

**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE
MÉXICO**

9
2ej

**FACULTAD DE ARQUITECTURA
DIVISION DE ESTUDIOS DE POSGRADO**

ACÚSTICA ARQUITECTONICA

**PARA OBTENER EL TITULO DE :
MAESTRIA EN ARQUITECTURA**

**PRESENTA:
SAAD ELJURE, EDUARDO
ASESOR: AGUIRRE CARDENAS, JESUS**

1996

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central

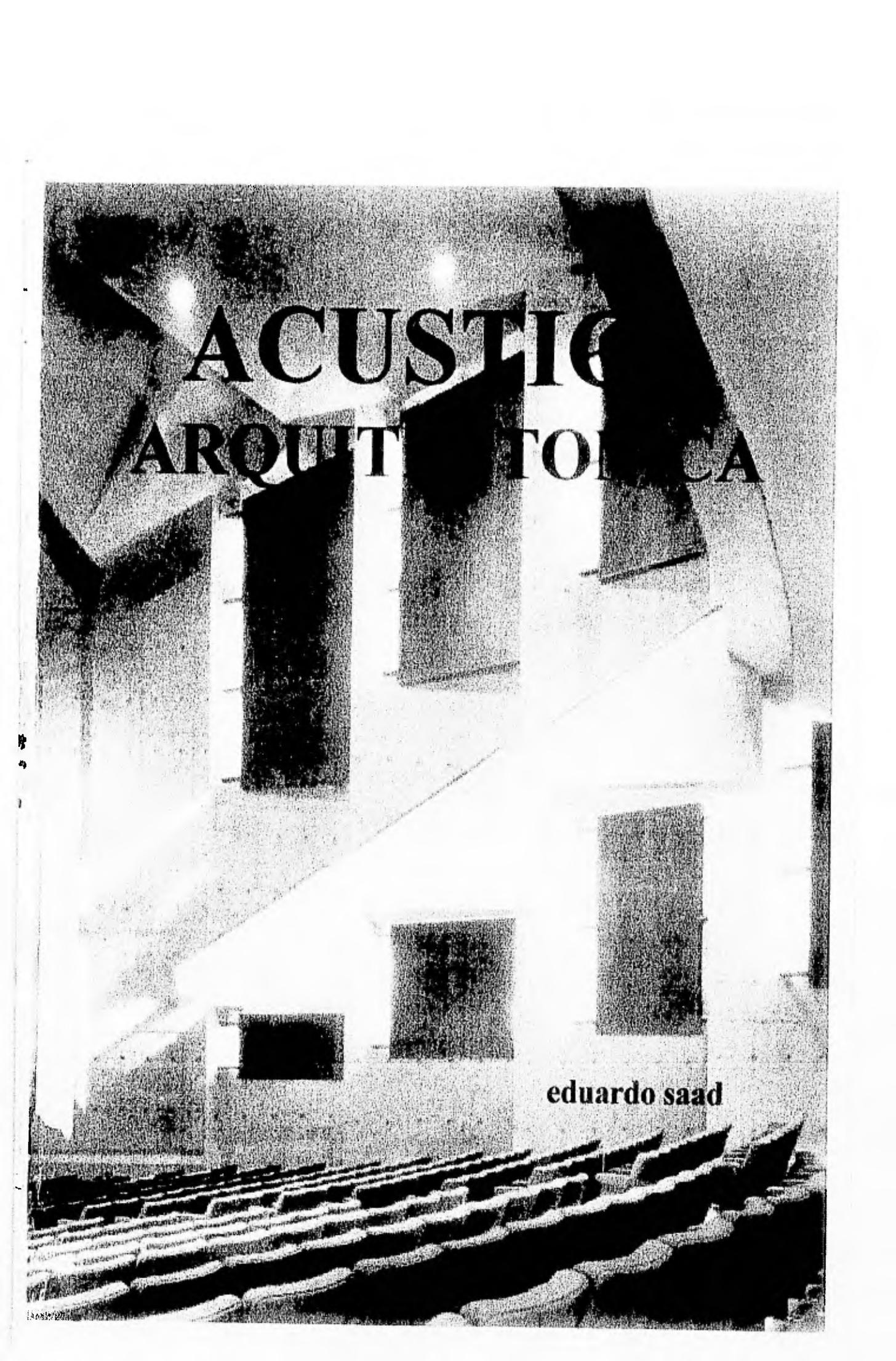


UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



ACUSTIC ARQUITECTONICA

eduardo saad

Este trabajo está escrito para el Arquitecto que desea resolver los problemas de Acústica Arquitectónica. El material está clasificado en niveles técnicos, empezando con los fundamentos del sonido en el aire, escalas que se usan para medir el sonido, mediciones y análisis del sonido, Acústica en los espacios habitables; seguido por el criterio para controlar el ruido.

Mucho de este material ha sido desarrollado por los cursos que se imparten en la clase de acústica arquitectónica desde 1966 en la Facultad de Arq. de la Universidad Nacional Autónoma de México. Otros materiales fueron obtenidos en los libros, las investigaciones y de la práctica a través de asesorías propias.

Desco expresar mi agradecimiento al M. en PDG. y Arq. Jesús Aguirre Cárdenas que me motivó con sus amables pláticas a llevar a cabo la maestría y este trabajo. Así mismo quisiera agradecer también a mis maestros, sinodales y en especial al Ing. Mamiel de Anda (q.e.p.d.), que me introdujo en este campo con sus sabios conocimientos. A mis padres, esposa e hijos por su apoyo y a Angélica Casas por su cooperación en el arreglo de este trabajo.

SINODALES:

M. EN PDG. Y ARQ. JESÚS AGUIRRE CÁRDENAS

M. EN ARQ. FRANCISCO REYNA GÓMEZ

DR. ÁLVARO SÁNCHEZ GONZÁLEZ

M. EN ARQ. ENRIQUE SANABRIA ATILANO

M. EN ARQ. GABRIEL MÉRIGO BASURTO

PRESENTACIÓN

De acuerdo con los lineamientos que establece la Universidad Nacional Autónoma de México, por llevar a cabo la creación de investigaciones que establezcan el contacto entre investigadores, profesores, estudiantes y profesionistas, he elaborado este trabajo como una guía que pueda informar y orientar a los alumnos y profesionales de la Facultad de Arquitectura en el campo de la **Acústica Arquitectónica**, tema apasionante, y joven, tan necesario hoy en día, con amplias perspectivas de aplicación en el campo de la arquitectura, ya que esta ciencia es necesaria para proyectar espacios o recintos en donde el ser humano desarrolla sus actividades.

Durante las últimas décadas, hemos realizado en nuestro país la construcción masiva de escuelas, viviendas, hoteles, hospitales, teatros, auditorios, etc. En muchos casos la mayoría de estos edificios construidos no pueden cumplir satisfactoriamente sus funciones debido a la falta de estudio o de la aplicación de los conocimientos de la acústica arquitectónica, es decir, del comportamiento del sonido en relación con el diseño de los espacios y con respuesta acústica de los materiales. Esto muchas veces provoca que los locales diseñados para un uso determinado, no sean adecuados y, en primera instancia se modifiquen, pero al ver que el local no cumple con ningún uso, se abandone, y al cabo de varias décadas, se tenga que demoler, así, por ejemplo, vemos auditorios que se usan para ferias o exposiciones industriales; teatros que terminan como bodegas; en general espacios que terminan sin ningún uso determinado.

El alto costo que se emplea para la construcción de estos espacios hace pensar en una falta de ética de los profesionistas por tal motivo, surgió la inquietud para elaborar la presente tesis que, además de servir para lograr el grado de maestría en tecnología dentro de la Facultad de Arquitectura pueda ser utilizada como manual de consulta por los estudiantes de nuestra facultad, por nuevos maestros y por profesionistas. También pretendo que este trabajo cree la posibilidad de que se restablezca la materia **Control del Medio Ambiente "Acústica Arquitectónica"** para la preparación de los nuevos profesionistas, ya sea a nivel licenciatura o posgrado.

INTRODUCCIÓN

La Acústica Arquitectónica puede ser definida como una parte de la ciencia física que estudia la generación, propagación y transmisión del sonido en todos los espacios cerrados o abiertos donde realiza sus actividades el ser humano (casa habitación, hospitales, escuelas, etcétera).

Esta ciencia, relativamente nueva, avanza con nuevos pasos a la vida moderna, la correcta aplicación de los principios de esta materia puede mejorar considerablemente la calidad de vida; (por ejemplo algunos sonidos son deseables y se necesita que sean enfatizados o realzados, la música en la sala de conciertos, la voz del conferencista en una sala de debates, etc.) otros sonidos son altamente molestos y no deseables (conocidos como ruidos) y se necesita que sean reducidos (el ruido en el taller de la fábrica, el ruido desde los límites del vecindario en la madrugada o en la noche etc.).

En muchos países se han establecido reglamentos mínimos para los niveles de ruido permitido en ciertos ambientes (en la casa, en el trabajo, etc.). esto es posible definiendo las propiedades acústicas mínimas aceptables de los elementos en los edificios (muros, losas, puertas, ventanas, etc.) y el aislamiento sonoro mínimo aceptable que debiera existir entre habitaciones vecinas. Algunas veces, estos reglamentos han sido simples recomendaciones y otras, exigencias de la ley.

En cualquier diseño inicial, a menudo puede ahorrar mucho tiempo, esfuerzo y dinero, una meditación cuidadosa acerca de las propiedades acústicas propuestas en conjunto con los resultados de mediciones acústicas a maquetas, y a muestras de los materiales propuestos.

En muchos casos es frecuente que se tenga que llevar a cabo cambios en los acabados de los edificios para, así, mejorar sus condiciones acústicas. Para hacer esto con eficiencia, es necesario realizar mediciones preliminares antes de que se tenga que practicar remedios costosos y tardíos.

En el primer capítulo de este trabajo se da una breve descripción de los conceptos y definiciones más importantes para entender la Acústica Arquitectónica. En el capítulo dos, se examina con detalle la acústica de los recintos. En el capítulo tres se maneja la acústica en los edificios y la transmisión del sonido en el aire y, también, la transmisión de impactos a través de la estructura. En el capítulo cuatro, se describe algunos de los criterios de ruido más importantes, así como los reglamentos pertinentes que son usados en la Acústica Arquitectónica.

TESIS

COMPLETA

ÍNDICE

PRESENTACIÓN

INTRODUCCIÓN

CAPÍTULO I FUNDAMENTOS Y DEFINICIONES

1.1	Naturaleza del Sonido	1
1.2	Terminología de la Onda	2
	Onda Plana	2
	Onda Divergente	2
	Onda Esférica	2
	Onda Progresiva	2
	Onda Estacionaria	2
1.3	Frecuencia del Sonido	4
1.4	Velocidad del Sonido	4
1.5	Longitud de Onda	5
1.6	Desplazamiento	6
1.7	Amplitud	6
1.8	Velocidad de las Partículas	6
1.9	Presión Sonora	6
1.10	Impedancia Acústica Específica	6
1.11	Decibel	7
1.12	Pico, Promedio y R.M.S.	8
1.13	Densidad de la Energía	9
1.14	Intensidad	9
1.15	Nivel de intensidad	10
1.16	Nivel de presión sonora	10
1.17	Nivel de potencia sonora	12
1.18	Fuentes Sonoras: Teóricas y Prácticas	13
1.19	Monopolo o Simple Fuente Sonora	13
1.20	Dipolar	15
1.21	Patrón de Direccionalidad	17
1.22	Factor e Índice de Direccionalidad	19
1.23	Campo Sonoro de una Fuente Sonora	20
1.24	El oído	24
1.25	Sonoridad, Fones y Sones	27
1.26	Sonómetros (decibelímetro y compensaciones de uso)	29

CAPÍTULO II ACÚSTICA DE LOS RECINTOS

2.1	Definición de Acústica de Cuarto	31
2.2	Acústica de Cuarto Geométrica	31
2.3	Crecimiento y Decadencia del Sonido en un Cuarto	33
2.4	Tiempo de Reverberación	34
2.5	Coefficientes de Absorción	35
2.6	Derivación de la Fórmula para Tiempo de Reverberación	36
2.7	Teoría de las ondas en la Acústica de Recintos	38
2.8	Principios de Diseño de Cuartos y Auditorios	46
2.9	Diseño de Salas para la Voz	51
2.10	Diseño de Locales para Música	55
	Sonoridad	55
	Reverberación	55
	Definición	56
	Plenitud de Tono	56
	Defectos Obvios	56
	Presencia o Intimidad Acústica	56
	Criterio de los Músicos	57
2.11	Reflectores, Absorbentes y Resonadores	57
	Reflectores Sonoros	57
	Absorbentes Sonoros.	58
	Paneles Absorbentes de Sonido	60
	Resonadores	61
	Paneles Absorbentes Perforados	63
	Absorbentes Funcionales	65

CAPÍTULO III ACÚSTICA EN LOS EDIFICIOS

3.1	Introducción	66
3.2	Generación Mecánica del Sonido	66
3.3	Aislamiento Sonoro	66
3.4	Aislamiento Sonoro por el Aire	67
3.5	Aislamiento Sonoro de Impacto	71
3.6	Índice de Reducción de Sonido a través del Aire para un Muro Sólido Homogéneo	73
3.7	Efecto de Coincidencia	75
3.8	Métodos para el Mejoramiento de Aislamiento Sonoro a través del aire de los Elementos de los Edificios	77
	Amortiguamiento	77
	Elementos de doble hoja	77
	Transmisión de flanco	80
	Puertas	81
	Muros y ventanas exteriores	81
	Entrepisos	83
	Pisos flotantes	83
	Plafones	86
	Filtraciones acústicas	86
	Construcción no continua	88
3.9	Control de la vibración	91
3.10	Sistemas de ventilación y acondicionamiento de aire	93
	Cámaras plenas	94
	Ductos con material absorbente	95

CAPÍTULO IV**CRITERIO PARA EL CONTROL DE RUIDO Y AISLAMIENTO SONORO**

4.1	Introducción	96
4.2	Daño auditivo	97
4.3	Curvas de criterio de ruido y evaluación de ruido	99
4.4	Ruido en el hogar	105
4.5	Aislamiento sonoro entre habitaciones	106
	Ejemplos de recomendaciones nacionales:	107
	Gran Bretaña	107
	Alemania	109
	Dinamarca	110
	México	112

CAPÍTULO V	CONCLUSIONES	113
-------------------	---------------------	-----

Capítulo I

FUNDAMENTOS Y DEFINICIONES

1. FUNDAMENTOS Y DEFINICIONES

1.1 LA NATURALEZA DEL SONIDO.

El sonido es la sensación que el oído humano percibe como resultado de una rápida fluctuación en la presión del aire. Estas fluctuaciones son creadas por un objeto vibrante que mueve las ondas longitudinales en el aire.

La mayoría de las personas tienen alguna idea intuitiva de lo que constituye una onda: por ejemplo, han visto en el océano como las olas rompen contra las playas, así, podemos afirmar que las ondas sonoras son un tipo particular de ondas conocidas como ondas elásticas, las ondas elásticas pueden ocurrir en un medio que posee propiedades de masa y elasticidad, si una partícula es desplazada sobre un medio, las fuerzas elásticas presentes tenderán a mover las partículas a su posición original. El término "partícula de un medio" denota un volumen lo suficientemente grande para contener millones de moléculas, de tal modo que puede considerarse como un fluido continuo, también denota un volumen lo suficientemente pequeño de tal modo que las variables acústicas como presión, densidad y velocidad, pueden ser consideradas como constantes dentro del mismo elemento volumétrico.

La partícula desplazada procesa inercia y puede transferir un momento a las partículas vecinas, la perturbación inicial puede ser propagada a través de todo el medio.

Se pueden hacer varias analogías entre la propagación de una onda sonora y la propagación de olas en la superficie de un estanque, por ejemplo ambas perturbaciones viajan desde la fuente a una velocidad constante; ambas perturbaciones viajan por medio de un cambio de momento; no hay transferencia neta de materia desde la fuente sonora, así como tampoco flujo neto de fluido en el estanque.

Lo que las distingue es principalmente, que las olas están propagadas por ondas transversales (lo que significa que la velocidad de la partícula forma un ángulo recto con la dirección de propagación) y el sonido en el aire es propagado por ondas longitudinales (lo que significa que la velocidad de la partícula aparece en la dirección de propagación).

1.2 TERMINOLOGÍA DE LA ONDA

Hay varios términos comúnmente usados para describir la naturaleza de propagación de una onda sonora. Algunos de ellos los más importantes, son definidos a continuación.

ONDA PLANA

Cuando el frente de una onda sonora se propaga paralelo a cada uno de los otros frentes, entonces la onda sonora es conocida como onda sonora plana ej.: la onda sonora producida por un pistón oscilante en un gran cilindro.

ONDA DIVERGENTE

Una onda sonora divergente es aquella donde la energía sonora es esparcida sobre una mayor área según se va alejando de la fuente sonora. Ej.: la intensidad sonora disminuye según se aleja la onda de la fuente sonora.

ONDAS ESFÉRICAS

Una onda sonora esférica es producida por una fuente sonora que radia igual cantidad de energía sonora en todas direcciones. Ej.: una fuente monopolar.

ONDAS PROGRESIVAS

La onda es designada como progresiva cuando hay una transferencia de energía en la misma dirección de propagación de la onda sonora.

ONDA ESTACIONARIA

La onda estacionaria es producida por la interferencia de dos o más ondas sonoras que da un patrón de presión máximo y mínimo, que a su vez es estable con el tiempo. Ej.: pueden haber ondas estacionarias en tubos, instrumentos musicales, tubos de órgano y en grandes volúmenes con muros paralelos.

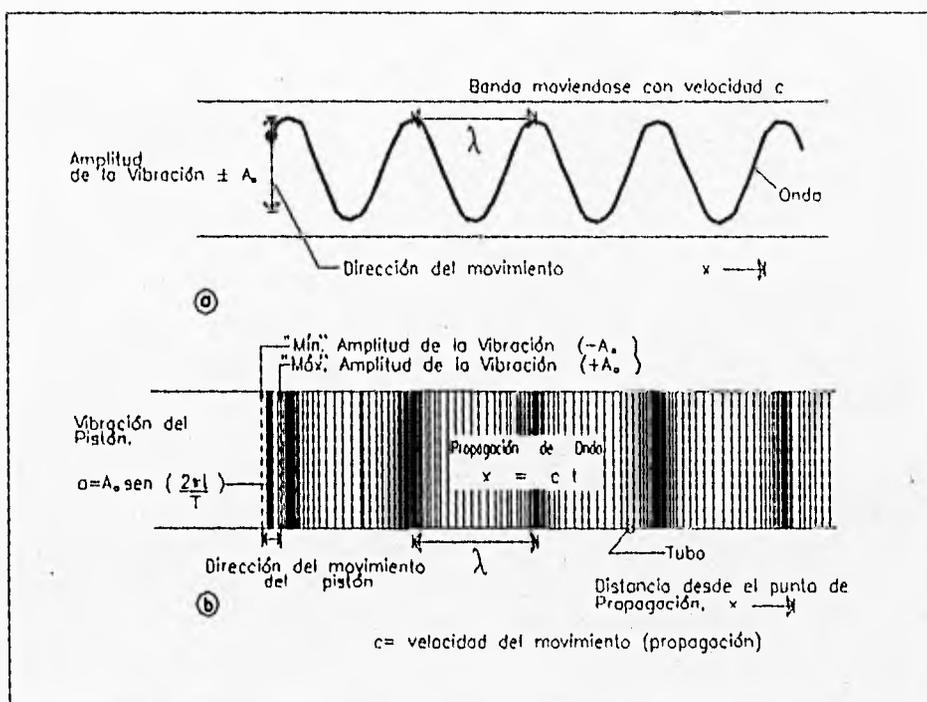


Fig. 1.1

1.3 FRECUENCIA DEL SONIDO

Consideremos el aire cerca de una superficie de cierto objeto vibrante por ejemplo un pistón en un tubo, un diapasón, un diafragma de bocina, etc.; la serie de compresiones y depresiones producidas por el movimiento de un objeto constituye una onda, la frecuencia es determinada por la oscilación de un objeto; cuando esa oscilación se repite se dice que ha completado un ciclo. El número de ciclos por segundo es llamado frecuencia, (F). La unidad de frecuencia es el hertz, 1 hertz = 1c/s, el tiempo que toma una oscilación en repetirse se le llama período (T), la frecuencia se determina por la siguiente relación:

$$F = 1 / T \quad (1.1)$$

En la figura 1.1 se muestra la relación entre compresiones y depresiones y la variación de presiones producidas por un pistón vibrante. Algunas veces es útil expresar la frecuencia en términos de frecuencia angular para una vibración de frecuencia, la frecuencia angular correspondiente (W) es:

$$W = 2 \pi \cdot F \quad (1.2)$$

1.4 VELOCIDAD DEL SONIDO

La velocidad de propagación del sonido depende de la masa y elasticidad del medio. La elasticidad del aire es determinada por experimentación y es una constante multiplicada por la presión atmosférica. La constante, (g) se encuentra en relación con el calor específico del aire a una presión constante y a un volumen constante. Los acústicos normalmente trabajan sobre una gama de temperaturas muy limitada, por tal motivo se usa la siguiente relación:

$$c = \sqrt{1.4 P_0 / \rho} \quad (1.3)$$

Donde :
 P_0 = Presión atmosférica
 ρ = Densidad del aire

Si asumimos que el aire es un gas ideal, entonces la velocidad del sonido depende solamente de la temperatura absoluta del aire de acuerdo con la siguiente ecuación:

$$c = 332 \sqrt{1 + t / 273} \quad (1.4)$$

Donde :
 t = Temperatura del aire (0 °C)
 c = Velocidad del sonido (m/s)

En temperaturas de recintos normales la velocidad del sonido es aproximadamente 340 m/s.

1.5 LONGITUD DE ONDA

La longitud de onda, (λ) es la distancia entre dos sucesivas presiones máximas o entre dos sucesivas presiones mínimas en una onda plana a la relación entre λ , c , y f es:

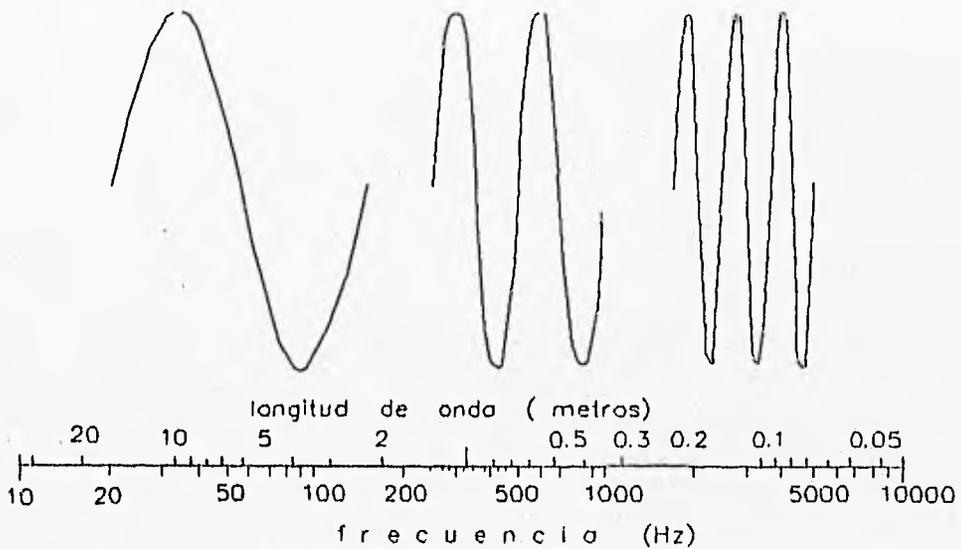
$$c = \lambda f \quad (1.5)$$

λ = longitud de onda

c = velocidad de propagación de sonido

f = frecuencia

En el monograma de la figura 1.2 se muestra una longitud correspondiente a una frecuencia particular.



Relación entre longitud de onda y frecuencia

Fig. 1.2

1.6 DESPLAZAMIENTO

El desplazamiento de la partícula, es la distancia entre la posición instantánea de una partícula y su posición media.

1.7 AMPLITUD

El desplazamiento máximo experimentado por una partícula vibrante es conocida como la amplitud de la vibración. La amplitud de la vibración de las ondas sonoras en el aire son muy pequeñas en la partícula, la gama de amplitudes varían desde 10^{-7} mm hasta unos cuantos milímetros. La amplitud más pequeña corresponde al sonido que es apenas perceptible por el oído y la amplitud más grande es el límite perteneciente a cuando el oído sufre daño.

1.8 VELOCIDAD DE LA PARTÍCULA

La diferenciación del desplazamiento de la partícula con respecto al tiempo origina la velocidad de la partícula. Esta propiedad de la onda sonora puede ser medida directamente por medio de la técnica clásica desarrollada por Lord Rayleigh conocida como el disco de Rayleigh. Sin embargo, este método es, tedioso y de muy poca importancia práctica.

1.9 PRESIÓN SONORA

Las variaciones de presión producidas cuando una onda sonora se propaga en el aire son muy pequeñas comparadas con la presión atmosférica estática. El sonido más bajo en intensidad que un joven adulto puede detectar corresponde a una presión sonora de 0.00002 Pa ($1\text{Pa} = 1\text{N/m}^2$). Esta presión sonora es sobrepuesta a la presión atmosférica ambiente que es del orden de 100,000 Pa. El concepto de presión sonora es extremadamente importante, porque de todas las cantidades que pueden ser usadas para caracterizar el "esfuerzo" de una onda sonora (velocidad de la partícula, intensidad sonora, etc.) la presión sonora es la que necesariamente debe medirse.

1.10 IMPEDANCIA ACÚSTICA ESPECÍFICA

Para una forma de onda sinusoidal (el movimiento de vaivén más simple de una partícula), la relación de la presión acústica en un medio, asociada a la velocidad de la partícula que es definida como la **impedancia acústica específica de un medio** para algún tipo particular de movimiento de onda que esté presente.

La impedancia específica (z) para ondas planas es una cantidad real (ej.: no compleja) de magnitud ρc donde ρ es la densidad del medio y c es la velocidad del sonido en el medio. La unidad de impedancia acústica específica (IS) es el rayl, que está expresada en $N.s/m^3$. Como el producto ρc es una característica propia del medio, el producto es también referido como una característica de impedancia del medio, a temperatura y presión normal (ej. 20° C y 100,000 Pa). La impedancia acústica específica del aire tiene un valor de 415 rayls.

Sin embargo, la impedancia acústica específica de un medio es una cantidad real para ondas progresivas planas, pero no para ondas estacionarias planas o para ondas divergentes. En general (z) ambas ondas se procesarán en una parte real (r) y otra imaginaria, (jx) así, tenemos que:

$$z = p / v = r + jx \quad (1.6)$$

Donde:

- $r =$ Resistencia acústica específica.
- $x =$ Reactancia acústica específica del medio para el movimiento de onda particular considerado.

Cuando se trabaja con ondas estacionarias como por ejemplo en la aplicación de la ecuación de la onda a ciertos problemas en recintos acústicos, son importantes los conceptos de impedancia acústica y de absorción de la energía del sonido.

1.11 DECIBEL

En investigaciones teóricas de los fenómenos acústicos, es conveniente expresar la presión sonora, intensidad sonora y potencia sonora en pascales (Pa), W/m^2 y W , respectivamente. Para mediciones prácticas es usual expresar estas cantidades usando escalas logarítmicas, hay varias razones para usar estas escalas. Una es consecuencia de la variación tan amplia de las presiones sonoras e intensidades, por ejemplo la gama de intensidades audibles es desde $1/1000,000,000,000$ hasta $10 W/m^2$. El uso de escalas logarítmicas comprime la gama de números requeridos para describir esta amplia variación de intensidades. Otra razón es que el oído humano juzga subjetivamente la sonoridad relativa de los sonidos por la relación de sus intensidades, esto es un comportamiento logarítmico.

La escala logarítmica más comúnmente empleada para describir niveles sonoros es la de decibeles. Un decibel es la energía o la relación de potencia (r) definida por:

$$\text{Log } r = 0.1 \quad (1.7)$$

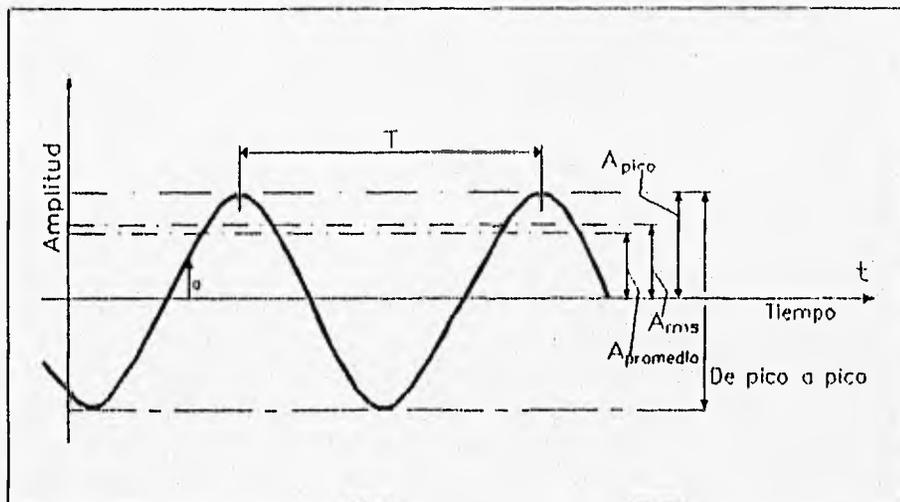
Para relaciones de presión de sonido ó de velocidad de partículas la definición es:

$$\text{Log } r = 0.05$$

La característica principal del decibel como unidad es que es una medición relativa y que cada cantidad medida en decibeles es expresada como una relación de la presión real sobre la presión, potencia o intensidad de referencia o cualquier otra cantidad considerada. Cuando son usados los decibeles es una buena práctica usar la palabra "nivel", por ejemplo: nivel de presión sonora, nivel de potencia sonora, etc. pues esto recuerda que la medición es una cantidad relativa a un nivel de referencia.

1.12 PICO, PROMEDIO Y RMS

Cuando medimos una cantidad que varía con el tiempo, tal como niveles de presión sonora, es necesario establecer si la medida representa el pico, promedio ó rms de la señal. La relación entre estas tres mediciones para una señal sinusoidal es observada en la figura 1.3.



Señal senosoidal y su relación entre valores rms, promedio y pico

Fig. 1.3

El RMS (Root Mean Square) (la raíz cuadrada del promedio de los cuadrados) es el valor más comúnmente usado porque tiene una relación directa como contenido de energía de la señal. El valor RMS de una señal es definido como:

$$A_{\text{rms}} = \sqrt{1/T \int_0^T a^2(t) dt} \quad (1.8)$$

El valor promedio de la señal es:

$$A_{\text{prom}} = 1/T \int_0^T |a| dt \quad (1.9)$$

El valor pico, (A_{pico}) es el valor máximo de la amplitud que la señal alcanza en un período de tiempo T .

Para casos especiales de una senoide pura, la relación entre estos tres valores es:

$$A_{\text{rms}} = [1/(2\sqrt{2})]A_{\text{promedio}} = [1/\sqrt{2}]A_{\text{pico}} \quad (1.10)$$

1.13 DENSIDAD DE LA ENERGÍA

Una onda sonora contiene energía cinética, como una consecuencia de la velocidad de la partícula, y una energía potencial como resultado de la presión sonora. Esta energía se propaga con la velocidad del sonido, la onda sonora, por lo tanto, transporta energía mecánica. La cantidad de energía por unidad de volumen de una onda sonora es medida por una cantidad conocida como "la densidad de energía". Para una onda sonora plana, la densidad de energía (E) por unidad de volumen es definida por:

$$E = P_{\text{rms}}^2 / \rho c^2 \quad (1.11)$$

Donde:

P_{rms} = Cuadrado del promedio de la presión sonora (Pa)

ρ = Densidad del aire (kg./m³)

c = Velocidad del sonido (m/s)

E = Densidad de la energía (W s/m³)

1.14 INTENSIDAD

La intensidad (I) de una onda sonora es definida como el valor medio de la energía acústica que cruza una unidad de área (perpendicular a la dirección de propagación) en la unidad de tiempo. A diferencia de la expresión de la densidad de la energía, la expresión para la intensidad es diferente para cada tipo de campo sonoro.

Para cualquier onda libre progresiva:

$$I = P_{\text{rms}}^2 / \rho c \quad (1.12)$$

La intensidad de un campo sonoro difuso frente a los muros de un recinto es:

$$I = P_{\text{rms}}^2 / 4\rho c \quad (1.13)$$

Donde:

P_{rms}^2 = Media cuadrática de la presión sonora (Pa)

ρ = Densidad del aire (Kg./m³)

c = Velocidad del sonido (m/s)

I = Intensidad (W/m²)

1.15 NIVEL DE INTENSIDAD

El nivel de intensidad (IL) de una intensidad sonora (I) es definida por

$$IL = 10 \log (I / I_0) \quad (1.14)$$

Donde IL es expresada en decibelios, I_0 es la intensidad de referencia que comúnmente se toma como 10^{-12} W/m²

1.16 NIVEL DE PRESIÓN SONORA

El nivel de presión sonora, (SPL) de un sonido es la raíz cuadrada de la media de las presiones al cuadrado (P_{rms})

$$SPL = 20 \log (P_{\text{rms}} / P_0) \quad (1.15)$$

Donde SPL es expresada en decibelios y P_0 es el nivel de presión sonora de referencia 0.00002 Pa. Se eligió este valor, ya que corresponde aproximadamente a la presión sonora del sonido más débil que un oído puede detectar en un ambiente sin ruidos. El nivel de presión sonora es la cantidad que es medida cuando un micrófono es colocado en un campo sonoro. El instrumento portátil usado para medir SPL es conocido como **medidor de presión sonora, decibelímetro o sonómetro**. Algunos niveles de presión sonora se muestran en la Figura 1.4.

ALGUNOS NIVELES DE PRESIÓN SONORA

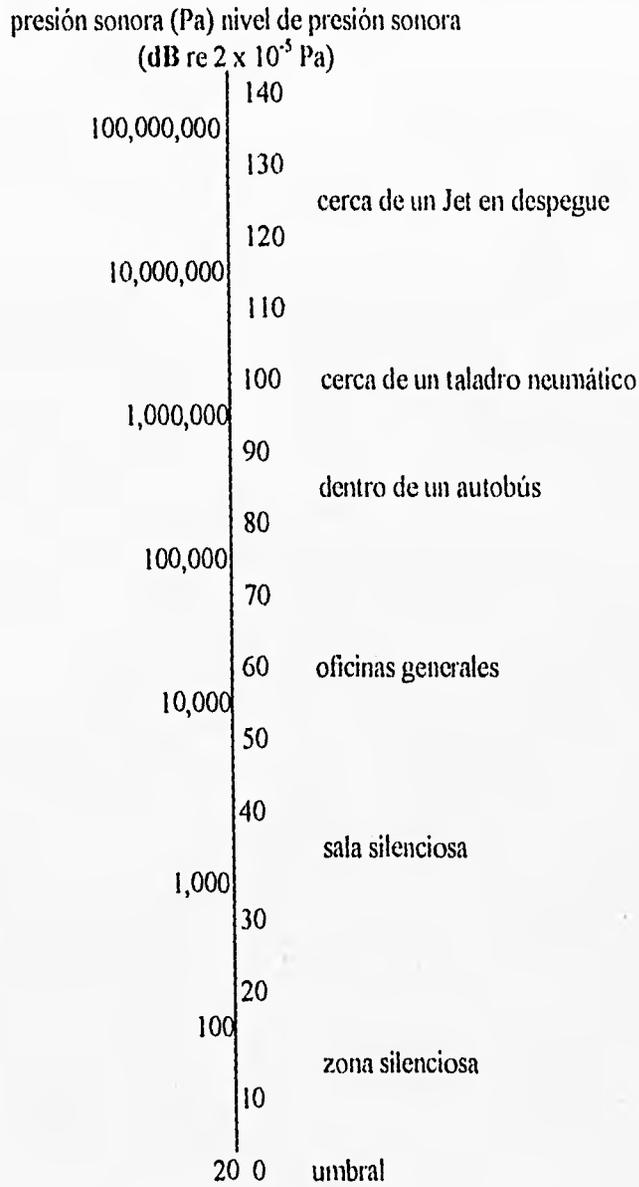


Fig. 1.4

1.17 NIVEL DE POTENCIA SONORA

El nivel de potencia sonora (SWL o L_w) es una medida de la energía que emana una fuente sonora. El SWL es definido por:

$$SWL = 10 \log (W/W_0) \quad (1.16)$$

Donde SWL es expresado en decibeles, W es la potencia acústica y W_0 es la referencia de potencia acústica de 10^{-12} W. Cuando se establece el nivel de molestia de ruido de una máquina o de un aparato doméstico. No es suficiente determinarlo solamente como nivel de presión sonora medida en decibeles escala "A" compensada, pues el nivel medido es dependiente del ambiente que lo rodea. Esta dependencia se ha conocido durante muchos años y en consecuencia es generalmente aceptado que la potencia sonora emitida por una máquina debería ser determinada como la indicación fundamental de la salida de ruido y es virtualmente independiente de su medio. Algunas salidas de potencia sonora de varias fuentes se muestran en la Figura 1.5.

