

CAPÍTULO IV

ACÚSTICA DE RECINTOS

Contenidos

- 4.1 Introducción a la acústica de recintos. Propagación del sonido en recintos cerrados. Ecograma o reflectograma.
- 4.2 Teoría estadística. Reverberación. Tiempo de reverberación. Cálculo del tiempo de reverberación utilizando la ecuación de Sabine y de Norris-Eyring. Libre camino medio. Régimen de decrecimiento.
- 4.3 Teoría geométrica. Reflexión especular y difusa. Reflexiones tempranas y tardías. Ecos. Eco flotante. Ecograma o reflectograma.
- 4.4 Teoría ondulatoria. Modos propios de vibración. Cálculo de modos de resonancia en recintos rectangulares. Modos axiales, tangenciales y oblicuos. Ecuación de Rayleigh. Criterios de distribución de modos de resonancia.
- 4.5 Relación entre los parámetros acústicos objetivos de una sala y su correlación con la calidad. Valoración de la reverberación. Cálculo de la inteligibilidad de la palabra. Tiempos de reverberación óptimos. Criterios de ruido de fondo. Curvas NC (Noise Criteria).
- 4.6 Aislamiento, absorción y difusión sonora. Ley de masas. Características físicas de materiales aislantes y absorbentes sonoros. Elementos acústicos: absorbedores, reflectores, resonadores y difusores sonoros.
- 4.7 Diseño acústico de recintos. Criterios generales de diseño para: auditorios, salas de concierto, estudios de grabación musical, salas de usos múltiples, salas de reproducción cinematográfica, oficinas y recintos industriales.
- 4.8 Auralización. Aplicación en el diseño acústico de recintos. Método por convolución de señales. Método por redes digitales de reverberación. Parámetros acústicos de recintos.

4.1. Introducción a la acústica de recintos

Desde el punto de vista acústico un recinto implica un campo sonoro limitado (parcial ó totalmente) por paramentos de rigidez, aislamiento y absorción sonora variables. La forma y tamaño de los cerramientos puede ser cualquiera y su geometría, dependiente en general de las funciones del recinto, determinan entre otras variables su comportamiento acústico.

Fuchs y Lara Saenz, (1993) clasifican los recintos de diversas maneras, considerando sus proporciones como: a) tridimensionales, b) cuasibidimensionales y c) cuasiunidimensionales; por el grado de cerramiento como: a) totalmente cerrados, b) parcialmente abiertos y c) acoplados; por su geometría como: a) paralelepípedicos y b) irregulares; por su utilización como: a) viviendas, b) salas (trabajo, reunión, usos múltiples, etc.), c) auditorios, d) vehículos. Por lo cual, existen recintos estáticos y dinámicos según se trate de edificaciones o medios de transporte aéreos, superficiales, subterráneos ó subacuáticos.

Todo recinto encierra (parcial o totalmente, aislado ó acoplado) un cierto volumen de aire $V (m^3)$, en diversas condiciones de presión, humedad relativa y temperatura, en el cual puede establecerse un campo sonoro particular. Además, los recintos están limitados por diversos paramentos interiores de superficies $S_1, S_2, \dots S_n$ que presentan coeficientes de absorción sonora $\alpha_1, \alpha_2, \dots \alpha_n$, constituyendo una superficie interior total $S (m^2)$ y produciendo una absorción sonora total $A = \sum S_i \cdot \alpha_i$ expresada en (*Sabin* m^2). Cada paramento, por sus características físicas determinará además el grado de aislamiento sonoro individual y en su conjunto la insonorización del recinto. Para analizar esta característica se utilizan tres conceptos: la resonancia, la ley de las masas y el efecto de coincidencia (Beranek, 1961).

Los recintos suelen contener una ó múltiples fuentes sonoras de potencia acústica, direccionalidad y ubicaciones diversas dentro del mismo. Por lo cual, cerramientos del recinto pueden ser excitados y vibrar, convirtiéndose en fuentes secundarias que radian ondas sonoras al volumen de recinto (Kuttruff, 2000).

La interacción entre las ondas sonoras incidentes y reflejadas en un recinto produce interferencias constructivas y destructivas dando lugar a *ondas estacionarias ó modos propios de vibración*. Cada modo de resonancia va asociado a una frecuencia denominada *propia ó normal*, y está caracterizado por el nivel de presión sonora que es función del espacio. Los modos aumentan con el volumen del recinto y con el cubo de la frecuencia, de manera que las irregularidades de la respuesta del recinto son notorias en bajas frecuencias (Morse, 1948). Cuando existe una alta densidad modal en un espectro angosto de frecuencia la energía sonora se concentra, originando un sonido característico a cada recinto denominado "*coloración*".

El recinto puede ser modelado como un sistema lineal, invariante en el tiempo (LTI), en el cual en función de las características de la señal y de su contenido informativo, requiere diferentes tratamientos tanto de geometría, volumen y otros parámetros. Así, la palabra hablada requiere un máximo de claridad ó definición y la música condiciones de difusividad, reverberación y riqueza tonal que son función no solo de la fuente y del recinto sino también del oyente (Fuchs y Lara Saenz, 1993).

El principal objetivo del diseño acústico de recintos es crear las condiciones adecuadas para las funciones a que se lo destina y a las actividades de las personas en relación con dichas funciones. Para diseñar acústicamente un recinto no es suficiente conocer parámetros como volumen, absorción, aislamiento, entre otros, sino que debe conocerse su influencia en las características de transmisión de señales dentro del recinto, ó *función de transferencia*, máxime si las señales dentro del recinto no son de régimen ni espectro estable, ni tampoco armónicas simples, como es el caso de la voz hablada o cantada y la música (Carrion Isbert, 2001; Ferreyra, 2005).

Los pioneros trabajos científicos realizados por R. Heyser (1967), M. Schröder (1965), A. Berkhout (1980), N. Aoshima (1981), J. Borish (1983), J. Vanderkoy (1994), W. Chu (1990), M. Poletti (1988), A. Farina (2000) y S. Müller (2001) entre otros durante estos últimos 50 años, permitieron que métodos y técnicas de medición aplicados a acústica de recintos evolucionen cuantitativa y cualitativamente. La *respuesta impulsiva de un recinto* (RIR) engloba la característica de transmisión de las ondas sonoras entre una fuente y un receptor, en el dominio del tiempo y es equivalente a la *función de transferencia* en el dominio de la frecuencia. La RIR es diferente para cada ubicación de la combinación fuente-receptor y varía según la geometría y materiales, entre otros factores (Ferreyra y Ramos, 2007). La RIR se compone del sonido directo, las reflexiones tempranas y las reflexiones tardías. El sonido directo es el primero que escucha el oyente, seguido por las reflexiones tempranas, cuyas direcciones son cruciales para la localización de la fuente sonora. Después de 60 a 100 ms (dependiendo de la sala), comienzan las reflexiones tardías que tienen una mayor densidad. Estas se asemejan a un proceso aleatorio cuyas direcciones son irrelevantes pero esenciales para definir la impresión espacial, la calidad acústica del recinto y la distancia a la fuente sonora (Ferreyra y Ramos, 2008).

En la actualidad el conocimiento de la RIR resulta imprescindible para el análisis y diseño de diversos recintos. La identificación de anomalías acústicas como ecos flotantes, resonancias, excesiva reverberación y otras, se realiza a través del análisis de la RIR. La medición de la RIR resulta útil también, para validar programas de simulación que se utilizan como herramientas de diseño y sistemas de realidad acústica virtual (Tommasini et al, 2008). En la actualidad existen varios métodos de medición de la RIR, siendo a nivel internacional la norma ISO 3382 el documento que establece las directrices para realizar dichas mediciones. En el orden nacional, la norma IRAM 4109 es el documento de referencia (equivalente a ISO 3382).

Propagación del sonido en recintos cerrados.

Según se acaba de comentar, la energía radiada por una fuente sonora en un recinto cerrado llega a un oyente ubicado en un punto cualquiera del mismo de dos formas diferentes: una parte de la energía llega de forma directa (sonido directo), es decir, como si fuente y receptor estuviesen en el espacio libre, mientras que la otra parte lo hace de forma indirecta (sonido reflejado), al ir asociada a las sucesivas reflexiones que sufre la onda sonora cuando incide sobre las diferentes superficies del recinto. En un punto cualquiera del recinto, la energía correspondiente al sonido directo depende exclusivamente de la distancia a la fuente sonora, mientras que la energía asociada a cada reflexión depende del camino recorrido por el rayo sonoro, así como del grado de absorción acústica de los materiales utilizados como revestimientos de las superficies implicadas. Lógicamente, cuanto mayor sea la distancia recorrida y más absorbentes sean los materiales empleados, menor será la energía asociada tanto al sonido temprano como a las sucesivas reflexiones.

Ecograma ó reflectograma

Al analizar la evolución temporal del sonido reflejado en un punto cualquiera del recinto objeto de estudio, se observan básicamente dos zonas de características notablemente diferenciadas: una primera zona que engloba todas aquellas reflexiones que llegan inmediatamente después del sonido directo, y que reciben el nombre de primeras reflexiones o *reflexiones tempranas* ("early reflections"), y una segunda formada por *reflexiones tardías* que constituyen la denominada cola reverberante. Si bien la llegada de reflexiones al punto en cuestión se produce de forma continua, y por tanto sin cambios bruscos, también es cierto que las primeras reflexiones llegan de forma más discretizada que las tardías, debido a que se trata de reflexiones de orden bajo (habitualmente, orden ≤ 3). Se dice que una reflexión es de orden "n" cuando el rayo sonoro asociado ha incidido "n" veces sobre las diferentes superficies del recinto antes de llegar al receptor.

Desde un punto de vista práctico, se suele establecer un límite temporal para la zona de primeras reflexiones de aproximadamente 100 ms desde la llegada del sonido directo, aunque dicho valor varía en cada caso concreto en función de la forma y del volumen del recinto. La representación gráfica temporal de la llegada de las diversas reflexiones, acompañadas de su nivel energético correspondiente, se denomina *ecograma* o *reflectograma*. En la figura 4.1 se representa de forma esquemática la llegada de los diferentes rayos sonoros a un receptor junto con el ecograma asociado, con indicación del sonido directo, la zona de primeras reflexiones y la zona de reflexiones tardías (cola reverberante).

