50 dB(A) en recepción y en las escaleras son lugares por donde son lugares por donde el rectorno de aire tiene su flujo y oscila entre los 62 y 75 dB(A).

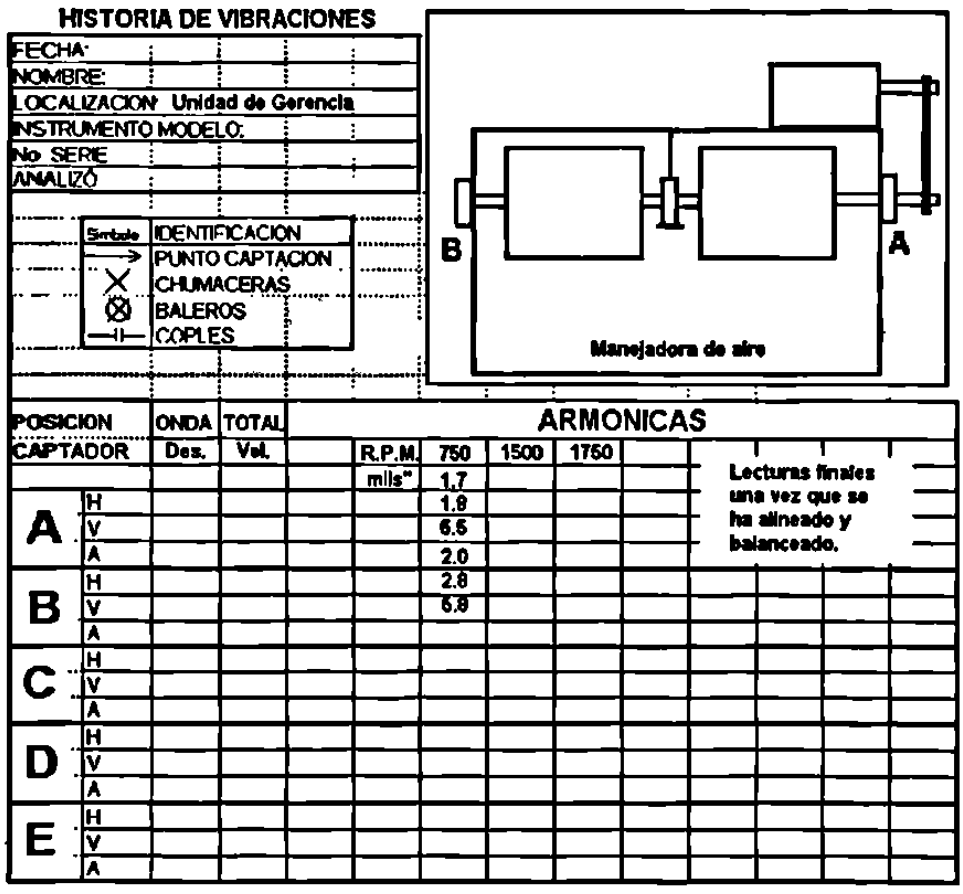


Figura 8.3. Lecturas finales de Unidad de Gerencia

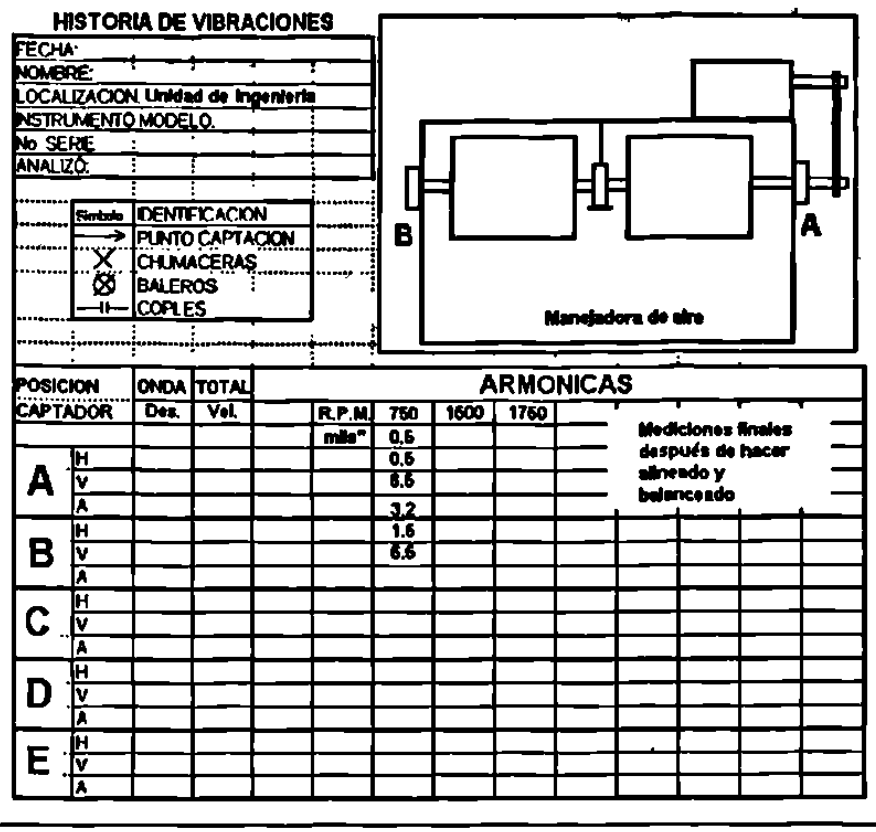


Figura 8.4. Lecturas finales de Unidad de Ingeniería

Tabla 8.1 Lecturas de niveles de ruido en Edificio Corporativo.	
Lugar de Medición	Amplitud de dB(A)
Recepción	62 dB(A)
Area de ventas	50 dB(A)
Principio de escaleras	60 dB(A)
Primer descanso de escaleras	72 dB(A)
Segundo piso escaleras	72 dB(A)
Oficinas corporativas	50 dB(A)
Descanso escaleras entre segundo y tercer piso.	75 dB(A)

8.1.g. Conclusiones.

Una vez efectuado el alineamiento y el balanceo recomendado se procedió a efectuar lecturas comprobatorias quedando las unidades con lecturas dentro de tolerancia. ver gráficas de datos figuras 8.3 y 8.4

En lo que corresponde a los niveles de ruido en las oficinas donde se encuentran las secretarias y existe movimiento de personal las lecturas estaban en 50 dB (A) Que corresponde a un rango tolerable y en las áreas de recepción y escaleras que son lugares