ALGUNOS NIVELES DE POTENCIA TÍPICOS

Potencia (Watts)	Nivel de potencia (dB re 10^{-12} W)	
100,000,000	200	coheste Saturno (50,000,000 W)
1,000,000	180	
10,000	160	avión 4 jets (50,000 W)
100	140	
1	120	orquesta grande (10 W) martillo neumático (1 W)
0.01	100	grito (0.001 W)
0.001	80	
0.000,001	60	conversación (20×10^{-6} W)
0.000,000,01	40	
0.000,000,000,1	20	cuchicheo (10^{-9} W)
0.000,000,000,001	0	

Fig. 1.5

Por esto, para radiaciones esféricas el SPL decrece por $20 \log(2) = 6$ dB cada vez que la distancia es duplicada. Este resultado es conocido como "la ley del cuadrado de los inversos".

La presión media al cuadrado medida a una distancia r desde una esfera de un radio promedio y pulsado con una frecuencia f , asumiendo que $ka \ll 1$ rad., es dado por:

$$P^2 = 1/16 (\rho c k Q / 4\pi r)^2 \quad (1.19)$$

Donde:

$k = 2\pi f / c$ número onda (rad/m)

$c =$ velocidad del sonido (m/s)

$\rho =$ densidad del aire (kg./m³)

$Q =$ fuerza de la fuente (m³/s)

$r =$ distancia de la fuente sonora (m)

La fuerza de la fuente (Q) es definida como el producto del área superficial y la amplitud de la velocidad rms de la superficie (U) que es

$$Q = 4\pi a^2 U \quad (1.20)$$

Las cantidades Q , p y U deben estar en las mismas unidades, y en el mismo tipo de evaluación, por ejemplo: todos los sistemas de medición deben darse en promedios, picos o en rms.

La intensidad, (I) de las ondas sonoras producidas por una fuente monopolar es

$$I = P^2_{ms} / \rho c \quad (1.21)$$

De las ecuaciones anteriores se observa que en ambas la presión media al cuadrado y la intensidad decrece según se aleja de la fuente, en una proporción al cuadrado de la distancia. La potencia sonora (W) radiada por una fuente es

$$W = \rho c k^2 Q^2_{ms} / 4\pi \quad (1.22)$$

Independiente de la distancia por el principio de la conservación de la energías probablemente la fuente práctica más simple que se comporta como un monopolar sea una bocina montada en un recinto absorbente especial y que esté en un espacio libre, cuando la longitud de onda del sonido producido sea mucho más grande que las dimensiones de la fuente por ejemplo: $ka \ll 1$, las presiones sonoras medidas a distancias desde la fuente, tales como $r \gg a$; son las mismas para todas las fuentes de igual eficacia a pesar de la superficie radiada.

1.18 FUENTES SONORAS - TEÓRICAS Y PRACTICAS

Las fuentes sonoras con respecto a la acústica arquitectónica son muy variadas (bocinas, máquinas, la voz, instrumentos musicales, etc.).

Las características y los patrones de direccionalidad generados por cada tipo de fuente sonora puede variar considerablemente. Podría ser tedioso descubrir cada tipo de fuente sonora en términos teóricos. Por lo tanto es afortunado, que muchas fuentes sonoras puedan con buen grado de exactitud ser aproximadas por una o varias combinaciones de fuentes teóricas idealizadas, tales como: las fuentes sonoras monopulares o las bipolares.

1.19 FUENTE SONORA SIMPLE O MONOPOLAR

El tipo más sencillo de fuente sonora que genera ondas esféricas es una esfera pulsante. Esta fuente simétrica simple, o monopolar, produce ondas esféricas armónicas en cualquier medio que la rodea, siempre y cuando éste sea homogéneo e isotrópico. El comportamiento práctico de muchas de las fuentes sonoras, por lo tanto, se aproximan a las fuentes monopulares, sus dimensiones son pequeñas comparadas con la longitud de onda del sonido radiado. La distancia desde la fuente incrementa el área sobre la cual la energía es emitida y esparcida y consecuentemente, el resultado de la intensidad sonora es reducida.

Para las ondas armónicas radiadas por una fuente monopolar la intensidad del sonido es:

$$I = W/4\pi r^2 \quad (1.17)$$

DONDE:

I = Intensidad sonora (W/m^2)

W = Potencia sonora (W)

r = Distancia desde la fuente monopolar (m)

Con logaritmos de base diez y con la relación entre la intensidad y la presión sonora obtenemos:

$$\begin{aligned} SPL &= SWL - 20 \log (r) - 10 \log 4\pi \\ SPL &= SWL - 20 \log (r) - 11 \text{ dB} \end{aligned} \quad (1.18)$$

Donde:

SPL = Nivel de presión sonora re 2×10^{-5} Pa

SWL = Nivel de potencia sonora re 10^{-12} Watt

r = Distancia desde la fuente en m

1.18 FUENTES SONORAS - TEÓRICAS Y PRACTICAS

Las fuentes sonoras con respecto a la acústica arquitectónica son muy variadas (bocinas, máquinas, la voz, instrumentos musicales, etc.).

Las características y los patrones de direccionalidad generados por cada tipo de fuente sonora puede variar considerablemente. Podría ser tedioso descubrir cada tipo de fuente sonora en términos teóricos. Por lo tanto es afortunado, que muchas fuentes sonoras puedan con buen grado de exactitud ser aproximadas por una o varias combinaciones de fuentes teóricas idealizadas, tales como: las fuentes sonoras monopulares o las bipolares.

1.19 FUENTE SONORA SIMPLE O MONOPOLAR

El tipo más sencillo de fuente sonora que genera ondas esféricas es una esfera pulsante. Esta fuente simétrica simple, o monopolar, produce ondas esféricas armónicas en cualquier medio que la rodea, siempre y cuando éste sea homogéneo e isotrópico. El comportamiento práctico de muchas de las fuentes sonoras, por lo tanto, se aproximan a las fuentes monopulares, sus dimensiones son pequeñas comparadas con la longitud de onda del sonido radiado. La distancia desde la fuente incrementa el área sobre la cual la energía es emitida y esparcida y consecuentemente, el resultado de la intensidad sonora es reducida.

Para las ondas armónicas radiadas por una fuente monopolar la intensidad del sonido es:

$$I = W/4\pi r^2 \quad (1.17)$$

DONDE:

I = Intensidad sonora (W/m^2)

W = Potencia sonora (W)

r = Distancia desde la fuente monopolar (m)

Con logaritmos de base diez y con la relación entre la intensidad y la presión sonora obtenemos:

$$\begin{aligned} SPL &= SWL - 20 \log(r) - 10 \log 4\pi \\ SPL &= SWL - 20 \log(r) - 11 \text{ dB} \end{aligned} \quad (1.18)$$

Donde:

SPL = Nivel de presión sonora re 2×10^{-5} Pa

SWL = Nivel de potencia sonora re 10^{-12} Watt

r = Distancia desde la fuente en m

Por esto, para radiaciones esféricas el SPL decrece por $20 \log (2) = 6$ dB cada vez que la distancia es duplicada. Este resultado es conocido como "la ley del cuadrado de los inversos".

La presión media al cuadrado medida a una distancia r desde una esfera de un radio promedio y pulsado con una frecuencia f , asumiendo que $ka \ll 1$ rad., es dado por:

$$P^2 = 1/16 (pckQ/4\pi r)^2 \quad (1.19)$$

Donde:

- $k = 2\pi f/c$ número onda (rad/m)
- $c =$ velocidad del sonido (m/s)
- $p =$ densidad del aire (kg./m³)
- $Q =$ fuerza de la fuente (m³/s)
- $r =$ distancia de la fuente sonora (m)

La fuerza de la fuente (Q) es definida como el producto del área superficial y la amplitud de la velocidad rms de la superficie (U) que es

$$Q = 4\pi a^2 U \quad (1.20)$$

Las cantidades Q , p y U deben estar en las mismas unidades, y en el mismo tipo de evaluación, por ejemplo: todos los sistemas de medición deben darse en promedios, picos o en rms.

La intensidad, (I) de las ondas sonoras producidas por una fuente monopolar es

$$I = P^2_{ms}/pc \quad (1.21)$$

De las ecuaciones anteriores se observa que en ambas la presión media al cuadrado y la intensidad decrece según se aleja de la fuente, en una proporción al cuadrado de la distancia.

La potencia sonora (W) radiada por una fuente es

$$W = pck^2 Q^2_{ms}/4\pi \quad (1.22)$$

Independiente de la distancia por el principio de la conservación de la energías probablemente la fuente práctica más simple que se comporta como un monopolar sea una bocina montada en un recinto absorbente especial y que esté en un espacio libre, cuando la longitud de onda del sonido producido sea mucho más grande que las dimensiones de la fuente por ejemplo: $ka \ll 1$, las presiones sonoras medidas a distancias desde la fuente, tales como $r \gg a$; son las mismas para todas las fuentes de igual eficacia a pesar de la superficie radiada.

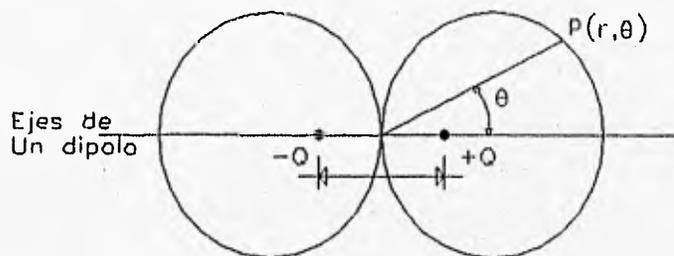
1.20 DIPOLAR

Si se considera una bocina montada en un gabinete abierto en la parte posterior, el patrón direccional producido será resultado de la radiación desde ambos lados del gabinete. Como las dimensiones del gabinete son más pequeñas, comparadas con la longitud de onda del sonido emitido, entonces el patrón de direccionalidad se aproxima a una dipolar o doble acústica. La situación puede ser tensada como dos monopoles de 180 grados fuera de fase, con una eficacia de fuente (Q) y separada por una pequeña distancia l ($kl \ll 1$). La presión sonora (P_d) producida por tal sistema a ese punto $p(r, \theta)$ es

$$P_d = (\rho c K^2 Q l / 4r) (\cos \theta) \quad (1.23)$$

Las unidades P_d y Q deben ser, del mismo tipo; por ejemplo: todos picos o todos rms, esta fórmula solamente es válida cuando $kr \gg 1$.

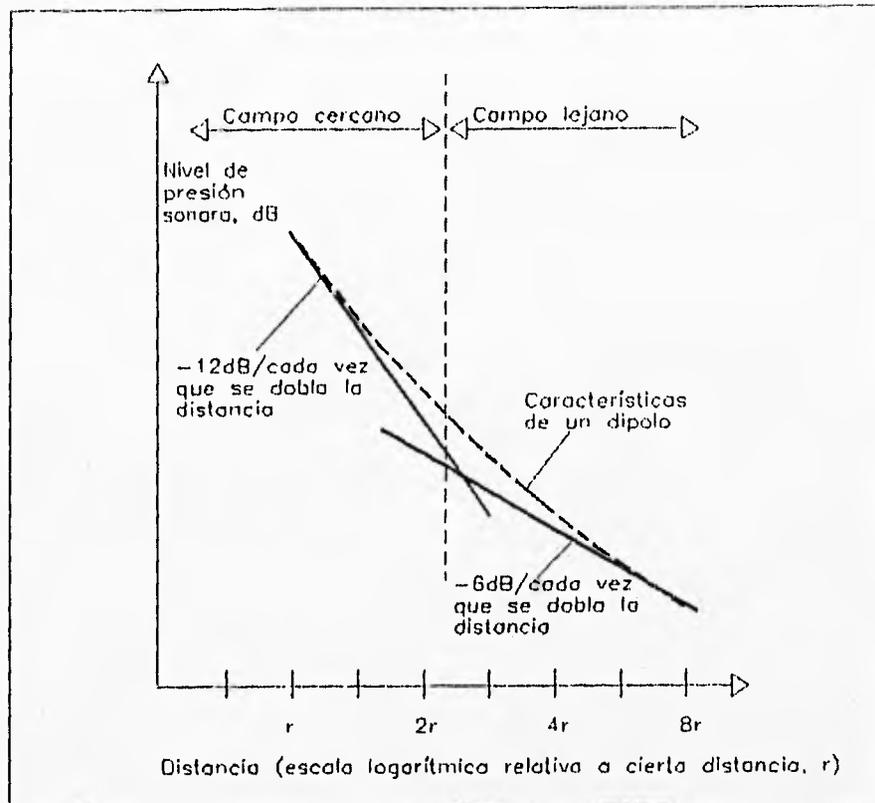
El patrón de presión sonora radiado por una fuente dipolar es mostrado en la Figura 1.6.



Patrón de presión sonora radiada por un dipolo

Fig. 1.6

El campo de presión sonora es simétrico sobre el eje de unión de los dos monopoles, que, en la práctica es el eje de las bocinas.



Variación del nivel de presión sonora en relación a la distancia de un dipolo

Fig. 1.7

La variación de presión sonora como una función de la distancia desde una dipolar es mostrado en la figura 1.7, cerca de una dipolar (en el campo cercano) la presión sonora decae rápidamente; lejos de la dipolar (campo lejano) la presión sonora decae lentamente. Si se supone que la presión sonora es medida en el campo lejano, la intensidad de la fuente dipolar (I_d) puede ser escrita como:

$$I_d = P_{ms}^2 / \rho c \quad (1.24)$$

La salida de potencia sonora de la dipolar (W_d) es dada por

$$W_d = \rho c k 4 Q^2 I^2 / 12 \pi I \quad (1.25)$$

Donde Q es un valor rms.

En la derivación de la ecuación precedente se asumió a la distancia I como muy pequeña ($I \ll 1/k$).

Al comparar las ecuaciones de la potencia sonora de la monopolar y de la dipolar encontramos que (ecuaciones 1.22 y 1.25):

$$W_d/W_m = (k^2 I^2 / 3) (Q_d^2 / Q_m^2) \quad (1.26)$$

Cuando los esfuerzos de las fuentes se igualan ($Q_m = Q_d$) entonces el número de onda (k) es proporcional a la frecuencia, puede pensarse que a baja frecuencia es menos eficiente la fuente dipolar al radiar la energía sonora que la monopolar; esta es la razón por la cual una bocina montada en un gabinete puede reproducir bajas frecuencias mientras que una sin gabinete no puede hacerlo.

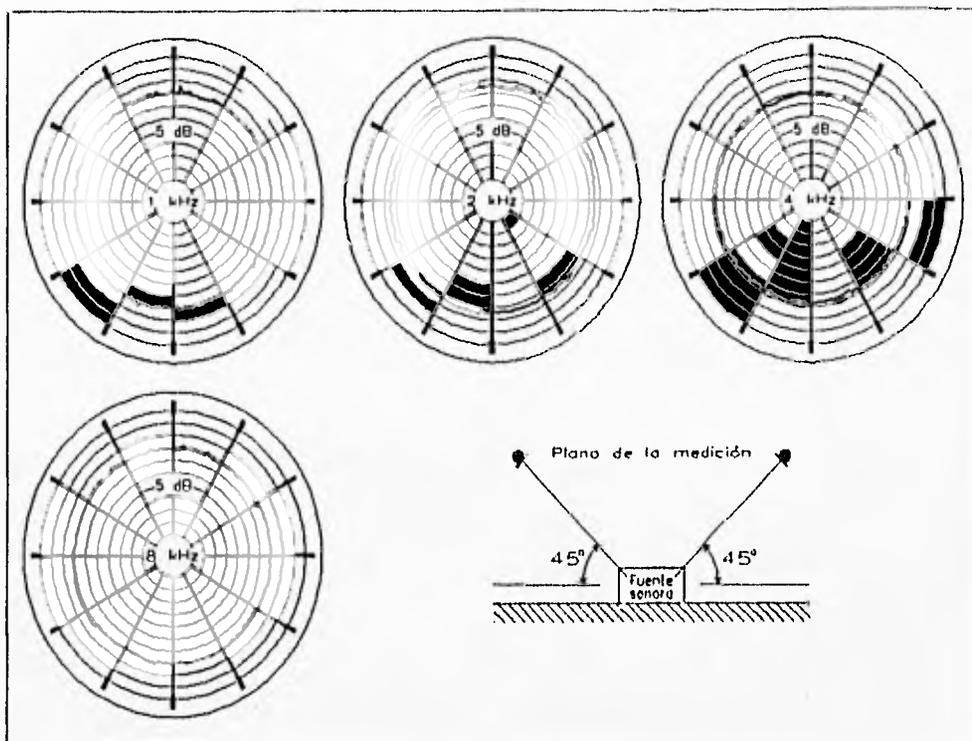
Los monopolos y dipolos han sido empleados para formar fuentes complejas teóricas, tal como las cuádruples laterales y las cuádruples longitudinales, pero esto no tiene aplicación directa en acústica arquitectónica por lo tanto no será discutida.

1.21 PATRÓN DE DIRECCIONALIDAD

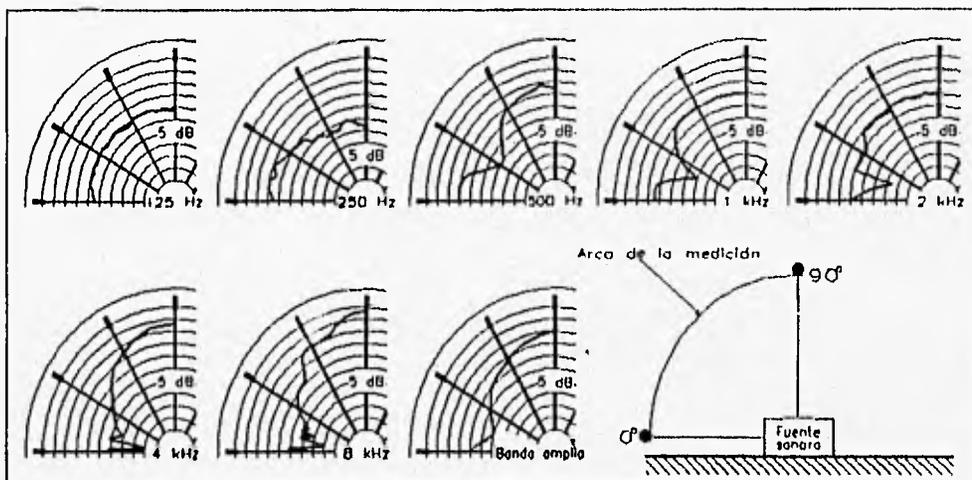
Muchas fuentes sonoras que se encuentran en la práctica son más complicadas que un monopolo o un dipolo, su comportamiento ha sido determinado por mediciones en lugar de su predicción teórica.

La medición de niveles de presión sonora a una distancia elegida desde una fuente, en diferentes direcciones, generará diferentes niveles. La gráfica de estos niveles sobre un diagrama polar es conocida como "patrón de direccionalidad de una fuente". Una superficie puede ser descrita alrededor de una fuente sobre aquel mismo nivel de presión sonora existente. Por lo tanto, es suficiente especificar el patrón de direccionalidad en las direcciones verticales y horizontales.

Los patrones de direccionalidad son extremadamente útiles para suministrar gran cantidad de información acerca de la naturaleza de la fuente sonora en una forma que es fácil de asimilar.



Patrones horizontales típicos de direccionalidad para una fuente sonora.



Patrones verticales típicos de direccionalidad para una fuente sonora.

Fig. 1.8

En la Figura 1.8 se muestran Patrones horizontales y verticales típicos de direccionalidad para una fuente sonora.

Estos patrones varían con la frecuencia: la mayoría de las fuentes tienen gran definición de dirección en altas frecuencias y casi ninguna en bajas frecuencias. También describen la naturaleza de las fuentes sonoras tales como bocinas; y referencia de fuentes sonoras (máquinas, etc.) el concepto de patrón de direccionalidad es usado para describir la respuesta de presión de micrófonos y también para medidores de niveles de sonido (sonómetros o decibelímetros).

1.22 FACTOR E ÍNDICE DE DIRECCIONALIDAD

La direccionalidad de una fuente puede ser especificada, ya sea por su factor de direccionalidad (D) que no tiene dimensiones y es definida por

$$D = I/I_{ref} \quad (1.27)$$

O por el índice de direccionalidad (d) expresado en decibeles y es definida por

$$d = 10 \log D = 10 \log (I/I_{ref}) \quad (1.28)$$

En estas ecuaciones, I es la intensidad medida a una cierta distancia desde una fuente en la dirección en que es especificada, I_{ref} es una intensidad de referencia definida por:

$$I_{ref} = W/4\pi r^2 \quad (1.29)$$

Donde W es igual a la salida de potencia sonora de la fuente.

Los valores de factores de direccionalidad varían desde la unidad para el caso de un monopolar, a números grandes, para fuentes de alta directividad. La directividad también depende de la posición de la fuente; en la Tabla 1.1 se muestra el factor y el índice de directividad para un monopolar en varias direcciones.

LOCALIZACIÓN DE LA FUENTE	FACTOR DE DIRECTIVIDAD	ÍNDICE DE DIRECTIVIDAD
Campo Libre (suspendida entre piso y techo)	1	0
Sobre un piso plano	2	3
En la unión de dos planos perpendiculares (piso y muro)	4	6
En la unión de tres planos perpendiculares (en una esquina)	8	9

Índice y factor de directividad para un monopolar en varias direcciones

Tabla 1.1

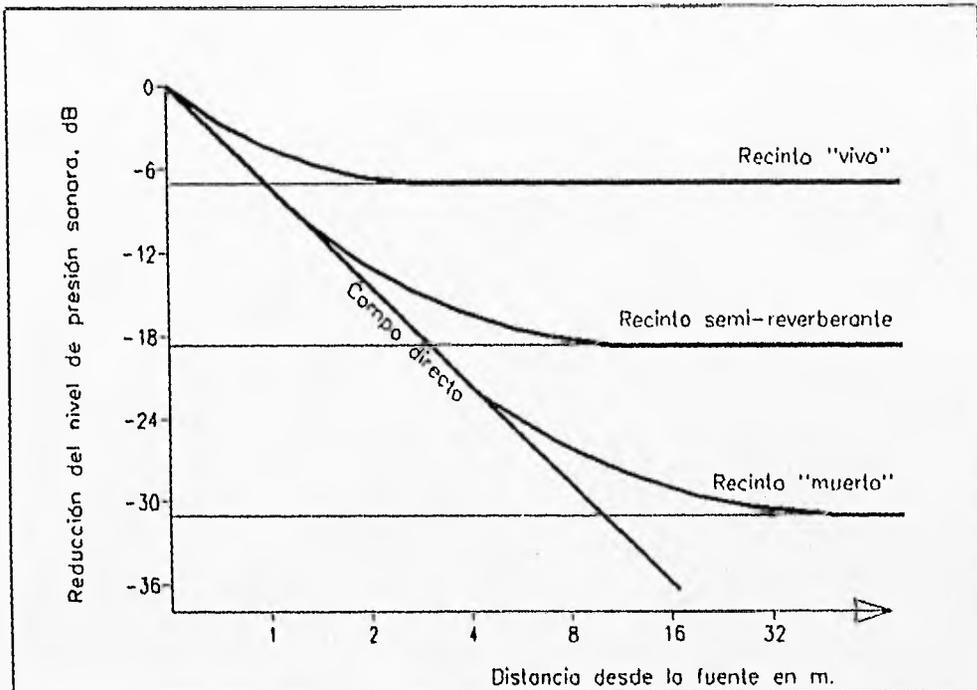
Con el conocimiento de la potencia sonora, el patrón de direccionalidad de una fuente, se pueden estimar los niveles de presión sonora generados por una fuente en un ambiente acústico dado estas estimaciones pueden ser usadas para colocar máquinas ruidosas en las fábricas, oficinas, etc., en los lugares en los que no puedan causar molestias.

1.23 CAMPO SONORO DE UNA FUENTE

La naturaleza del campo sonoro alrededor de una fuente sonora dentro de un recinto consta de dos elementos: el campo directo y el campo reverberante. (Figura 1.9).

La inmediata vecindad de la fuente es conocida como el campo cercano, en esta región la velocidad de la partícula no es necesariamente hacia la dirección de la propagación de la onda sonora; mas aún, la presión sonora puede variar considerablemente con la posición y la intensidad sonora y no está relacionada con la presión media al cuadrado.

La extensión del campo cercano es difícil de definir ya que depende de varios factores, tales como la frecuencia, el tamaño de la fuente y las fases de las superficies radiantes. (Fig. 1. 10).

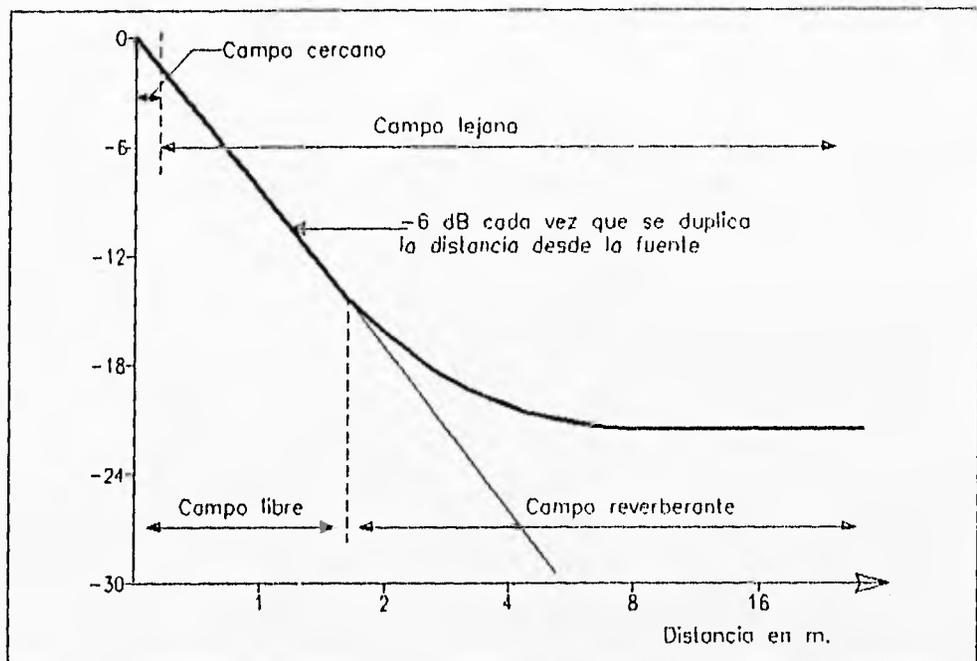


Combinación de campo directo y reverberante

Fig. 1.9

En la región conocida como campo lejano, el nivel de presión sonora disminuye 6 dB cada vez que la distancia entre el micrófono de medición y la fuente es duplicada cuando se coloca la fuente en un espacio abierto (este espacio puede ser simulado dentro de una cámara anecoica). En esta región, la velocidad de la partícula es, principalmente, en la dirección de la propagación y la intensidad es proporcional al cuadrado de la presión media.

Descripción de los campos sonoros a partir de la fuente en un campo reverberante.



Descripción de los campos sonoros alrededor de una fuente sonora en un cuarto reverberante

Fig. 1.10

Si la fuente radia hacia el interior de un recinto normal, entonces las reflexiones de las ondas sonoras en los límites del cuarto crean un campo reverberante, el que se superpone al campo lejano de la fuente, en un recinto altamente reverberante (vivo), dicho campo puede cubrir al campo lejano al mismo tiempo. El campo reverberante es referido como un campo difuso si la densidad de la energía sonora es, en esta parte o región, casi un uniforme.

Para una fuente que radia esféricamente la intensidad se expresa así:

$$I_d = W/4\pi r^2 \quad (1.30)$$

donde: I_d = intensidad sonora dada por un campo directo.

La intensidad sonora en el campo reverberante, I_r , puede ser expresada como:

$$I_r = 4W/R \quad (1.31)$$

Donde: R = Constante del recinto y es definida por

$$R = S \bar{\alpha} / 1 - \bar{\alpha} \quad (1.32)$$

DONDE S = Superficie total del cuarto

$\bar{\alpha}$ = Coeficiente medio de absorción del recinto

Al cambiar estas dos expresiones tenemos que:

$$I = (WD/4\pi r^2) + (4W/R) \quad (1.33)$$

Donde **D** = Factor de direccionalidad

Con los logaritmos de base diez de esta ecuación y al expresar el resultado en términos de presión sonora obtenemos:

$$SPL = SWL + 10 \log ((D/4 \pi^2 r^2) + (4/R)) \quad (1.34)$$

Donde SPL = Nivel de presión sonora re 2×10^{-5} Pa

SWL = Nivel de potencia sonora re 10^{-12} W

Obviamente, mientras mas cerca este la fuente, influye mas el efecto del sonido directo sobre el nivel de presión medido a cierta distancia de la fuente; por lo tanto, las aportaciones de los niveles de presión sonora, tanto del sonido directo como del reverberante, podrán ser iguales; esta distancia se conoce como el radio del recinto (distancia crítica) y puede ser calculada por:

$$D = 4\pi^2 r^2 = 4/R \quad (1.35)$$

por lo tanto al despejar la ecuación, tenemos que:

$$r = \sqrt{RD/16\pi^2} \quad (1.36)$$

1.24 EL OÍDO

Es necesario conocer algunas de las características del oído y relacionarlas con la acústica arquitectónica. Es prodigiosa la extensión de presiones sonoras a las que responde el oído. El oído puede resistir amplitudes en exceso o niveles de presión 100 Pa. Y también puede detectar niveles de presión de 0.00001 Pa., presiones de sonido tan pequeñas que dentro del oído en una gama que va desde 1000 Hertz a 5000 Hz produce un desplazamiento en el tímpano del orden de 10 m. Esta pequeñísima distancia es aproximadamente un décimo del diámetro de una molécula de hidrógeno, en efecto, el oído, es más que un teléfono extremadamente sensitivo; también, junto con el cerebro, es capaz de analizar frecuencias y también es un discriminador muy fino entre diferentes tonos y frecuencias. (Figura 1.11).

El nivel de intensidad mínimo percibido por el oído a una frecuencia en particular es conocido como umbral de la audición a dicha frecuencia. Los umbrales de la audición varía de persona a persona, aun en las personas de audición normal, estos umbrales están relacionados con la edad del escucha, la pérdida de sensibilidad progresiva en altas frecuencias con la edad es llamada presbiacucia. En la figura 1.12 se puede observar que se requiere cerca de un millón de veces más potencia para producir un sonido audible en 50 Hz que en 3000 Hz.

Cuando la intensidad de las ondas acústicas incidentes sobre el oído se incrementan, el sonido percibido en el oído se va incrementando más y más, hasta que la sensación cesa como audición y empieza a "golpetear" o a causar dolor en el oído. Este nivel se conoce como umbral del dolor, este umbral es menos dependiente de la frecuencia ya que la respuesta del oído a estas intensidades es más parejo y su valor es aproximadamente de 120 dB.

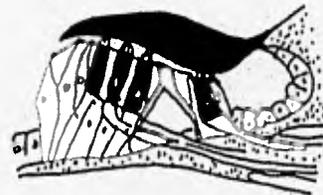
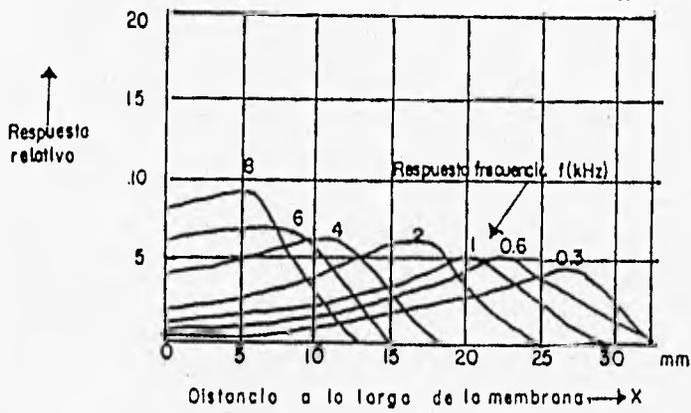
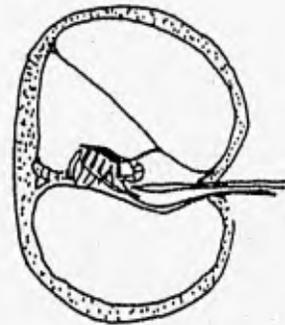
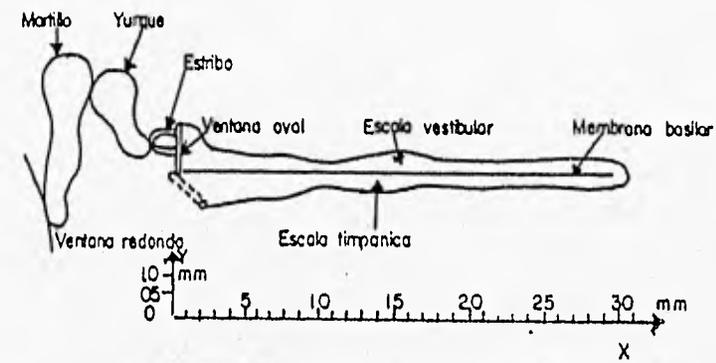
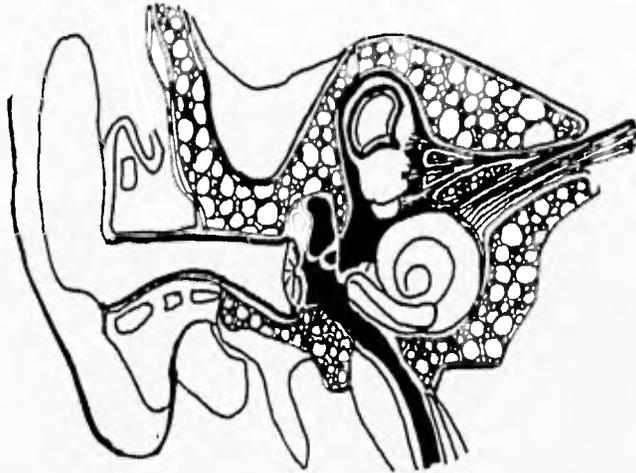
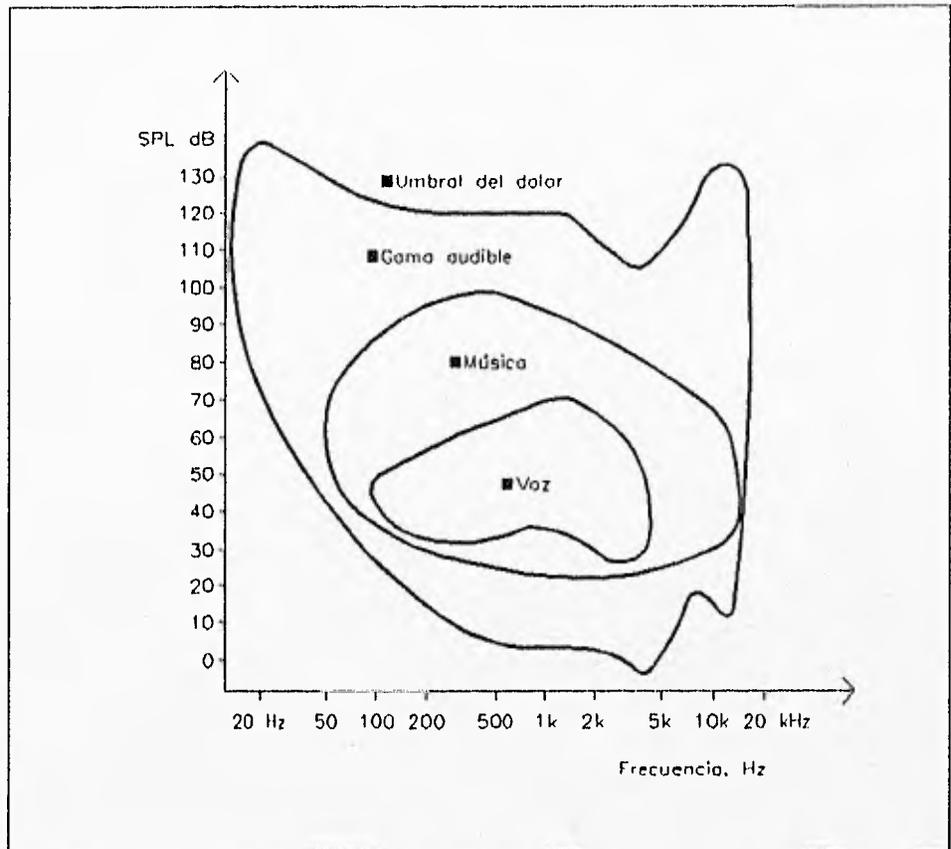


Fig. 1.11



Limites audibles de frecuencia-niveles de presión sonora, en relación con las regiones aproximadas para la voz, música y umbrales

Fig. 1.12

1.25 SONORIDAD, FONES Y SONES

Las características subjetivas del sonido se conocen como sonoridad y es función de la intensidad del sonido y de la frecuencia. En la figura 1.12, por ejemplo, se puede observar que con un tono puro de un nivel de intensidad de 20 dB y una frecuencia de 1000 Hz puede ser claramente audible, sin embargo, tonos de 100 Hz que tienen la misma intensidad no pueden ser oídos, ya que están bajo los umbrales de la audición.