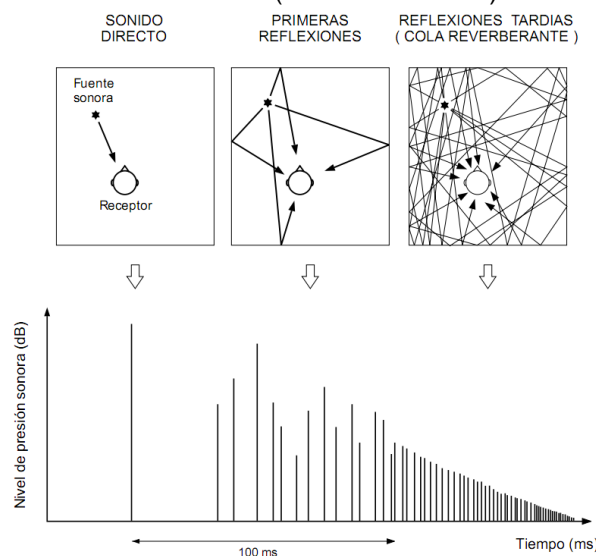


Fig. 4.1 Ecograma asociado a un receptor, indicando el sonido directo, las reflexiones tempranas y tardías (Carrión, 2001)

En un recinto real, la manera más elemental de obtener dicha representación gráfica es excitando el recinto con un impulso sonoro, por ejemplo, un disparo de pistola, explosión de globos especiales ó ráfagas de ruido de banda angosta. Sin embargo, en la actualidad existen sofisticados sistemas de medición basados en técnicas indirectas que aplican señales determinísticas como *secuencias de máxima longitud* (Maximum Length Sequence, MLS), *barridos de frecuencia sinusoidales* (sweep frequency), para la obtención de la respuesta impulsiva. También existen otras técnicas como la *espectrometría por retardo de tiempo* (Time Delay Spectrometry, TDS) que permiten obtener en cada punto de interés la curva de decaimiento energético, denominada *curva energía-tiempo ETC* ("Energy-Time Curve"), de forma rápida, precisa y automatizada. A partir de la obtención de dicha curva en distintos puntos del recinto considerado es posible extraer una gran cantidad de información sobre las características acústicas del mismo. En la [figura 4.2](#) se muestra una curva ETC medida en un punto de un recinto. En abscisas se indica el tiempo, expresado en ms (milisegundos), mientras que en ordenadas se indica el nivel, expresado en dB.

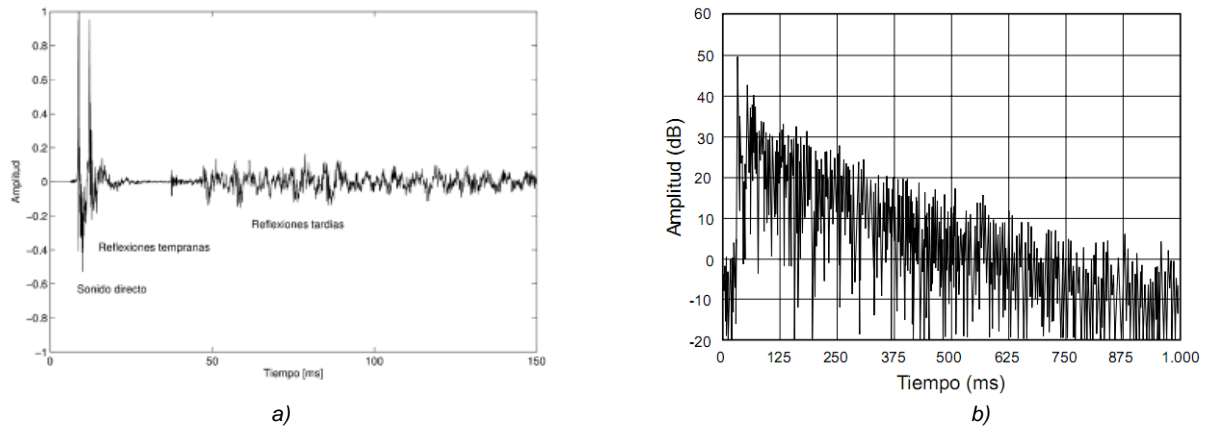


Fig. 4.2 a) Extracto de una respuesta impulsiva de un recinto; b) curva energía-tiempo ETC medida en un punto de un recinto.

Como se menciona en el capítulo II, cuando se produce un sonido dentro de un recinto cerrado se establecen los siguientes campos sonoros que se definen a continuación (Davis, 1983):

- **Campo cercano:** no puede definirse en términos del nivel de presión sonora (SPL) en función de la distancia porque el vector de velocidad de las partículas, u no sigue la misma dirección en la que se desplaza la onda, por lo tanto, puede existir en cualquier punto una apreciable componente de velocidad tangencial. La distancia frontera de este campo que rodea la fuente, es aproximadamente el doble de la dimensión mayor de la fuente sonora.
- **Campo directo o libre lejano:** prevalece la *ley inversa de los cuadrados de la distancia de la variación de nivel*.
- **Campo reverberante lejano o difuso:** la densidad de la energía de sonido es prácticamente uniforme.

Existe una distancia tomada a partir de la fuente sonora donde se produce la frontera (separación) entre el *campo directo* y el *campo reverberante lejano* la cual recibe el nombre de *Distancia Crítica* (D_c) (Davis, 1983). La D_c es un parámetro fundamental para el cálculo y diseño de un sistema electroacústico de refuerzo sonoro; como también, durante la etapa de análisis acústico de un recinto.

4.2 Teoría estadística

De la misma forma que la energía de una fuente sonora se radia en todas las direcciones, las ondas reflejadas en cualquier punto dentro de un recinto también viajan en todas las posibles direcciones. Las fases de las ondas que llegan a cada uno de estos puntos puede considerarse que están distribuidas de forma aleatoria, debiendo recordar que los sonidos naturales (palabra y música) producidos en el interior de un recinto son señales no estacionarias, continuas e irregulares. Esto permite determinar la energía en cualquier punto de un recinto, sin tener en cuenta los retardos de fase en las ondas, así como la suma de los valores medios de la energía de las reflexiones que alcanzan el punto del recinto sometido a estudio.

Las combinaciones de fenómenos aleatorios que tienen propiedades comunes tales como son las combinaciones de reflexiones que alcanzan cada punto del recinto se estudian mediante la matemática

estadística, basada en la teoría de la probabilidad. El método estadístico no descubre los detalles intrínsecos del fenómeno; sin embargo, su ventaja consiste en que mediante unas matemáticas sencillas, basadas en datos de los resultados del proceso, permite obtener conclusiones objetivas de los aspectos cuantitativos del proceso, así como de sus posibles defectos (Recuero López, 1997).

Al aplicar matemáticas estadísticas a sucesos aleatorios, si por cualquier causa el fenómeno deja de ser aleatorio, existe una pobre descripción del proceso, por ejemplo, si algunas de las superficies interiores del recinto tienen propiedades de enfoque, la naturaleza aleatoria de la dirección de llegada de las ondas reflejadas es menor, por lo que en este caso el análisis estadístico no se puede aplicar.

Reverberación

Haciendo una analogía con la mecánica clásica, cuando presionamos el acelerador de un móvil el cual se encuentra inicialmente estático, el resultado es la aceleración del mismo hasta alcanzar una cierta velocidad. Luego de un intervalo considerable de tiempo y si el camino es liso y nivelado, la velocidad permanecerá constante. Manteniendo presionado el acelerador y habiendo alcanzado una cierta velocidad de régimen, el motor solo produce la fuerza necesaria para vencer todas las fuerzas de fricción actuantes, lo que resulta en una condición de equilibrio (estado estacionario). Una situación semejante ocurre en un recinto cuando se reproduce un sonido constante. El nivel de presión sonora crece hasta un cierto nivel, el cual es considerado *punto de equilibrio* o *estado estacionario*; en el cual, la energía radiada por la fuente es solo suficiente para cubrir todas las pérdidas que se producen en el aire y en los límites del recinto. Una energía mayor radiada por la fuente, resultaría en un mayor nivel de estado estacionario, mientras que una menor energía radiada, en un menor nivel de equilibrio (Everest, 2001).

Si la fuente sonora cesa de emitir abruptamente, existe un tiempo finito para que el nivel sonoro decaiga hasta volverse inaudible. Esta mayor o menor persistencia del sonido que se oye en un recinto después de que la fuente cesa súbitamente de emitir se denomina *reverberación*, ver figura 4.3. Tanto la cantidad de energía inicial (estado estacionario) como la energía umbral (E_0 , mínima cantidad de energía audible por nuestro oído) afectan la duración de la reverberación. Además, puede ocurrir que el umbral no dependa de la sensibilidad de nuestros oídos, sino de la presencia de ruido en el ambiente (*ruido de fondo* o *piso de ruido*), que enmascara la señal reverberante decreciente. Lo que nos interesa conocer principalmente del proceso de reverberación, es la pendiente de la *curva de decrecimiento de energía en función del tiempo* la cual puede ser de tipo *exponencial* o *lineal* dependiendo del campo acústico existente en el recinto. La reverberación está formada por *reflexiones tempranas* y *reflexiones tardías*, siendo esta última la más significativa (Carrion, 2001).