por donde el retornos de aire tiene su flujo y la amplitud oscila entre 62 y 75 dB que son valores permisibles debido a estos retornos .

8.2 CASO 2.- Problema de Ruido en un Sistema de Aire Acondicionado

8.2.1 Antecedentes del problema

Se realizó un estudio de Vibración en una Sala de Máquinas .

OBJETIVO.

Establecer criterios de Control de Vibración para abatir vibraciones provenientes de la Sala de Máquinas.

EQUIPO UTILIZADO

Un Analizador de Vibración marca PMC/Beta SLF 208,

Un Decibelímetro de precisión marca Bruel & Kjaer

8.2.2 Nivel de Ruido.

El Plan de Trabajo consistió en lo siguiente:

1.- SALA DE MAQUINAS. Se seleccionaron 12 puntos en la cercanía de las máquinas puestas en operación para la prueba, con el fin de medir la vibración en la Sala de Máquinas. Los puntos seleccionados se señalan en el anexo II. Se levantaron lecturas de vibración sin filtrar en unidades de desplazamiento, en milésimas de pulgada pico a pico, bajo las siguientes condiciones:

a) *SOLO MOTOBOMBAS.* Lecturas de vibración con las motobombas 3 y 4 de Agua Helada en operación, asi como la motobomba 6 de Condensados.