De muchos experimentos subjetivos se desprenden los resultados de contornos de igual sonoridad y pueden dibujarse en un diagrama donde se conjugan frecuencias y niveles de intensidad, según gráfica (Figura 1.13).

La unidad de nivel de sonoridad es el fon, el nivel de sonoridad en fones de cualquier sonido es definido como si fuera numéricamente igual al nivel de intensidad en decibeles en un tono de 1000 Hz, que es juzgado por el observador promedio, y es de igual sonoridad.

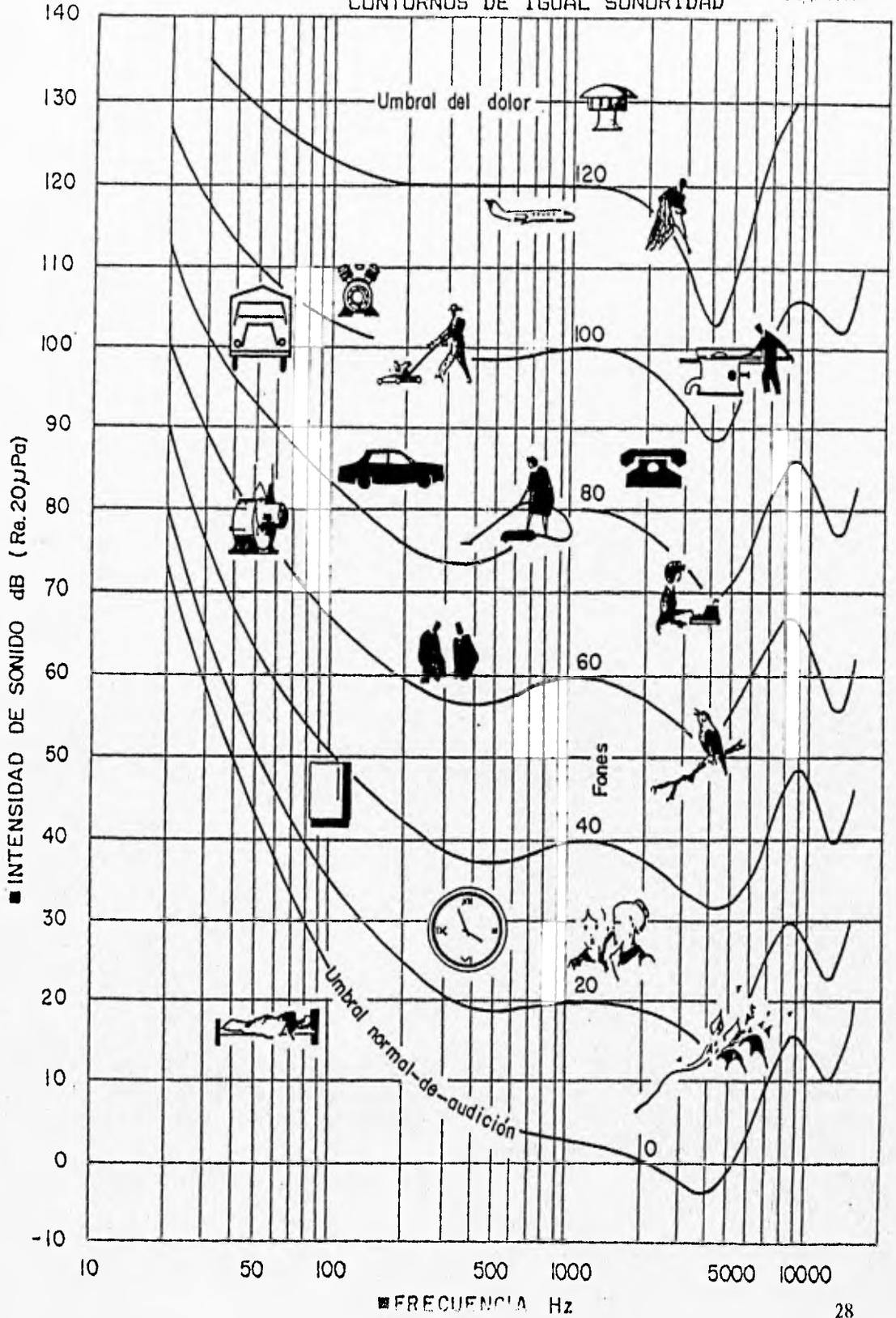
Como la aparente sonoridad de un sonido no es directamente proporcional al nivel de los mismos, se han realizado experimentos subjetivos, con objeto de establecer una escala que determine, en que medida al duplicar el número de unidad de sonoridad, se duplica la sensación subjetiva; y al triplicar el número de unidades de sonoridad se triplica la sensación subjetiva, y así sucesivamente.

La unidad de sonoridad es el "son", un "son" es definido como la sonoridad de un tono de 1000 Hz, de acuerdo con un nivel de 40 fones.

No hay instrumentos que puedan medir la sonoridad de un sonido compuesto que contiene componentes de diferentes frecuencias, por lo tanto, los sonómetros o decibelímetros pueden hacer mediciones precisas en niveles de presión sonora de muchas fuentes y, posteriormente, se puede estimar con cierta exactitud la sonoridad.

CONTORNOS DE IGUAL SONORIDAD

Fig. 1.13



1.26 SONÓMETROS (MEDIDORES DE PRESIÓN SONORA O DECIBELÍMETROS) Y SUS COMPENSACIONES

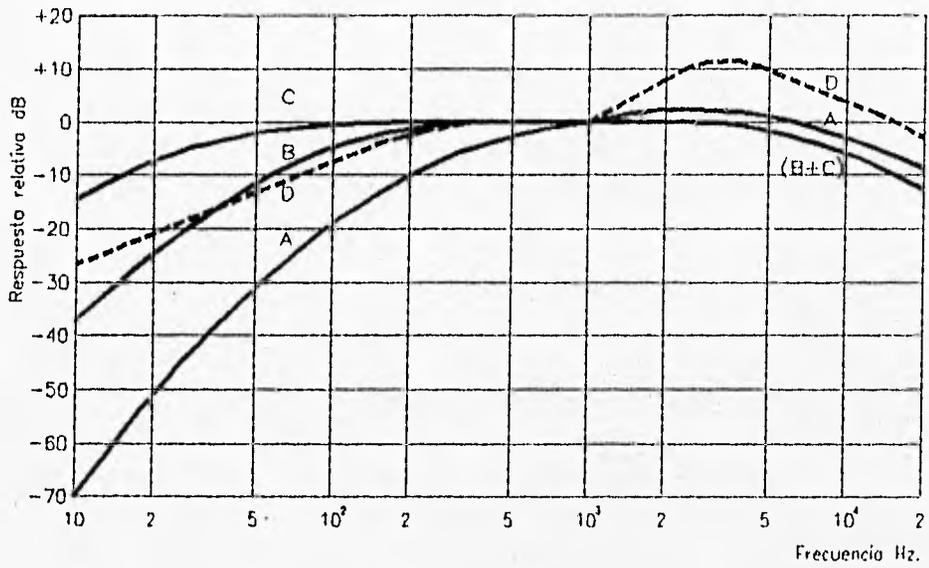
Un sonómetro consiste, esencialmente, de un micrófono de alta calidad, un amplificador lineal y uno o mas atenuadores, un conjunto de compensadores de frecuencia, en el que se incluyen uno con respuesta lineal y un indicador medidor o una pantalla digital con un led (emisión de luz de diodo).

El propósito de los compensadores es hacer lecturas sobre el medidor que correspondan, lo mas cercano posible a los niveles de sonido percibidos. Las características de frecuencia de estas compensaciones son, por lo tanto, aproximadamente al inverso de los contornos de igual sonoridad que el oído capta y que se muestran en la figura 1.14. Idealmente, el sonómetro podría tener un compensador que procese la respuesta a una frecuencia que pudiera ser variable continua sobre una amplitud dinámica. En la práctica, por lo tanto, es suficiente con usar, solamente unos cuantos compensadores; estos fueron definidos originalmente como siguen:

COMPENSADOR

- A Usado para niveles abajo de 55 fones
- B Usado para niveles entre 55 y 85 fones
- C Usado para niveles arriba de 85 fones
- D Usado para tomar en cuenta el incremento de la molestia producida por la alta frecuencia de ruidos producidos por aviones.

Los trabajos mas recientes no han respetado substancialmente estas compensaciones, por lo tanto, ahora son convencionales; aun mas, la escala de compensación "A" es ahora, frecuentemente especificada y usada, como para mostrar la emisión sonora sin tomar en cuenta la relación con los niveles de otras frecuencias, y no solamente a los niveles bajos, como debiera ser.



Respuesta de frecuencia con diferentes escalas de un sonómetro (decibelímetro)

Fig. 1.14

Capítulo II

ACÚSTICA EN LOS RECINTOS

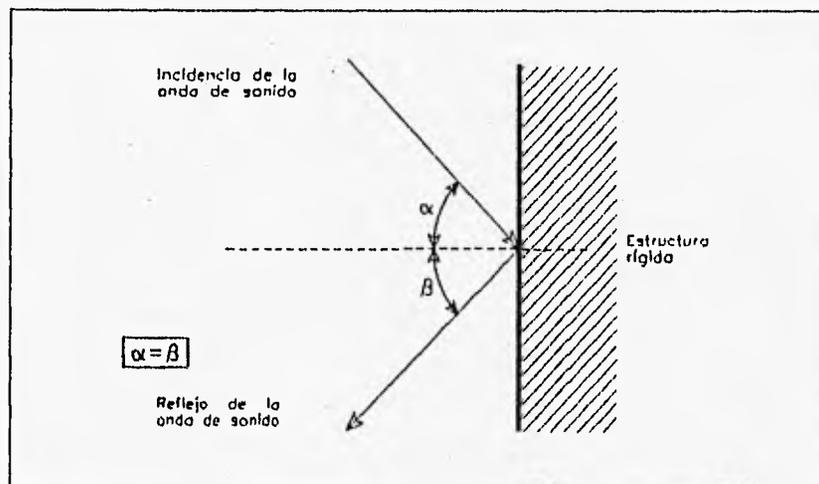
2. ACÚSTICA EN LOS RECINTOS

2.1 DEFINICIÓN DE ACÚSTICA DE CUARTO

Consideremos una fuente de sonido situada un local; las ondas sonoras se propagaran fuera de la fuente hasta que encuentre alguno de los muros que limitan el cuarto en donde, en general, alguna o parte de la energía sonora será reflejada hacia atrás dentro del mismo cuarto, otra será absorbida y otra mas será transmitida a través de los muros. El complejo campo de sonido producido por la multitud de reflexiones y la forma de comportamiento de este campo acústico, como la energía sonora en el cuarto es admitida a acumularse y la decadencia constituye la acústica del cuarto.

2.2 ACÚSTICA DE CUARTO GEOMÉTRICA

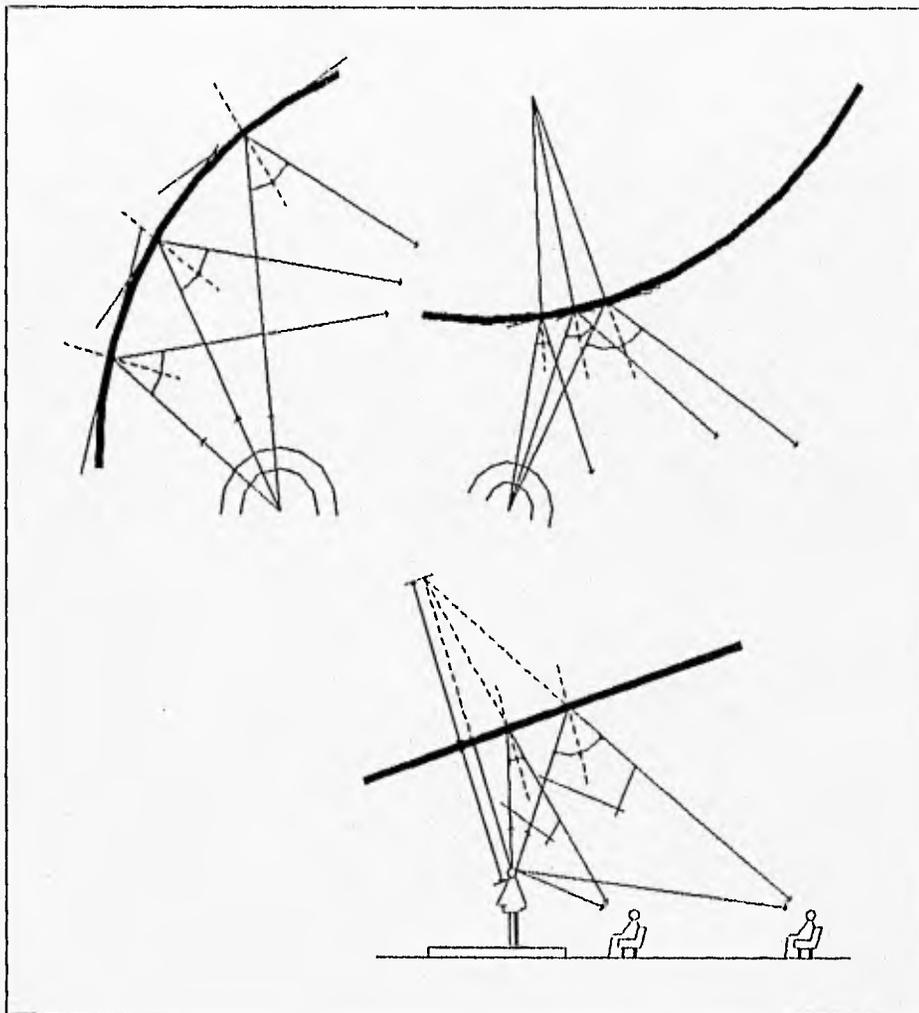
Si se asume que las dimensiones de un cuarto son más largas, comparadas con la longitud de onda de sonido, entonces se podría tratar que las ondas sonoras en el local, en muchos casos, como son los rayos de luz, sean tratadas como la geometría óptica. Esta situación frecuentemente ocurre en la acústica arquitectónica; en analogía con los rayos de luz, los rayos sonoros son reflejados desde los muros planos en conformidad con las leyes de la reflexión. Si los rayos incidentes, los rayos reflejados y la normal están a la superficie al punto de incidencia total en el mismo plano, el ángulo de incidencia es igual al ángulo de reflexión (fig. 2.1). Así mismo, cada uno de los rayos incidentes en una superficie curva es enfocado o dispersado en función de si la superficie es cóncava o convexa (fig. 2.2). La difracción de los rayos sonoros ocurre pero el efecto es mas notable en bajas frecuencias y sonidos con largas longitudes de onda que en altas frecuencias de sonido de pequeñas longitudes de onda.



Leyes de reflexión

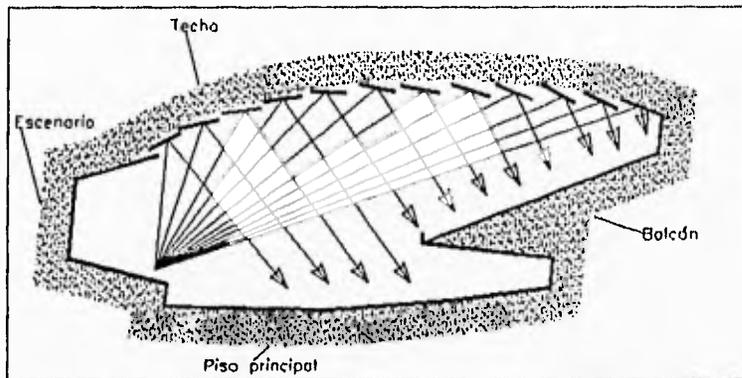
Fig. 2.1

El concepto de rayo sonoro y el estudio geométrico de las sendas de rayos sonoros, juegan un papel muy importante en el diseño de grandes locales y auditorios, pues permiten el detectar y distribuir ecos molestos y efectos flotantes en la etapa de diseño del edificio. En la figura 2.3 se muestra como las construcciones geométricas pueden ser usadas para colocar los reflectores acústicos en el techo de una sala de conciertos con el fin de mejorar la distribución del sonido. Una limitación del estudio geométrico es que usualmente solo la reflexión primaria y posiblemente la secundaria pueden ser estudiadas antes de que un rayo sonoro continuo se pierda en el campo de sonido reverberante.



Reflexión de rayos sonoros

Fig.2.2

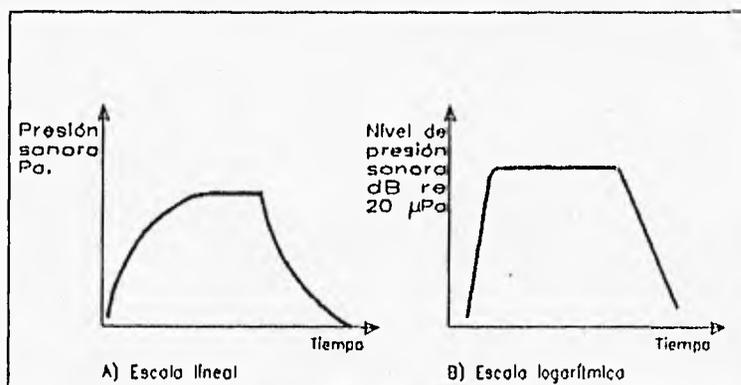


Construcción Gráfica de una sala de conciertos

Fig. 2.3

2.3 CRECIMIENTO Y DECADENCIA DEL SONIDO EN UN CUARTO

Cuando una fuente de sonido se coloca en un cuarto, la intensidad sonora medida en un punto en particular crecerá en una serie de pequeños incrementos, debido a las reflexiones que lleguen de las paredes, techo y piso, hasta obtener una posición de equilibrio donde la energía absorbida por el cuarto sea igual a aquella irradiada por la fuente de sonido. Cuando la fuente de sonido es interrumpida abruptamente, la intensidad sonora en el cuarto no desaparecerá repentinamente, sino que irá decreciendo gradualmente, el grado de decadencia puede ser prescrito por la cantidad y posición del material absorbente en el cuarto. Esta permanencia momentánea del sonido se conoce como reverberación. El grado de absorción de la energía sonora en el cuarto será, principalmente, proporcional a la intensidad del sonido para que el crecimiento y la decadencia de la presión sonora en el cuarto sea una función exponencial del tiempo (fig. 2.4).



Crecimiento y decaimiento de sonido en un cuarto reverberante.

Fig. 2.4

Si se miden los niveles de presión sonora en dB en un campo reverberante decayente como una función del tiempo se obtiene una curva de reverberación que es usualmente una línea casi recta, aunque la forma exacta depende de muchos factores en los que se incluyen el espectro de frecuencia de la fuente sonora y la forma del cuarto.

2.4 TIEMPO DE REVERBERACIÓN

A principios de este siglo **W. C. Sabine** realizó una investigación de dimensiones considerables acerca de acústica en los auditorios y llegó a una relación empírica entre el volumen del auditorio, la cantidad de material absorbente dentro de este y una cantidad que él llamaba el tiempo de reverberación. Esta relación es conocida ahora como la fórmula de Sabine:

$$RT = 0.161 V / A \quad (2.1)$$

Donde: RT = Tiempo de reverberación definido como el tiempo que un sonido tarda en decaer en 60 dB después de que la fuente sonora sea interrumpida abruptamente.

V = Volumen del auditorio en m³.

A = Absorción total del auditorio en m² de (ventana abierta) ó **SABINES MÉTRICOS.**

La unidad de absorción de un "metro cuadrado sabine" representa una superficie capaz de absorber sonido equivalente a un m² de una superficie totalmente absorbente (ej. una ventana abierta)

2.5 COEFICIENTE DE ABSORCIÓN. Tabla 2.1

MATERIAL	FRECUENCIA, Hz					
	125	250	500	1000	2000	4000
Sonex con 7cm. de espacio de aire	0.31	0.52	0.88	0.74	0.82	0.90
Sonex	0.18	0.29	0.58	0.70	0.86	0.87
Tabique de barro comprimido	0.03	0.03	0.03	0.04	0.05	0.07
Tabique de barro pintado	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.03
Block ramirado con abs. en cavidad	0.36	0.44	0.31	0.29	0.39	0.25
Block de concreto pintado	0.10	0.05	0.06	0.07	0.09	0.08
Aplanado de yeso sobre metal desplegado	0.13	0.15	0.02	0.03	0.04	0.05
Aplanado sobre tabique rugoso	0.02	0.03	0.04	0.05	0.04	0.03
Mismo acabado fino	0.02	0.02	0.03	0.04	0.04	0.03
Tablero de triplay de 9mm	0.28	0.22	0.17	0.09	0.10	0.11
Fibra de vidrio de 25mm	0.05	0.08	0.60	0.93	0.99	0.96
Mismo con 5cm de cámara de aire	0.25	0.52	1.08	0.79	0.76	0.96
Mismo con 10cm de cámara de aire	0.23	0.73	0.98	0.70	0.70	0.95
Empaque de huevo sobre muro	0.08	0.02	0.19	0.54	0.47	0.27
Mármol, azulejo, etc.	0.01	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02
Tablero de yeso 13mm S/B 2x4	0.29	0.10	0.05	0.04	0.07	0.09
Rec. de vermiculita 2cm/yeso	0.10	0.02	0.19	0.56	0.79	0.79
Rec. a base de asbesto 2cm/yeso	0.04	0.06	0.48	0.85	0.91	0.80
Superficie de agua	0.008	0.008	0.013	0.015	0.02	0.025
CORTINAS						
Velour ligero 10 oz/sq yd, colgada derecha sobre el muro	0.03	0.04	0.11	0.17	0.24	0.35
Velour mediano 14 oz/sq yd, drapada a la mitad del área	0.07	0.31	0.49	0.75	0.70	0.60
Velour pesado 18 oz/sq yd drapada	0.14	0.35	0.55	0.72	0.70	0.65
PISOS						
Concreto o terrazo	0.01	0.01	0.015	0.02	0.02	0.02
Linóleo, asfalto, corcho	0.02	0.03	0.03	0.03	0.03	0.02
Madera	0.15	0.11	0.10	0.07	0.06	0.07
Parquet madera sobre concreto	0.04	0.04	0.07	0.06	0.06	0.07
Alfombra pesada sobre concreto	0.02	0.06	0.14	0.37	0.60	0.65
Alfombra sobre felpa o espuma	0.08	0.24	0.57	0.69	0.71	0.73
Alfombra 70% vislan 30% lana S/B	0.02	0.13	0.23	0.36	0.52	0.59
Igual con bajo alfombra f.v. 25	0.22	0.58	0.43	0.49	0.57	0.59
Igual con bajo alfombra algodón	0.07	0.26	0.46	0.39	0.57	0.59
Paneles grandes de cristales	0.18	0.06	0.04	0.03	0.02	0.02
Vidrios comunes de ventana	0.35	0.25	0.18	0.12	0.07	0.04
Aire por metro cúbico	nulo	nulo	nulo	0.003	0.007	0.02
Personas sentadas en butacas	por metro cuadrado ocupado					
Acojinadas por m ² ocupado	0.60	0.74	0.88	0.96	0.93	0.85
Butacas acojinadas s/personas	0.49	0.66	0.80	0.88	0.82	0.70
Butacas de piel o plástico	0.44	0.54	0.60	0.62	0.58	0.50
Sillas de metal o de madera	0.15	0.19	0.22	0.39	0.38	0.30
Bancas de madera con personas	0.57	0.61	0.75	0.86	0.91	0.86
Personas en butacas de madera	0.25	0.48	0.57	0.75	0.83	0.84

El coeficiente de absorción de un material, de acuerdo con la definición sabine, es la relación del sonido absorbido por el material y aquel absorbido por una área equivalente de ventana abierta; de aquí que el coeficiente de absorción de una superficie perfectamente absorbente sea:

1. Si se considera que las áreas superficiales y los coeficientes de absorción de los materiales a ser usados son conocidos, el tiempo de reverberación de un auditorio puede ser determinado al momento del diseño. Para facilitar dichos cálculos se han publicado tablas que contienen los coeficientes de absorción de materiales de construcción comúnmente usados como una función de la frecuencia. La variación en el tiempo de reverberación de cuartos reverberantes especialmente diseñados (también conocidos como cuartos vivos o duros) mientras se introduce o quita material absorbente, es un método estándar para determinar coeficientes de absorción.

2.6 DERIVACIÓN DE FÓRMULAS PARA EL TIEMPO DE REVERBERACIÓN

Las derivaciones teóricas de la fórmula de Sabine son basadas usualmente en acústica geométrica utilizando las afirmaciones de que el sonido en un cuarto es difuso y que toda dirección de propagación es igualmente probable a otra. Esta es una simplificación bruta del comportamiento actual del sonido en un cuarto porque omite factores tan importantes como modos de cuartos, la situación de material absorbente, la influencia de la forma del cuarto y otros. Para cuartos de reverberación media con una distribución uniforme de material absorbente, la fórmula de Sabine da una buena indicación del comportamiento esperado del sonido en el cuarto. Mientras el cuarto se vuelve más y más "muerto", las fronteras se vuelven más y más absorbentes; así los resultados obtenidos al emplear la fórmula de Sabine se vuelven más y más imprecisos. En el caso límite de un cuarto completamente muerto o anecoico donde el coeficiente de absorción de las fronteras es la unidad, el tiempo de reverberación es obviamente cero, porque un campo reverberante no puede existir en estas condiciones. Sin embargo, para esta situación, la fórmula de Sabine da un valor finito de $0.161 V/A$ para el tiempo de reverberación. Varios acercamientos diferentes se han usado para derivar ecuaciones que dan valores de tiempo de reverberación que están más de acuerdo con los resultados medidos para cuartos que contengan poca absorción; se citan aquí como ejemplos, dos de estas fórmulas.

La fórmula de Eyring para tiempo de reverberación es

$$RT = 0.161 V / -S \ln (1 - \bar{\alpha}) \quad (2.2)$$

Donde:

$$\bar{\alpha} = \bar{\alpha}_1 S_1 + \bar{\alpha}_2 S_2 + \dots + \bar{\alpha}_n S_n / S_1 + S_2 + \dots + S_n$$

Es el coeficiente promedio de absorción del cuarto.

$$S = S_1 + S_2 + \dots + S_n$$

Son las áreas de los materiales varios

$$\bar{\alpha}_1, \bar{\alpha}_2, \dots, \bar{\alpha}_n$$

Son los coeficientes de absorción respectivos

La fórmula de Eyring da resultados que están mas de acuerdo con los tiempos de reverberación medidos para cuartos muertos que la fórmula de Sabine. Además, la fórmula de Eyring da el valor correcto de $RT=0$ para un cuarto anecoico; por ejemplo, para $\alpha = 1$. Una desventaja de esta fórmula mejorada es que solo es estrictamente valida para cuartos que tengan el mismo valor de α para todos los muros límites.

La teoría de Millington y Sette nos lleva a la fórmula:

$$RT = 0.161 V / \sum - S_i \ln (1 - \alpha_i) \quad (2.3)$$

Donde

S_i = Área del material proporcional a i .

α_i = Coeficiente de absorción del material de proporción i .

Cuando en un cuarto los materiales tienen una gran variedad de coeficientes de absorción, entonces las mejores predicciones de tiempos de reverberación se obtienen por medio de la fórmula de Millington y Sette. Esta fórmula puede ser obtenida sustituyendo el coeficiente de absorción efectivo...

$\alpha_e = - \ln (1 - \alpha_i) \dots$ En la fórmula de Sabine.

La fórmula de Millington y Sette indica que materiales altamente absorbentes son más efectivos que lo esperado en la influencia del tiempo de reverberación; por ejemplo, cuando el coeficiente de absorción de un material es mayor que 0.63 entonces el coeficiente de absorción efectivo es mayor.

2.7 TEORÍA DE LAS ONDAS EN LA ACÚSTICA DE RECINTOS

Aunque es muy útil en algunas aplicaciones la aproximación geométrica a la acústica de recintos, no es un método satisfactorio para intentar explicar el proceder del sonido dentro de un recinto. Un acercamiento más adecuado pero más difícil está basado sobre la acústica de ondas, esto es, sobre el movimiento de las ondas de sonido dentro de un recinto de 3 dimensiones. Este método está caracterizado por el establecimiento de condiciones fronterizas que describen matemáticamente las propiedades acústicas de los muros, techo y las otras superficies en el cuarto. La dificultad involucrada en determinar estas condiciones fronterizas para recintos de forma irregular como son iglesias, auditorios, cuartos con muebles, etc., significa que para efectuar un análisis empleando la teoría de las ondas, únicamente puede ser efectuado exactamente para un número de situaciones idealizadas. Aunque la aplicación práctica de la teoría de la onda es limitada, un entendimiento de la teoría es esencial para apreciar muchos de los problemas que surgen en la acústica de los recintos, tales como; la respuesta de la frecuencia de una bocina varía de un cuarto a otro; por que existe presión máxima y mínima dentro de un cuarto donde hay una fuente constante de sonido.

Cuando empleamos la teoría de las ondas, un cuarto está considerado como un resonador complejo que posee muchos modos normales de vibración y cada modo tiene una frecuencia característica de vibración libre amortiguada. Estos modos pueden ser excitados introduciendo la fuente de sonido en el cuarto. La energía acústica suplida por la fuente puede ser considerada como residente en las ondas estacionarias establecidas en el cuarto. Las frecuencias características de vibración de las ondas estacionarias dependen principalmente del tamaño del cuarto y de la forma mientras que el amortiguamiento de esas ondas depende principalmente de las condiciones fronterizas. Al usar las condiciones de los límites más simples de muros rígidos y ausencia de amortiguamiento, se pueden derivar las frecuencias características del cuarto. El efecto de amortiguamiento puede ser tomado dentro de la cantidad si se considera como una modificación de estas simples condiciones.

Para un cuarto rectangular existe una relación simple entre las dimensiones del cuarto l_x , l_y e l_z y las frecuencias que corresponde a los modos normales de vibración del cuarto (véase apéndice para la derivación). Esta relación es:

$$f = C/2 \left[(N_x/l_x)^2 + (N_y/l_y)^2 + (N_z/l_z)^2 \right]^{1/2} \quad (2.4)$$

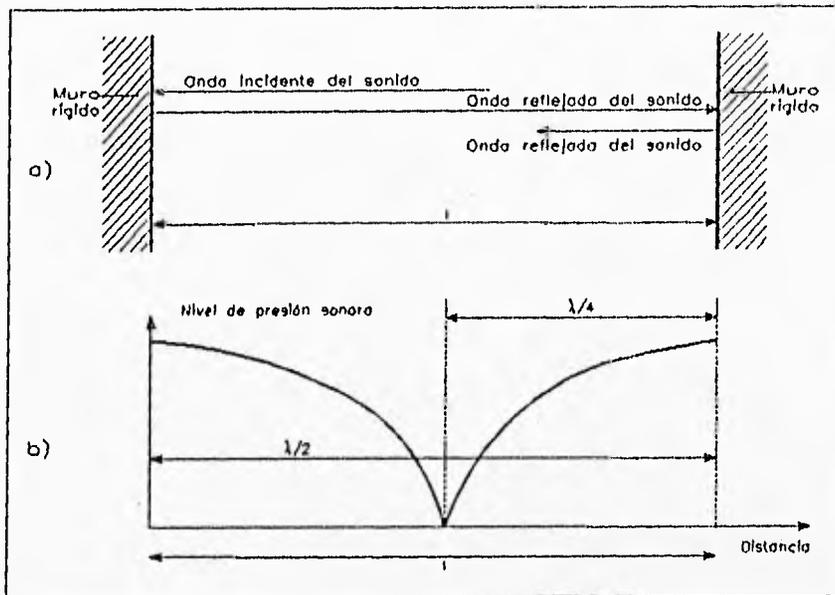
Un modo normal de vibración ocurre por cada permutación de N_x , N_y y N_z cuando menos índices tienen los valores enteros 0, 1, 2, 3...etc. un ejemplo del uso de esta expresión se ofrece en la Tabla 2.2 donde las frecuencias características abajo de 100 Hz. se han calculado de la ecuación 2.4 tomando C como 340m/s, para el gran cuarto reverberante en el bachillerato técnico danés (danish technical high school). Las dimensiones del cuarto son 7.85 * 6.25 * 4.95 m. El cuarto, que actúan como un resonador, responde fuertemente a estas frecuencias resonantes. Los modos normales de un cuarto no son distribuidos uniformemente sobre el espectro de frecuencias. En bajas frecuencias hay muy pocos modos pero el número de modos crece rápidamente con la frecuencia. Los modos pueden ocurrir en grupos alrededor de una frecuencia particular; en la Tabla 2.2 las frecuencias características 2, 0, 0 y los modos 0, 1, 1 están muy cerca unos de los otros mientras que hay un espacio considerable entre la frecuencia característica de 43.5 Hz. y la siguiente que ocurre a 48.9 Hz. Es este trato "preferencial" de ciertas frecuencias según los cuartos el que afecta la salida de bocinas. Todo cuarto impone sus propias características sobre las de cualquier fuente de sonido presente; así las fluctuaciones en la presión sonora que ocurren mientras que un micrófono se mueve de una posición a otra o mientras que la frecuencia de la fuente varía, pueden obscurecer completamente las verdaderas características de la fuente. Si las curvas de respuesta de las bocinas tienen que ser medidas, las mediciones deben ser efectuadas al aire libre o en una cámara anecoica.