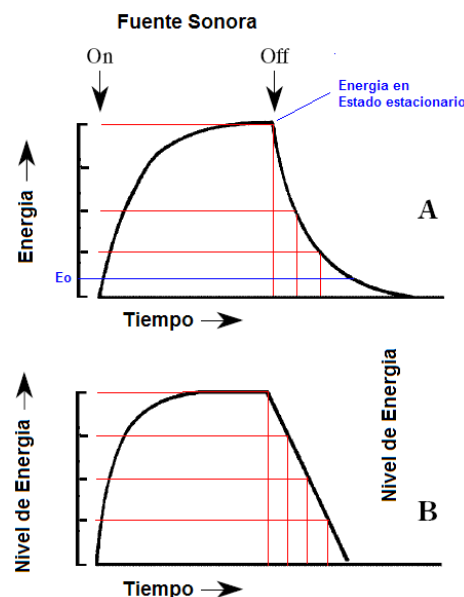


Fig. 4.3 Representación gráfica, régimen estacionario y del decrecimiento energético durante la reverberación (Everest, 2001)

Análisis de la ETC

La curva de decrecimiento de energía en función del tiempo (Energy Time Curve, ETC) es la curva obtenida a partir de la emisión de un sonido específico (impulsivo o de régimen permanente que es interrumpido en un

instante de tiempo determinado) dentro un recinto. Esta curva posee grandes irregularidades durante el desvanecimiento de la energía en dicho espacio confinado (Brüel & Kjaer, 1963). Pero es a partir de ella, que realizando un proceso de integración de todas las contribuciones energéticas es posible calcular el *tiempo de reverberación* de una sala en particular. La *inteligibilidad de la palabra*, está íntimamente relacionada con el proceso de decrecimiento energético de la reverberación. Actualmente existen variados modelos matemáticos para calcular el tiempo de reverberación de un recinto, algunos de ellos son el de Sabine, Norrrys-Eyring, Shróeder, Kuttruff, Millington, Fiztroy, Hoptkings, etc.

Tiempo de reverberación

Wallace C. Sabine (1868-1919) profesor asociado del departamento de física de la Universidad de Harvard, fue quien el 19 de octubre de 1898, introdujo el concepto de que la reverberación de un recinto es inversamente proporcional a la cantidad de absorción del mismo. Sabine, planteó sin ningún tipo de instrumento y por observación, una fórmula que permite calcular el *tiempo de reverberación* de un recinto relacionando: el volumen del recinto (V), la absorción sonora total (A_{tot}) producida por diferentes materiales ubicados en las superficies del mismo y la atenuación introducida por el aire (m) más una constante. El *tiempo de reverberación* ("*T*" según ISO 3382, anteriormente *RT* ó *T₆₀*), se define como el tiempo necesario para que el nivel de energía sonora decaiga 60 dB.

El grado de absorción del sonido de un material cualquiera se representa mediante el llamado coeficiente de absorción α . Se define como la relación entre la energía absorbida por dicho material y la energía incidente sobre el mismo:

$$\alpha = \frac{\text{Energía absorbida}}{\text{Energía incidente}}$$

Sus valores están comprendidos entre 0 (correspondiente a un material totalmente reflectante) y 1 (caso de absorción total). El valor de α está directamente relacionado con las propiedades físicas del material y varía con la frecuencia. En cuanto a la denominada absorción A de un material cualquiera, ésta se obtiene como resultado de multiplicar su coeficiente de absorción α por su superficie S. La unidad de absorción es el *sabin* (1 sabin corresponde a la absorción de 1 m² de ventana abierta). Finalmente, y debido a que un recinto está constituido por distintas superficies recubiertas de materiales diversos, se define la absorción total A_{tot} como la suma de todas y cada una de las absorciones individuales, es decir:

$$A_{\text{tot}} = \alpha_1 S_1 + \alpha_2 S_2 + \dots + \alpha_n S_n$$

A partir de A_{tot} es posible calcular el coeficiente medio de absorción sonora dividiendo la absorción total A_{tot} por la superficie total del recinto S_t :

$$\bar{\alpha} = \frac{A_{\text{tot}}}{S_t}$$

donde:

$$S_t = S_1 + S_2 + \dots + S_n = \text{superficie total del recinto (paredes + techo + suelo)} \text{ [m}^2\text{]}$$

Con todo lo anterior, el tiempo de reverberación, *RT*, *T* ó *T₆₀* se puede expresar como sigue:

$$RT = \frac{0,161 V}{\bar{\alpha} S_t}$$

Según se observa, el *RT* calculado a cada frecuencia de interés mediante dicha fórmula no tiene en cuenta la ubicación del receptor, es decir, es único para cada recinto. Ello es consecuencia de que la misma surge exclusivamente de la aplicación de la acústica estadística. La célebre ecuación de reverberación de Sabine, utilizada universalmente hasta nuestros días como parámetro primordial para la caracterización acústica de un recinto, genera una hipérbola decreciente de la energía sonora en función del tiempo.

Por otra parte es preciso comentar que, a pesar de la utilización universal de esta fórmula, su validez se circunscribe al caso de recintos con las siguientes características:

- Decaimiento energético exponencial asociado a un campo sonoro perfectamente difuso (la energía se propaga con la misma probabilidad en todas las direcciones)

- Geometría regular del recinto
- Coeficiente medio de absorción sonora α_{med} inferior a 0,4 (aproximadamente).

El tiempo de reverberación resulta ser un parámetro fundamental tanto para el análisis y diseño acústico de recintos. Ahora bien, en la práctica se utilizan una serie de parámetros complementarios que, por estar fundamentados en la acústica geométrica, dependen de la situación del receptor. La optimización de todos ellos en la fase de diseño permite garantizar con un elevado grado de fiabilidad la obtención de una acústica adecuada, una vez construido el recinto.

Con independencia de la fórmula utilizada para el cálculo, el valor más representativo del tiempo de reverberación es el denominado T_{mid} ó RT_{mid} , que se obtiene como promedio de los valores correspondientes a las bandas de 500 Hz y 1 kHz:

$$RT_{\text{mid}} = \frac{RT(500 \text{ Hz}) + RT(1 \text{ kHz})}{2}$$

Cálculo del tiempo de reverberación

Tiempo de reverberación por Sabine

$$RT = \frac{0,161 V}{A_{\text{tot}} + 4mV}$$

donde:

V = volumen del recinto [m^3]

$A_{\text{tot}} = \alpha_{\text{med}} \times S_{\text{tot}}$ = absorción total del recinto [Sabins]

$\alpha_{\text{med}} = \frac{\sum_i \alpha_i S_i}{S_{\text{tot}}}$ = coeficiente medio de absorción del recinto [adimensional]

S_{tot} = superficie total del recinto [m^2]

m = constante de atenuación del aire [m^{-1}]

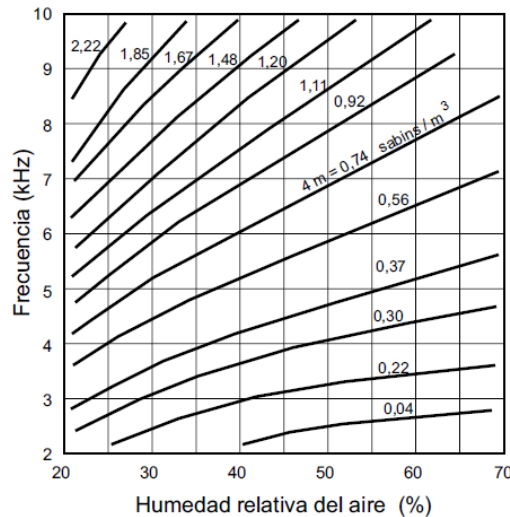


Fig. 4.4 Gráficas para la determinación del producto $4m$ (para una presión atmosférica estática de 10^5 Pa y una temperatura de 20°C (Carrión, 2001))

Tiempo de reverberación por Norris-Eyring

$$RT = \frac{0,161 V}{-\ln(1-\bar{\alpha}) S_{\text{tot}} + 4mV}$$

Los símbolos anteriores coinciden con los de la ecuación de Sabine.

Tiempo de reverberación por Kuttruff

$$RT = \frac{0,161 V}{aS_{\text{tot}} + 4mV}$$

donde:

$$a = \ln \left(\frac{1}{1 - \bar{\alpha}} \right) + \ln \left(1 + \frac{\sum_i S_i^2 (1 - \alpha_i) (\bar{\alpha} - \alpha_i)}{S_{\text{tot}}^2 (1 - \bar{\alpha})^2 - \sum_i S_i^2 (1 - \alpha_i)^2} \right)$$

Los símbolos anteriores coinciden con los de la ecuación de Sabine.

Tiempo de reverberación por Sabine (ponderada por reflexiones)

$$RT = \frac{13,8 \bar{l}'}{c \bar{\alpha}' + cm \bar{l}'}$$

donde:

$$\bar{l}' = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N l_i$$

$$\bar{\alpha}' = \sum_j f_j \alpha_j$$

$$f_j = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{N_j}{N}$$

\bar{l}' : libre camino medio calculado a través de la teoría de rayos (en m)

c : velocidad del sonido (en m/s)

l_i : distancia entre dos colisiones consecutivas (en m)

N : número total de colisiones

$\bar{\alpha}'$: coeficiente medio de absorción

α_j : coeficiente de absorción de la cara j

N_j : número de colisiones sobre la cara j

m : constante de atenuación del sonido en el aire (en m^{-1})

Tiempo de reverberación por Norris-Eyring (ponderada por reflexiones)

$$RT = \frac{13,8 \bar{l}'}{-c \ln (1 - \bar{\alpha}') + cm \bar{l}'}$$

Los símbolos anteriores coinciden con los de la ecuación de Sabine ponderada por reflexiones.

Tiempo de reverberación por Kuttruff (ponderada por reflexiones)

$$RT = \frac{13,8 \bar{l}'}{-c \ln (1 - \bar{\alpha}') \left[1 + \frac{\gamma^2}{2} \ln (1 - \bar{\alpha}') \right] + cm \bar{l}'}$$

donde:

$$\gamma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (l_i - \bar{l}')^2}{N \bar{l}'^2}}$$

es la desviación típica del camino libre medio.

Cálculo del la calidez acústica, BR

La calidez acústica BR ("Bass Ratio") se obtiene como el cociente entre la suma de los tiempos de reverberación correspondientes a las bandas de frecuencias de 125 Hz y 250 Hz y la suma de los RT correspondientes a las bandas de frecuencias de 500 Hz y 1 kHz:

$$BR = \frac{RT (125 \text{ Hz}) + RT (250 \text{ Hz})}{RT (500 \text{ Hz}) + RT (1 \text{ kHz})}$$

Cálculo del Brillo, Br

El brillo (Br) se obtiene como el cociente entre la suma de los tiempos de reverberación correspondientes a las bandas de frecuencias de 2 kHz y 4 kHz y la suma de los RT correspondientes a las bandas de frecuencias de 500 Hz y 1 kHz:

$$Br = \frac{RT (2 \text{ kHz}) + RT (4 \text{ kHz})}{RT (500 \text{ Hz}) + RT (1 \text{ kHz})}$$

Camino libre medio.