b) *MOTOBOMBAS CON UNIDAD CENTRIFUGA.* Lecturas de Vibración con las motobombas consignadas arriba,además de la Enfriadora centrifuga No. 2

2.- ZONA DE CAFETERAS. Se seleccionó esta zona por considerarla representativa de las vibraciones que afectan el área de oficinas. Se realizaron lecturas de vibración sin filtrar, sin el equipo en operación, y en las condiciones señaladas en los incisos a y b. Las lecturas se hicieron sobre el marco central de la ventana de aluminio a una altura de 1.5 m. del piso.

8.2.3 Solución del Problema.

A continuación se presentan los resultados del estudio.

1.- SALA DE MAQUINAS

Se encontró una vibración pulsante con periodo aproximado de 15 segundos, provocada por diferenciales de velocidad, normales en los motores de las bombas. Se midieron las vibraciones totales máximas y mínimas en milésimas de pulgada, pico a pico. Las lecturas de vibración obtenidas de la medición en los doce puntos seleccionados (ver anexo II) se presentan en la Tabla 1

TABLA 1.- Valores máximos y mínimos de las lecturas de vibración en mils de pulgada, pico a pico, en las posiciones indicadas.

POSICION	1	2	3	4	5	6
SOLO BOMBAS	0.20 0.10	0.80 0.20	0.60 0.20	0.45 0.30	0.38 0.24	0.45 0.28
BOMBAS CON UNIDAD CENTRIFUGA	0.20 0.10	0.70 0.30	0.50 0.30	0.40 0.30	0.30 0.24	0.45 0.30

POSICION	7	8	9	10	11	12
SOLO BOMBAS	0.70 0.40	0.10	0.15	0.38 0.20	0.70 0.35	0.85 0.40
BOMBAS CON UNIDAD CENTRIFUGA	0.60 0.40	0.08 0.06	0.15 0.10	0.30 0.20	0.68 0.40	0.80 0.42

2.-ZONA DE CAFETERAS. Se hicieron lecturas de Vibración con carácter referencial en milésimas de pulgada, pico a pico, sin filtrar. Las mediciones se hicieron en tres condiciones: a) Sin el equipo de la Sala de Máquinas en operación, b) Con las Motobombas 3, 4 y 6 operando, y c) Con las motobombas señaladas operando y la unidad centrífuga 2. El punto de medición fue el marco de aluminio del ventanal a una altura de 1.5 m. del piso.Tabla no. 2.

TABLA 2

EQUIPO EN OPERACIÓN	LECTURAS DE VIBRACION Mils. de pulg (pico a pico)
a) SIN EQUIPO EN OPERACION	0.15
b) SOLO MOTOBOMBAS	0.48 / 0.38
c) MOTOBOMBAS CON UNIDAD CENTRIFUGA	0.66 / 0.56

8.2.4 Conclusiones.

Las fuentes vibratorias mas importantes de la Sala de Máquinas son:

a) Las motobombas

b) Las Unidades de Enfriamiento Centrífugo

Observaciones. Estos equipos cuentan con almohadillas de Neopreno con propósitos de aislamiento de vibración que resultan claramente inapropiados.

Plan de Trabajo. Como existe la posibilidad de que el problema se resuelva aislando solo las motobombas, se recomienda en esta primera etapa, el siguiente Plan de Trabajo:

ETAPA 1

AISLAMIENTO DE LAS MOTOBOMBAS.

Aislar la vibración que producen las motobombas que son la principal fuente de vibración, con aisladores de vibración con las siguientes características:

Aisladores de *resortes de acero*
250 Kg de capacidad de carga cada uno.
Deflexión Estática de una pulgada.