Nx	Ny	Nz	f (Hz.)	Nx	Ny	Nz	f (Hz.)
1	0	0	21.7	1	1	2	77.0
0	1	0	27.2	2	2	1	77.6
0	0	1	34.3	3	1	1	78.4
1	1	0	34.8	2	0	2	81.2
1	0	1	40.6	0	3	0	81.6
2	0	0	43.3	1	3	0	84.4
0	1	1	43.8	3	2	0	84.7
1	1	1	48.9	2	1	2	85.6
2	1	0	51.1	4	0	0	86.6
0	2	0	54.4	0	2	3	87.6
2	0	1	55.3	0	3	1	88.5
1	2	0	57.6	1	2	2	90.3
2	1	1	61.1	4	1	0	90.8
0	2	1	64.3	1	3	1	91.1
3	0	0	65.0	3	2	1	91.4
1	2	1	64.9	2	3	0	92.4
0	0	2	68.7	4	0	1	93.2
2	2	0	69.5	3	0	2	94.5
3	1	0	70.4	4	1	1	97.1
1	0	2	72.0	2	2	2	97.7
3	0	1	73.5	3	1	2	98.4
0	1	2	73.9	2	3	1	98.6

Tabla 2.2 Frecuencias características bajo 100 Hz calculadas para una aula reverberante de dimensiones 7.85 x 6.25 x 4.95 m.

Los tres tipos de modos normales que ocurren en un cuarto son:

1. Modos axiales: las ondas componentes se mueven paralelas a un eje (una dimensión, dos de los índices N_x , N_y y N_z son iguales a cero). Estos son los modos que generan los ecos flotantes. El patrón de presión para un modo axial se demuestra en la figura 2.5.
2. Modos tangenciales: las ondas componentes son tangenciales a un par de superficies pero son reflejadas de los otros dos pares (dos dimensiones, uno de los índices N_x , N_y y N_z es igual a cero), ver Figura 2.6.
3. Modos oblicuos: las ondas componentes son oblicuas y, por lo tanto, chocan sobre las seis paredes (tres dimensiones, todos los índices N_x , N_y y N_z tienen valores finitos).



Forma axial con su correspondiente

Fig. 2.5

Si se grafican los contornos de presión sonora para varios tipos de vibración (figura 2.7) entonces puede verse que para cada modo la presión sonora es un máximo en las esquinas del cuarto; además, en el centro geométrico del cuarto, solo un octavo de los modos tienen una presión sonora finita. Por lo tanto, si una fuente de sonido monopolar se colocara en una esquina de tal cuarto, es posible excitar todos los modos de vibración a sus máximas extensiones; de igual forma, si un micrófono se coloca en la esquina de un cuarto, este medirá la presión sonora máxima para cada modo que ha sido excitado. Sin embargo; cuando la fuente monopolar se coloca en una posición donde un modo particular tiene un nodo de presión, entonces este modo de vibración será excitado solo débilmente.

Cada una de las frecuencias características, (f) dadas por la ecuación 2.4 pueden ser consideradas como un vector en el espacio de frecuencia con coordenadas $N_x C/2l_x$, $N_y C/2l_y$ y $N_z C/2l_z$. Un modo normal de vibración se representa por medio de un punto de este espacio de frecuencia (figura 2.8). La longitud de la línea que une el punto con el origen es una medida de la frecuencia característica de este modo particular.

Todos los modos normales de una frecuencia característica en particular f y mas abajo son incluidos dentro de la octava del espacio de frecuencia entre los ejes positivos f_x , f_y y f_z y la superficie esférica del radio f . El número y tipos de modos con frecuencias características dentro de un intervalo de una frecuencia particular pueden ser determinados contando el número de los puntos característicos en un diagrama de espacio de frecuencia. Como esta es una tarea tediosa, se ha derivado un número de ecuaciones, que ceden valores aproximados para dichos números, el número de modos normales (N) bajo una frecuencia particular (f) es dado por:

$$N \cong (4 \pi V f^3 / 3C^3) + (S f^2 / 4C^2) + (L f / 8C) \quad (2.5)$$

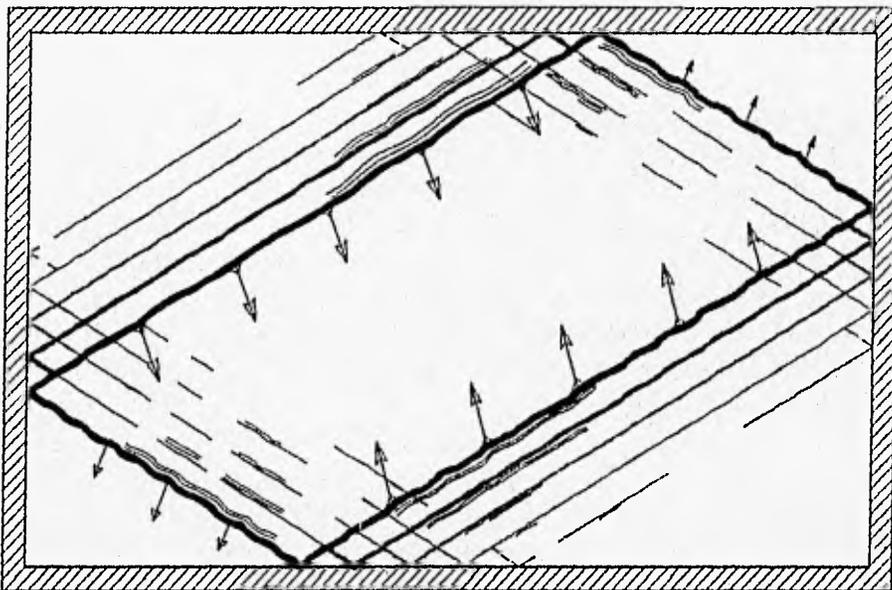
Donde:

V = Volumen del cuarto (m^3)

$S = 2 (I_x I_y + I_y I_z + I_x I_z)$ superficie total del cuarto (m^2)

$L = 4 (I_x + I_y + I_z)$, la suma de las longitudes de todos los bordes (m)

N = Número de modos normales



Forma tangencial

Fig. 2.6

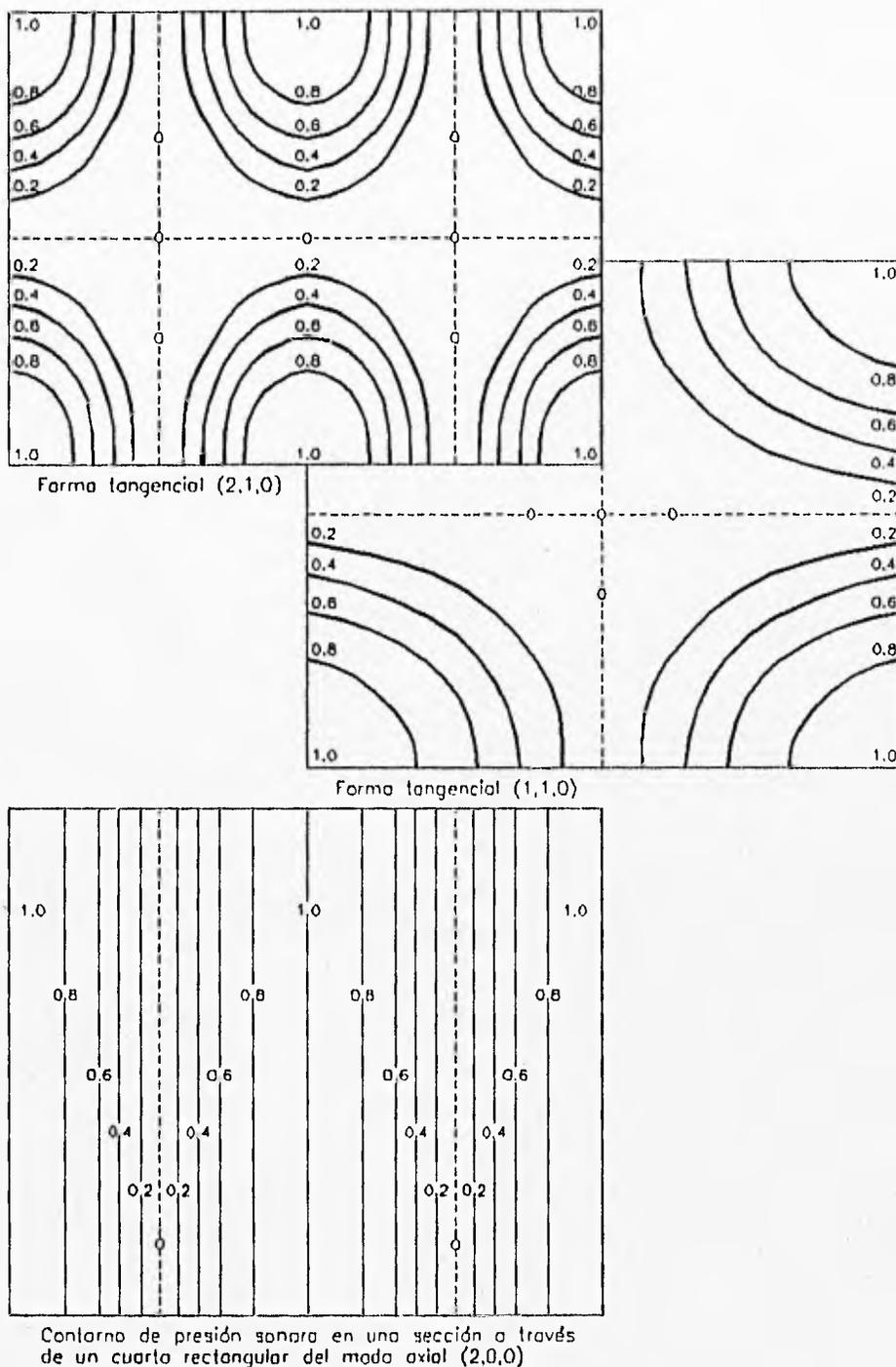
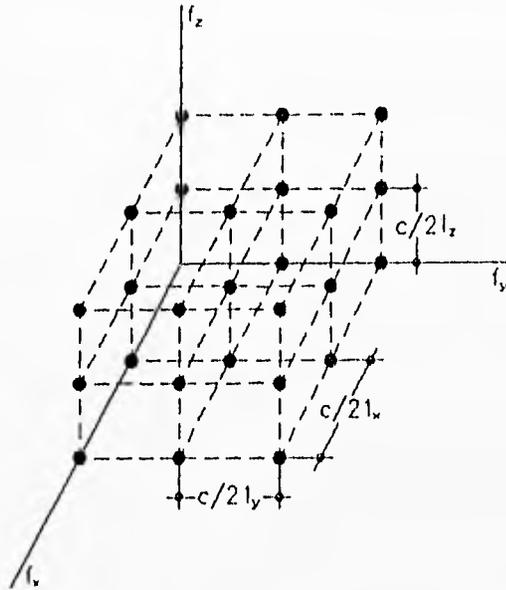


Fig. 2.7



Puntos característicos en el espacio de la frecuencia

Fig. 2.8

Para el aula reverberante de dimensiones 7.85 x 6.25 x 4.95 m. mencionada de antemano, el número de modos normales bajo la frecuencia de 100 Hz. calculado por medio de la ecuación 2.5, es 44.8 que está de acuerdo con el valor exacto de 44.

Al diferenciar la ecuación 2.5 con respecto a (f), se obtiene una expresión que da un valor aproximado al número de modos ΔN , en la banda de frecuencias, Δf , que está centrada en f .

$$\Delta N = [(4\pi V (f/C)^3 + \pi S/2 (f/C)^2 + L/8 (f/C)] \Delta f/f \quad (2.6)$$

Para la cámara reverberante descrita arriba, el número de modos en la banda de tercios de octava (ej. Δf es 23% de f) centrada sobre 100 Hz, como está calculada a partir de la ecuación 2.6 es 25 si se cuenta el número de modos de la Tabla 2.2 nos da 28.

Para el mismo cuarto, el número de modos predichos por la ecuación 2.6 en la banda de tercios de octava centrada sobre 1000 Hz. esta arriba de 18000. Esto significa que hay una distribución modal bastante pareja a estas altas frecuencias y que los espacios entre las frecuencias características están tan cerrados que las resonancias específicas pueden ser omitidas.

En la figura 2.9 se muestran las resonancias de un cuarto de dimensiones 2.5 x 3 x 7 m. cuando se excita por medio de un tono puro de una bocina; la fuerza eléctrica transmitida a la bocina se mantiene constante. Los números de modos están escritos arriba de las crestas de cada resonancia correspondiente.

Si el cuarto posee muros que son capaces de absorber energía sonora, entonces el efecto de este amortiguamiento sobre las ondas estacionarias en el cuarto pueden ser investigadas con la introducción de una condición de amortiguamiento, $e^{-\beta t}$ que es la ecuación de ondas estacionarias no amortiguadas (ecuac. A.8); por ejemplo: reemplazando $j\omega$ por $j\omega - \beta$.

Teóricamente es posible aplicar condiciones fronterizas en las varias superficies de muros y, así, determinar las frecuencias características de los modos normales.

Sin embargo, debido a la complejidad del problema, en el presente una solución solamente puede ser obtenida para configuraciones especialmente simples de material absorbente de sonido. El argumento matemático para el caso de vibración amortiguada, es similar al caso de vibración no amortiguada excepto que las condiciones fronterizas en el caso amortiguado dependen de las características absorbentes de los muros. Estas características son mejor descritas con el concepto de la impedancia acústica específica normal (Z_n), que es la relación entre la presión y la velocidad normal del aire en la superficie del muro (véase definición cap. 1). Esta cantidad es mas fundamentada y mas fácilmente medida que el coeficiente de absorción de una superficie. La impedancia acústica específica normal de un material relativo al aire esta dada por:

$$Z_n = (r_n + jX_n) \rho c \quad (2.7)$$

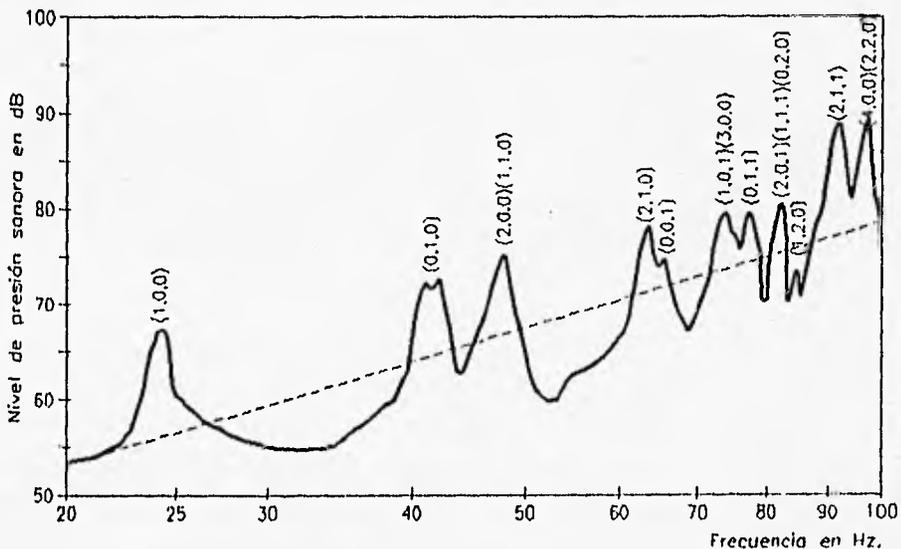
Para muchos materiales que son usados para superficies de muros $r_n \gg X_n$ y $r_n \gg 1$. Para estas condiciones particulares se halla que las frecuencias características de las ondas amortiguadas y no amortiguadas son las mismas.

El amortiguamiento de los varios tipos de ondas depende de la posición del material absorbente; el material absorbente es más efectivo cuando está colocado en las esquinas del cuarto porque ahí es donde cada modo normal tiene su presión máxima.

2.8 PRINCIPIOS PARA EL DISEÑO DE CUARTOS Y AUDITORIOS

El tamaño de un cuarto o auditorio y la cantidad de dinero que se invierta para la construcción son dos factores que usualmente se deciden antes de que un especialista sea consultado para ayudar en el diseño de la acústica en la construcción.

El principal factor para el diseño acústico es el tiempo de reverberación. Las opiniones varían considerablemente sobre cuál es el valor óptimo del tiempo de reverberación para un auditorio para un uso particular; sin embargo, se puede decir que los tiempos de reverberación para un discurso o música grabada debieran ser lo más corto posible, pues se está solamente interesado en el sonido directo y no en el reverberante; para música ligera deben ser cortos y para un concierto y música de iglesia deben ser largos. Con la medición de los tiempos de reverberación en auditorios que son considerados como poseedores de buenas cualidades acústicas, se puede llegar a una relación entre el tiempo de reverberación "óptimo" para un uso particular y el volumen del auditorio (Fig. 2.10). Debe aclararse que estas curvas son aplicadas solo como una guía y que la cantidad de dispersión de esas curvas es grande.



Respuesta de una bocina en un cuarto de dimensiones
2.5 x 3 x 7 m

Fig. 2.9

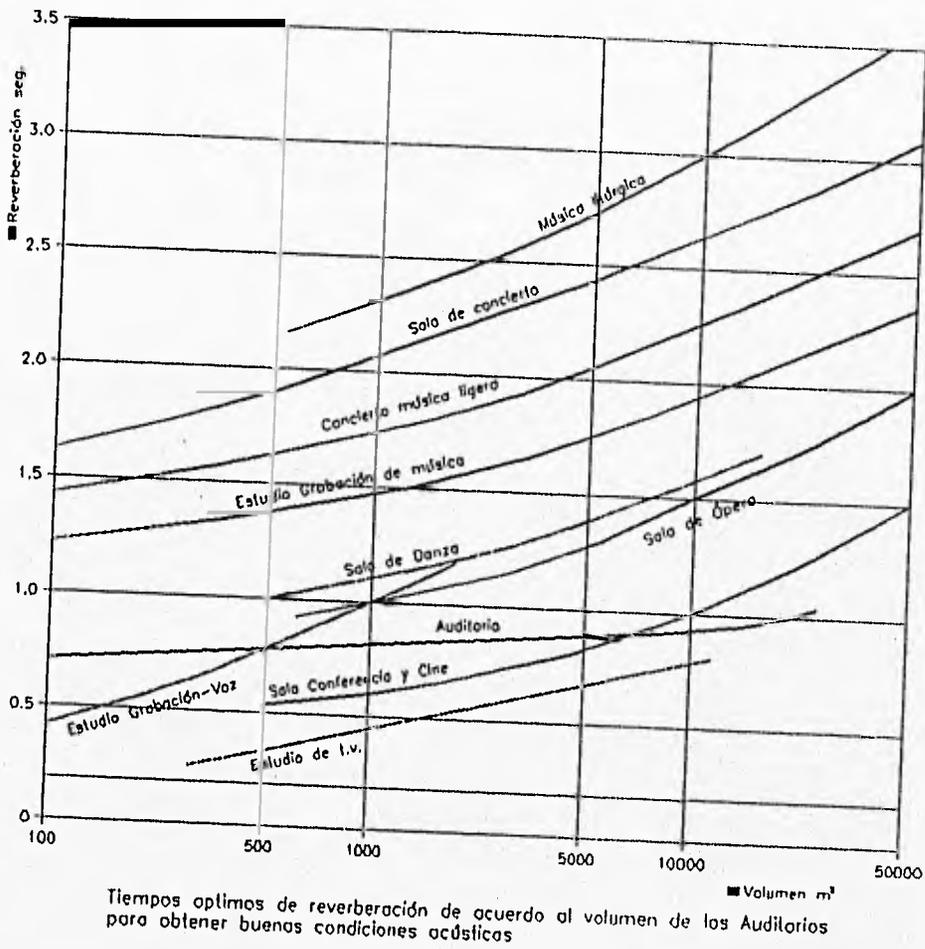


Fig. 2.10

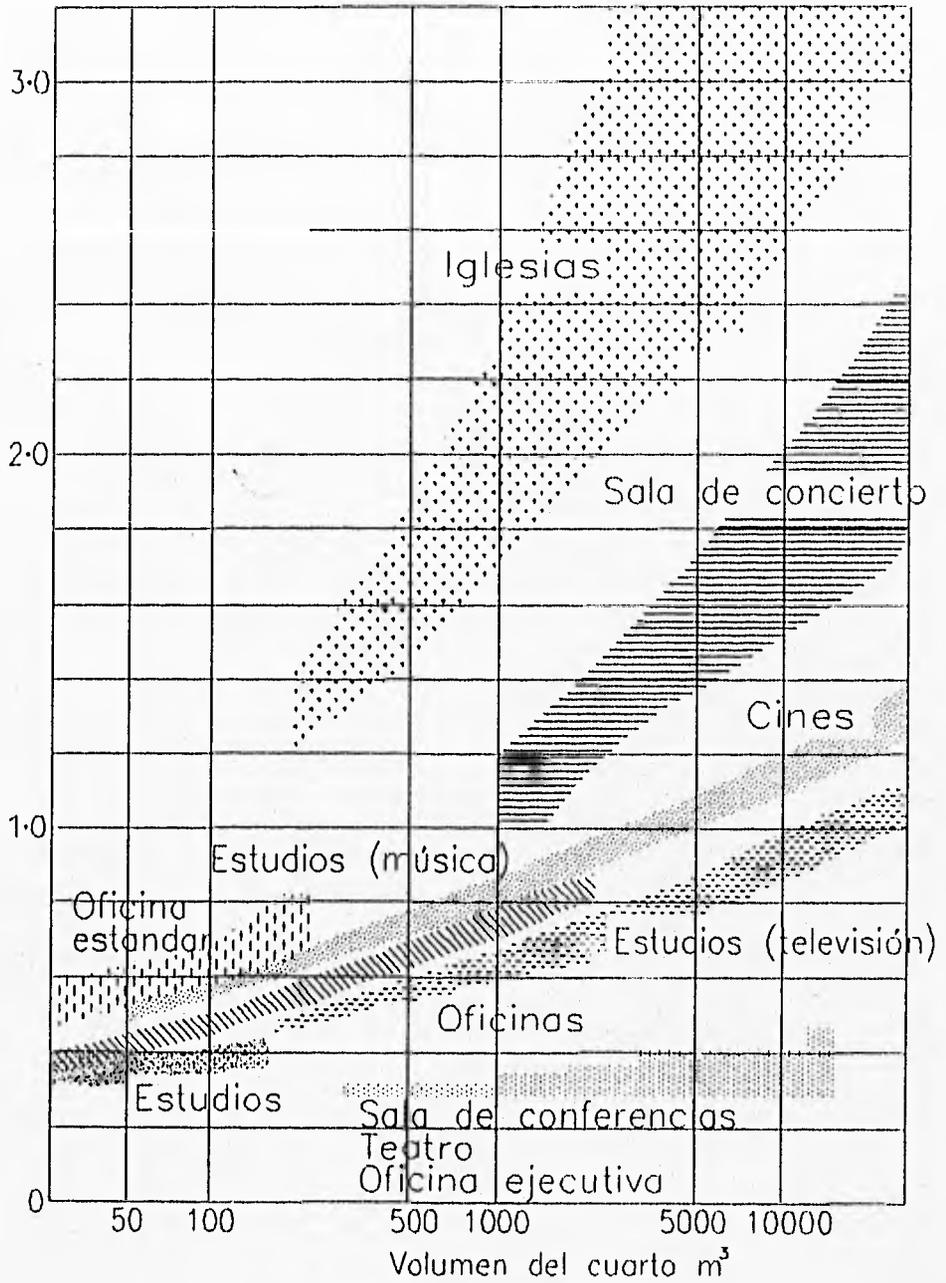


Fig. 2.11

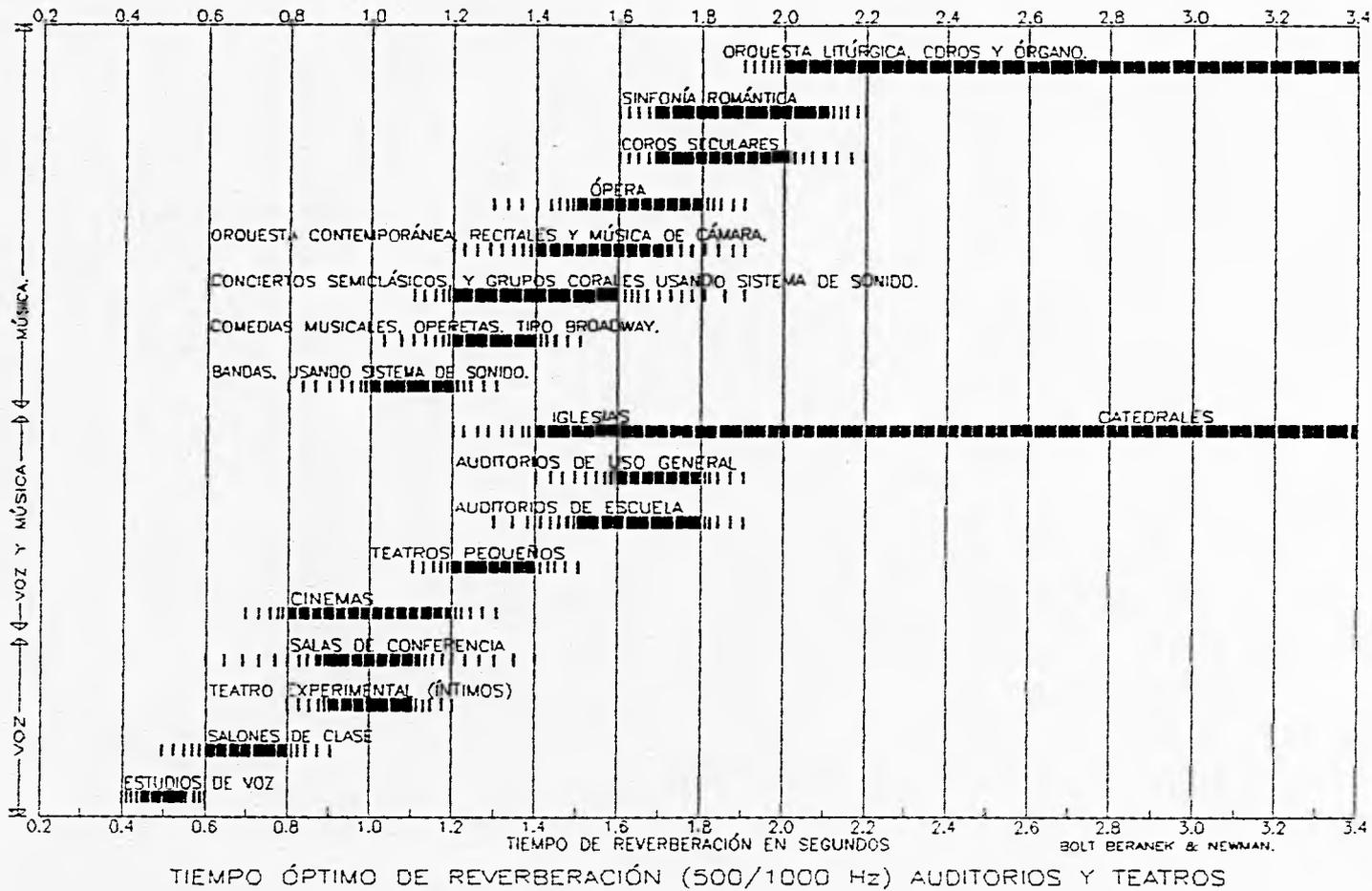
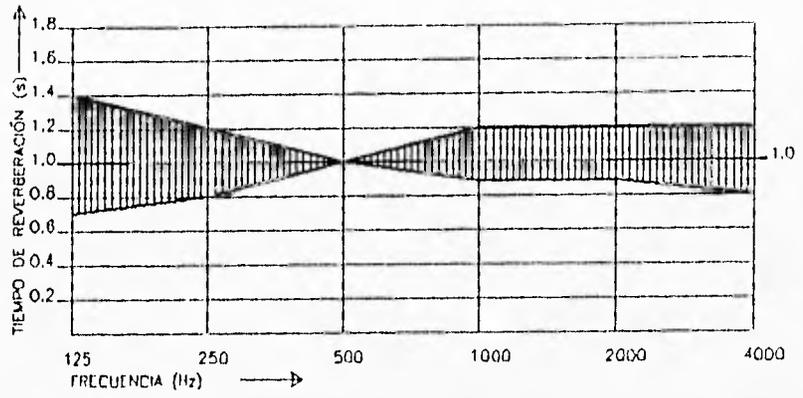
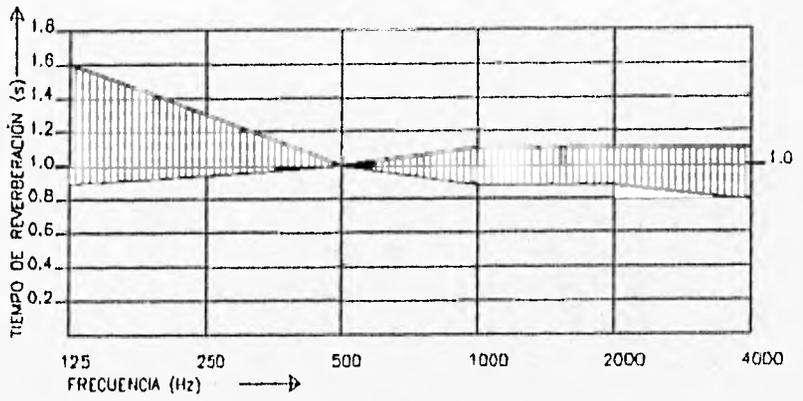


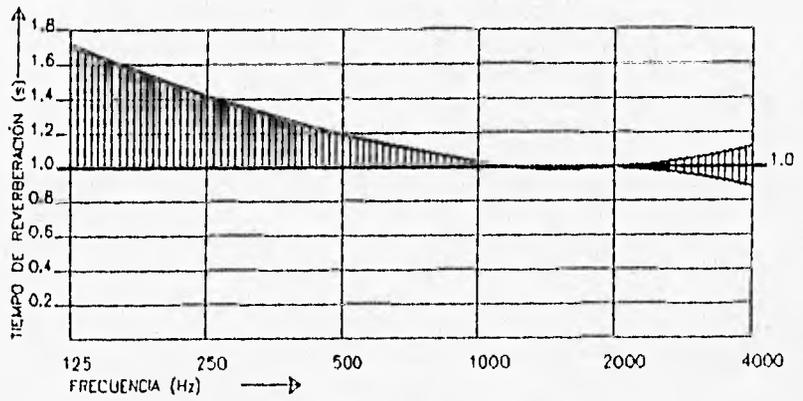
Fig. 2.12



Recomendada por Alemania para voz.



Recomendada por Alemania para música.



Recomendada por E.U. para voz y música.

Relación de tiempos de reverberación de acuerdo a las frecuencias medias (500 Hz - 1000 Hz).

Fig. 2.13

Como quiera que sea la calidad de la acústica de un auditorio, no solamente depende de tiempos de reverberación, sino de la forma y el tamaño del recinto, de la posición del material absorbente de sonido y la posición de la fuente de sonido y la audiencia.

Los defectos acústicos que pueden surgir debido a la forma y tamaño del recinto son los ecos. Puntos muertos y ondas estacionarias.

Un eco ocurre cuando una fuerte reflexión del impulso original es escuchado después de un intervalo mayor de 0.05 seg. desde que se escucho el impulso original. El oído funciona en tal forma que cuando el intervalo entre el sonido original y el reflejado es menor de 0.05 seg., entonces el sonido reflejado no es reconocido como un eco: sin embargo, se suma a la fuerza aparente del sonido original. Este fenómeno es conocido como el efecto de Haas.

Los "puntos muertos" pueden ocurrir en lugares de un auditorio que estén lejos de superficies reflejantes y que reciben el sonido solo después de que ha pasado sobre una superficie particularmente absorbente, por ejemplo: los "puntos muertos" pueden ocurrir en la parte posterior de los cines y teatros donde el sonido viaja con una incidencia casi rasante sobre la audiencia.

El fenómeno de ondas estacionarias ocurre cuando ambos, la fuente y el oyente, están entre un par de superficies paralelas duras y otras superficies cercanas son algo absorbentes: el sonido emitido por la fuente tendera a quedar "atrapado" entre las superficies reflejantes y oscilaran a un lado y a otro decayendo en forma relativamente lenta. Quien escucha percibirá esta energía oscilante como unas ondas estacionarias (o ecos estacionarios sucesivos) del sonido.

2.9 DISEÑO DE SALAS PARA LA VOZ

Cuando se diseña una sala de conferencias, el criterio mas importante es que el conferencista pueda ser pronta y distintamente escuchado por todos los miembros de la audiencia. Una medida cuantitativa del grado de claridad en varias posiciones en la sala puede ser obtenida por medio de pruebas de articulación. Estas pruebas consisten en leer en voz alta desde la plataforma del conferencista una lista de palabras monosilábicas sin sentido. Las personas de la audiencia escriben lo que creen haber oído. Un análisis de los porcentajes de los vocablos que fueron correctamente escuchados es llevado a cabo para dar el "índice de porcentaje de articulación" (P. S. A.).

El lenguaje normal y fluido puede ser entendido aun sin varias de las sílabas son ininteligibles. Esto se debe al hecho de que la audiencia puede reducir el sentido de la oración. Aun si hubieran perfectas condiciones de audición, el máximo valor de P. S. A. obtenido es normalmente de cerca del 95% debido a algunos errores aceptables. Un P. S. A. del 80% hace posible que la audiencia entienda cada oración sin un gran esfuerzo. En una sala donde el P. S. A. esta cerca del 75% el que escucha tiene que concentrarse para entender lo que se dice mientras que en una que tiene el 65% es muy pobre la inteligibilidad.

Si no hay un sistema de amplificación presente, habrá básicamente 4 factores que afecten la claridad de un discurso en una sala:

Uno: El nivel de ruido de fondo que puede distraer el sonido deseado. Este nivel debe ser mantenido debajo de 30 dB A.

Dos: El nivel de presión de sonido producido en el oído del oyente por el conferencista. Este depende de la distancia entre el oyente y el conferencista del volumen del cuarto y la naturaleza de lo que rodea al conferencista.

Tres: El tiempo de reverberación, en un discurso normal las sílabas fluyen rápidamente; a menos que cada sílaba decaiga rápidamente, tendera a disfrazar a aquellas que le siguen. Por lo tanto, el tiempo de reverberación no debe ser muy largo. Por otro lado, si el tiempo de reverberación tiende a cero, la ausencia de los componentes reflejados restringe severamente la porción del cuarto en la que el conferencista puede ser oído a una intensidad suficientemente alta para una buena inteligibilidad.

Cuatro: La forma del cuarto, debiendo haber sido diseñada para: 1) Evitar ecos y puntos muertos y 2) Que cada miembro de la audiencia tenga una buena visibilidad del orador, por esto, la articulación no será afectada.