El *camino libre medio* (Mean Free Path, MFP), se define como el promedio de distancia que una onda sonora recorre entre dos reflexiones sucesivas, está dado por:

$$\text{MFP} = 4 V / S$$

donde:

V: volumen del recinto [m³]

S: superficie total de recinto [m²]

Régimen de decrecimiento.

El *régimen de decrecimiento* (Decay ratio, Dr) se define como el tiempo que tarda el sonido en recorrer el camino libre medio en un recinto, está dado por:

$$\text{Dr} = \text{MFP} / c$$

donde:

MFP: camino libre medio [m]

c: velocidad del sonido [m/s]

4.3 Teoría geométrica

Cuando no se puede aplicar la teoría estadística, debe emplearse otra en la que el campo sonoro se considera como una combinación de rayos, contruidos a partir de las leyes de la acústica geométrica las cuales son análogas a lo desarrollado por la óptica geométrica. De esta forma, la onda sonora se ha sustituido por un rayo, que cumple con la *ley de Snell* en todo momento, a lo largo del cual se propaga la energía sonora.

Mediante esta teoría se pueden determinar los puntos de incidencia de los rayos sobre las superficies límites del recinto, así como las pérdidas de energía debida a la absorción sonora de los materiales que recubren las mencionadas superficies. Esto tiene una gran importancia cuando las superficies interiores están cubiertas con materiales de diferentes propiedades absorbentes. En este caso, el campo sonoro en un recinto se estudia mediante la energía sonora, determinada en cualquier punto, calculando las pérdidas de todos los rayos que después de reflejarse pasan por ese punto ([Recuero López, 1997](#)).

Eco

Todas aquellas reflexiones que llegan a un oyente dentro de los primeros 50 ms desde la llegada del sonido directo son integradas por el oído humano y, en consecuencia, su percepción no es diferenciada respecto al sonido directo. Cuando el sonido emitido es un mensaje oral, tales reflexiones contribuyen a mejorar la inteligibilidad o comprensión del mensaje y, al mismo tiempo, producen un aumento de sonoridad (o sensación de amplitud del sonido). Por el contrario, la aparición en un punto de escucha de una reflexión de nivel elevado con un retardo superior a los 50 ms es totalmente contraproducente para la obtención de una buena inteligibilidad de la palabra, ya que es percibida como una repetición del sonido directo (suceso discreto). En tal caso, dicha reflexión se denomina *eco*. El retardo de 50 ms equivale a una diferencia de caminos entre el sonido directo y la reflexión de, aproximadamente, 17 m. En la [figura 4.5](#) se representa gráficamente dicho efecto.

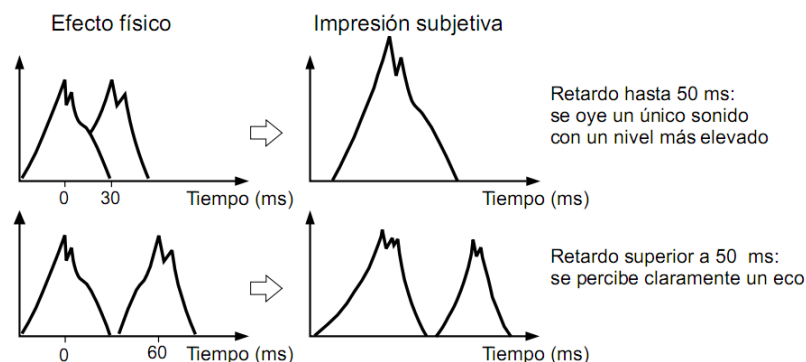


Fig. 4.5 Superposición de sonidos con diferentes retardos e impresión subjetiva asociada ([Carrión, 2001](#))

De forma más precisa, en la [figura 4.6](#) se muestran las cuatro zonas características por lo que a relación entre sonido retardado e inteligibilidad de la palabra se refiere. En el eje de abscisas se indica el retardo temporal entre la reflexión (sonido retardado) y el sonido directo, mientras que en el eje de ordenadas aparece la diferencia de niveles entre ambos sonidos. La curva de separación entre las cuatro zonas es sólo aproximada.

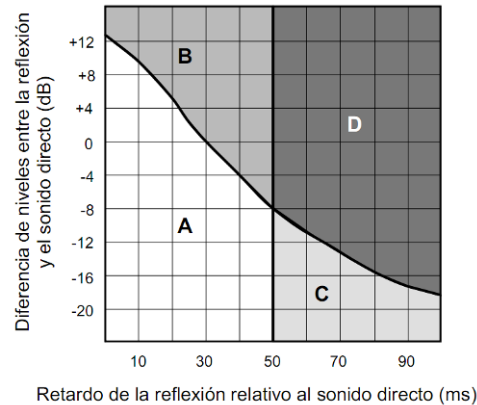


Fig. 4.6 Relación entre sonido retardado e inteligibilidad de la palabra (zonas características) ([Carrión, 2001](#))

Zona A

La reflexión llega antes de los 50 ms: el oído integra la reflexión y se produce un aumento de inteligibilidad y de sonoridad. En la [figura 4.7](#) se representa una curva de decaimiento energético ETC donde se observa la existencia de una reflexión perteneciente a dicha zona A.

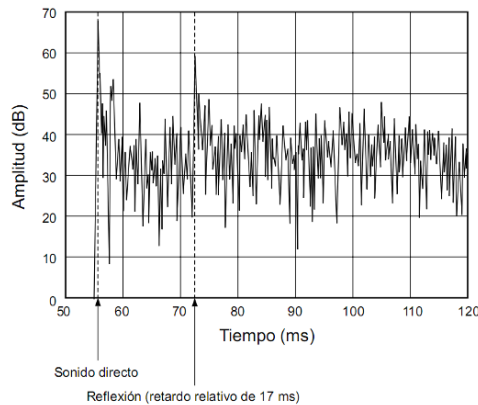


Fig. 4.7 Curva ETC mostrando la llegada del sonido directo y de una reflexión significativa beneficiosa para la inteligibilidad

Zona B

La reflexión llega antes de los 50 ms, si bien con un nivel relativo más elevado: el oído integra la reflexión, pero se produce un desplazamiento de la localización de la fuente sonora, generadora del sonido directo, hacia la superficie generadora de la reflexión ("image shift"). En la [figura 4.8](#) se representa una curva de decaimiento energético ETC donde se aprecia la existencia de una reflexión perteneciente a la mencionada zona B.

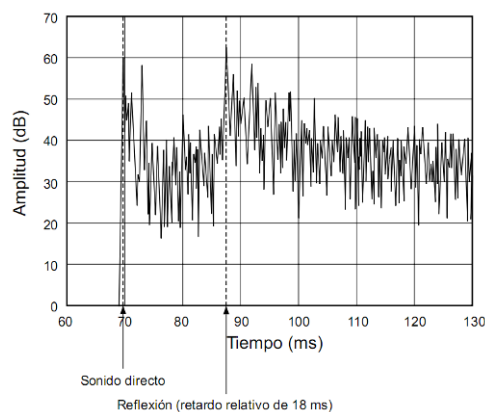


Fig. 4.8 Curva energía-tiempo ETC mostrando la llegada del sonido directo y de una reflexión ([Carrión, 1999](#)) significativa causante de una falsa localización de la fuente sonora

Zona C

La reflexión llega después de los 50 ms: la reflexión no es perjudicial para la inteligibilidad debido a que su nivel relativo es suficientemente bajo.

Zona D

La reflexión llega después de los 50 ms, si bien con un nivel relativo más elevado: la reflexión es percibida como un eco y se produce una pérdida de inteligibilidad. En la figura 4.9 se representa una curva de decaimiento energético ETC donde aparece una reflexión perteneciente a dicha zona D.

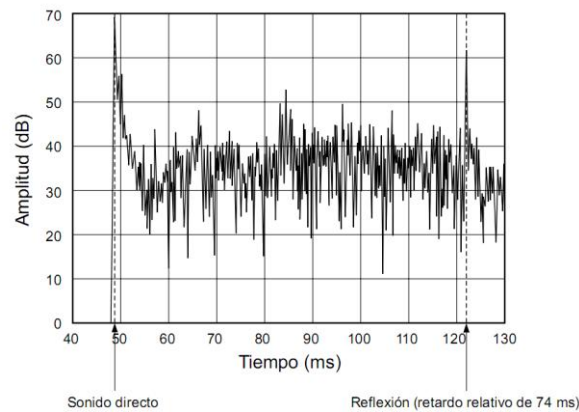


Fig. 4.9 Curva energía-tiempo mostrando la llegada del sonido directo y de una reflexión causante de eco (Carrión, 2001)

Eco flotante

El eco flotante (*flutter echo*) es una vibración transitoria excitada por un pulso sonoro de corta duración entre dos paredes reflectantes sonoras paralelas (Maa, 1941). Por lo tanto, se puede afirmar que el eco flotante ocurre si el sonido se refleja en repetidas ocasiones de una pared a otra. Los ecos flotantes pueden percibirse claramente en pasillos alargados con paredes extremas reflectantes con techo y piso absorbentes (Kuttruff, 2000). En teoría, con paredes perfectamente reflectantes y despreciando la atenuación del aire habría un número infinito de fuentes imágenes. El efecto acústico es similar al que se produce en óptica al ubicarse una fuente luminosa entre dos espejos paralelos. En la práctica, las reflexiones sonoras sucesivas son atenuadas debido a la absorción o difusión de las paredes (Everest, 2001). Además, debe considerarse que la intensidad del sonido disminuye inversamente proporcional al cuadrado de la distancia (Kuttruff, 2000). En la figura 4.10 se representa el concepto del eco flotante.