Este tipo de aisladores nos garantizan un 98% de aislamiento vibratorio. La instalación debe hacerse de la siguiente manera:

1.- Desanclar los marcos mayores fijos al piso de cada grupo de motobombas.
2.- Fijar con pernos los marcos de acero individuales de cada motomba al marco mayor.
3.- Soldar al marco mayor desanclado, habitáculos para colocar los aisladores.

4.- Colocar y atornillar los aisladores de acero con capacidad de 250 kilogramos cada uno.

- Para el sistema de dos motobombas: 4 aisladores
- Para el sistema de tres motobombas: 6 aisladores

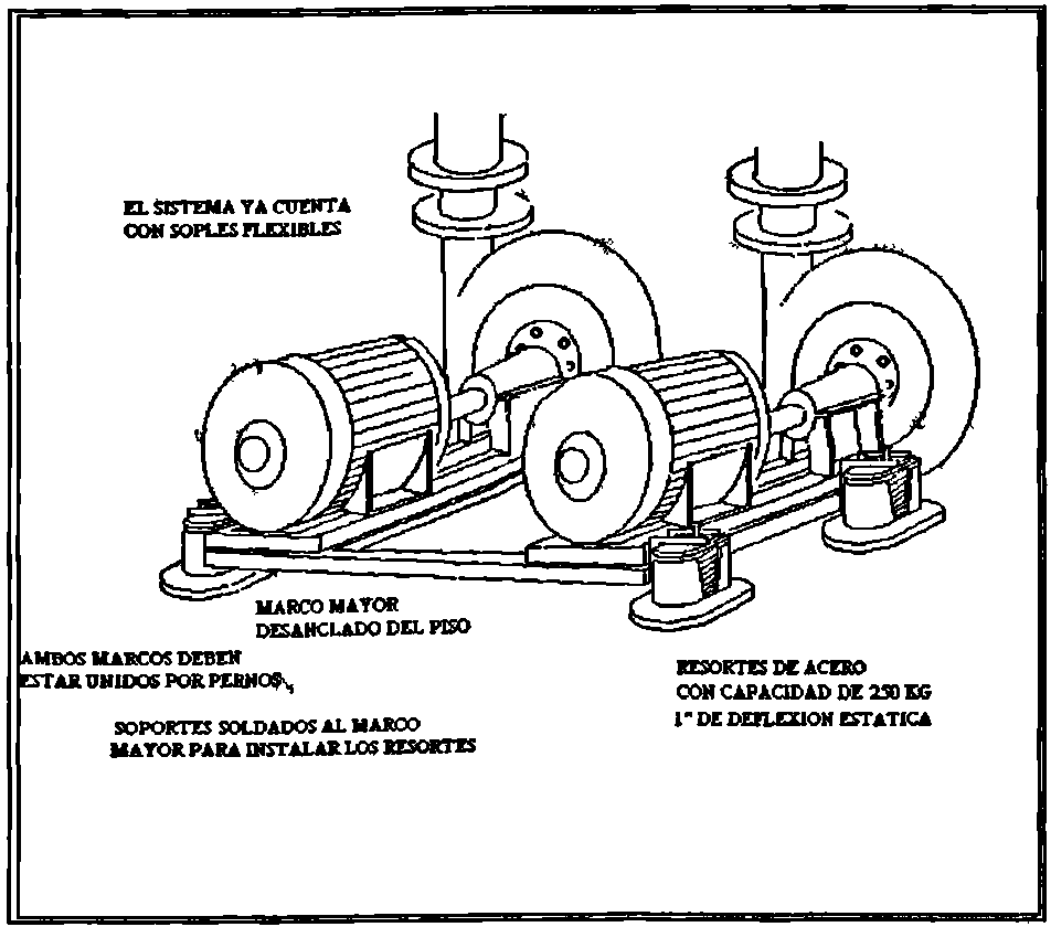


Fig. 8.5 Motobombas

ETAPA 2

AISLAMIENTO DE LAS UNIDADES CENTRIFUGAS

Si la medida anterior resultase insuficiente, es necesario aislar la vibración de las Unidades Centrifugas que representan la segunda fuente mas importante de vibración.