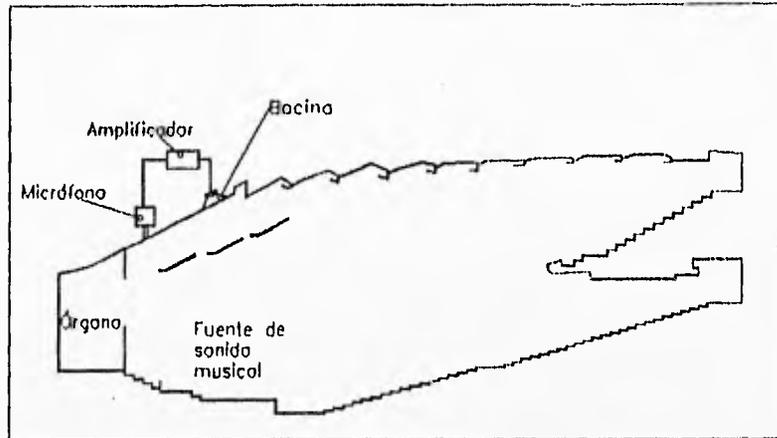
Un compromiso, por lo tanto, tiene que ser hecho entre una pérdida de definición debida a demasiado sonido reflejado y una pérdida de intensidad sonora debida a la excesiva absorción en los límites del cuarto.

En la práctica el conferencista se puede adaptar, por si mismo a un local en particular, hablando mas lento y con mas intensidad, cuando tenga una mayor audiencia; pero hay limites en cuanto a la cantidad posible de personas, forma de local, y puede surgir la necesidad de emplear un sistema de amplificación de sonido.

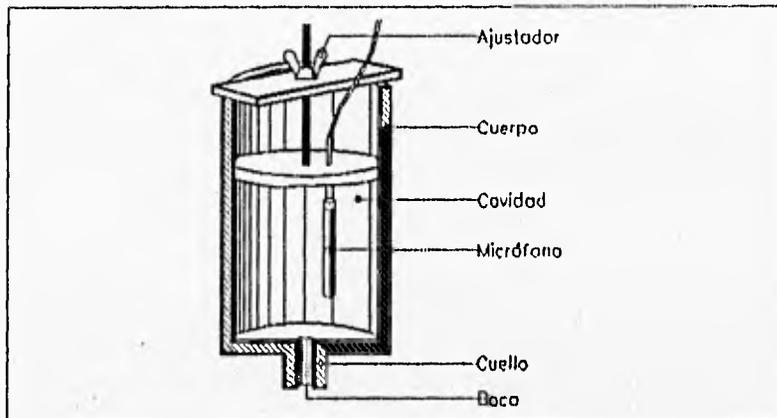
Una vez que se sabe el volumen que el recinto deberá tener y el tiempo de reverberación requerido, se puede decidir que tanto tratamiento de absorción sonora será necesario. La posición del material absorbente dentro del recinto dependerá de las circunstancias particulares pero en general, la mayor parte de este material deberá ser colocado en la parte del cuarto opuesta a las bocinas y montado sobre las superficies que puedan producir reflexiones sonoras indeseables. Los materiales absorbentes de naturaleza amortiguante como los tableros perforados o las tiras de madera con fibra de vidrio o lana mineral en su parte trasera. Deberán ser usados en paredes en las que puedan sufrir daño o desgaste; materiales menos robustos, como placas de fibra acústica, deberán ser usados solamente fuera del alcance de la mano.

Hay ciertas salas que requieren atención especial, pues son usadas para discursos; por ejemplo aquellas usadas para debates, teatros, cortes de justicia y salas de usos múltiples, como son recintos para escuelas, para la comunidad, etcétera.

En las salas de debates cada persona debe tener buena visibilidad hacia los demás presentes y la inteligibilidad debe ser aceptable en todas las posiciones de la sala. En los teatros, es importante que las cualidades naturales de las voces de los actores permanezcan intactas; sin embargo, este requerimiento de naturalidad no se aplica a las salas de reuniones publicas; los cuartos usados para voz y música tienen requerimientos conflictivos (tiempo de reverberación corto para voz y largo para darle profundidad a la música) por lo que se tiene un compromiso para su decisión en el que se sacrifican cualidades de uno u otro caso. Si se necesitara emplear un sistema de amplificación de sonido, esta decisión no será tan crítica pues para música, el tiempo de reverberación puede hacerse suficientemente largo con el sistema de amplificación de sonido para sobreponerse a este tiempo de reverberación. El tiempo de reverberación subjetivo de un auditorio puede ser ajustado para satisfacer el programa por medio de técnicas electroacústicas, por ejemplo, la técnica de resonancia auxiliada.



Técnica para reforzar algunas frecuencias
Fig. 2.14



Resonador Helmholtz usado en ayuda a la técnica resonadora

Fig. 2.15

Esta técnica aumenta el tiempo de reverberación prolongando la caída de los modos del cuarto o resonancias en el auditorio. Para un modo en particular en el que su reverberación tenga que ser "ayudada". Un resonador de Helmholtz es colocado en el auditorio donde hay una presión máxima para esta frecuencia en particular (Fig. 2.14). El resonador es entonces afinado a esta frecuencia ajustando el volumen de dicho resonador, un micrófono colocado dentro de la cavidad del resonador detecta la frecuencia seleccionada y alimenta la señal a través de un amplificador a una bocina que entonces emite una energía acústica a esa frecuencia regresándola al interior del auditorio. Este "complemento" con energía acústica compensa a una escala controlable a la energía sonora absorbida por la concurrencia y las superficies del cuarto. La velocidad de caída del sonido es así aminorada y el tiempo de reverberación es, por lo tanto, alargado.

Para tratar un rango de frecuencias, deben ser empleados muchos sistemas micrófono-bocina. El Royal Festival Hall en Londres, por ejemplo, tiene 172 de estos canales que cubren la amplitud de frecuencia desde cerca de 60 hasta 700 Hz. Los resonadores pueden ser colocados en cualquier parte en el auditorio, excepto cerca de la fuente de la música porque es el campo de reverberación y no el directo al que los resonadores deben responder. Las bocinas pueden ser colocadas en cualquier parte del auditorio (excepto muy cerca de los escuchas) porque con estos circuitos afinados es imposible decir de donde viene la energía sonora adicional. Este sistema ha estado en uso en el Royal Festival Hall de Londres desde 1962.

2.10 DISEÑO DE SALAS PARA MÚSICA

Es mucho más difícil establecer criterios de buenas condiciones de audición para música que para una sala de conferencias, ya que intervienen juicios estéticos y emotivos. Los criterios son casi totalmente subjetivos. Y los hacen muy difíciles de definir y, a veces, imposibles de medir. Así el diseño de salas para música es, tanto un arte como una ciencia.

Tras evaluar en forma notable sesenta salas de concierto, el Doctor L. L. Beranek, propuso 18 factores acústicos que deben ser listados por orden de importancia. De los resultados de sus investigaciones, Beranek desarrolló un sistema para evaluar las salas de concierto en términos de esos 18 factores. Estas investigaciones están descritas en su libro "Music, Acoustics and Architecture" por Leo L. Beranek publicada por John Wiley and Sons, New York, 1962. Algunos de estos factores los estudiaremos aquí.

SONORIDAD

La música en el recinto debe ser lo suficientemente sonora, como la energía sonora disponible de un instrumento musical es limitada, esto, por lo tanto, establece un límite en el tamaño del auditorio.

REVERBERACIÓN

Debe haber suficiente sonido reverberante, la cantidad de sonido reverberante requerido depende de la naturaleza de la música que se vaya a ejecutar. La música del período Barroco ó de cámara requiere tiempos cortos de reverberación, mientras que la música del período clásico, como los trabajos orquestales por Tchaikovsky y Wagner, demandan tiempos largos de reverberación.

DEFINICIÓN

La música debe poseer definición o claridad. Esta cualidad es básicamente la habilidad que tiene el escucha para diferenciar entre los diferentes instrumentos de una orquesta y también entre los diferentes sonidos musicales. La definición se contrapone a los tiempos largos de reverberación.

PLENITUD DE TONO

Esta cualidad describe el efecto de mezcla que la reverberación tiene sobre las notas y acordes sucesivos al oírse en un cuarto. La plenitud depende principalmente del tiempo de reverberación, mientras mas largo sea el tiempo de reverberación es mas probable obtener una plenitud adecuada.

La definición y la plenitud están relacionadas entre si. En lo referente a la voz, la definición depende de los escuchas que reciben el sonido directo y las primeras reflexiones que estén llegando no mas de 35 milisegundos mas tarde con mayor intensidad que la del sonido reverberante. Sin embargo, la plenitud depende principalmente cuando existe mucho sonido reverberante. Así, lo mas probable es que la definición sufra efectos si la reverberación se hace lo suficientemente larga para la plenitud máxima.

DEFECTOS OBVIOS

No deberán existir defectos obvios en la sala de música como ecos, zonas muertas, ondas estacionarias o focos sonoros causados por superficies curvas.

PRESENCIA O INTIMIDAD ACÚSTICA

Esta cualidad se refiere a la sensación de estar dentro de un espacio y donde el campo sonoro lo envuelve. El sonido debe ser reflejado al escucha de muchas superficies, desde muchas direcciones para que perciba el espacio en el que esta situado. La intimidad depende del tiempo transcurrido entre el sonido directo y la primera reflexión. Se ha notado que en salas angostas, con un intervalo de tiempo muy corto de aproximadamente 15 milisegundos, la sensación de intimidad en el centro del piso principal es extremadamente alta.

CRITERIO DE LOS MÚSICOS

Los músicos por sí mismos tienen dos criterios importantes para ser satisfechos. Primero, el recinto debe responder a sus instrumentos, esto significa que algo del sonido debe ser reflejado hacia ellos mismos del área donde se encuentran los escuchas pero con el cuidado de evitar ecos. Segundo, los músicos deben tener la capacidad de oírse unos a otros. Superficies reflectoras alrededor de la orquesta ayudarán a lograrlo.

La prueba de fuego para una sala o recinto musical es, por supuesto, el escuchar una representación viva. Un escucha con experiencia que se mueva alrededor de la sala durante la representación, podrá detectar la presencia de cualquier defecto. Entonces el consultor acústico debe sugerir medidas para remediar esta situación.

2.11 REFLECTORES, ABSORBENTES Y RESONADORES

Reflectores y absorbentes sonoros son usados frecuentemente para producir las condiciones acústicas deseadas en un recinto o auditorio. Algunas de las propiedades y aplicaciones de estos elementos serán discutidas aquí.

REFLECTORES SONOROS

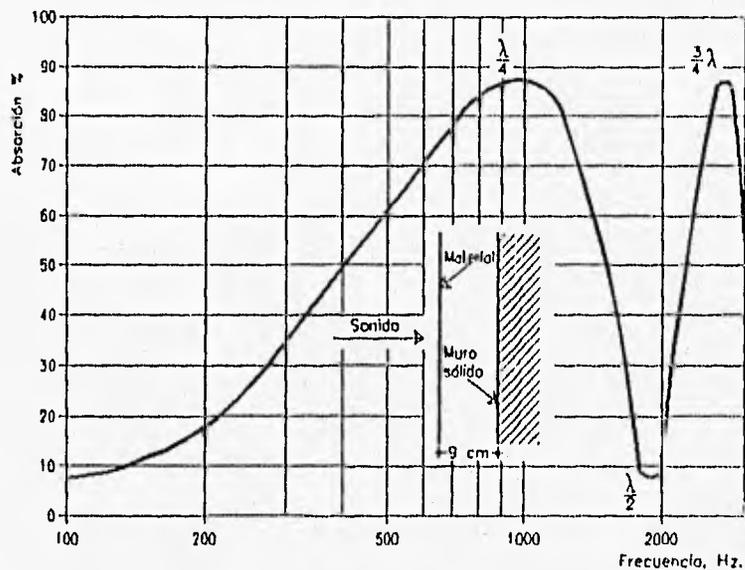
La relación de la cantidad de sonido incidente con respecto al reflejado en los límites de dos medios depende de las impedancias relativas de los mismos medios. Para un material que va a usarse como reflector de sonido. Su impedancia tendrá que ser diferente a la del aire, como la impedancia es igual al producto de la densidad por la velocidad del sonido en el medio, un reflector en el campo sonoro a través del aire deberá ser masivo. La reflexión geométrica de una onda sonora incidente solamente se podrá considerar cuando la superficie del material sea mas grande en relación con la longitud de onda de la energía sonora incidente: así, reflectores prácticos dentro de un recinto tendrán un corte definido en baja frecuencia como límite para actuar como difusores. En general, un panel con una dimensión mínima de aproximadamente 30 veces la longitud de onda del sonido incidente actúa como un reflector; cuando la dimensión mínima es de aproximadamente 10 veces la longitud de onda, ocurre algo de difracción, mientras que a menos de 5 veces la longitud de onda la energía incidente es difractada.

Muchos auditorios emplean reflectores suspendidos (por ej. la Sala Nezahualcóyotl, el Albert Hall de Londres, etc.) con ello se intenta combinar un volumen suficientemente grande para obtener tiempos de reverberación adecuados para la música y reflexiones de poco retraso para producir una buena definición.

ABSORBENTES SONOROS

Toda superficie de un cuarto y todo objeto dentro de él absorberá sonido en cierto grado. Objetos duros y planos como paredes y mosaicos absorberán mucha menor energía sonora que los materiales suaves y porosos como son las alfombras, muebles y personas. Los materiales porosos absorbentes de sonido que se usan para el control del ambiente acústico (por ej. fibra de vidrio, lana mineral) están caracterizados por algunas variables tales como porosidad, resistencia al flujo y factor estructural.

Una onda sonora que choca con este tipo de absorbente provoca que el aire en los poros comunicados comience a vibrar; pero como el movimiento de estas partículas de aire es restringido por la resistencia al flujo del material, parte de la energía sonora es disipada en forma de calor. La amplitud de la vibración de las partículas de aire es amortiguada progresivamente por la fricción ejercida contra las paredes de los poros. Esto actúa como resistencia.



Características de absorción en un material absorbente montado a 9 cm. de una pared sólida.

Fig. 2.16

En la práctica, las verdaderas características de absorción de muchos de estos absorbentes sonoros dependen del método de montaje. La absorción sonora máxima ocurrirá en un absorbente poroso cuando la velocidad de las partículas en este material llegue al máximo en una onda sonora que incide sobre un muro rígido. La velocidad máxima de las partículas será encontrada a $\frac{1}{4}$ de la longitud de onda desde la pared; así, para absorber energía de bajas frecuencias, el absorbente deberá ser ya sea muy grueso o ser montado con cierta separación del muro. Las características de absorción de un material poroso montado a una distancia de 9 cm. del muro sólido es mostrado en la figura 2.16. La máxima absorción ocurre a las frecuencias para las que la distancia entre el muro y el material absorbente corresponde de $\frac{1}{4}$ a $\frac{3}{4}$ de la longitud de onda de estas. La figura 2.17 nos muestra la dependencia de la absorción de un material poroso al espesor del material.

PANELES ABSORBENTES DE SONIDO

Si un panel es montado sobre un muro rígido, este arreglo se comporta de la misma manera que un sistema de resorte-masa. En este caso el panel es la masa y el aire encerrado detrás del panel el resorte, cuando la onda sonora choca con el sistema, este tiende a ser puesto en vibración. La transferencia máxima de energía ocurre cuando la frecuencia de la energía sonora incidente es la misma que la frecuencia resonante del sistema.

Como el panel tiene inercia y amortiguación, parte de la energía sonora es convertida en energía mecánica y disipada como calor, así, la absorción sonora se lleva a cabo. Sin embargo, como el mismo panel entra en vibración, este actuara como un radiador sonoro de tal forma que es muy difícil encontrar este tipo de sistema con un coeficiente de absorción efectiva mayor a 0.5. La frecuencia resonante de este sistema puede ser calculada con la siguiente ecuación:

$$f_{res} = 60 / \sqrt{md} \quad (2.8)$$

En donde:

m = masa del panel en kilogramos/metro cuadrado

d = distancia entre el panel y el muro en metros

Estos paneles resonantes son útiles para medias y bajas frecuencias (fig. 2.18). La absorción de la energía sonora cae rápidamente para frecuencias sobre la frecuencia resonante. Mayor amortiguación puede ser obtenida al introducir material amortiguante en la cámara de aire entre el muro y el panel. Esto amplía la gama de frecuencias para las que el resonador es efectivo.

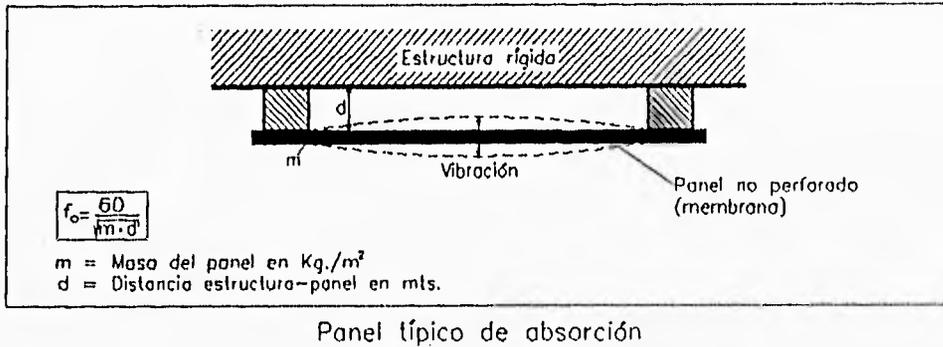


Fig. 2.18

RESONADORES

El tipo más simple de resonador es llamado resonador Helmholtz, este consiste de un volumen de aire contenido dentro de una cavidad conectada al aire del cuarto por una pequeña abertura conocida como el cuello (fig. 2.19). Cuando una onda sonora choca contra la abertura del cuello, el aire en el cuello entrará en vibración y el aire en la cavidad sufrirá compresiones y expansiones periódicas. La fricción entre el movimiento amplificado de las partículas del aire en el cuello y el cuello mismo provoca que la energía sonora sea absorbida. La absorción de un resonador sin amortiguamiento cae muy rápidamente en frecuencias arriba y abajo de la frecuencia resonante. Parte de la energía es conducida hacia dentro de la cavidad y esta energía es radiada nuevamente después de que el sonido incidente ha cesado. Así, el resonador puede prolongar el tiempo de reverberación de un cuarto. La frecuencia resonante de un resonador sin amortiguación puede ser evaluada con la siguiente fórmula:

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{LV}} \quad (2.9)$$

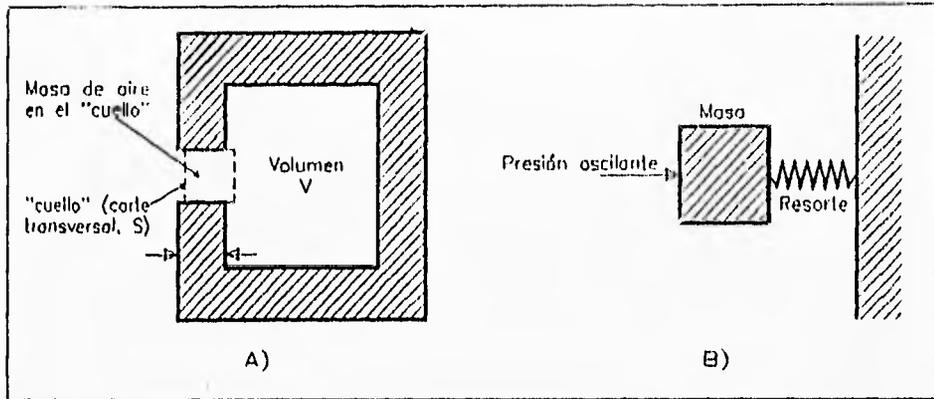
Donde:

c = Velocidad del sonido (m/s)

S = Superficie de un corte transversal del cuello (m^2)

L = Longitud del cuello (m)

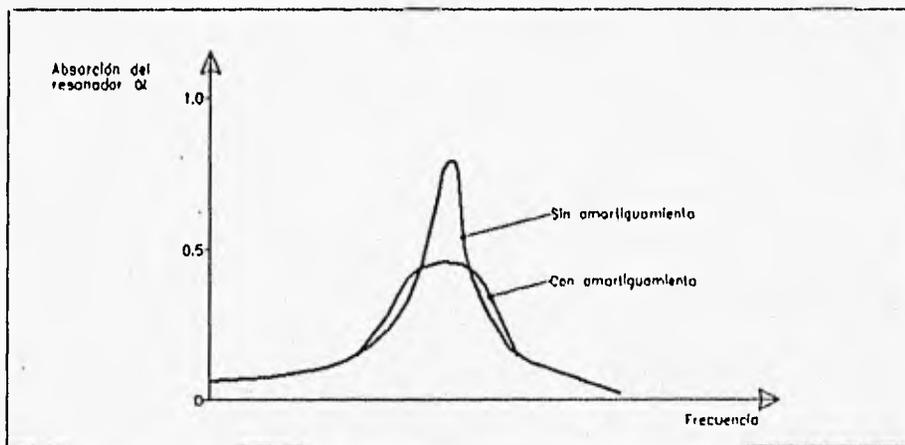
V = Volumen de la cavidad (m^3)



Resonador Helmholtz y su analogía mecánica equivalente

Fig. 2.19

Si el resonador es amortiguado, por ejemplo cubriendo la cavidad y el cuello con un material absorbente poroso, entonces el resonador será efectivo sobre un ancho de banda mas amplio, aunque su absorción máxima en la resonancia será disminuida (fig. 2.20). Los resonadores de Helmholtz pueden ser diseñados para proveer absorción en cualquier punto en la escala de frecuencias, pero por su sintonía delicada no se usan generalmente en el tratamiento acústico donde es requerido un cambio mayor, solamente donde un tiempo de reverberación especialmente largo es obtenido en una sola frecuencia, como el provocado por un modo normal, el cual se desea reducir, sin afectar considerablemente la reverberación promedio. Los resonadores de Helmholtz son mas eficientes para bajas frecuencias.

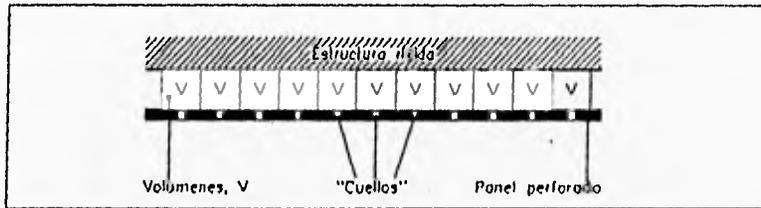


Características típicas de absorción del resonador Helmholtz con y sin amortiguamiento

Fig. 2.20

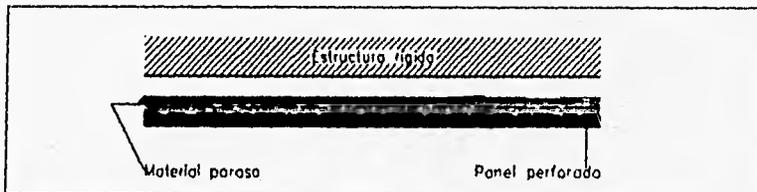
PANELES ABSORBENTES PERFORADOS

La aplicación más común de los resonadores de Helmholtz para la absorción de sonido se encuentra en los paneles acústicos. Estos consisten en un panel o tablero con una serie programada de huecos, montado de tal manera que encierre el espacio de aire entre el tablero y el muro (fig. 2.21). Las ranuras o huecos forman los cuellos de los resonadores y la porción del espacio de aire entre cada hueco forma la cavidad del resonador. Normalmente no es necesario dividir las cavidades entre uno y otro. Como para un solo resonador sencillo, la frecuencia resonante de un resonador múltiple es determinada por las dimensiones del cuello y de la cavidad pero el resonador múltiple no es tan selectivo en su absorción. En los tableros acústicos mas usados, se inserta dentro de la cámara de aire un material amortiguante tal como la fibra de vidrio o lana mineral así se incrementa la efectividad de la absorción arriba y abajo de la frecuencia resonante (fig. 2.22).



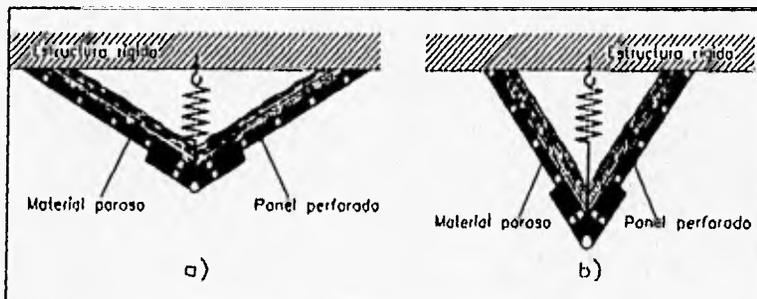
Ensamble de un panel absorbente Helmholtz

Fig. 2.21



Panel absorbente perforado cubierto con lana mineral

Fig. 2.22

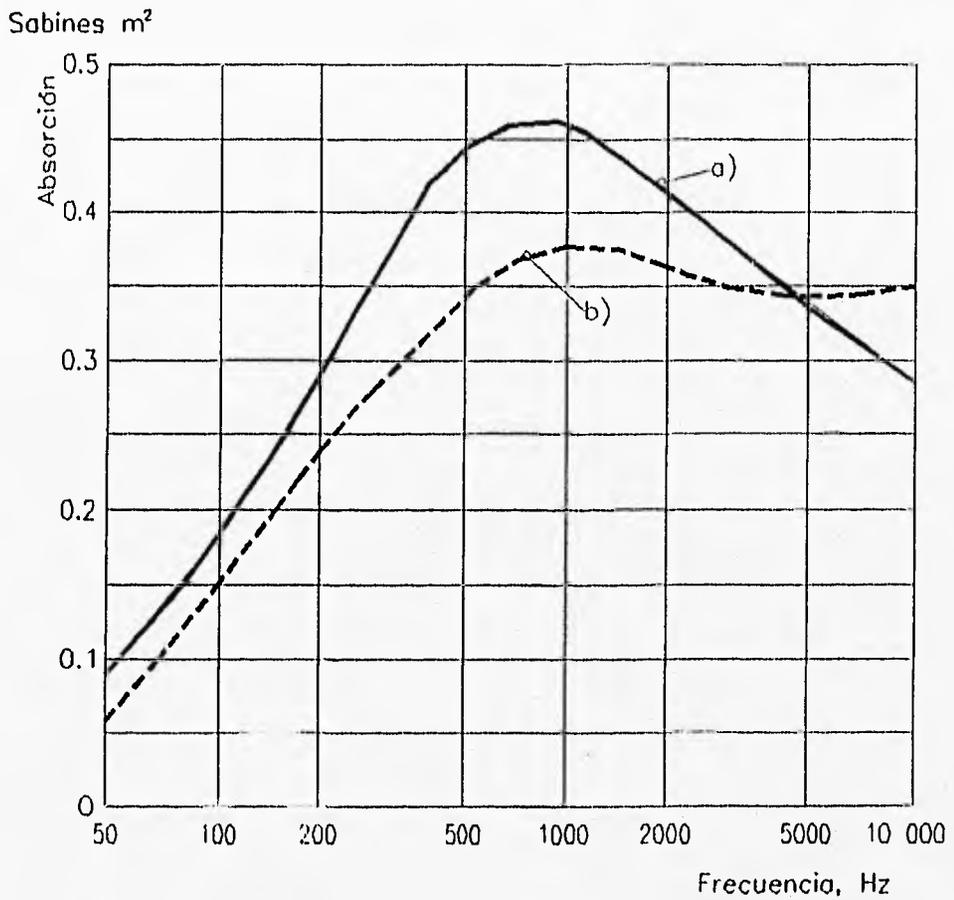


Absorbedor perforado de sonido "Kulihat"
 a) tres secciones b) dos secciones

Fig. 2.23

Para los tableros con huecos a espacios regulados del mismo diámetro el resonador tiene la misma frecuencia resonante, es posible que después de construido se le puedan hacer los huecos de acuerdo con las características de absorción deseadas.

Un tipo comercial de panel absorbente es el "kulihat". Es un absorbente cónico parecido a un sombrero chino que consiste de 2 o 3 sectores de aluminio perforado sostenidos por grapas de acero. El interior del kulihat esta tapizado con fibra mineral (fig. 2.23 a) y b)). Las características de absorción para kulihats de 2 y 3 secciones se muestran en la fig. 2.24.



Características de absorción de sonido para los absorbentes "Kulihat"

a) Tres secciones

b) Dos secciones

Fig. 2.24

ABSORBENTES FUNCIONALES

En algunos cuartos y salas no hay suficientes superficies disponibles para el montaje del material absorbente necesario. En esta situación, se pueden usar los absorbentes funcionales; estos son unidades tridimensionales de material absorbente suspendidas dentro del cuarto a cierta distancia de los límites de este. Como la energía del sonido puede chocar contra cualquier cara de estas unidades, son muy eficientes, este tipo de absorbentes es particularmente usado en talleres, gimnasios, albercas, etcétera.

Capítulo III

ACÚSTICA EN LOS EDIFICIOS

3. ACÚSTICA EN LOS EDIFICIOS.

3.1 INTRODUCCIÓN

Hasta el capítulo anterior solo se ha discutido el comportamiento del sonido dentro de los locales y en los espacios cerrados en este capítulo la atención se enfocara a la transmisión del sonido de un cuarto a otro y a las propiedades del aislamiento del mismo en elementos de construcción de edificios tales como muros, pisos, puertas y ventanas el aislamiento sonoro es especialmente pertinente cuando se diseñan edificios multifamiliares, conjuntos de casas, hospitales, escuelas etc. donde prácticamente todo sonido intruso es considerado altamente indeseado.

3.2 GENERACIÓN MECÁNICA DEL SONIDO.

El sonido se puede propagar a través de algunas vías aéreas o estructurales del edificio por esto los mecanismos de generación de sonido pueden ser divididos en dos grupos generales.

Un grupo esta formado por las fuentes que generan el sonido directamente hacia el aire como es la voz, las bocinas, etc. El aislamiento contra este sonido se llama aislamiento sonoro aéreo.

El otro grupo esta formado por aquellas fuentes que actúan directamente sobre la estructura del edificio usualmente producidos por medio de impactos o vibraciones de equipo, la transmisión del sonido es entonces llevada a través y a lo largo de toda la estructura, podemos citar los siguientes ejemplos: pasos (l taconeos, instalaciones ruidosas de plomería, portazos, etc., de hecho este tipo de ruido es realmente la combinación de ambos ruidos: aéreo y de impacto, porque los impactos producen un sonido aéreo y este ruido aéreo será transmitido. Sin embargo en casi todos los ruidos producidos en el cuarto receptor por la transmisión del ruido de impacto este predominara, el aislamiento contra este sonido es llamado aislamiento sonoro de impactos.

3.3 AISLAMIENTO SONORO.

Cuando hablamos sobre el aislamiento que dos cuartos tienen contra los ruidos aéreos o de impacto, normalmente se considera a uno de ellos como cuarto emisor y al otro como receptor. El problema básico es determinar (y o reducir) los niveles de presión sonora

producido en el cuarto receptor debido a la fuente sonora que actúa desde el emisor. El caso más simple a considerar es en el cual dos cuartos tienen un elemento divisor común como por ejemplo, un muro o un piso/techo.

3.4 AISLAMIENTO SONORO AÉREO.

Una fuente de sonido que opera en un recinto producirá un campo sonoro reverberante que, chocará sobre todas las superficies del mismo. La energía sonora incidente sobre el muro divisorio dependerá de la potencia de salida de la fuente sonora y de la absorción total en el cuarto. Esta energía sonora incidente será en parte reflejada hacia el mismo cuarto y otra parte "absorbida" por el muro, el reflejo o la absorción depende de la diferencia de impedancias entre el muro y el aire. Una parte de la energía que es absorbida será disipada en forma de calor y el resto se propagará a través del muro hacia los límites del cuarto receptor. En estos límites las impedancias relativas del material del muro y del aire determinan otra vez el porcentaje de la energía transmitida hacia dentro del cuarto receptor. El efecto general es que toda la pared es forzada a vibrar por medio de las fluctuaciones de presión de las ondas sonoras incidentes, (normalmente la vibración del muro puede ser detectada solamente con la ayuda de un acelerómetro o un transductor similar, pero con las ondas sonoras particularmente intensas se puede sentir la vibración del muro). El muro que vibra actúa de la misma manera que una bocina: radia energía acústica hacia el cuarto adyacente.

La cantidad de radiación de la pared y, por lo tanto, el aislamiento sonoro provisto por la pared dependen de la frecuencia del sonido, de la construcción y material de la pared y sobre todo de su peso. Como es posible imaginar; mientras más masiva sea la pared será más difícil para las ondas sonoras ponerla en vibración. La característica de aislamiento sonoro de una pared es usualmente expresada en términos de índice de reducción sonora (R) (referido como la pérdida de transmisión en los Estados Unidos de América) expresado como:

DONDE

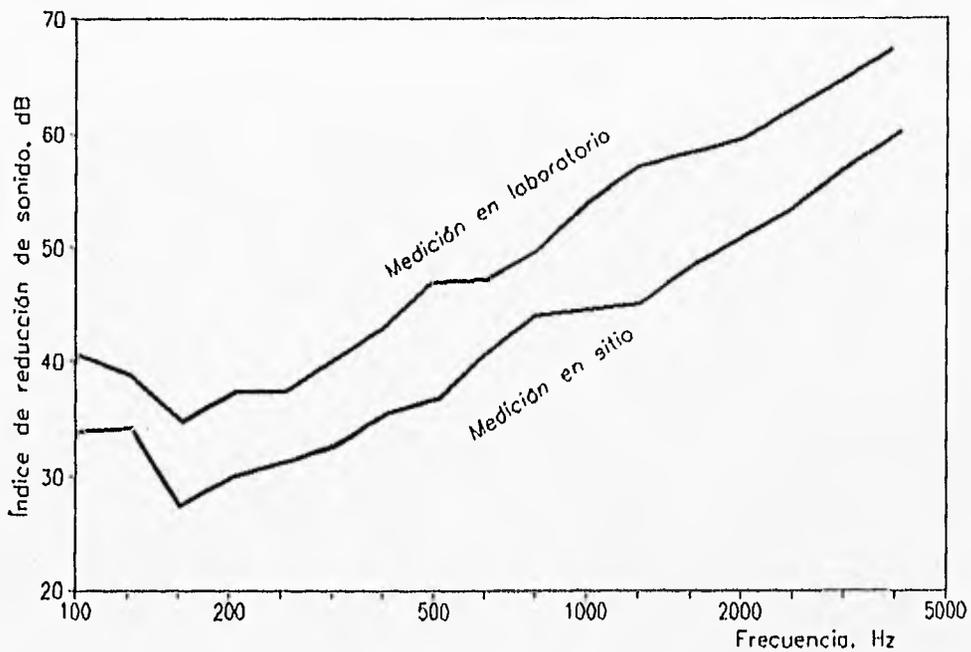
$$R = 10 \log (W_1/W_2) \text{ dB} \quad (3.1)$$

Donde

W_1 = poder sonoro incidente en la pared

W_2 = poder sonoro transmitido a través de la pared

Una curva de aislamiento típica para un muro de concreto de 15 cm., se muestra en la figura 3.1. Por ejemplo, si el índice de reducción sonora de una pared en particular fuera de 40 dB entonces la energía sonora incidente sería reducida en 40 dB en transmisión a través de ella: entonces, solo un diezmilésimo de la energía sonora incidente sería transmitido, es decir, mientras más grande sea el valor para el índice de reducción sonora de una pared, mayor será el aislamiento sonoro que provea.



Índice de reducción de sonido en función a la frecuencia, en muros de concreto de 15 cm. de espesor, medidos en el laboratorio y medidos en sitio.