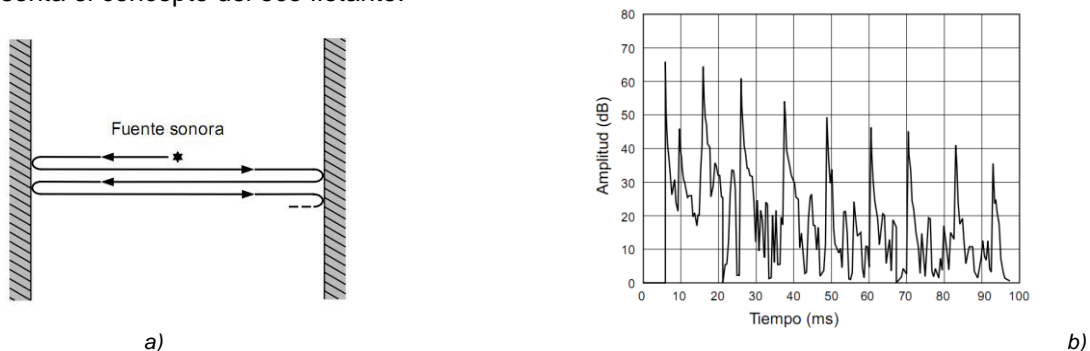


Fig 4.10: a) eco flotante que se genera al colocar una fuente sonora entre dos paredes reflectantes sonoras paralelas; b) curva energía-tiempo ETC ilustrativa de la existencia de eco flotante (Carrión, 2001)

Reflexión especular y oblicua

En la realidad casi todas las ondas sonoras originadas en una fuente acústica son esféricas. La reflexión de una onda esférica en una pared no rígida es compleja. Sin embargo, si la fuente sonora está lo suficientemente alejada de la superficie de reflexión, el fenómeno se puede simplificar despreciando la curvatura del frente onda. Se puede asumir que la onda incidente es plana y sin perturbaciones. Entonces, se considera el caso en que la onda incidente es plana y que la superficie de reflexión es uniforme y se extiende infinitamente. Generalmente, en tal situación, parte de la energía sonora incidente es reflejada como

si una onda plana fuese generada en la superficie de incidencia. Pero la onda reflejada difiere en amplitud y fase con la onda incidente. La onda reflejada y la incidente se interfieren mutuamente formando (al menos parcialmente) una onda estacionaria (onda en la cual ciertos puntos, llamados nodos, permanecen inmóviles. Es producto de la interferencia de dos ó más ondas).

Factor de reflexión y coeficiente de absorción

Los cambios en amplitud y fase pueden ser expresados por un factor de reflexión complejo R que es propio de cada superficie

$$R = |R|e^{i\chi}$$

donde $|R|$ es el valor absoluto y χ el ángulo de fase, los cuales dependen de la frecuencia y la dirección de incidencia de la onda. Como la intensidad de la onda plana es proporcional al cuadrado de la presión, la intensidad de la onda reflejada es menor que la incidente en un factor de $|R|^2$. El coeficiente de absorción α de una superficie describe la cantidad de energía que se pierde durante una reflexión.

$$\alpha = 1 - |R|^2$$

Impedancia acústica de la superficie

Otro parámetro relacionado a las propiedades de la superficie de reflexión está basado en la velocidad de la partícula efectiva en dirección normal a la superficie y la presión sonora efectiva en la superficie. Este parámetro se denomina impedancia acústica de la superficie y está definida por:

$$Z_s = p / u \quad [N \cdot s / m^3 \text{ ó Rayl}]$$

Como se vio en el capítulo II, la impedancia, al igual que el factor de reflexión, es una magnitud compleja, y es función del ángulo de incidencia y varía con la frecuencia.

Reflexión del sonido con incidencia normal

Asumiendo que la superficie se encuentra ubicada en posición normal a la dirección de propagación de la onda incidente y la onda se dirige a la superficie (donde $x = 0$) desde una dirección negativa de x (figura 4.12), la presión sonora $p_i(x, t)$ y la velocidad de la partícula $u_i(x, t)$ son:

$$p_i(x, t) = \hat{p}_0 e^{i(\omega t - kx)} \quad (4.xx)$$

$$u_i(x, t) = \frac{\hat{p}_0}{\rho_0 c} e^{i(\omega t - kx)} \quad (4.xx)$$

donde \hat{p}_0 es el valor absoluto de la presión sonora inicial de la onda incidente, ω es la frecuencia angular, k es el número de onda ($k = \omega / c$), t es el tiempo, x es la coordenada en el eje de las abscisas, ρ_0 es el valor estático de la densidad del gas y c es la velocidad del sonido.

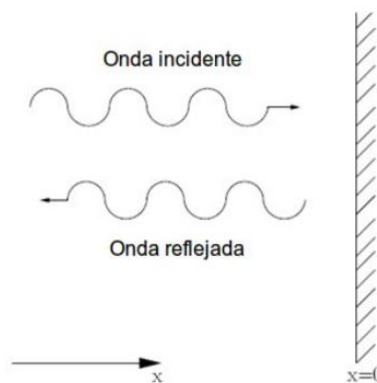


Fig 4.11 Reflexión del sonido con incidencia normal. Adaptado de Kuttruff (2009).

La onda reflejada tendrá menor amplitud y estará desfasada con respecto a la onda incidente. Ambos cambios son debido al factor de reflexión, R . Además, el signo de la velocidad de la partícula cambia porque la

onda reflejada se propaga en dirección contraria a la incidente. Entonces, la presión sonora $p_r(x, t)$ y la velocidad de la partícula $u_r(x, t)$ de la onda reflejada serán

$$p_r(x, t) = R\hat{p}_0 e^{i(\omega t + kx)}$$

$$v_r(x, t) = -R \frac{\hat{p}_0}{\rho_0 c} e^{i(\omega t + kx)}$$

Reflexión del sonido con incidencia oblicua

Un caso más general es aquel en que el ángulo de incidencia es cualquiera. Ahora, se asume que la normal a la superficie y la dirección de incidencia de la onda son rectas contenidas en el plano xy representado en la figura 4.12.

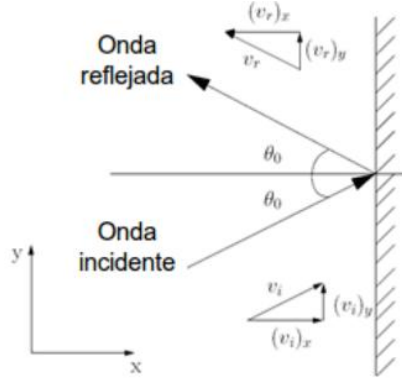


Fig 4.12 Reflexión del sonido con incidencia oblicua. Adaptado de Kuttruff (2009).

Redefiniendo x por x' de la siguiente manera,

$$x' = x \cos \theta_0 + y \sin \theta_0$$

se crea un nuevo sistema de coordenadas donde los ejes están rotados un ángulo θ_0 con respecto al sistema xy . El resultado es una onda plana propagándose en la dirección positiva de x' . Reemplazando en la ecuación de la presión incidente normal queda

$$p_i = \hat{p}_0 e^{i(\omega t - kx \cos \theta_0 - ky \sin \theta_0)}$$

La componente normal a la superficie de la velocidad (componente x) es necesaria para calcular la impedancia sonora de la superficie. Luego, se obtiene

$$(v_i)_x = \frac{\hat{p}_0}{\rho_0 c} \cos \theta_0 e^{i(\omega t - kx \cos \theta_0 - ky \sin \theta_0)}$$

Para este caso, donde la incidencia de la onda es oblicua, también se debe cambiar el signo de x en la expresión de la onda reflejada. Entonces, de forma similar a las ecuaciones p_r y u_r , se obtiene la presión sonora y la velocidad de la partícula de la onda reflejada

$$p_r(x, t) = R\hat{p}_0 e^{i(\omega t + kx \cos \theta_0 - ky \sin \theta_0)}$$

$$(v_r)_x(x, t) = -R \frac{\hat{p}_0}{\rho_0 c} \cos \theta_0 e^{i(\omega t + kx \cos \theta_0 - ky \sin \theta_0)}$$

Difracción, dispersión y reflexión difusa

Estas leyes de reflexión sonora sólo son válidas para superficies de extensión infinita. En un caso general, cualquier borde de una superficie dispersará algo de energía sonora en todas las direcciones. Este fenómeno es llamado difracción. Kuttruff (2009) plantea que la difracción puede ser explicada observando la figura 4.13. En la misma se ilustra un plano rígido con un borde recto. Si una onda plana incide en el plano con dirección normal, es de esperar que el plano refleje una parte de la onda a la región A. Al mismo tiempo no se

emiten reflexiones hacia la región B, a la que llamaremos zona de sombra. Esto sería cierto si la longitud de onda del sonido incidente es infinitesimalmente pequeña. Sin embargo, en un caso real, una onda provocada por la difracción en el borde del plano estará presente en la zona de sombra. Por otra parte, en la región C, la onda plana se distorsiona debido a interferencias con la onda de difracción. Resumiendo, el límite entre la zona de sombra (B) y la zona iluminada (C) no es abrupto, sino difuso debido a la onda de difracción. Un efecto similar ocurre en el límite superior de la región A.

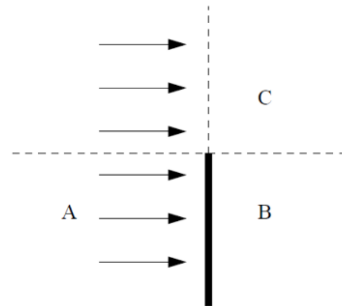


Fig 4.13 Difracción de una onda plana en el borde de un plano rígido. (Kuttruff, 2009).

Generalmente, una superficie cualquiera, no es totalmente plana sino que contiene múltiples irregularidades. Si estas son muy pequeñas con respecto a la longitud de onda del sonido incidente, la reflexión especular no se verá afectada. Por el contrario, si las irregularidades son grandes comparadas a la longitud de onda, cada una de estas caras irregulares pueden ser tratadas como secciones de superficies y las ondas incidentes se pueden reflejar especularmente. Sin embargo, existe un rango intermedio de longitudes de onda donde cada cara agrega dispersión a la reflexión especular de toda la superficie. Por lo tanto, si la superficie tiene una estructura irregular una gran parte de la energía sonora será dispersada en todas direcciones, figura 4.14. El término reflexión difusa en la superficie también suele ser usado en este contexto.