El aislamiento consistiría en la colocación de:

a) Resortes de acero con capacidad aproximada de 500 kilogramos cada uno.

b) Coples Flexibles para la tubería rígida que entra y sale de las unidades.

1.- ESTUDIO DE RUIDO.

Se levantaron lecturas de nivel de ruido en dB(A) en, a) los Abanicos Sopladores Axiales situados en la parte exterior de la Sala de Máquinas, b) en estancia de acceso a la zona comercial (zona del Domo), y c) en la zona de cafeteras.

TABLA 3.-Lecturas de Nivel de Ruido en dB(A) fueron tomadas en tres zonas diferentes, a saber: a) a 2 m. del Abanico Axial, b) En la zona comercial (debajo del domo), y c) en la zona de cafeteras.

POSICION	NIVEL DE RUIDO EN dB(A)
A 2 M DE ABANICO AXIAL	104
ZONA BAJO EL DOMO	70
ZONA DE CAFETERAS	57

CONCLUSIONES

Habría una reducción considerable del nivel de ruido en la zona de entrada, debajo del domo, si se le agregara por la parte superior una pequeña barda de block circundante con remate de vidrio para la entrada de luz.

2.- ANALISIS DE VIBRACION DE MOTOR.

Se realizó analisis de vibración al motor de la motobomba indicada con el número 3 del Sistema de Agua Helada y se encontró con desbalance mecánico que provoca altos niveles de vibración en zona de "vibración muy severa".

CONCLUSIONES.

Debe balancearse el motor.

Dibujo que muestra los puntos de medición seleccionados y la distribución del equipo en la Sala de Máquinas.