Fig. 3.1

El índice de reducción sonora depende del ángulo de incidencia del sonido impactante. Si los campos sonoros en los dos cuartos son difusos, y tomando en cuenta que el sonido es transmitido solo a través del muro divisorio, entonces el índice de reducción sonora puede ser evaluado en la siguiente ecuación:

$$R = L_1 - L_2 + 10 \log (S/A) \text{ dB} \quad (3.2)$$

Donde:

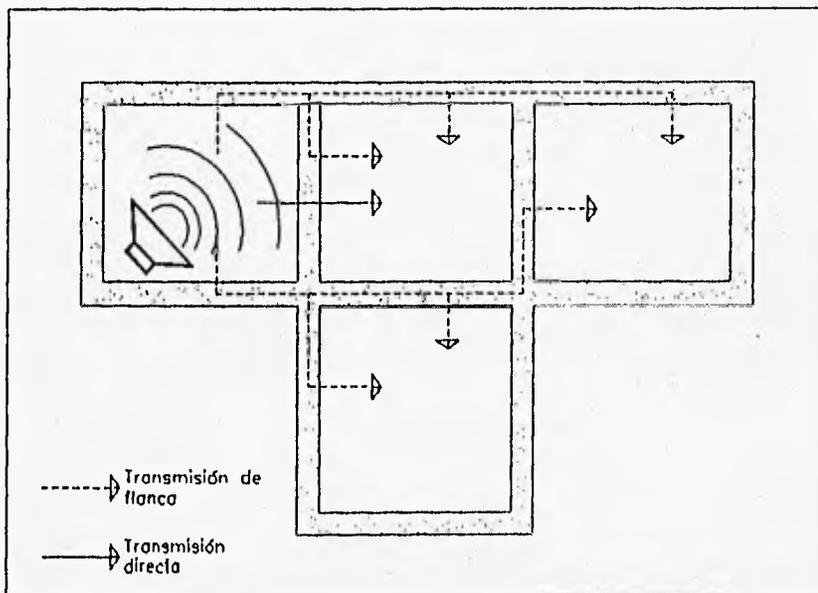
L_1 = Nivel promedio de presión sonora en el cuarto "fuente"

L_2 = Nivel promedio de presión sonora en el cuarto receptor

S = Superficie del muro divisorio.

A = Superficie de absorción del cuarto receptor determinada por las mediciones de reverberación

Excepto en cámaras de transmisión diseñadas especialmente en laboratorio, prácticamente siempre hay cierta cantidad de transmisión indirecta o transmisión de flanco. Varias posibles sendas de transmisión entre cuartos adyacentes se pueden ver en la figura 3.2. Además de las sendas de transmisión que nacen de la estructura que aquí se muestran puede haber transmisión a través de ductos de aire, fisuras alrededor de puertas, etc.



Caminos de transmisión entre locales.

Fig. 3.2

Para determinar en la transmisión de flanco la cantidad conocida como el "índice aparente de reducción", se utiliza, R' , que está definido como:

$$R' = 10 \log (W_1/W_3) \quad (3.3)$$

Donde:

W_1 = Poder de incidencia del sonido sobre el muro.

W_3 = Poder total de sonido transmitido dentro del cuarto receptor.

El índice aparente de reducción de sonido puede ser evaluado por una expresión de la forma de la eq. (3.2).

$$R' = L_1 - L_2 + 10 \log (S/A) \text{ dB} \quad (3.4)$$

En una situación práctica, es en la reducción de ruido aparente, más que en la reducción absoluta en la que se está interesado. También podemos expresar que la reducción práctica entre dos cuartos es la resta de los niveles de sonoridad y así tenemos:

$$\text{REDUCCIÓN DE RUIDO} \quad NR = IL_1 - IL_2 \quad (\text{dB}) \quad (3.5)$$

IL_1 = Nivel de intensidad sonora del cuarto emisor. (dB)

IL_2 = Nivel de intensidad sonora del cuarto receptor (dB)

Para poder determinar la energía sonora que se transmite al cuarto receptor, tenemos esta práctica fórmula que se usa principalmente para la combinación de diferentes materiales como elemento divisorio, damos el ejemplo de muro de tabique y puerta o ventana:

$$I_r = I_e S \tau / A_r \text{ (para división de un solo material)} \quad (3.6)$$

$$I_r = I_e (S_1 \tau_1 + S_2 \tau_2) / A_r \text{ (W/m}^2 \text{) (para muro divisorio con diferentes elementos)} \quad (3.7)$$

I_r = intensidad del cuarto receptor (W/m²)

I_e = intensidad del cuarto emisor (W/m²)

S = superficie del muro divisorio (m²)

τ = coeficiente de transmisión sonora

A_r = absorción total del cuarto receptor [m² (sabine's métricos
ó ventana abierta, que es la unidad de absorción acústica)]

Para determinar el coeficiente de transmisión sonora de cualquier elemento, tenemos como auxilio la tabla de materiales que se encuentra en la parte final de este tema, en esta tabla de materiales obtenemos la pérdida de transmisión acústica (TL) de los materiales mas comunes usados en arquitectura y, para obtener el coeficiente de transmisión (τ) nos baste usar la fórmula siguiente:

$$TL = 10 \log 1 / \tau \quad (\text{dB}) \quad (3.8)$$

3.5 AISLAMIENTO DEL SONIDO DE IMPACTO.

Las fuentes del sonido de impacto (como son las pisadas) actúan directamente en la estructura del edificio, causando que la estructura vibre y radie la energía acústica al cuarto receptor.

Las características del aislamiento de impactos de un piso es generalmente expresado en términos del nivel de presión por sonido de impacto, (L_i), que es la presión de sonido promedio en una banda de frecuencia específica en el cuarto receptor, cuando el piso que se esta probando es excitado por una fuente sonora de impactos normalizada.

Al efecto de absorción de sonido, el cual ocurre en el cuarto receptor, se le aplica una corrección al nivel de presión de sonido de impacto; a esta corrección se le conoce como nivel de presión del sonido de impacto normalizado, y se define por:

$$L_n = L_i - 10 \log (A_0/A) \quad \text{dB} \quad (3.9)$$

DONDE:

L_n = nivel de presión de sonido de impacto normalizado

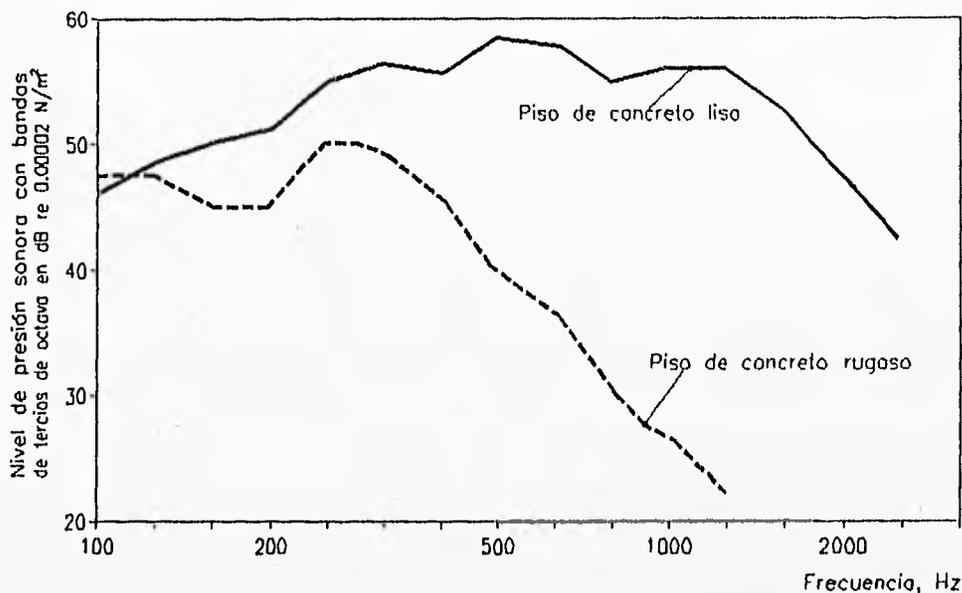
L_i = nivel de presión de sonido de impacto

A_0 = 10 m², superficie de absorción de referencia.

A = área de absorción equivalente medida en el cuarto receptor.

Solo en una cámara diseñada especialmente en un laboratorio, la transmisión de flanco del sonido de impacto estará casi siempre presente. Una curva típica de nivel de presión de sonido de impacto normalizada para un piso de concreto sólido es mostrada en la figura 3.3. Uno de los métodos mas ingeniosos para crear ruidos de impactos normalizados consiste en que una persona de un peso específico camine a un paso normal y use zapatos comunes.

Otro método consiste en pegar con una pelota al piso superior esto excita las paredes y los techos.



Niveles de presión de sonidos de impacto típicos normales, medidos directamente bajo un piso de concreto, utilizando una máquina de impactos como FUENTE sonora.

Fig. 3.3

El método mas comúnmente usado para la excitación de pisos es la máquina de impactos normalizada. Esta máquina consta de cinco martillos de metal que son levantados por un motor, y después se les suelta desde una altura de 4 cm para, así golpear el piso que se desea con una frecuencia de 10 impactos por segundo.

El mejoramiento de aislamiento acústico de impacto (la reducción del nivel de presión sonora de impacto) es la diferencia entre el promedio de niveles de presión sonora antes y después de algún tratamiento que se le aplique al piso (la instalación de algún recubrimiento al piso, algún piso flotante, o bien un falso plafón, etc.).

La atenuación de ruido transmitido a través de los materiales de construcción es normalmente muy pequeña (Tabla 3.1), por lo que, máquinas y otras fuentes que producen impactos y vibraciones deben ser aisladas de la estructura principal del edificio de ser esto posible.

MATERIAL	dB/30m
HIERRO	0.3 - 1.0
TABIQUE	0.5 - 4.0
CONCRETO	1.0 - 6.0
MADERA	1.5 - 10.0

Tabla 3.1 Atenuación de ondas longitudinales en los materiales de los edificios

3.6 ÍNDICE DE REDUCCIÓN DE SONIDO A TRAVÉS DEL AIRE PARA UN MURO SÓLIDO HOMOGÉNEO.

La relativa importancia de los diferentes mecanismos de la transmisión sonora a través de un sólido varía de acuerdo con las bandas de frecuencia que se traten. Un muro sólido posee la cantidad de rigidez y masa, y así puede, mostrar resonancia y el efecto de los modos o coincidencias. Transmisión a bajas frecuencias depende principalmente de la rigidez del muro, (el amortiguamiento y la masa no son tan importantes). En las frecuencias ligeramente altas, la resonancia del muro controla su comportamiento. En frecuencias cerca del doble de la frecuencia de resonancia más baja, los muros tienden a conducirse como un ensamble de pequeñas masas y se dice que son masas controladas, la relación conocida como ley de la masa puede ser derivada a partir de consideraciones teóricas de la transferencia de energía desde ondas sonoras incidentes al azar a las partículas de la pared y luego al aire del otro lado, la ley de la masa puede ser expresada como:

$$R = 20 \log (fM) - 47 \text{ dB} \quad (3.10)$$

Donde:

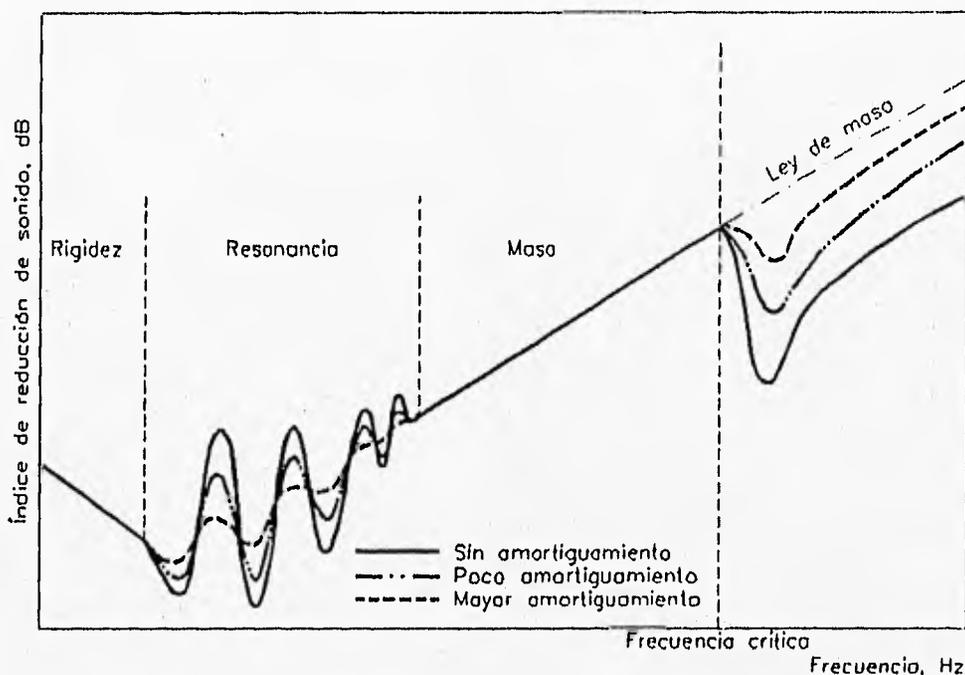
f = frecuencia del sonido incidente, Hz

M = densidad superficial del muro en Kg./m²

Esta relación da el índice de reducción sonora máximo para una incidencia al azar. La ley de la masa deberá ser usada solamente para dar una guía del aislamiento que se pudiera obtener. En la práctica, el aislamiento sonoro que se obtiene es siempre unos cuantos decibeles menos que la teórica máxima.

En la región de la masa controlada el índice de reducción sonora se incrementa en aproximadamente 6 dB cada vez que se duplica la frecuencia, por ejemplo, 6 dB por octava, y también 6 dB cada vez que se dobla el peso de la superficie del muro, que significa, para un material en particular, por cada vez que se duplica el espesor del mismo. La región de la masa controlada se extiende por arriba de la frecuencia crítica; esta es la frecuencia en la cual la longitud de onda de las ondas que hagan "doblar" al muro, sea la misma que la longitud de la onda del sonido radiado en el cuarto receptor o en otras palabras, la frecuencia mas baja que sea capaz de excitar el efecto de coincidencia (véase la sección). Arriba de la frecuencia crítica la rigidez del muro también desempeña un papel muy importante.

Las diferentes regiones son mostradas en una curva del índice de reducción sonora idealizado en la Fig. 3.4.



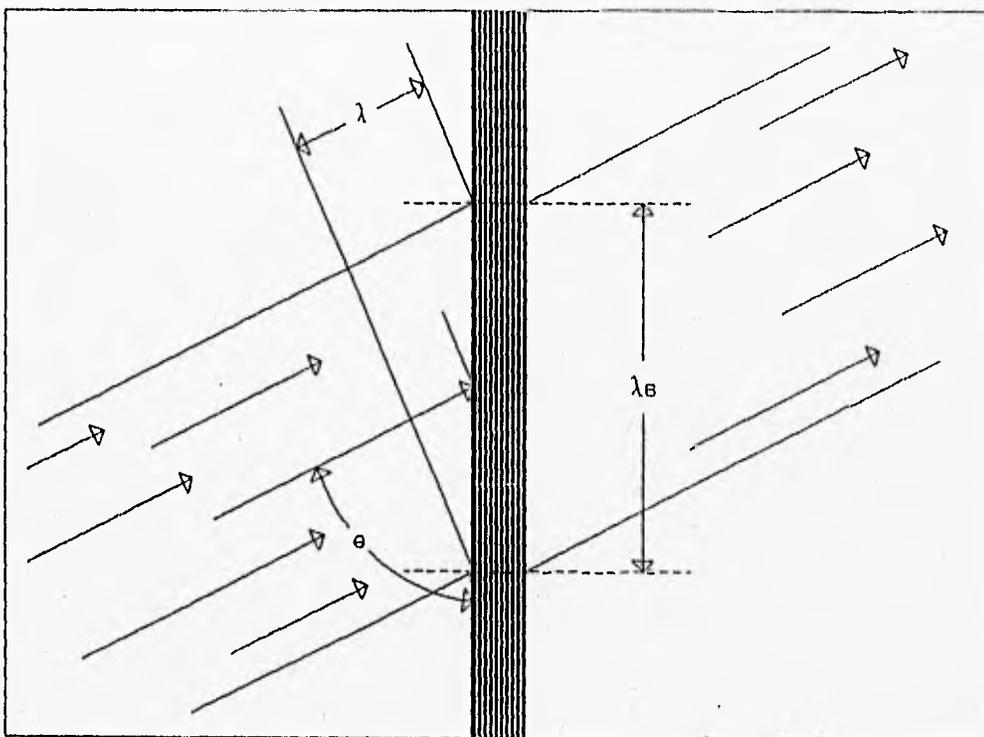
Curva para el índice de reducción de sonido ideal para varios grados de amortiguamiento.

Fig. 3.4

3.7 EFECTO DE COINCIDENCIA

En el aire el sonido es propagado por ondas longitudinales a una velocidad que es la misma para todas las frecuencias, por lo tanto en las estructuras sólidas tales como un muro, el sonido puede ser propagado longitudinal, transversalmente y por ondas vibrantes del mismo muro. Lo más importante desde el punto de vista la acústica de los edificios son las ondas vibrantes de los elementos, estas ondas están asociadas con grandes desplazamientos transversales que pueden acoplarse a las ondas longitudinales del aire que los rodea.

Ondas vibrantes de diferentes frecuencias viajan a diferentes velocidades, la velocidad se incrementa con la frecuencia, esto significa que para cualquier frecuencia arriba de una cierta frecuencia crítica hay un ángulo de incidencia por el cual la longitud de onda de la onda vibrante del muro puede ser igual a la longitud de onda en el aire proyectada sobre el muro. Esta es la condición conocida como coincidencia (véase figura 3.5).



Efecto de incidencia

Fig. 3.5

Cuando la coincidencia ocurre hace que aumente más la eficiente transferencia de energía del aire al muro a el aire del otro lado del muro, así, el aislamiento efectivo del muro es mas bajo y produce "el valle de la coincidencia" en la curva de aislamiento, (fig. 3.4).

La condición para que se produzca la coincidencia es la siguiente:

$$\text{SEN } \theta = \lambda / \lambda_B \quad (3.11)$$

DONDE:

λ = longitud de onda del sonido en el aire
 λ_B = longitud de onda del sonido en el muro

Se observa claramente que si la longitud de onda del sonido en el aire es mayor que la longitud de onda del sonido del muro, ninguna coincidencia puede ocurrir porque el seno no puede ser mayor que 1. Cuando el sonido incidente tiene una frecuencia fija, el ángulo en el cual la coincidencia ocurre es definido como "el ángulo de coincidencia"; cuando el ángulo esta fijo entonces la frecuencia a la cual la coincidencia ocurre es definida como "la frecuencia de coincidencia".

La frecuencia crítica es definida como la frecuencia mas baja a la cual ocurre la coincidencia

$$\lambda = \lambda_B, \text{ ó, } C = C_B$$

DONDE:

C = Velocidad del sonido en el aire
 C_B = Velocidad del sonido en el muro

En otras palabras, la frecuencia crítica es la frecuencia de coincidencia mas baja posible y ocurre cuando el sonido roza el muro ($\theta = 90^\circ$).

En muchos casos, el valle de la coincidencia ocurre en la gama de frecuencias de 1000 Hz. a 4000 Hz., lo que incluye frecuencias importantes de la voz. Cuando se especifica el índice de reducción sonora para un muro divisorio, es necesario definir el aislamiento requerido sobre una amplia gama de frecuencias, así un simple dato representa el índice de reducción sonora promedio y, por lo tanto no muestra las deficiencias que da el efecto de la resonancia o coincidencia.

3.8 MÉTODOS PARA EL MEJORAMIENTO DE AISLAMIENTO SONORO A TRAVÉS DEL AIRE DE LOS ELEMENTOS DE LOS EDIFICIOS.

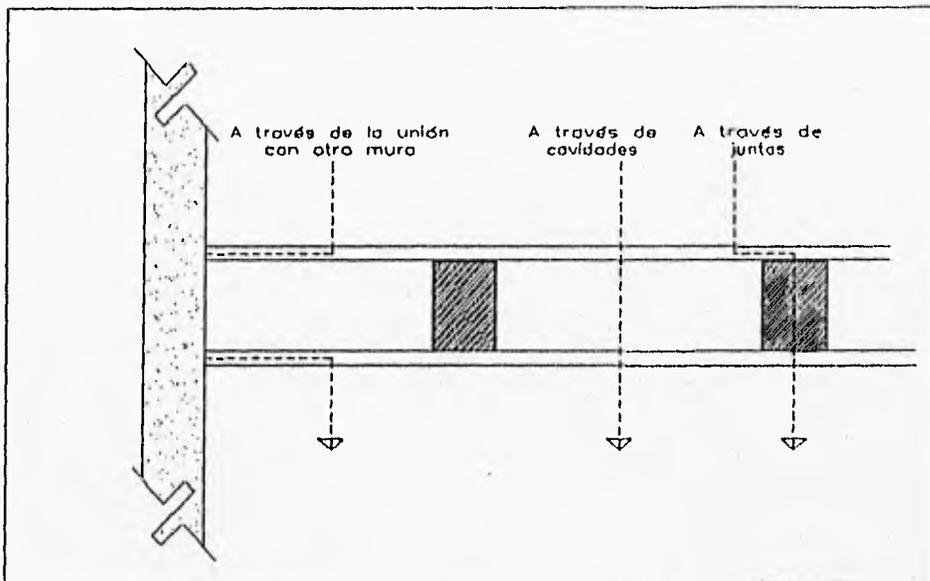
AMORTIGUAMIENTO

En elementos constructivos que tienen un gran índice de reducción de sonido sobre una alta gama de frecuencia, el elemento (muro, piso, puerta, ventana) podría poseer una gran masa y una pequeña rigidez. Un elemento con suficiente masa podría proveer un buen aislamiento, pero su potencial total no se libera porque una gran rigidez limita la gama de frecuencia entre la resonancia y la coincidencia. No es muy usual la posibilidad de reducir la rigidez de un elemento existente pero a veces, los efectos de la rigidez se pueden reducir por incremento de amortiguamiento en el elemento. El amortiguamiento es efectivo solo en la gama de frecuencias donde ocurre la resonancia y la coincidencia por tanto, se puede decir que no hay efecto en el índice de reducción de sonido dado por amortiguamiento, en la gama de frecuencias donde la ley de la masa se aplica (véase figura 3.4) el método más común para aumentar el amortiguamiento es la aplicación de una densa capa de un material plástico amortiguante en un lado del elemento, si se provee de una buena unión entre la capa y el elemento, una gran proporción de la energía incidente se podrá disipar en la capa. Las estructuras multicapas o estructuras sandwich se pueden construir con este método. Este tipo de tratamiento solo es efectivo en elementos que tienen inherentemente una pequeña cantidad de amortiguamiento y una pequeña masa superficial, podría ser inútil, por ejemplo, una capa de amortiguamiento a un muro de 15 cms. de espesor de concreto denso, aunque el comportamiento de un muro divisorio de metal puede ser mejorado en forma considerable por este tratamiento.

ELEMENTOS DE DOBLE HOJA

El aislamiento de un elemento de hoja sencilla puede ser mejorado con el incremento de la masa del mismo elemento, pero este proceso se puede seguir hasta cierto punto, por ejemplo si se propone un muro divisorio de un peso superficial de 50 kg./m² y luego es reemplazado por un muro de concreto de 200 kg./m² entonces el aislamiento mejorara en 10 dB, el incremento en costo y peso puede ser justificado en algunos casos, sin embargo. si ya existe una pared de tabique y una mejoría de 10 dB en el aislamiento; entonces cuadruplicar la masa de la pared seguramente no seria una proposición práctica, aparte de que a estos altos valores de aislamiento sonoro, las paredes laterales normalmente constituyen las principales

vías de transmisión, en un principio, puede pensarse que una manera de aumentar el aislamiento sería construir una segunda pared justamente atrás de la primera; así, si las paredes fueran idénticas y el aislamiento de una sola fuera de 40 dB, entonces el aislamiento total para ambas paredes sería de $40 + 40 = 80$ dB. Desafortunadamente en la práctica esto no es posible. Si los muros son completamente separados uno de otro sin que tengan ninguna liga o soportes comunes perimetrales y además si los espacios de aire entre los muros que sean más grandes que un metro entonces el aislamiento total se aproximara a los 80 dB. La práctica indica que los muros usualmente tienen soportes comunes en sus perímetros y es muy raro encontrar muros de doble hoja con cavidades más amplias que algunos centímetros, si se considera la transmisión sonora a través de un elemento de doble hoja tal como se muestra en la figura 3.6. Hay varias vías posibles de transmisión: a través de la cavidad, las conexiones perimetrales y también a través de las conexiones estructurales.

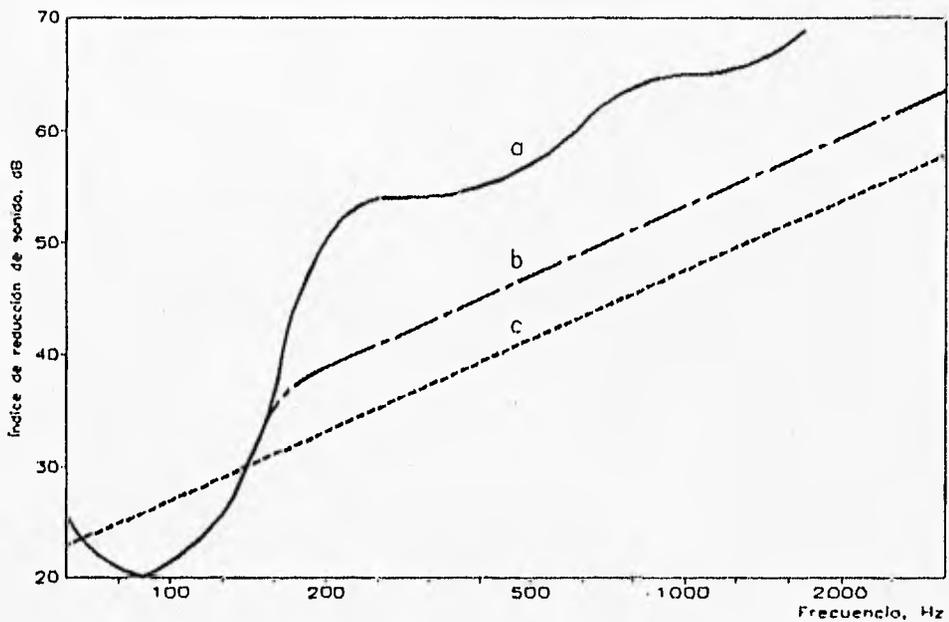


Transmisión por sendas a través de un muro doble

Fig. 3.6

En la figura 3.7 se muestra el aislamiento obtenido cuando las hojas están enteramente sin conexiones una de otra y el efecto comparado con una con conexión.

A bajas frecuencias, el aire entre las dos hojas acopladas funciona como si fuera un resorte. Una frecuencia de resonancia, f_r , existe, la cual es determinada por la masa de las hojas y por el ancho de la cavidad, en la frecuencia de resonancia hay una baja abrupta en el valor del aislamiento. En la práctica debería planearse que f_r ocurriera en frecuencias de menos de 100 Hz., por lo que, son esenciales placas de masa baja y cavidad amplia arriba de la frecuencia de resonancia, el aislamiento se incrementa mas rápidamente con la frecuencia comparado con un muro sencillo del mismo peso pero arriba de aproximadamente 250 Hz. el problema de las resonancias de la cavidad aumenta y tiende a reducir el aislamiento. Estas resonancias pueden ser reducidas considerablemente si se llena la cavidad con material absorbente sonoro tal como fibra de vidrio o lana mineral, no es necesario llenar toda la cavidad, con una capa de aproximadamente 3 centímetros será suficiente. Un material absorbente será mas efectivo en construcciones ligeras y no tiene casi ningún efecto sobre las construcciones pesadas de albañilería o muros de concreto.



- Pérdida de transmisión
- a) Pérdida de transmisión teórica de un muro doble de masa M
 - b) Medición típica de pérdida de transmisión de un muro doble.
 - c) Ley de masa para muros simples de masa M

ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA

Fig. 3.7

La transmisión a través de uniones comunes y alrededor de los perímetros comunes viene a ser un factor importante cuando el aislamiento requerido deba ser mayor que 40 dB. Para aislamientos mayores de 50 dB el cuarto emisor y el receptor deberán ser aislados de la vibración uno del otro.

TRANSMISIÓN DE FLANCO

Frecuentemente, el aislamiento esperado de un muro divisorio no se nota debido a la transmisión de flancos (véase figura 3.2). Hay otras vías de transmisión que el sonido puede seguir además del camino directo a través del muro divisorio para obtener el aislamiento deseado, ninguna de las vías por los flancos deberá ser mas débil que el aislamiento del camino directo.

El que halla caminos de flanco significa que en algunos casos no tiene caso construir un muro de alto aislamiento sin que se hagan cambios estructurales en los demás elementos del edificio del recinto.

Si se conocen las frecuencias críticas del muro divisorio y los elementos de los flancos que son bajos comparados con las gamas de frecuencia de interés, entonces la cantidad de energía radiada por los diversos elementos de flanco pueden ser medidos y comparados con la cantidad de energía dentro del cuarto receptor que es radiada por el muro divisorio por medio de la siguiente expresión:

$$W_K = \rho c S_K \bar{V}_K^2 \sigma_K \quad (3.12)$$

Donde:

W_K = La potencia sonora radiada desde el elemento K

S_K = El área del elemento k

\bar{V}_K^2 = La velocidad promedio al cuadrado del movimiento normal a la superficie

σ_K = La eficiencia de la radiación que tiene l arriba de la frecuencia crítica

ρc = La impedancia característica del aire que tiene el valor de 415 rayls a temperatura y presión atmosférica estándar.

PUERTAS

Por dos razones, el aislamiento dado por una puerta no cumple las predicciones de la ley de la masa y la inercia:

A) Casi siempre hay pequeñas ranuras entre la puerta y el marco, y entre el marco y el muro a través por las que se puede transmitir el sonido.

B) El tamaño de la puerta es mucho menor que el tamaño del muro en que es colocada, por lo que las frecuencias resonantes de la puerta ocurren a más altas frecuencias que en un muro hecho del mismo material.

Por lo tanto, el aislamiento que es dado por una puerta estimado por la ley de la masa, será siempre algo más alto que lo que en realidad se puede obtener.

Cuando se requiere un aislamiento sonoro alto en las puertas, es necesario que se sellen todos los cantos con mucho cuidado con juntas especiales a base de felpas, hules, vinilos, etc.

Se pueden obtener en el aislamiento valores más altos de los esperados por la ley de la masa si se usan dobles puertas, si las dos puertas están separadas por un espacio de aire pequeño, y se coloca material absorbente de sonido en el perímetro interior de ese espacio de aire, se obtendrá un mejoramiento en el aislamiento. Para puertas dobles separadas por lo menos 8 cm, su aislamiento promedio esperado es por lo menos de 5 dB más grande que el de la ley de la masa si se suma la masa de las dos puertas. Los sellos de las puertas deben ser cuidadosamente colocados y elegidos como si se tratara de una puerta sencilla, estos sellos pueden ser hechos de material compresible, de lengüeta doblada que evitan chiflones de aire y el paso de ruido; también es necesario tapar los orificios de las chapas o cerraduras.

MUROS Y VENTANAS EXTERIORES

Muchos de los ruidos que molestan a las personas dentro de los edificios tienen su origen en el exterior. El ruido producido por tales fuentes como el tráfico aéreo o terrestre y ruidos producidos por la industria entra a los edificios a través de muros, techos, ventanas y puertas expuestos al exterior. Muchos edificios modernos tienen techos de concreto o materiales pesados semejantes, así que esto no representa un problema tan grande como los muros y ventanas exteriores.

El aislamiento de la fachada exterior es, por lo regular determinada por el aislamiento de las ventanas cuando es requerido un alto grado de aislamiento es esencial que se usen ventanas fijas selladas, lo que nos indica que se necesitara obligatoriamente un sistema de ventilación mecánico.

El aislamiento de una ventana es mas difícil de evaluar que el de un muro, pues, es mas dependiente de las dimensiones de esta, y de los efectos de coincidencia que desempeñan un papel importante. Una evaluación no muy precisa del aislamiento puede ser obtenida por la ley de la masa.

La curva de aislamiento de una ventana con un solo cristal se distingue por una profunda baja en la gama de medias frecuencias; en esta zona el oído es más sensible cuando el ruido del tráfico es el que se tiene que reducir, esto no es tan perjudicial al aislamiento porque predominan las bajas frecuencias.

Sin embargo, los pequeños lapsos en que se manifiesta el bajo aislamiento de la ventana son mas notorios cuando la fuente de sonido proviene de un jet, por el deficiente aislamiento de la ventana en la gama de altas frecuencias.

Como con muros y puertas, se puede obtener una mejora en el aislamiento de una ventana con una construcción de doble capa, por ejemplo una ventana con doble cristal separado por un espacio de aire. El comportamiento de este tipo de construcción es parecido al sistema de masa-resorte-masa; como las masas de los cristales son relativamente bajas, la dureza del resorte (el espesor del espacio de aire) deberá ser grande con objeto de bajar la frecuencia resonante lo suficiente. Los dobles cristales usados para aislamiento térmico normalmente tienen una cavidad muy pequeña (entre 1 y 2.5 cm), de tal manera que las masas están ligadas por un resorte rígido.

Consecuentemente, la frecuencia resonante esta situada a aproximadamente 300 Hz.. Y así el aislamiento sonoro en esta región de la frecuencia es bajo.

Los dobles cristales pueden ser hechos para proveer un aislamiento sonoro eficiente con un espacio de aire de por lo menos 75 mm. Una mejora adicional en el aislamiento se obtiene colocando material absorbente en el perímetro interior del marco de la ventana dentro de la cavidad.

ENTREPISOS

Se aplican los mismos principios para la transmisión sonora a través del aire para los elementos de los entrepisos que para los muros. Sin embargo, deberán ser dadas consideraciones especiales para el control del ruido de impactos a los cuales están sujetos los pisos, ya que un diseño que es bueno para aislar sonido aéreo (a través del aire) puede no ser aceptable desde el punto de vista de la transmisión de impactos, como por ejemplo, una losa de concreto.

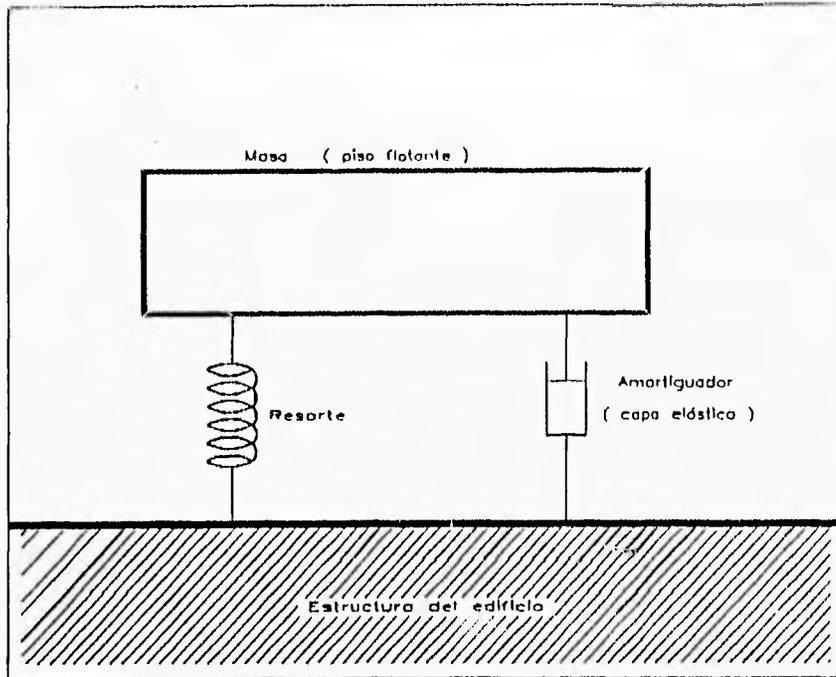
Una solución obvia para el problema de aislamiento de impactos es reducir el efecto del impacto sobre la estructura principal cubriendo el piso con una capa de material flexible como alfombra o losetas de hule, la acción de esta capa flexible es de amortiguar el efecto del impacto y así reducir la cantidad de energía transmitida a la estructura.