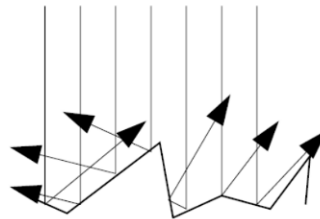


Fig. 4.14 Reflexión difusa en una superficie de estructura irregular (Kuttruff, 2009).

Cabe aclarar que en acústica de recintos el término difusión puede ser atribuido a dos conceptos diferentes. Por una parte la difusión es una propiedad del campo sonoro. En él se describe una isotropía de la uniformidad de dirección de la propagación del sonido (ver siguiente sección). Por otra parte, la difusión es la característica de una superficie para dispersar el sonido incidente en múltiples direcciones. Si bien el campo sonoro difuso puede ser consecuencia de la reflexión difusa en bordes, se deben diferenciar ambos fenómenos. Como se puede apreciar, el término dispersión está relacionado con la difracción y también con la reflexión difusa. Dalenbäck et al. (1993) han definido estos términos de la siguiente manera:

- **Difracción:** teóricamente y en una visión microscópica de la onda, la difracción es una de las causas de la reflexión difusa. Comúnmente se relaciona con el efecto producido en los bordes de un elemento reflector.
- **Dispersión:** este término es generalmente utilizado en acústica lineal para describir el resultado de la difracción. Se relaciona, de una manera muy general, a la reflexión en una superficie áspera.
- **Reflexión difusa ó difusión sonora:** es el término más apropiado para describir el proceso de reflexión en una superficie difusora.

Reflexiones tempranas y tardías

Cuando en un recinto completamente cerrado una fuente sonora omnidireccional produce un impulso, éste se propaga esféricamente en el volumen confinado hasta reflejarse en las seis paredes que lo conforman, y así

sucesivamente cada onda reflejada tomara una nueva dirección y volverá a reflejarse contra otra superficie y así sucesivamente hasta desvanecerse por completo dicho impulso (Carrión, 2001).

Las primeras reflexiones (consideradas generalmente desde la primera hasta la quinta) juegan un papel decisivo para una buena *inteligibilidad de la palabra* y la *claridad de la música*. Poder controlar su *dirección*, *nivel* y *tiempo de arribo* a un punto de audición específico (posible sujeto oyente), permite asegurar un excelente confort acústico dependiendo del tipo de actividad acústica a desarrollar en dicho recinto.

El estudio propiamente dicho se realiza utilizando la teoría geométrica, que permite a través de sus técnicas (por ejemplo el trazo de rayos) una muy buena aproximación para predecir el fenómeno. Sin lugar a dudas, la teoría ondulatoria y estadísticas van de la mano en este tipo de estudio (Kuttruff, 2000).

Estudio de las primeras reflexiones

En general, las primeras reflexiones presentan un nivel energético mayor que las correspondientes a la cola reverberante, ya que son de orden más bajo (según se ha comentado en el apartado anterior, se suelen considerar primeras reflexiones hasta un orden 3). Además, por el hecho de depender directamente de las formas geométricas de la sala, son específicas de cada punto y, por tanto, determinan las características acústicas propias del mismo, juntamente con el sonido directo.

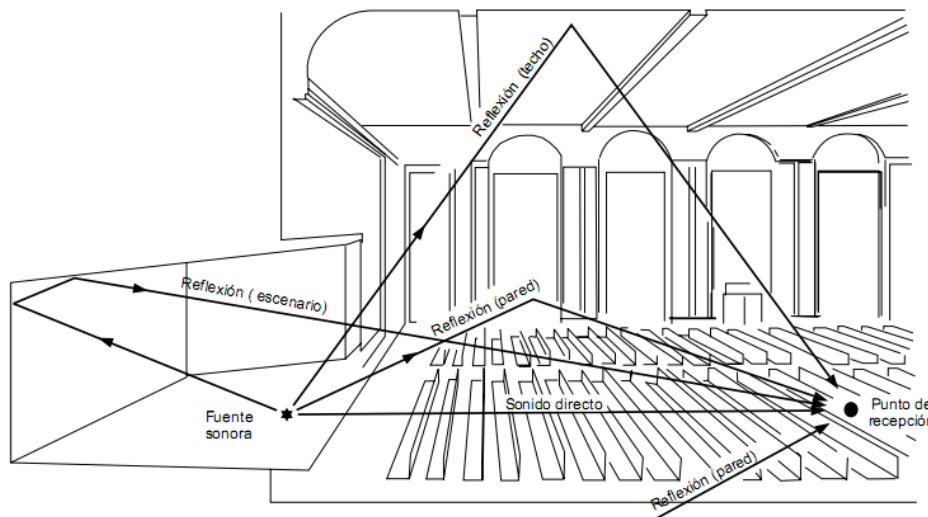


Fig. 4.15 Ejemplo de llegada del sonido directo y de las primeras reflexiones a un receptor (Carrión, 2001)

La hipótesis elemental de partida para calcular el ecograma asociado a un punto cualquiera consiste en tratar los rayos sonoros considerando que las reflexiones de los mismos sobre las distintas superficies son totalmente especulares y que, por tanto, verifican la ley de la reflexión. En la figura 4.16 se representa gráficamente dicha ley.

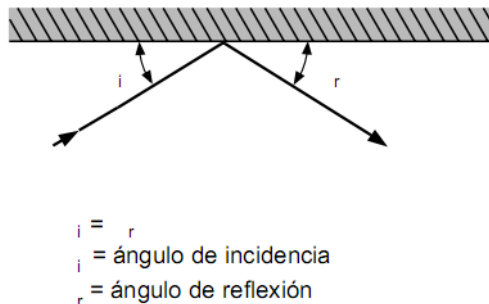


Fig. 4.16 Reflexión especular del sonido sobre una superficie (Carrión, 2001)

El análisis acústico basado en la hipótesis de reflexiones especulares constituye la base de la denominada *acústica geométrica*. Evidentemente, dicho análisis no es más que una aproximación a la realidad, ya que sólo en determinadas circunstancias la hipótesis de reflexión especular es totalmente veraz. Para que en la práctica se produzca una reflexión marcadamente especular es necesario que se cumplan los siguientes requisitos, por lo que a la superficie de reflexión se refiere:

- Dimensiones grandes en comparación con la longitud de onda del sonido en consideración
- Superficie lisa y muy reflectante (poco absorbente) En el caso de que las dimensiones sean menores o similares a la longitud de onda del sonido, la onda sonora rodea la superficie y sigue propagándose como si el obstáculo que representa la misma no existiese. Dicho fenómeno se conoce con el nombre de difracción.

En la actualidad existen programas informáticos avanzados de simulación acústica que permiten el análisis teniendo en cuenta tanto el fenómeno de *reflexión*, *difracción* y *difusión del sonido*. Obviamente, los resultados obtenidos con dichos programas se aproximan más a los obtenidos mediante mediciones reales efectuadas “in situ” que en el caso de utilizar programas de simulación básica ó simple. Por otro lado, como se ha comentado anteriormente, la cola reverberante está formada por las reflexiones tardías (por regla general, se consideran las reflexiones de orden superior a 3). Debido a que la densidad temporal de reflexiones en un punto cualquiera de un recinto cerrado aumenta de forma cuadrática con el tiempo, existe una gran concentración de dichas reflexiones en cualquier punto de recepción y, además, sus características son prácticamente iguales con independencia del punto considerado. Es por ello que el estudio de la cola reverberante se efectúa siempre mediante criterios basados en la denominada *acústica estadística*, en lugar de la acústica geométrica. A título de ejemplo, en un auditorio de tamaño medio un oyente recibe alrededor de 8000 reflexiones en el primer segundo después de la llegada del sonido directo. De todas formas, debido a que el oído humano es incapaz de discriminar la llegada discreta de todas y cada una de las reflexiones, lo que generalmente se percibe es un sonido continuo. Sólo en determinados casos es posible percibir individualmente una o varias reflexiones. Para ello es necesario que su nivel y retardo respecto al sonido directo sean significativos, como se verá a continuación.

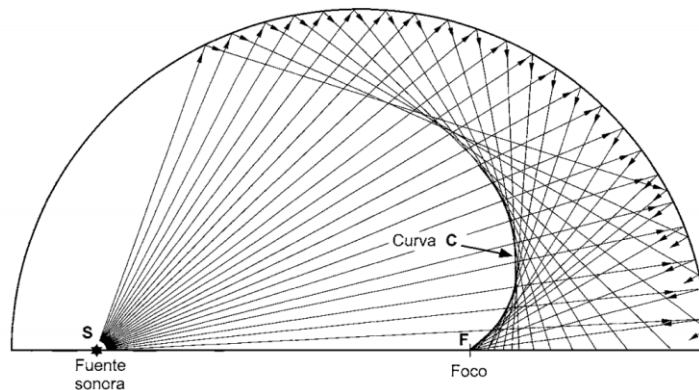


Fig. 4.17 Ejemplo de focalización del sonido en un recinto de geometría semiesférica (Carrión, 2001)

4.4 Teoría ondulatoria

Los fundamentos de esta teoría fueron planteados por John William Strutt, tercer Baron Rayleigh en el celebre libro “*The Theory of Sound*” publicado por primera vez 1877, quien definiera las ecuaciones y expresiones de los modos propios de vibración en diferentes tipos de condiciones y medios (Rayleigh, 1945). Posteriormente, Morse P. M. y Bolt R. H. en los años treinta, formularon la teoría ondulatoria en recintos, creyéndose por entonces que todos los fenómenos acústicos en recintos, englobados en la teoría de la reverberación propuesta por W.C. Sabine a principios de 1900 (Sabine, 1922), podrían explicarse con esta teoría. Sin embargo años más tarde, la comprensión de dichos fenómenos mejoro significativamente con el desarrollo de otras teorías conocidas como *acústica geométrica* y *acústica estadística*.