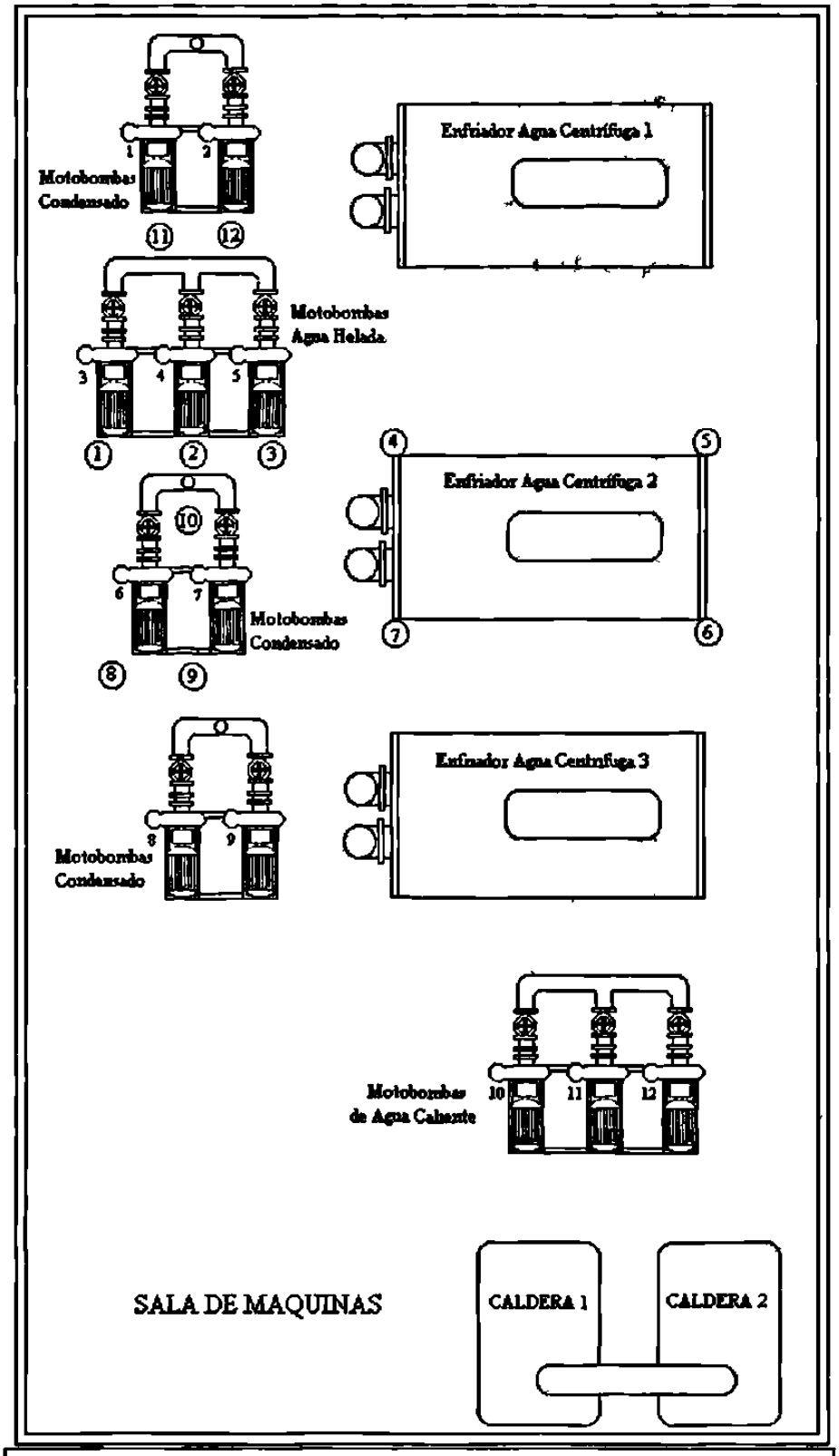


Figura 8.6 Sala de Máquinas

Tabla 8.4. Tabla de Severidad

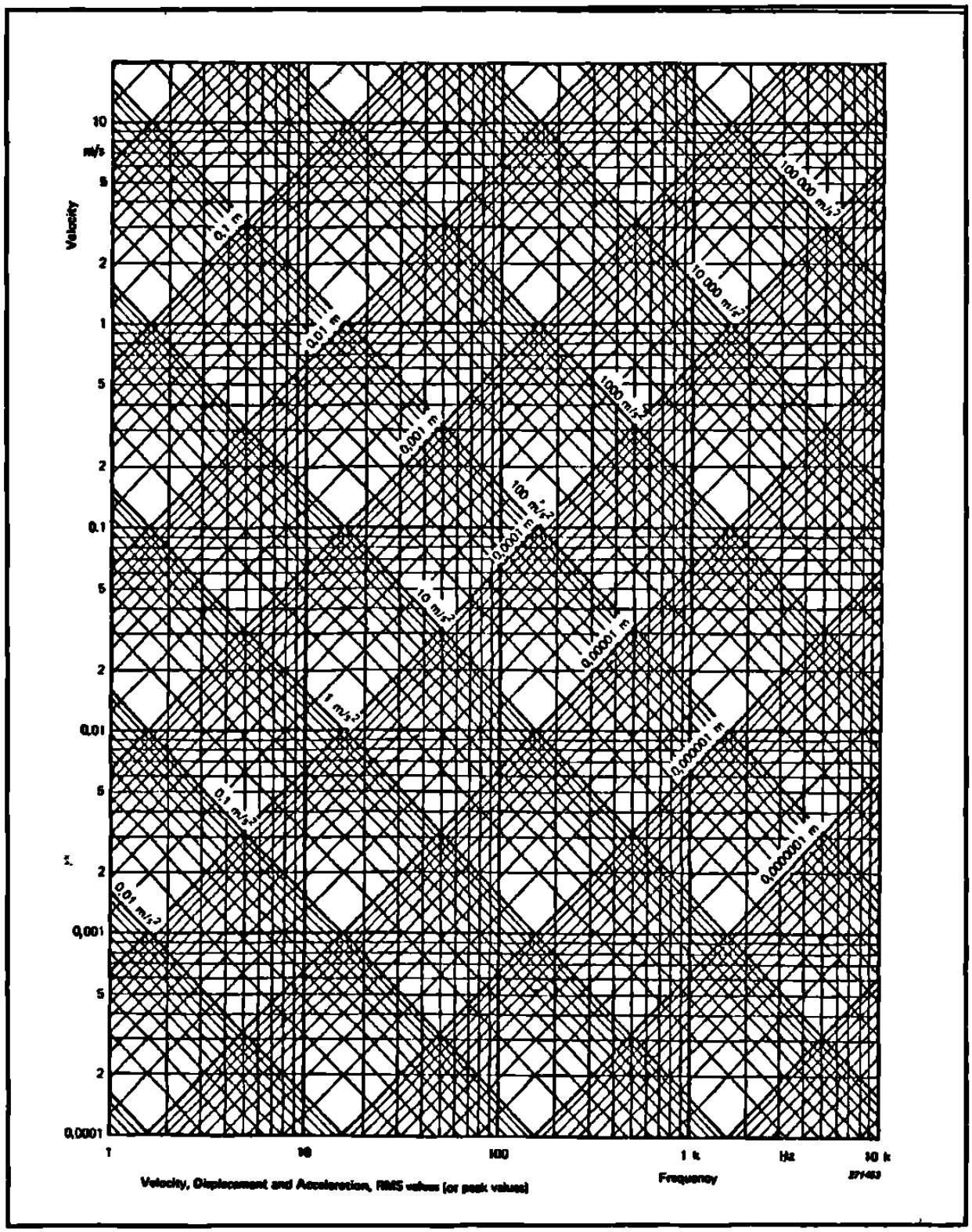


Tabla 8.5. TABLA DE DIAGNOSTICO

CAUSA	AMPLITUD	FRECUENCIA	FASE	OBSERVACIONES
Desbalance mecánico	Proporcional al debalance gran amplitud en dirección radial	1 X R. P. M.	Estroboscopio observa una sola marca	Probablemente más común en la industria
Desalineamiento en coples, chumaceras y flecha arqueada	Gran amplitud en dirección axial, 50% ó más de la dirección radial	1 X R. P. M. 2 X R. P. M. 3 X R. P. M. Algunas veces	Estroboscopio observa una, dos y tres veces la marca	Para un diagnóstico mejor utilice relojes indicadores. Si corrige las chamuceras antifricción y el alineamiento y la vibración persiste, entonces efectuar balanceamiento
Chumacera antifricción en mal estado	Inestable, mejor captar vectores de velocidad	Muy alta. Varias veces las R. P. M.	Errática	Las fallas en chamuceras o balros antifricción generan vibración de alta frecuencia
Engranes en mal estado	Mínimo, captar lecturas de velocidad	Alta frecuencia el número de dientes X R. P. M.	Errática	Usualmente la vibración genera ruido
Anclado flujo de máaquina		2 X R. P. M.	Se observan dos marcas	Usualmente acompañada por desbalance y desalineamiento mecánico
Problema eléctrico	Desaparece al cortar la corriente	1 X. R. P. M. ó 2 X. la frecuencia eléctrica	Una sola marca ó múltiplos de la frecuencia eléctrica	Si la vibración se reduce violentamente, cuando el interruptor es quieto, luego el el problema es eléctrico
Mala instalación de bandas	Errática ó pulsante	1 X 2 X 3 X 4 R. P. M. de las bandas	Usualmente inestable	El estroboscopio puede observar estado de la banda
Fuerzas hidráulicas y aerodináamicas		1, 2, 3, 4 y hasta 5 R. P. M.		Vibración puede ser reducida por cambio de diseño interno o aislamiento vibratorio