Los recubrimientos de los pisos son más efectivos en la reducción de altas frecuencias para el ruido de impactos. Cuando se elige un material apropiado para piso se toman mas en cuenta algunos factores no acústicos como son la durabilidad, la resistencia a sustancias químicas, etc.

Algunas veces estos requerimientos pueden ser logrados instalando un piso compuesto de una capa dura en la parte superior y un material flexible en la parte inferior como linóleo sobre un tablero suave de fibra.

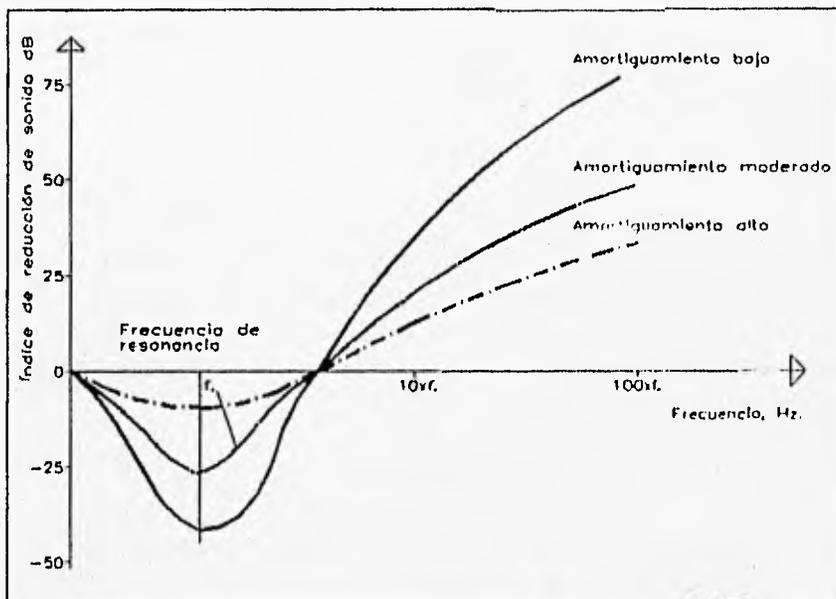
PISOS FLOTANTES

Uno de los medios mas prácticos para obtener un alto aislamiento sonoro de impactos en un edificio es usar una construcción de piso flotante. Un piso flotante descansa sobre el piso estructural pero es separado de este por un soporte flexible tal como una colchoneta de lana mineral o fibra de vidrio. La construcción puede ser considerada como un elemento amortiguador, sistema masa-resorte, como se muestra en la figura 3.8. es de vital importancia en la construcción de cualquier piso flotante, que el elemento flexible no tenga ninguna conexión rígida con la estructura, ya que cualquier unión rígida permitirá que sea transmitido el sonido a través de este elemento como un puente a la estructura.



Analogía mecánica de un piso flotante

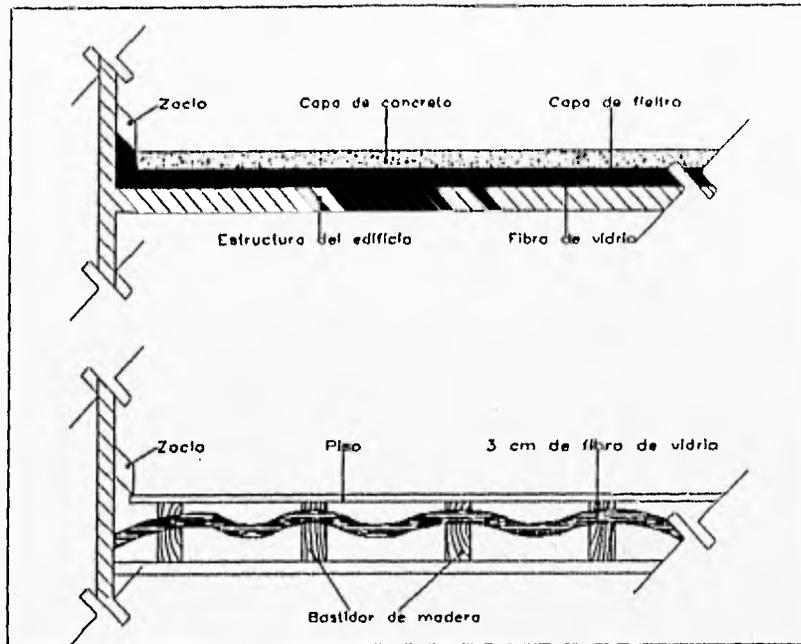
Fig. 3.8



Aislamiento que provee un piso flotante

Fig. 3.9

La frecuencia resonante del piso deberá ser preferentemente mas baja que 20 Hz.; de otro modo como se observa en la figura 3.9, el aislamiento en la frecuencia resonante será menor que si no se construye el piso flotante.



Ejemplos de pisos flotantes

Fig. 3.10

Una frecuencia resonante baja se logra con una gran masa flotante, arriba de la frecuencia resonante, el aislamiento se incrementa a razón de un máximo de 12 dB cada vez que se dobla la frecuencia, cuando el amortiguamiento es despreciable, y una menor cantidad de decibeles cuando el amortiguamiento aumenta, por lo tanto; mientras mas libremente vibre el elemento, más se aproximara a los 12 dB.

Algunos ejemplos de pisos flotantes se muestran en la figura 3.10.

Se debe tomar especial atención a los conductos eléctricos, tubos de servicio de los muebles de baño, así como zoclos para evitar que tengan conexiones rígidas entre los elementos estructurales y el piso flotante.

Debe aclararse que una construcción de piso diseñada para reducir la transmisión de sonido de impactos a otros cuartos, no necesariamente proporciona un nivel sonoro bajo en el cuarto en que la fuente del impacto es producida, consideramos como un ejemplo un piso de losa de concreto homogéneo sobre el que se coloca un piso flotante de madera, el ruido en el cuarto de la fuente puede ser mayor para el piso de madera que para el concreto sin ningún recubrimiento, sin embargo el ruido producido en otros cuartos puede ser reducido porque se transmite menor energía a la estructura del edificio.

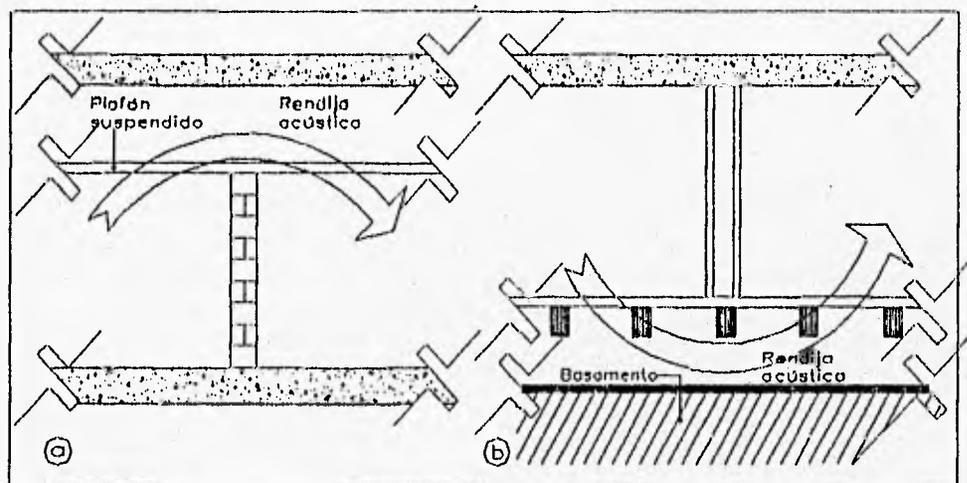
PLAFONES

Hay dos tipos de construcción de plafones: falsos y suspendidos que pueden ser usados para reducir la radiación sonora de los pisos superiores que son puestos en vibración por impactos o taconeos. Los falsos plafones son aquellos que son independientes de la estructura del piso superior. Los plafones suspendidos son aquellos que están colgados de la estructura del piso superior por alambres o colgadores flexibles, debe notarse que estos plafones reducen el nivel de ruido solamente en el recinto donde son instalados y que estos no reducen la radiación de sonido de los muros laterales que da la transmisión por los flancos. Sin embargo ambos mejoran el aislamiento sonoro a través del aire y por impactos. Por lo regular, no se recomiendan estos plafones como un medio para mejorar el aislamiento sonoro, ya que no son muy efectivos, su uso se limita a mejorar el aislamiento de un piso ya existente y estos tendrán que ser muy pesados y herméticos, de tal manera que, no podrán construirse prácticamente. No se ganara casi nada si se construye un piso flotante y se adiciona un plafon suspendido o falso. Por lo tanto, si quisiéramos mejorar tanto el aislamiento de impactos como el sonido que se transmite a través del aire de un piso, una capa de material flexible (alfombra, loseta de hule, etc.) se deberá colocar como piso además del falso plafon pesado y hermético.

FILTRACIONES ACÚSTICAS

El aislamiento sonoro esperado de un muro o cualquier otro elemento de construcción se obtendrá solamente si se pone especial atención a otras partes de la misma; por ejemplo la pérdida de transmisión a través de un muro, de aproximadamente 45 dB de aislamiento, tendrá un valor muy por abajo del esperado, si el muro tiene puertas o ventanas comunes.

Solamente si se igualan los valores de las ventanas y puertas al del muro se podrá acercarse al valor esperado, esto se lograra con diseños especiales para sellar adecuadamente todas las ranuras y juntas alrededor de las puertas y ventanas. Mientras más aislamiento se quiera, más importancia será la atención que se le deberá prestar a los detalles. Las filtraciones de sonido no deben pasar por las juntas de los tubos que atraviesan los muros. La transmisión de sonido por los conductos de ventilación reduce también el aislamiento del elemento. Desde el punto de vista acústico es un error que en edificios donde hay plafones suspendidos, que los muros divisorios entre habitaciones suban solamente hasta el plafón en lugar de extenderlo hasta el techo, ya que esto ocasiona que los sonidos se propaguen libremente por la cámara plena (véase figura 3.11a). Algo similar pasa cuando hay un sótano o espacio para ventilación por debajo de los pisos (véase figura 3.11b). Estos caminos se deberán cortar continuando los muros divisorios hasta la estructura principal.



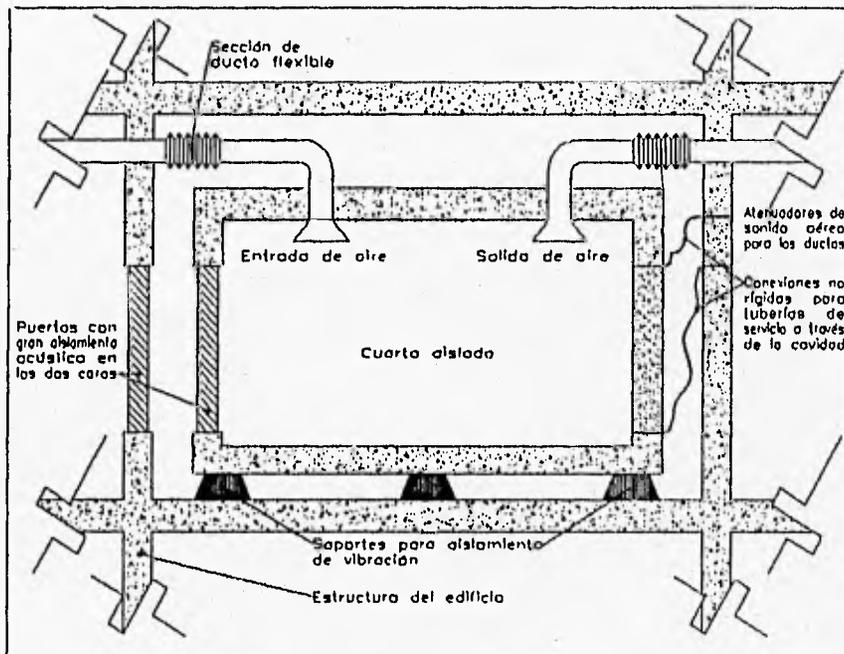
- a) Senda de transmisión a través de un plafón suspendido
 b) Senda de transmisión a través del basamento

Fig. 3.11

CONSTRUCCIÓN NO CONTINUA

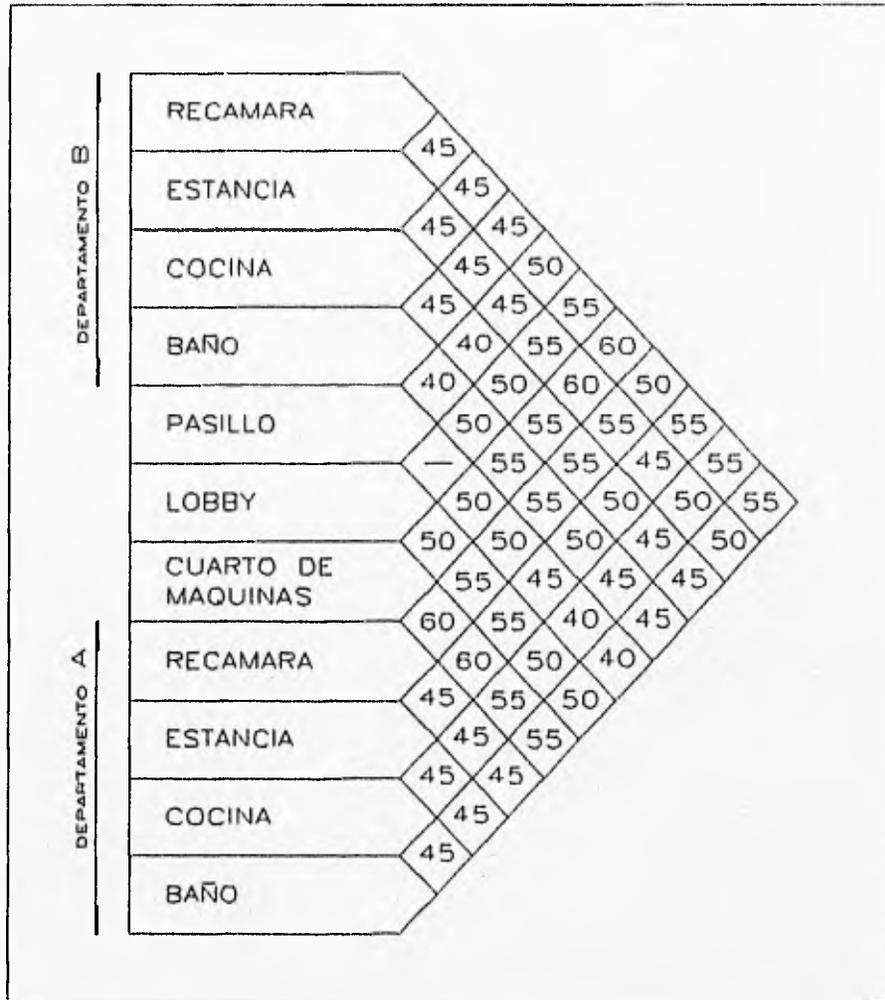
Se deberá de emplear una construcción no continua o separada cuando se requiere un aislamiento sonoro muy alto. Esto significa que el recinto o los cuartos que se desean aislar deben ser separados de la estructura principal del edificio y solamente estarán soportados por montajes que los aíslen de la vibración; estos montajes serán diseñados de acuerdo con el peso particular de cada cuarto, es muy importante asegurarse que no haya puentes de transmisión por donde pueda penetrar la vibración dentro del cuarto aislado. Todos los conductos de servicio, tubos y ductos de ventilación deberán tener uniones flexibles; un ejemplo de esto es construir una caja dentro de otra como se muestra en la figura 3.12.

Este tipo de construcciones se usan frecuentemente en cámaras anecoicas (sin eco) que se usan para investigación acústica. Para este tipo de recintos también se requiere que se recubra interiormente de material con alta absorción acústica para así evitar las reflexiones. Generalmente se usan formas de pirámide o cuñas de fibra de vidrio o lana mineral en todo el perímetro del cuarto inclusive el piso y se entra a este por medio de una malla o red que no represente ninguna influencia acústica para la propagación del sonido.



Construcción discontinua; sección vertical de un cuarto aislado.

Fig. 3.12



Valores medios recomendables STC de aislamiento en edificios.

Fig. 3.13

PÉRDIDA DE TRANSMISIÓN SONORA PARA MATERIALES COMUNES EN LA CONSTRUCCIÓN

Tabla 3.2

	125	250	500	1K	2K	4K	STC
Muro de tabique aplanado	40	39	41	43	54	54	45
Muro de tabique s/aplanar	37	35	36	36	35	35	35
Muro de block hueco .10 cm apl.	25	31	35	39	30	44	38
Muro de block hueco .15 cm apl.	29	38	45	48	49	49	45
Tabla-roca 63mm 16-F.V.-16	17	27	34	47	45	42	38
Tabla-roca 63mm 10/13-F.V.-16	29	30	47	52	55	60	45
Tabla-roca 63mm 16/10-F.V.-10-16	24	41	46	52	53	45	47
Tabla-roca 91mm 16-F.V.-16	24	35	45	48	50	40	44
Tabla-roca 91mm 10/16-F.V.-16	29	39	45	49	55	60	48
Tabla-roca 91mm 10/16-F.V.-16/10	33	39	45	51	59	64	50
Tabla-roca 2/91 16-F.V.-16	34	44	50	54	55	60	52
Tabla-roca 2/63 16-63-13-F.V.63-16	28	45	53	60	62	63	52
Bast. Madera 10x5 16-400-16	44	47	48	51	53	62	51
Concreto .10 con una capa de yeso	43	40	44	53	56	58	50
Techo típico us. madera/falso p.	24	32	40	48	51	54	43

PUERTAS:

3.17 cm de madera de triplay 6mm	7	9	13	14	13	12	13
4.00cm madera sólida sellada	22	25	25	26	30	34	28
4.00cm const. esp. doble puerta/s	31	33	37	40	44	44	40

VENTANAS:

Cristal sobre marco rig. esp. 6mm	11	24	28	32	27	35	
Cristal sobre marco rig. esp. 8mm	18	25	31	32	28	36	
Cristal sobre marco rig. esp. 9mm	22	26	31	30	32	39	
Cristal sobre marco rig. esp. 16mm	25	28	33	30	38	45	
Cristal sobre marco rig. esp. 19mm	26	30	38	36	38	38	36
Cristal sobre marco rig. esp. 25mm	27	31	30	33	43	48	
Duovent 2/6mm esp.25mm	29	24	38	42	33	34	34

CRISTALES DOBLES EN VENTANAS:

Pancles	Espesor	Cámara/A							
2	4mm	20mm	22	16	20	29	31	27	
2	9mm	50mm	25	29	34	41	45	53	
2	6mm	100mm	28	30	38	45	45	53	
2	6mm	188mm	30	35	41	48	50	56	

CON ABSORCIÓN EN LOS CANTOS

2	6mm	188mm	33	39	42	48	50	57	
2	9mm	200mm	36	45	58	59	55	66	

3.9 CONTROL DE LA VIBRACIÓN

Refrigeradores, bombas, elevadores, equipo de aire acondicionado y calefacción, plomería, etc. son algunos de los muchos aparatos que se encuentran en los edificios modernos que emiten vibraciones y transmiten ruido a través de la estructura.

Si una máquina, tubo u otro equipo es fijado rígidamente a la estructura de un edificio, entonces las ondas sonoras se transmitirán a todo el edificio sin que experimenten ninguna reducción, esta transmisión a través de la estructura puede penetrar dentro de varios recintos o cuartos del edificio y producirá ruido indeseable.

Este problema se resuelve de la mejor manera en la fuente misma que lo produce por medio de aisladores de vibración para reducir la energía que la máquina transmite a la estructura.

Si se inserta un elemento elástico entre la máquina y la estructura, entonces solamente una pequeña cantidad de energía pasará a la estructura cuando se instale un aislador correctamente diseñado. Los elementos elásticos juntos con una masa que los soporten tendrán frecuencias de resonancia. Si estas frecuencias corresponden a la frecuencia en que vibra la máquina, la energía no solamente será transmitida, sino que, también será amplificada.

La efectividad de un aislador de vibración es medido en términos de transmisibilidad de fuerza, esta es definida como la relación de fuerza transmitida a la fuerza aplicada, la transmisibilidad se expresa:

$$T = 1 / (1 - (f/f_r)^2) \quad (3.13)$$

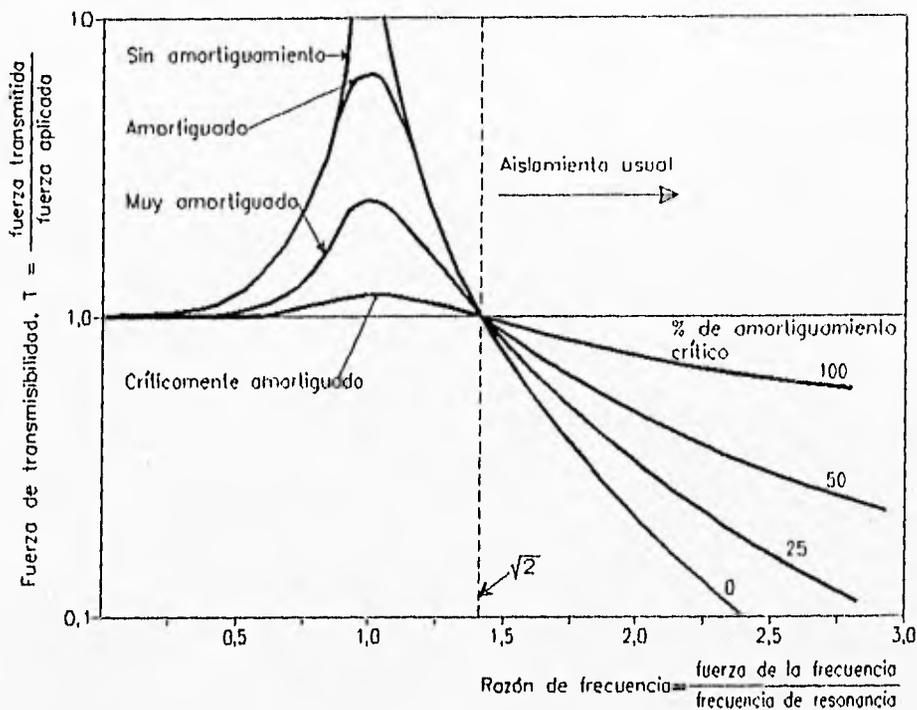
Donde:

T = Transmisibilidad

f = Frecuencia manejada o perturbadora, Hz.

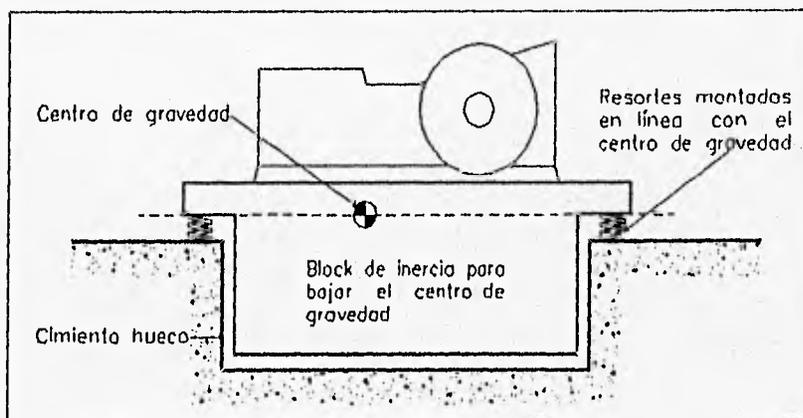
f_r = Frecuencia resonante del aislador, Hz.

Una gráfica de esta función es mostrada en la figura 3.14.



Función de transmisibilidad

Fig. 3.14



Máquina montada sobre masa inerte

Fig. 3.15

La mayoría de los aislantes de vibración contienen tanto amortiguamiento como elasticidad. El efecto de amortiguamiento es reducir los picos resonantes, pero esto es a costa de reducir la eficiencia del aislador en frecuencias superiores a la frecuencia resonante. En muchos casos prácticos, el amortiguamiento es necesario para mantener la amplitud de la vibración dentro de los límites razonables, esto es particularmente importante en equipos de velocidad variable que podrán ser caminadas a través de la frecuencia de resonancia por los aisladores soportantes.

Para los casos en los que la máquina tiene particularmente una frecuencia resonante molesta o la máquina produce vibraciones de naturaleza impulsiva, entonces puede ser ventajoso colocar la máquina sobre un bloque de inercia (losa de concreto) que convierte su montaje en aisladores de vibración, de esta forma la frecuencia resonante es reducida cuando la inercia del conjunto es incrementada (Figura 3.15).

El tipo de aislador usado depende de su estructura y de su ambiente que lo rodea. Algunos ejemplos de aislantes son de resorte de acero en conjunto con amortiguadores de aceite, hule dentado y esta soportado con una zapata metálica apoyada en corcho, coleccioneta de felpa, hule espuma, lana mineral y fibra de vidrio.

El aislador no deberá ser tan suave que la máquina, al aplastarlo toque la estructura, tampoco deberá ser tan dura, pues entonces, la vibración se transmitirá a la estructura sin ninguna reducción.

3.10 SISTEMAS DE VENTILACIÓN Y ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

Prácticamente todo edificio moderno tiene algún tipo de sistema de ventilación mecánica o acondicionamiento de aire. Estos sistemas presentan un gran número de problemas de ruido, muchos de los cuales solo son eficazmente reducidos en la etapa de diseño inicial. Las transmisiones sonoras a través de la estructura son producidas por los ventiladores, motores y compresores de los sistemas, así como por otras maquinarias. El ruido aerodinámico es producido por el movimiento de aire dentro de los ductos y a través de las rejillas y difusores. Estos ruidos son transmitidos por los ductos a todas las partes del edificio.

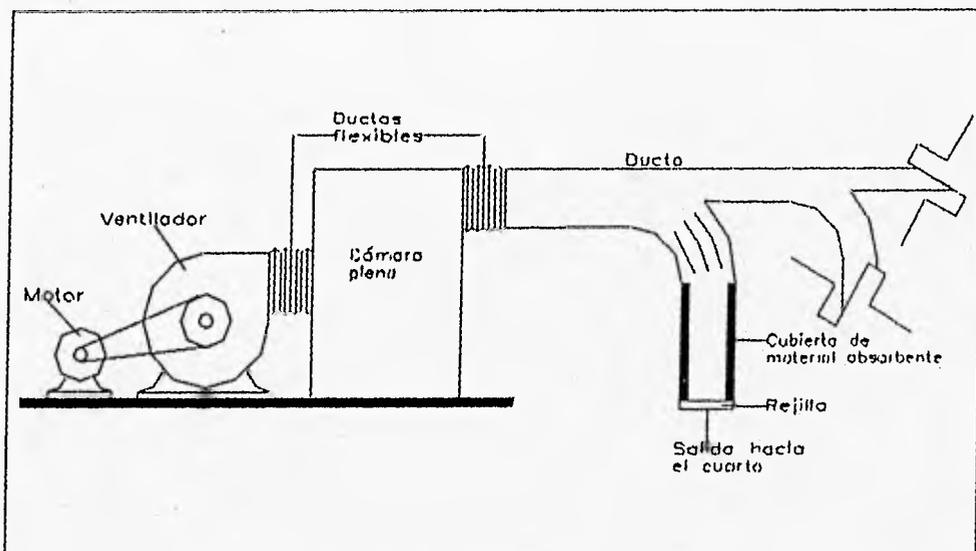
La planeación correcta en la etapa inicial ahorrara modificaciones costosas que, mas tarde, se tendrán que llevar a cabo.

La maquinaria (motores, ventiladores, compresores) deberán ser colocados tan lejos como sea posible de las áreas sensibles al ruido. La maquinaria debe ser aislada de la estructura principal del edificio por medio de montajes antivibratorios, para ello, deberán ser colocadas entre las maquinas y los ductos que se conecten con las mismas, pequeños trozos de mangueras flexibles y elásticas.

Para reducir el ruido transmitido por los ductos, pueden ser usados varios métodos, tales como cubrir interiormente los ductos con material absorbente, incluir cámaras "plenas" en el sistema; desviar los ductos con cambios de dirección suaves, colocar atenuadores (silenciadores) comerciales a los mismos y el uso de desviadores interiores para permitir el paso del aire sin turbulencia.

CÁMARAS PLENAS

Estas cámaras son solamente efectivas para evitar que se propaguen las bajas frecuencias. Las cámaras deben ser hechas tan grandes como sea posible y recubiertas interiormente con una capa gruesa de material absorbente, se obtiene una atenuación adicional si se subdivide la cámara con separadores absorbentes.



Elementos esenciales de un sistema de ventilación.

Fig. 3.16

DUCTOS CON MATERIAL ABSORBENTE

Uno de los métodos mas sencillos de reducir el ruido aerodinámico que se presenta dentro de los ductos al paso del aire, es recubrir interiormente los mismos con material absorbente de sonido, estos deberán tener las siguientes características:

- 1.- Alto coeficiente de absorción sonora.
- 2.- Superficie suave con baja fricción al paso del aire.
- 3.- Adecuada resistencia a la desintegración por el paso del aire.
- 4.- Deberá ser a prueba de insectos, olores, fuego y que sea duradero al paso del tiempo sin que se descomponga.

El ruido generado por el paso del aire que choca sobre las rejillas o difusores depende de la forma de estos elementos, un mal diseño producirá turbulencia y ruido al paso del aire, si la rejilla es mala bastara con sustituirla por otra de buen diseño para reducir el molesto ruido.

Es muy conveniente que se especifique los niveles de ruido aceptable en cada cuarto de un edificio para que el diseñador del sistema de aire se apegue a el e incluya todos los elementos disponibles para lograrla. También es necesario que el aislamiento de los cuartos sea congruente con los niveles de ruido solicitados, para así, evitar gastos innecesarios.

Capítulo IV

**CRITERIO
PARA
EL
CONTROL
DE
RUIDO
Y
AISLAMIENTO
SONORO**

4. CRITERIO PARA CONTROL DE RUIDO Y AISLAMIENTO SONORO

4.1 INTRODUCCIÓN

En capítulos anteriores, fue discutida la naturaleza y comportamiento del sonido en habitaciones y edificios. En este capítulo esos conceptos van a ser utilizados para describir el criterio acústico del medio ambiente para las diversas actividades humanas.

¿Por que se necesita un criterio determinado? la razón puede ser observada si algunas de las más importantes formas en las que el ruido afecta al hombre se toman en cuenta.

El ruido puede:

- 1) Dañar el oído
- 2) Interferir con la comunicación oral
- 3) Perturbar la concentración, causando una disminución de eficiencia.
- 4) Molestar

En primera instancia, parecería que el mejor ambiente fuera aquel donde no existiera el ruido en absoluto. Sin embargo, esto no es verdad, ya que un silencio absoluto puede ser muy molesto y, en cualquier caso, algo de ruido es necesario en oficinas, por ejemplo, el objetivo del control de ruido es el de reducir el nivel de ruido en un ambiente determinado a un nivel aceptable y no es el de eliminarlo completamente.

El nivel de ruido aceptable depende de la situación en particular. No se esperaría normalmente que a los trabajadores en un cuarto de maquinas, fundición u otro lugar ruidoso de trabajo les molestara el ruido que ellos mismos producen.

Lo mas seguro es que ni siquiera haya necesidad de conversar para que el trabajo se efectúe eficientemente, sin embargo hay una necesidad, de proteger al trabajador del riesgo de un daño auditivo.

En la industria ligera, fabricas y similares, la conversación es normalmente importante. En locales comerciales como oficinas y tiendas, los niveles de ruido presentes no deben interferir con la conversación o el uso del teléfono, ni con la concentración de los empleados.

Los niveles de ruido aceptables en la casa son mas exigentes, aunque un ruido en particular no cause interferencia en la concentración, este puede resultar extremadamente molesto.

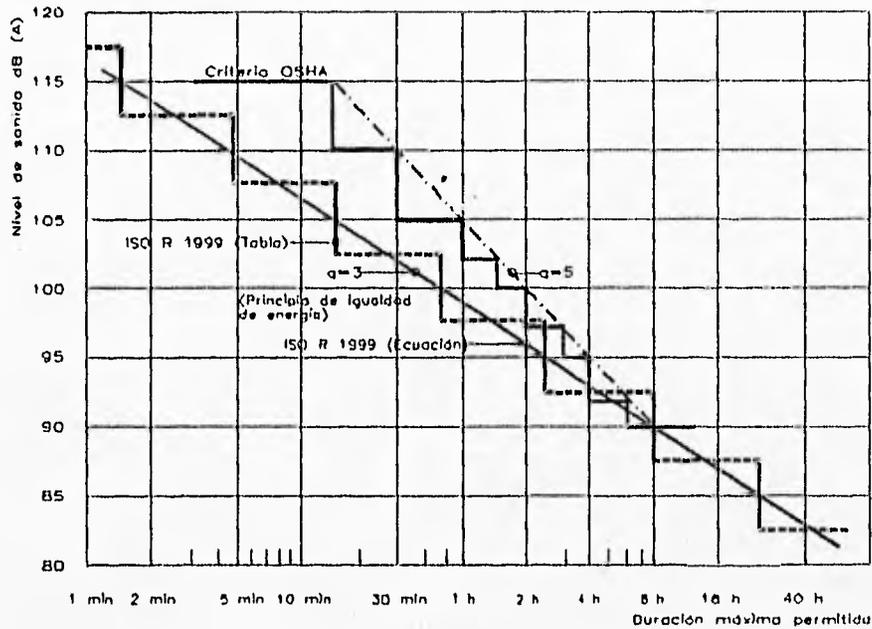
4.2 DAÑO AUDITIVO

Los ruidos que son tan intensos que causen daño inmediato al oído afortunadamente son muy raros, un deterioro gradual en la agudez auditiva dado a la exposición a ruido excesivo es mucho más común. Este deterioro en la agudez auditiva normalmente no es percibido por el individuo sino hasta que ya es demasiado tarde y el daño que ocurre es irreparable. La posibilidad de daño permanente ocurre en función del tiempo de exposición, los niveles de ruido y la frecuencia, con este criterio se originó el concepto de dosificación de ruido.

De acuerdo con el criterio del ISO, la dosificación sonora aceptable es equivalente a la exposición a un ruido de 90 dB A por un periodo de 8 hrs. de trabajo diario, y un aumento de 3 dB A divide a la mitad el tiempo requerido para dar la misma dosis de ruido, por ejemplo:

93 dB A durante 4 hrs. es equivalente a 90 dB A por 8 hrs., lo que es equivalente a 96 dB A durante 2 hrs.

El criterio de ISO es empleado en la mayor parte de Europa (Figura 4.1).

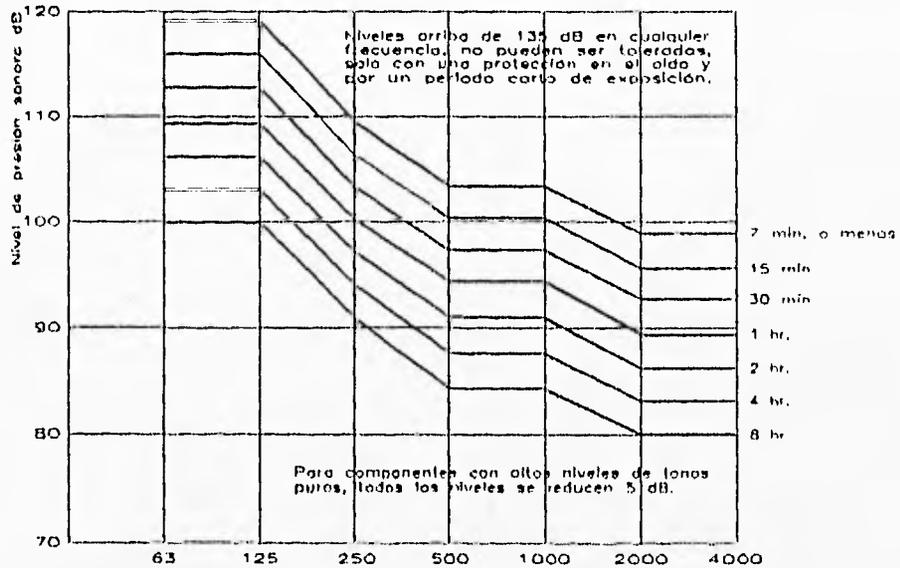


Relación entre nivel de sonido y su duración con el criterio de la OSHA y el de la ISO R 1999 (aplicando el criterio de 90 dB A para 8 hrs. de trabajo sin correcciones).