Aunque la acústica ondulatoria no aplica para recintos irregulares, se pueden hacer aproximaciones razonables ya que se basa en conceptos físico-matemáticos considerando al volumen de aire como un sistema vibratorio excitado en general por señales de espectro complejo. Los modos propios excitados permiten calcular las funciones de transferencia de un recinto, aún en el caso de paredes no rígidas (Kuttruff, 2000).

Modos propios de vibración

Considerando al recinto como un volumen de aire excitado por fuentes que establecen un campo vibratorio tridimensional con condiciones de contorno definidos por los parámetros que lo encierran, se lo puede definir

matemáticamente por la ecuación de onda con la cual se puede calcular la distribución de energía en cualquier posición del espacio y en particular la incidente sobre las superficies límites (Morse 1968). Se establecen así ondas estacionarias a ciertas frecuencias relacionadas con las dimensiones del recinto. La ecuación de onda expresada en coordenadas cartesianas para ondas estacionarias (Ec. de Helmholtz) según el eje x es:

$$\frac{d^2 p}{dx^2} + k_x^2 p = 0 \quad (1)$$

considerando las condiciones de borde, para paredes reflectantes y de reacción local:

$$U_n = 0 \quad \text{y} \quad \frac{dp}{dx} = 0 \quad \text{para } x = 0 \quad \text{y} \quad x = L_x \quad (2)$$

por lo cual, la solución completa para las funciones armónicas es:

$$p_{(x)} = p_1 \cos(k_x x) + p_2 \sin(k_x x) \quad (3)$$

derivando se obtiene:

$$\frac{dp_{(x)}}{dx} = -k_x p_1 \sin(k_x x) + k_x p_2 \cos(k_x x) \quad (4)$$

para:

$$\frac{dp_{(x)}}{dx} = 0 \quad ; \quad k_x p_2 = 0 \quad \text{entonces:} \quad p_2 = 0$$

$$\sin k_x L_x = 0 \quad ; \quad k_x L_x = n\pi \quad ; \quad n = 1, 2, 3, \dots \quad \text{entonces:} \quad k_x = \frac{n\pi}{L_x}$$

La ecuación de onda en tres dimensiones toma la forma:

$$\nabla^2 p = \frac{1}{c} \frac{d^2 p}{dt^2} \quad (5)$$

Los coeficientes según los tres ejes coordenados cumplen la relación

$$k^2 = k_x^2 + k_y^2 + k_z^2 \quad (6)$$

y considerando que,
$$f_{x,y,z} = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{c}{2\pi} k_{x,y,z}$$

Finalmente reemplazando los coeficientes k obtenemos en esta última expresión:

$$f_{x,y,z} = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\left(\frac{n_x \pi}{L_x}\right)^2 + \left(\frac{n_y \pi}{L_y}\right)^2 + \left(\frac{n_z \pi}{L_z}\right)^2} \quad (7)$$

y simplificando:

$$f_{x,y,z} = \frac{c}{2} \sqrt{\left(\frac{n_x}{L_x}\right)^2 + \left(\frac{n_y}{L_y}\right)^2 + \left(\frac{n_z}{L_z}\right)^2} \quad (8)$$

Donde f_x , f_y , f_z son las frecuencias propias del recinto, también llamadas modos propios ó normales (en lengua inglesa "eigentons"), a los cuales responde el mismo cuando es excitado por una señal cualquiera que contenga dichas frecuencias. Además, n_x , n_y y n_z son números enteros positivos ó nulos (0, 1, 2, 3, 4, ..., n) y L_x , L_y y L_z son la altura, el ancho y el largo de un recinto paralelepípedo. La expresión matemática (8) recibe el nombre de *formula de Rayleigh*. Se concluye que: cada modo propio de vibración ó resonancia va asociado a una frecuencia denominada normal ó propia, y está caracterizado por el nivel de presión sonora que es función del espacio.

Cuando el recinto posee paredes no rígidas (ej: recubiertas con material absorbente), caracterizadas por un bajo coeficiente de reflexión sonora, la frecuencia del modo propio de vibración se desplaza levemente. Esto último se debe a que la condición de contorno que establece que la velocidad de las partículas en la superficie

del material es cero ya no es válida en este caso. Físicamente ésta condición ocurre para cada frecuencia en algún punto interior del material.

Distribución espacial de la presión sonora eficaz de un modo propio en un recinto paralelepédico

Cuando se tiene excitado un modo propio de vibración, la presión sonora varía en el interior del recinto acorde a patrones bien definidos. Morse (1948) demuestra que para las condiciones de contorno establecidas anteriormente, la solución de la ecuación de onda (5) es proporcional al producto de tres cosenos, donde el origen de coordenadas está en una esquina del recinto.

$$P(x, y, z, t) = p_0 (\cos(x k_x) \cdot \cos(y k_y) \cdot \cos(z k_z)) \cdot e^{j\omega t} \quad (9)$$

La ecuación (9) evidencia que la presión sonora en el interior del recinto es función del espacio y el tiempo. Por lo cual, la variable temporal indica que en cada punto del espacio la presión sonora varía de forma cosenoidal. La variable espacial indica que la magnitud de la presión sonora ó su valor eficaz va a depender de la posición espacial en el recinto y será proporcional a los tres cosenos directores. La magnitud de cada coseno varía entre 1 y 0, por lo cual, a medida que nos desplazamos en el espacio, el producto de estos tres cosenos también variará entre 1 y 0.

Si el recinto presenta paredes no rígidas (ej: recubiertas con material absorbente), la expresión de la presión sonora, Ec. (9), no es un simple producto de cosenos.

En la figura 4.17, se observan los contornos de igual presión sonora para tres modos propios de vibración de un recinto rectangular, considerando $n_z = 0$. Por tal motivo, dichas curvas indican planos de igual presión sonora que se extienden desde el piso al techo del recinto, a lo largo del eje z.

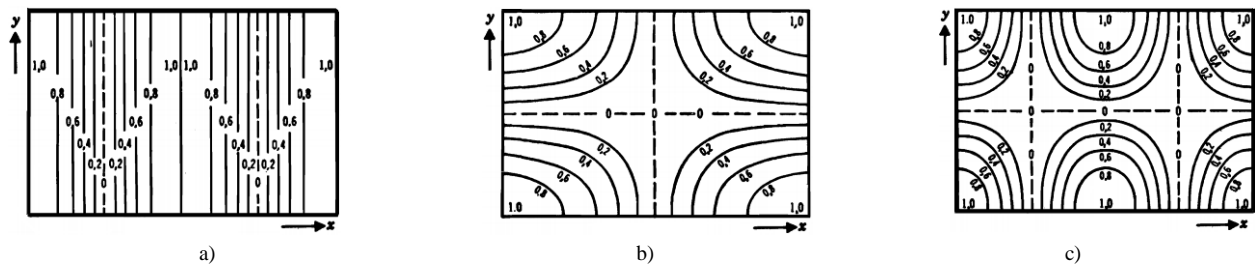


Fig. 4.17 Contornos de igual presión sonora en un recinto paralelepédico rectangular: a) modo axial (2,0,0); b) modo tangencial (1,1,0); c) modo tangencial (2,1,0) (Beranek, 1961).

La excitación de un modo propio será mayor mientras: a) menor sea la diferencia entre la frecuencia de la fuente sonora y la frecuencia del modo propio de vibración; b) más próxima esté la fuente sonora de una posición de máxima presión de la distribución en el espacio.

Por lo cual, si una fuente sonora se ubica en un rincón de un recinto paralelepédico, esta podrá excitar plenamente cualquier modo propio del recinto, siempre que la frecuencia del sonido emitido sea igual a la frecuencia del modo propio que excita. Esto último como consecuencia de que en un vértice del recinto $\cos(xk_x) \cdot \cos(yk_y) \cdot \cos(zk_z) = 1$, y de la misma manera un micrófono ubicado en cualquiera de las esquinas de dicho recinto, podrá medir la presión máxima de cualquier modo propio siempre que el mismo sea excitado (Beranek, 1961). Es por este motivo, que aplicando un procedimiento adecuado es posible identificar con alta precisión los modos propios de vibración a partir de la medición de la respuesta impulsiva del recinto.

Si la fuente o el micrófono se hallan en el centro de un recinto rectangular, solo la octava parte de los modos propios de vibración serán excitados ó medidos, ya que las siete octavas partes de los modos propios tienen un contorno de presión nula que pasa por el centro del recinto.

Clasificación de modos propios

El patrón de distribución espacial de la presión sonora de un modo propio de vibración se debe a la interacción entre las ondas sonoras incidentes y reflejadas en un recinto, involucrando así la reflexión en varias paredes con diferentes ángulos de incidencia. Según la trayectoria que siguen los frentes de ondas, se pueden clasificar los modos propios de vibración de un recinto paralelepédico en tres grupos:

Modos axiales: los frentes de onda se propagan según los tres ejes del recinto, (nulos los cosenos directores de x, y, z), es decir tienen su origen en cada uno de los planos limitantes. $(n_x, 0, 0)$; $(0, n_y, 0)$ y $(0, 0, n_z)$

Modos tangenciales: los frentes de onda se propagan paralelamente a una arista, (con un coseno director nulo), es decir tienen su origen en cada una de las tres aristas. $(n_x, n_y, 0)$; $(n_x, 0, n_z)$ y $(0, n_y, n_z)$.

Modos oblicuos: el frente de onda se propaga en forma oblicua a los tres pares de paredes, (ninguno de los cosenos directores es nulo), es decir que tienen su origen en cada uno de los vértices del recinto. (n_x, n_y, n_z) .

Distribución de modos propios en el dominio de la frecuencia

Se puede considerar la Ec. (8) como la magnitud de un conjunto de vectores (f) en un espacio- f tridimensional de frecuencia, es decir

$$f(n_x, n_y, n_z) = \frac{c n_x}{2 L_x} (\hat{i}) + \frac{c n_y}{2 L_y} (\hat{j}) + \frac{c n_z}{2 L_z} (\hat{k}) \quad (10)$$

donde la dirección del vector indica la dirección de propagación del frente de onda en el recinto (Kuttruff, 2000). La ecuación (6), geométicamente representa una superficie esfera en el espacio- f , con radio f con un volumen igual a $(4\pi f^3)/3$.