Fig. 4.1

El criterio OSHA se emplea en los Estados Unidos de América, según la figura 4.1 esto es también equivalente a la exposición a un ruido de 90 dB durante 8 hrs.. Pero un incremento en 5 dB A durante la mitad de tiempo proporciona la misma dosis de ruido, por ejemplo, 95 dB A para 4 hrs. es equivalente a 90 dB A durante 8 hrs., a su vez equivalente a 100 dB A durante 2 hrs.

El juego de curvas de "criterio de riesgo al daño" (DRC) mostrado en la figura 4.2 sintetiza este concepto de dosificación de ruido.



Curvas de criterio para riesgo de daño (DRC) basado en las recomendaciones de la Fuerza Aérea de E. U. (1956) (William Burns, NOISE AND MAN, Murray, 1968).

Fig. 4.2

4.3 CURVAS DE CRITERIO DE RUIDO Y EVALUACIÓN DE RUIDO.

Cuando se habla acerca del criterio de ruido, es importante tener en mente que los niveles de presión sonora recomendados para un caso particular son como una guía para que la gente promedio lo acepte. La naturaleza humana siendo como es se puede esperar que siempre habrá alguien que proteste no importa que criterio se elija.

Las unidades generalmente usadas para especificar los niveles aceptables de ruido en edificios son:

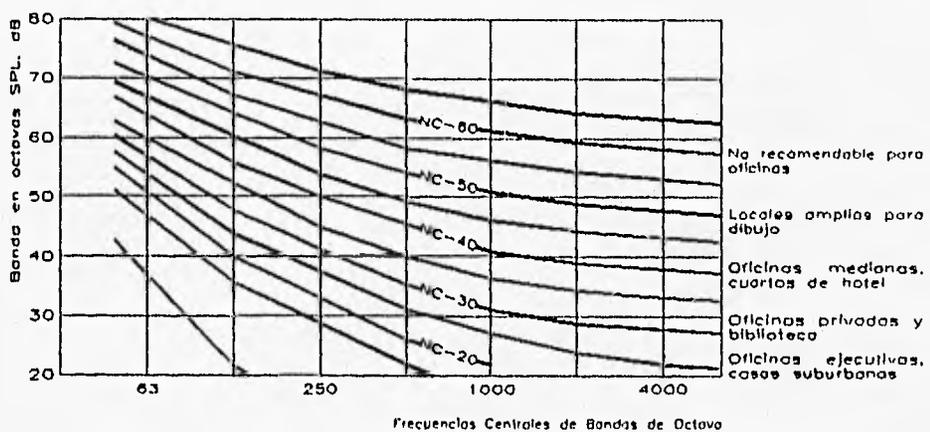
El criterio de ruido preferido por Beranek en los Estados Unidos y el grado de ruido conocido como NR que se usa en Europa.

El criterio de ruido fue desarrollado especialmente para edificios comerciales y consta cada uno de una familia de espectros de bandas de octava con su propia escala de valores.

El ruido medido o esperado en tiendas o talleres es comparado con las curvas de criterio y la curva mas baja que no es excedido por el ruido da el número de criterio de ruido (véase figura 4.3).

Las curvas de criterio de ruido fueron hechas originalmente para describir el espectro del ruido de acuerdo con la molestia que causa a la comunicación verbal incluyendo los niveles de interferencia a la palabra, y niveles de sonoridad. En la actualidad por lo tanto, la tendencia es especificar un número de criterio de ruido aceptable para un recinto en particular en lugar de hablar de niveles de interferencia a la voz o niveles de sonoridad que son por lo general mas difíciles de evaluar.

Unas curvas similares han sido desarrolladas por un grupo de trabajo de la ISO con objeto de que tuviera una aplicación mas general (véase figura 4.4) valores recomendables NR, NC y PNC para varios ambientes están dados en las tablas 4.1 y 4.2 respectivamente.



Curvas de criterio de ruido (NC)

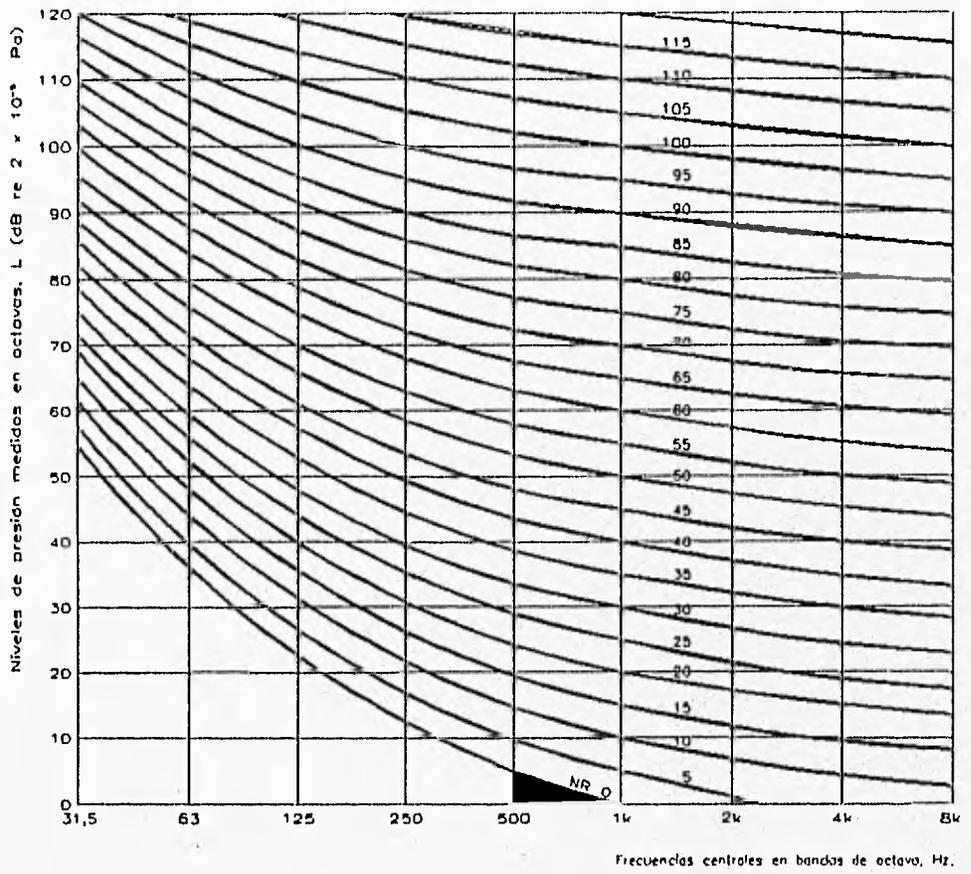
Fig. 4.3

TABLA 4.1 VALORES RECOMENDABLES NR PARA VARIOS AMBIENTES

AMBIENTE	NIVELES NR RECOMENDABLES
Talleres	60 - 70
Oficinas mecanizadas	50- 55
Gimnasios, deportes, albercas	40-50
Restaurantes, bares y cafeterías	35 -45
Oficinas privadas, bibliotecas	30 - 40
Cines, hospitales, iglesias y pequeñas salas de conferencias	25 - 35
Aulas, estudios de TV. y salas de conferencias grandes	20 - 30
Salas de conciertos, teatros	20 - 25
Clínicas de diagnóstico y cámaras audiométricas	10 - 20

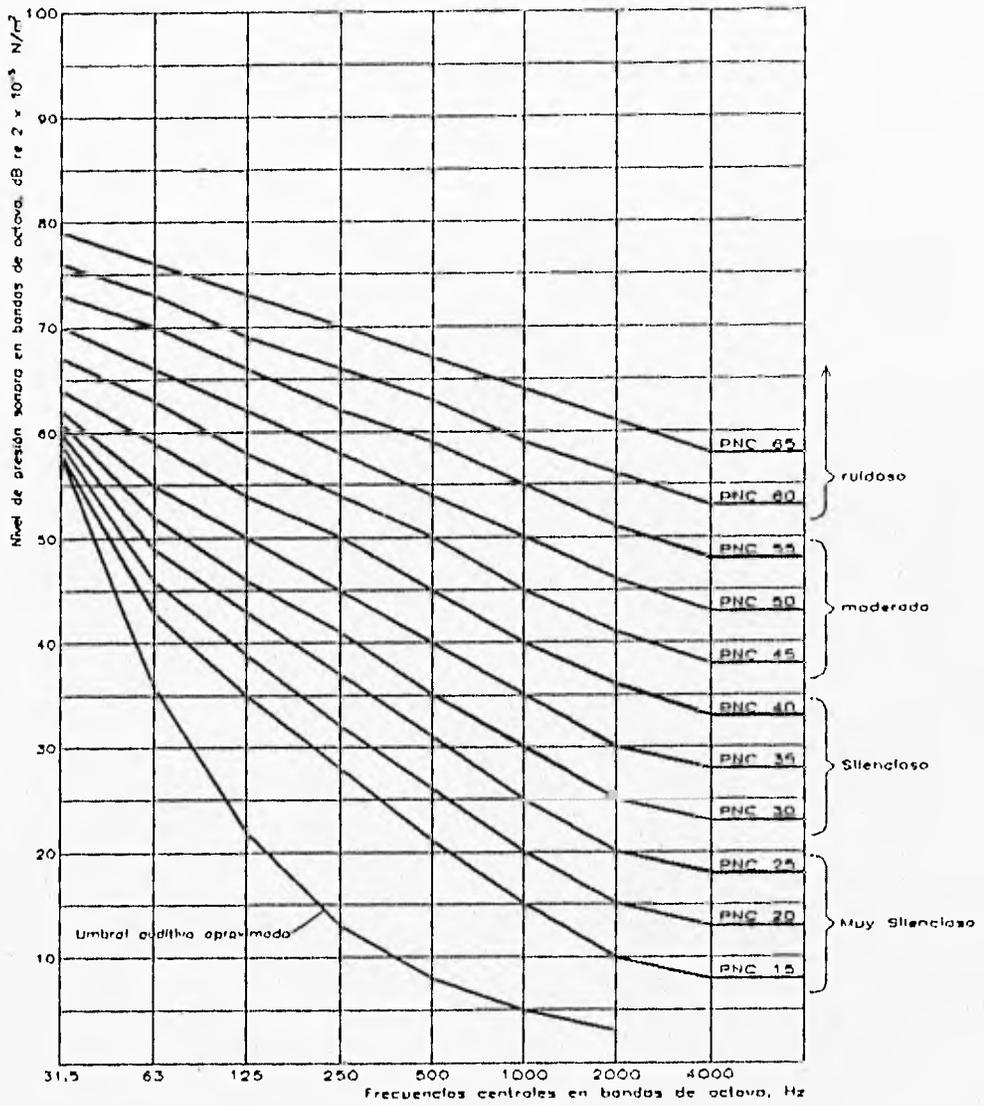
TABLA 4.2 VALORES RECOMENDABLES NC, PNC Y "A" PARA VARIOS AMBIENTES

AMBIENTES	NIVELES NC Y PNC RECOMENDABLES	dB A
Sala de concierto, ópera.....	10 - 20	21 - 30
Estudios de grabación (con micrófono distante).....	10 - 20	21 - 30
Grandes auditorios, teatros, iglesias (con óptimas condiciones acústicas).....	Max 20	30
Grabación, estudios de TV. (con micrófono cercano).....	Max 20	30
Pequeños auditorios, teatros, iglesias, salas de ensayo y salas de conferencia (muy buena audición) oficinas ejecutivas y aulas 50 pers. sin amplificación.....	Max 35	42
Recamaras, hospitales, residencias, apartamentos, hoteles, etc. (para dormir, descansar y relajarse).....	25 - 40	34 - 47
Oficinas privadas y semiprivadas, pequeñas salas de conferencia, aulas, bibliotecas, etc. (para buenas condiciones de audición).....	30 - 40	38 - 47
Estancias y salas de dibujo en edificios (para conversar o escuchar el radio o la televisión).....	30 - 40	38 - 47
Oficinas, áreas de recepción, tiendas, cafeterías, restaurantes, etc. (para condiciones de audición moderada).....	35 - 45	42 - 52
Lobbies, laboratorios, salas de dibujo, áreas secretariales (para condiciones pasables de audición).....	40 - 50	47 - 56
Talleres de mantenimiento, oficinas y cuartos de computación, cocinas y lavanderías, (para condiciones de audición pasables).....	45 - 55	52 - 61
Talleres, cocheras, cuartos de control, etc. (para condiciones de audición limitadas para hablar y usar el teléfono). Estos niveles no se recomiendan para ninguna oficina o cualquier otro tipo de comunicación.....	50 - 60	56 - 66
Para espacios de trabajo donde la comunicación oral y telefónica no se requiere, pero donde no habría riesgo de daño auditivo.....	60 - 75	66 - 80



Curvas de criterio de ruido, (NR)

Fig. 4.4



Gráfica de criterio de sonido preferente

Fig. 4.5

4.4 RUIDO EN EL HOGAR

A pesar de que el nivel de ruido sea muy bajo, si éste interfiere en la privacidad de las personas en su hogar, puede constituir una molestia, las curvas de NR y mediciones de dBA dan una buena indicación de cuanto ruido puede una persona tolerar en su propio hogar pero, debido al carácter tan subjetivo del problema, se tendrán que hacer varias correcciones antes de que una medición en dBA o NR sea aceptable. Varios factores ambientales y la naturaleza del ruido, por si mismo, tienen que ser tomados en cuenta; por ejemplo: las características audibles de un ruido tales como tonos puros, hiss (altas frecuencias), impulsos sonoros, etc., puede ser más molesto en un suburbio silencioso que en el centro de una gran ciudad. el tiempo en el que el ruido ocurre (día o noche, verano o invierno) también juega un papel importante y deberá ser considerado.

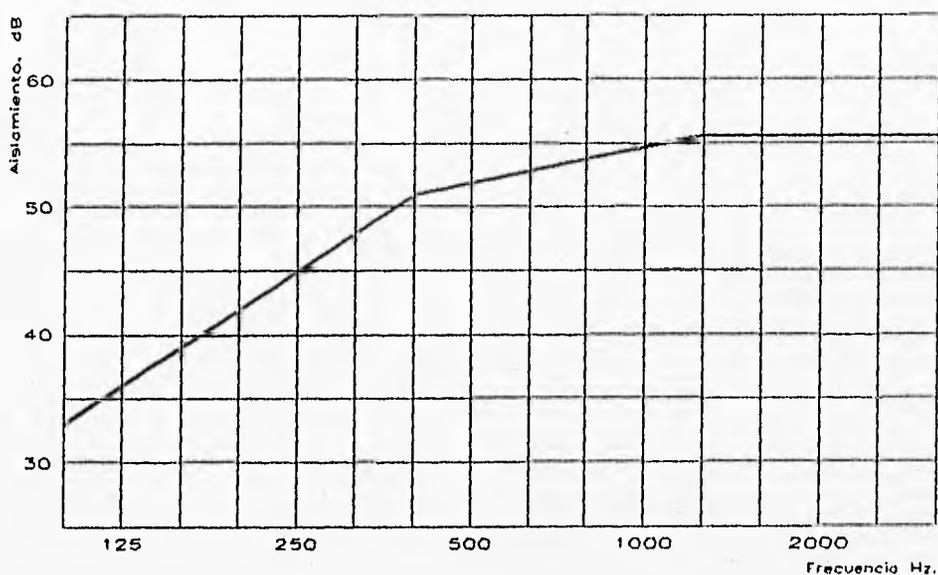
En Gran Bretaña, a los habitantes de las casas se les dan recomendaciones acerca de la aceptabilidad de ruidos en ellas en la norma británica 4142:1967 titulada "Método de evaluación de ruido industrial que afectan áreas mixtas residenciales e industriales". La BS 4142 está basada en el trabajo del comité Wilson que tentativamente sugiere que los niveles de ruido mostrados en la siguiente Tabla (4.3) no deben ser excedidos en estancias y recámaras por más de un 10% del tiempo. Recomendaciones similares han sido propuestas en muchos otros países.

Medio Ambiente	Día dB A	Noche dB A
Áreas rurales	40	30
Áreas suburbanas fuera de las rutas principales	45	35
Áreas urbanas transitadas	50	35

Tabla 4.3 niveles de ruido en habitaciones que no deben ser excedidos por más de un 10% del tiempo, recomendados por la norma británica 4142:1967.

4.5 AISLAMIENTO SONORO ENTRE HABITACIONES

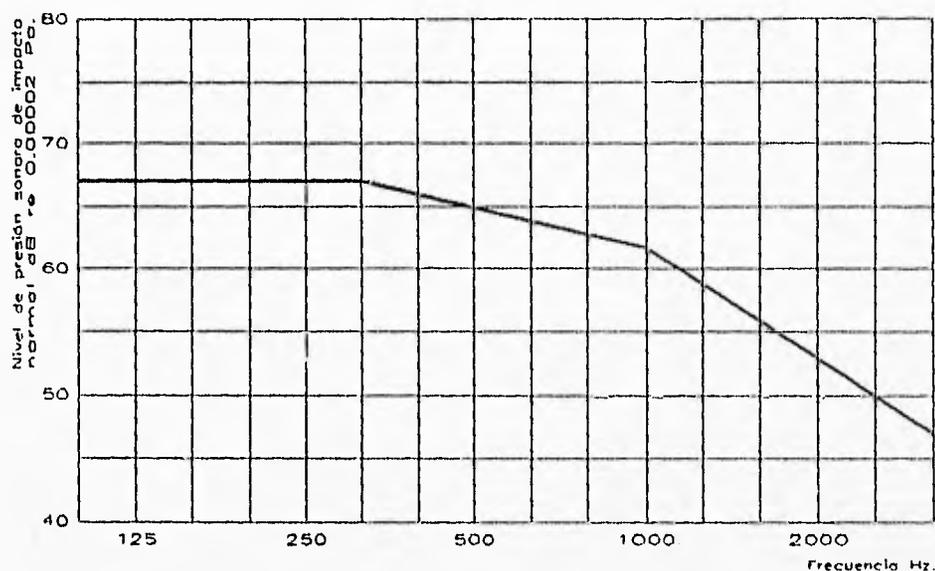
Para especificar el aislamiento acústico entre habitaciones, no es suficiente el utilizar un solo índice, pues podría ser engañoso. El aislamiento sonoro es una función de la frecuencia y debe ser especificado sobre la banda de frecuencia en cuestión, por lo tanto, es usual especificar el aislamiento en forma de una curva; el aislamiento medido de un elemento de construcción, no debe estar por debajo de esta curva, por más de un valor recomendado por las normas.



Valores de referencia del índice de reducción de sonido para sonido aéreo entre departamentos, acordado por la ISO/R 717 1968.

Fig. 4.6

La Organización Internacional de Normas (ISO) ha publicado una recomendación titulada "Evaluación del aislamiento sonoro para habitaciones ISO/R 717, 1968", en la que el aislamiento del sonido medido en el aire de un edificio es comparado con la curva de referencia mostrada en la figura 4.6; y los niveles medidos de impacto normalizados se comparan con la figura 4.7.



Valores referentes a el nivel sonoro de impacto, normal en banda de octavas para departamentos, según la ISO/R 717 1968.

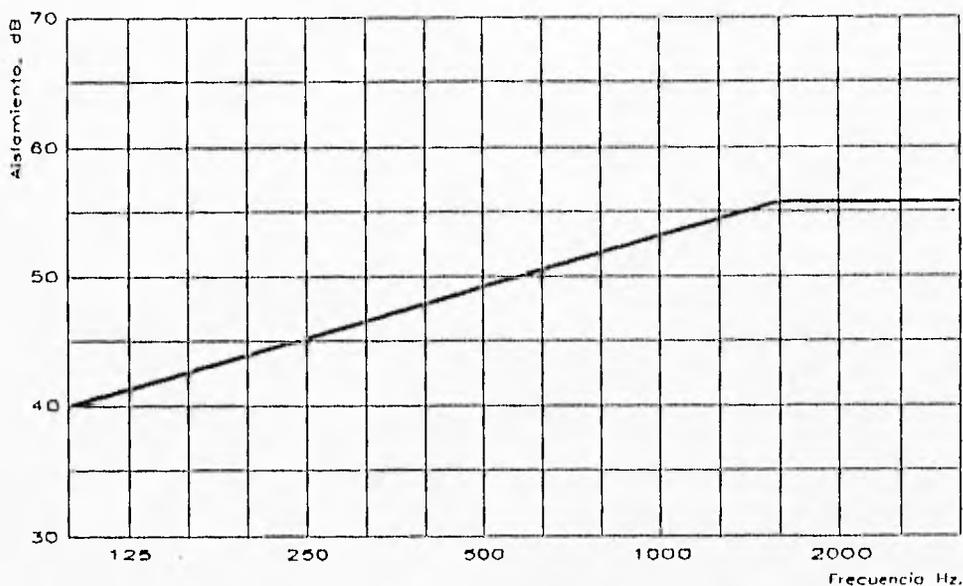
Fig. 4.7

EJEMPLOS DE LAS RECOMENDACIONES NACIONALES.

GRAN BRETAÑA

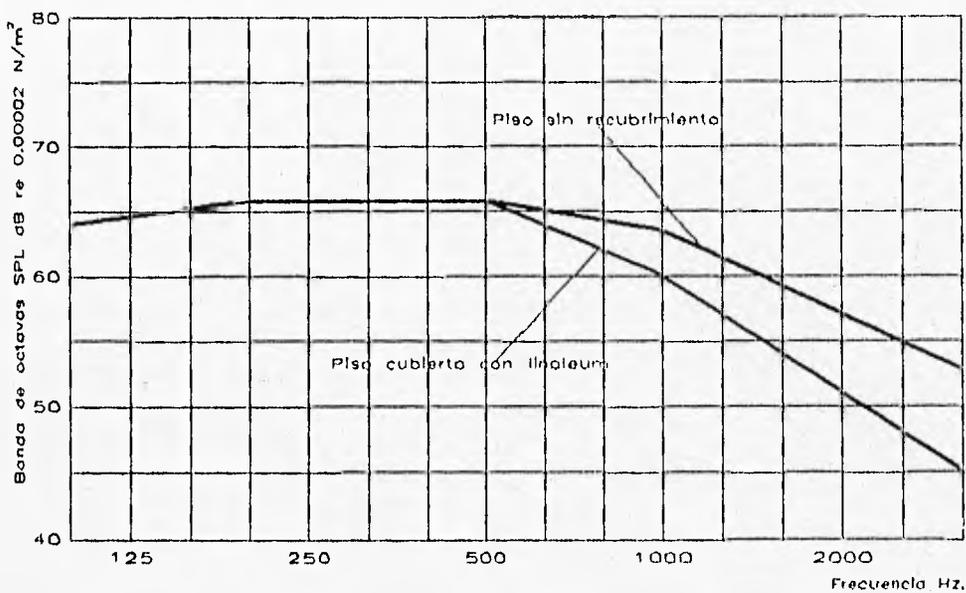
El sistema británico fue hecho con el propósito del manejo de los muros divisorios y los entrepisos en conjuntos habitacionales, apartamentos, casas, etc. El aislamiento de un muro divisorio está basado en el aislamiento acústico de un muro de tabique de 23 centímetros y el aislamiento de un entrepiso está basado en el aislamiento que nos ofrece una losa de concreto con un piso flotante como terminado. La medición del aislamiento (corregida con la reverberación en el cuarto receptor con un valor de 0.5 segundos como un valor promedio de una estancia) es comprobado con una curva recomendada, y deberá estar por arriba de esta curva para ser aceptada, siempre y cuando tenga un total de desviaciones adversas menores a 23 dB sobre las 16 bandas de frecuencia (en tercios de octava).

El aislamiento recomendable está dado por un muro divisorio en casas y departamentos como se muestra en la gráfica siguiente (Figura 4.8):



Aislamiento recomendable para muros divisorios en casas y edificios (Gran Bretaña).

Fig. 4.8



Aislamiento sonoro recomendable de impacto (Gran Bretaña).

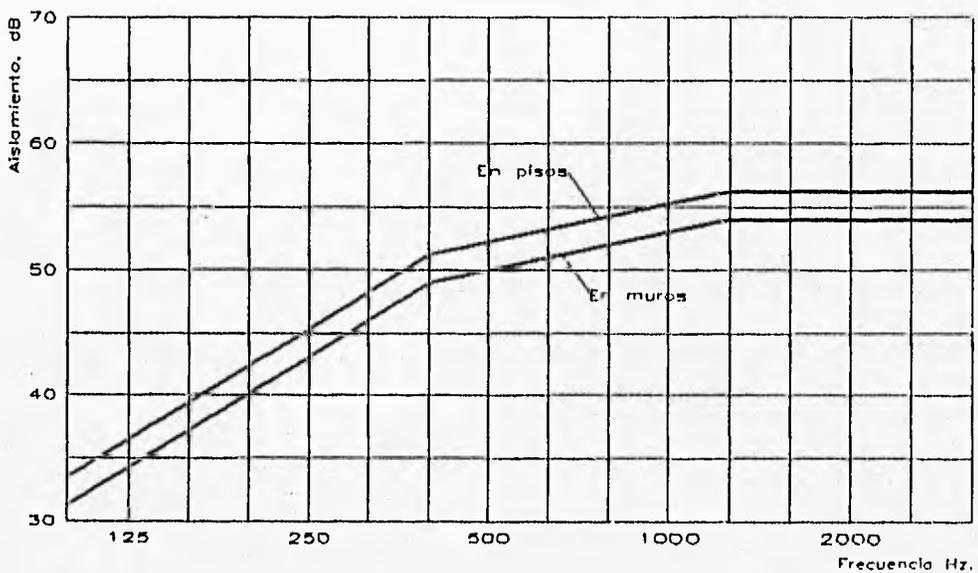
Fig. 4.9

Para el aislamiento del sonido de impactos, el sistema británico especifica que cuando la fuente sonora es producto de la máquina normalizada de impactos, los niveles de presión sonora permisible máxima en un cuarto bajo el cuarto emisor no deberá exceder los valores que se muestran en la figura 4.9, se hace notar también que las mismas desviaciones que se aplican en el aislamiento de muros serán observadas para los entrepisos.

ALEMANIA

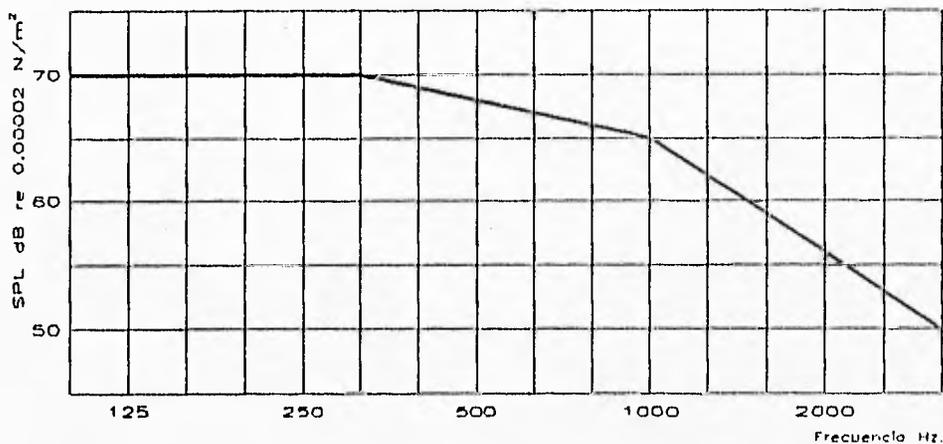
La norma provisional alemana DIN 52211 trata de las mediciones de aislamiento tanto para laboratorios como para el campo.

Las normas usadas para casas y departamentos se muestran en las figuras 4.10 y 4.11.



Aislamiento sonoro aéreo recomendable entre departamentos o casas.

Fig. 4.10



Aislamiento sonoro de impacto recomendable entre dos locales (Alemania).

Fig. 4.11

DINAMARCA

El ministerio danés de vivienda ha publicado un documento que se titula "Reglamento para construir casas en ciudades y campo 1966" que estipula la cantidad de aislamiento sonoro requerido en residencias y otros edificios.

Las mediciones de aislamiento sonoro deberán seguir los lineamientos de la Organización Internacional para la Normalización ISO/R140, pero con una corrección para el tiempo de reverberación en el cuarto receptor equivalente a 0.5 segundos.

El documento establece que los muros divisorios en los departamentos deberán tener un aislamiento promedio de no menos de 49 dB y el aislamiento en cualquier banda (en tercios de octava) no deberá ser menos que los valores de la gráfica siguiente (Figura 4.12):

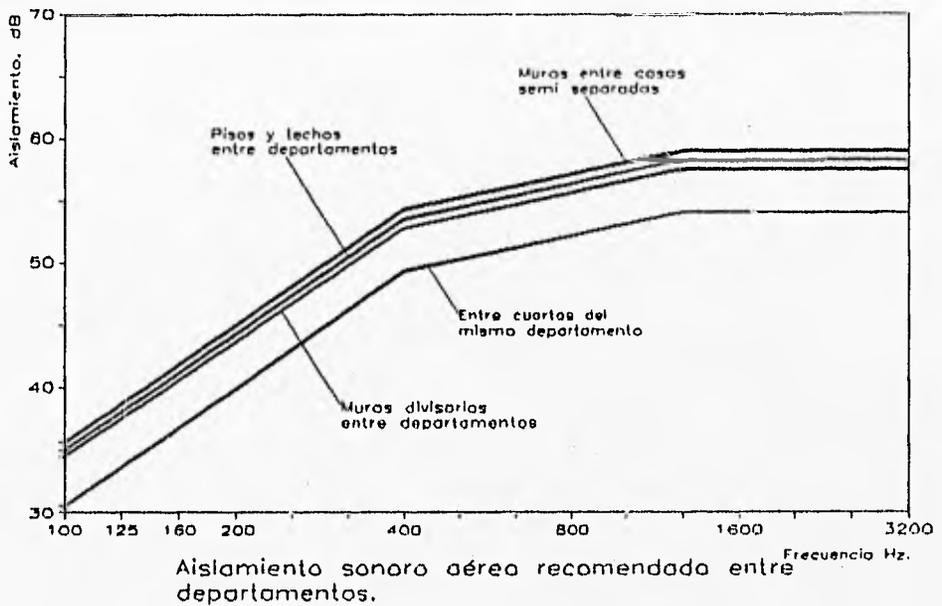


Fig. 4.12

Normas para muros dentro del mismo departamento, para pisos y techos entre diferentes viviendas y para muros entre casas dúplex, residencias, etc. están dadas en esta misma gráfica (Figura 4.12).

EN EL REGLAMENTO DE CONSTRUCCIONES DEL D.F. EN MÉXICO

Título quinto "Proyecto arquitectónico", Capítulo IV, Artículo 107:

Los equipos de bombeo y las maquinarias instaladas en edificaciones para habitación plurifamiliar, conjuntos habitacionales, oficinas de salud, educación y cultura, recreación y alojamiento que produzcan una intensidad sonora mayor de 65 decibeles, medida a 0.50 m en el exterior del local, deberán estar aisladas en locales acondicionados acústicamente, de manera que reduzcan la intensidad sonora, por lo menos, a dicho valor.

Los establecimientos de alimentos y bebidas y los centros de entretenimiento que produzcan una intensidad sonora mayor de 65 decibeles deberán estar aislados acústicamente. El aislamiento deberá ser capaz de reducir la intensidad sonora, por lo menos, a dicho valor, medido a siete metros en cualquier dirección, fuera de los linderos del predio del establecimiento.

Dice en el título octavo, "Uso operación y mantenimiento", Capítulo único en el artículo 280:

El departamento establecerá las medidas de protección que, además de los dispuesto en la Ley de Protección al Ambiente, deberán cubrir las edificaciones cuando:

- I. Produzcan, almacenen, vendan o manejen objetos o substancias tóxicas, explosivas, inflamables o de fácil combustión;
- II. Acumulen escombros o basuras;
- III. Se trate de excavaciones profundas;
- IV. Impliquen la aplicación de excesivas o descompensadas cargas o la transmisión de vibraciones excesivas a las construcciones, y
- V. Produzcan humedad, salinidad, corrosión, gases, humos, polvos, ruidos, trepidaciones, cambios importantes de temperatura, malos olores y otros efectos perjudiciales o molestos que puedan ocasionar daño a terceros, en su persona, sus propiedades o posesiones.

CONCLUSIONES

En este trabajo se han revisado los conceptos más importantes que fundamentan la acústica arquitectónica con el fin de desarrollar un marco conceptual que permita elaborar la explicación analítica de los fenómenos acústicos.

Una vez desarrollado este marco conceptual se describieron diversos problemas que surgen según el recinto o espacio del que se trate, es decir, un espacio o recinto dado involucrará diferentes problemas a resolver, dependiendo de los usos y necesidades de cada contexto, también se han descrito algunas soluciones prácticas que pueden aplicarse a los problemas más cotidianos a los que se enfrenta el especialista. Estas soluciones están basadas en la experiencia práctica y de investigación del autor. Desgraciadamente gran parte de esta experiencia puede resumirse en la tarea de corregir aquellos errores en los diseños arquitectónicos en los cuales la falta de una adecuada preparación sobre la materia, ha dado como resultado la construcción de recintos que no satisfacen las exigencias mínimas de la acústica.

Sin embargo, dado que la tarea del arquitecto no es enmendar y corregir errores, uno de los fines de este documento es, además de crear un instrumento que ayude a resolver problemas prácticos, demostrar la necesidad de reintegrar la materia de **Acústica Arquitectónica**, dentro del plan de estudio de la Licenciatura en Arquitectura. También se pretende resaltar la necesidad de crear la especialidad de **Acústica Arquitectónica**, dentro de nuestra facultad. Esto con el fin de hacer de nuestros alumnos, profesionales que resuelvan los retos de la acústica durante el diseño de los espacios urbanos y arquitectónicos, y no se continúe con los numerosos desaciertos debidos a la escasa información sobre la acústica arquitectónica.

Es necesario aclarar que el autor no considera que basta con resolver los problemas de su especialidad para realizar un buen diseño arquitectónico, sino que, es consciente de la necesidad de crear un equipo de especialistas para poder realizar diseños acordes con las necesidades del habitante y de su ambiente.

BIBLIOGRAFÍA

REFERENCIAS GENERALES

1. LEO L. BERANEK, Noise and Vibration Control. McGraw-Hill 1971.
2. K.B. GINN, M Sc. Architectural Acoustics, Bruel & Kjaer, 1978.
3. GUNTEHER HARTMANN, Praktische Akustik, R. Oldenbourg Munich. Wien 1964-1968.
4. M.J. CROCKER Y A.J. Price Noise and Noise Control, CRC Press 1975.
5. ROBERT B. NEWMAN AND THE STAFF OF B.B.N. INC.
6. J.D. WEBB, ED., Noise Control in Industry, Sound Research Laboratories LTD. 1976.
7. ROBIN MACKENZIE, Auditorium Acoustics, Applied Science Publishers, 1975.
8. WILLI FURRER Y A. LAUDER, Raum und Bauakustik Larmabwehr, Brkauser 1972.
9. D.W. ROBINSON, ED. Occupational Hearing Loss, Academic Press 1971.
10. DOELLE, LESLIE L. Acoustics in Architectural Design, Division of Building Research, National Research Council (Canadá), Ottawa, 1965.