Si se representan los extremos de los vectores por puntos, el número total (N) de modos propios de vibración que se encuentran entre a frecuencia 0 y otro valor arbitrario de frecuencia f , es igual al número de puntos que se encuentran en el volumen, las superficies y los ejes de intersección del octante esférico.

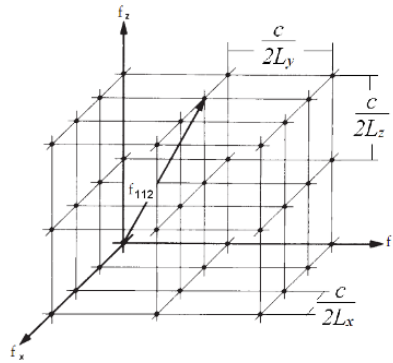


Fig. 4.18 Ejemplo del vector modo propio $f_{(1,1,2)}$ de vibración en el espacio- f de frecuencia.

Para determinar el número total de modos propios de vibración en el recinto comenzamos calculando el volumen unitario, V_u , en el espacio- f de frecuencia el cual está dado por:

$$V_u = \frac{c}{2L_x} \frac{c}{2L_y} \frac{c}{2L_z} = \frac{c^3}{8 V} \quad (11)$$

donde V es el volumen real del recinto en consideración. Sin embargo, solo el primer octante del volumen de dicha esfera tiene interés, con un volumen (V_8) igual a:

$$V_8 = \frac{\pi f^3}{6} \quad (12)$$

Luego, el número aproximado (N_v) de modos propios que se encuentran contenidos en el volumen del primer octante entre 0 y una frecuencia f escogida es:

$$N_v = \frac{V_8}{V_u} = \frac{\pi f^3 / 6}{c^3 / 8 V} = \frac{8 \pi f^3 V}{6 c^3} = \frac{4 \pi V f^3}{3 c^3} = \frac{4 \pi V f^3}{3 c^3} \quad (13)$$

De manera semejante se determinan los puntos sobre los planos xy , xz , yz , siendo

$$N_{xy} = \frac{S_4}{S_{xy}} = \frac{\pi f^2 L_x L_y}{c^2} \quad (14)$$

$$S_4 = \frac{\pi f^2}{4} \quad S_{xy} = \frac{c}{2 L_x} \frac{c}{2 L_y} = \frac{c^2}{4 L_x L_y}$$

donde: y

De la misma manera se opera con las otras caras, luego:

$$N_S = N_{xy} + N_{xz} + N_{yz} = \frac{\pi S f^2}{4 c^2} \quad (15)$$

donde la superficie total interior del recinto es $S = 2 (L_x L_y + L_x L_z + L_y L_z)$. Por último, se determinan los puntos sobre los ejes coordenados, donde para el eje x:

$$N_x = \frac{2 L_x f}{c} \quad (16)$$

De la misma manera se opera con los otros ejes, luego:

$$N_E = N_x + N_y + N_z = \frac{L f}{8 c} \quad (17)$$

donde el perímetro de los bordes del recinto es $L = 4 (L_x + L_y + L_z)$

Finalmente, el número total aproximado de modos propios de vibración entre 0 y una frecuencia f en el está dado por (Morse, 1961):

$$N_f = N_V + N_E + N_S = \frac{4 \pi V f^3}{3 c^3} + \frac{\pi S f^2}{4 c^2} + \frac{L f}{8 c} \quad (18)$$

En primer lugar se observa que el número de modos propios aumenta con el volumen del recinto y con el cubo de la frecuencia, de manera que las irregularidades de la respuesta del recinto son notorias en bajas frecuencias. En segundo lugar, en la condición límite cuando, $f \rightarrow \infty$, la Ec. (18) puede ser aplicada no solo a recintos paralelepípedicos, sino también a recintos irregulares. Esto último como consecuencia de que se puede aproximar el volumen de un recinto irregular considerando un número finito recintos paralelepípedicos dentro del recinto en consideración. Para muy altas frecuencias, se puede asumir que las dimensiones de estos “recintos elementales” son suficientemente grandes en comparación con la longitud de onda. Por lo cual para cada uno de ellos puede aplicarse la Ec. (18). Por último, como dicha ecuación es lineal respecto al volumen, se puede sumar todos los modos calculados y obtener el número total de modos propios para un recinto con cualquier geometría arbitraria (Kuttruff, 2000).

Densidad de modos propios en el espectro de frecuencia

Al derivar la Ec. (18) con respecto a la frecuencia f , se determina la densidad de modos propios de vibración en el espectro de frecuencia, es decir, se puede cuantificar el número de modos propios por unidad de frecuencia (Morse, 1968). Siendo:

$$D_N = \frac{dN}{df} = \frac{4 \pi V f^2}{c^3} + \frac{\pi S f}{2 c^2} + \frac{L}{8 c} \quad (19)$$

Decrecimiento energético de modos propios de vibración

Hunt, Beranek y Maa (1939), verificaron que cuando se activa una fuente sonora en un recinto paralelepípedo pequeño, la misma excitará uno ó más modos propios de vibración del recinto. Suponiendo que la fuente proporciona una potencia sonora constante a una frecuencia única (tono puro) y que dicha frecuencia es coincidente con una de las frecuencias propias del recinto. La presión sonora para este modo normal de vibración crece hasta que la magnitud de su valor eficaz (promediado en el tiempo y el espacio desplazando el micrófono de ida y vuelta sobre una longitud de onda es igual a:

$$|p_n| = \frac{C}{c_n} \quad (20)$$

donde:

C: constante de la fuente, determinada principalmente por la potencia sonora, la posición de la misma y el volumen del recinto.

c_n : constante de amortiguamiento, determinado principalmente por la cantidad de absorción en el recinto y por el volumen de este. Cuanto más material absorbente hay en el recinto tanto mayor es c_n y menor el valor de la presión eficaz media.

Cuando la frecuencia de excitación no coincide con la frecuencia propia del recinto, la presión sonora para este modo crece según una curva normal de resonancia, como se observa en la [figura 4.20](#).

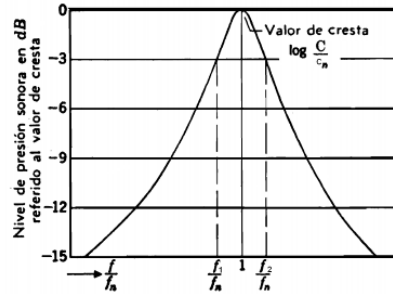


Fig 4.20 Curva de resonancia de un modo propio de vibración.

Nivel de presión sonora en función de la relación de frecuencia a f_n

El ancho de la curva de resonancia en los puntos de potencia mitad (puntos de -3dB) ([Beranek, 1961](#)) es:

$$f_2 - f_1 = \frac{c_n}{\pi} \quad (21)$$

La magnitud de la presión sonora está dada por

$$|p_n| = \frac{2 C \omega}{\sqrt{4 \omega_n^2 c_n^2 + (\omega^2 - \omega_n^2)^2}} \quad (22)$$

donde ω es la frecuencia angular de excitación y ω_n es la frecuencia angular del modo propio de vibración. Por lo cual, cuando si la frecuencia de excitación está entre dos frecuencias propias, o si c_n es grande de modo que la curva de resonancia es ancha, se excitarán de manera apreciable más de un modo propio de vibración, cada uno de ellos con la magnitud descripta por la Ec. (22).

Cuando la fuente sonora se interrumpe, la presión sonora de cada modo propio de vibración decrecerá exponencialmente en función del tiempo a su frecuencia propia. El ritmo de decaimiento dependerá de la disipación ó atenuación del recinto. Si solo se ha excitado un modo propio de vibración el *decrecimiento* ó *ritmo de decaimiento* de la presión en función del tiempo en un punto del espacio puede expresarse como:

$$p_n(t) = |p_n| e^{-c_n t} \cos \omega_n t \quad (23)$$

Cuando dos o más modos propios decrecen simultáneamente, se producen batidos, debido a que las frecuencias propias son diferentes. Además, también es posible que cada modo propio tenga asociada una constante de amortiguamiento diferente, según la posición donde se ubica el material absorbente en el recinto. En tal caso, la magnitud de las curvas de nivel de presión sonora decrece con un cambio de pendiente, para un determinado instante del tiempo, ver [figura 4.21](#).

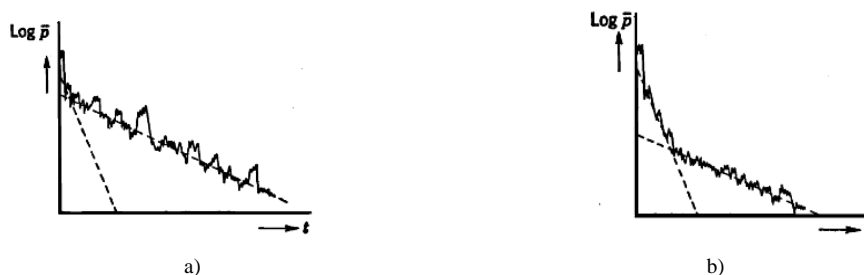


Fig 4.21: Curvas de decaimiento de doble pendiente producidas por modos propios de vibración con diferentes constantes de amortiguamiento: a) transición temprana, c_n pequeño; b) transición tardía, c_n grande ([Beranek, 1961](#))

Frecuencia de cruce

Una gran diversidad de sistemas vibratorios multimodales están caracterizados por la frecuencia de cruce ó *frecuencia de Schroeder*, f_c , que marca la transición entre resonancias individuales y múltiples modos propios superpuestos (Schroeder, 1996). Para sonido transmitido por vía aérea en un recinto, la frecuencia de cruce está dada por:

$$f_c = 2000 \sqrt{\frac{T}{V}} \quad (24)$$

donde T es el tiempo de reverberación en segundos y V es el volumen del recinto en metros cúbicos. La Ec. (24) garantiza que, en promedio, al menos tres resonancias caen dentro del ancho de banda de potencia media de una resonancia a frecuencias superiores a f_c . Relacionando la formula de tiempo de reverberación de Sabine y la Ec. (24) se obtiene la *longitud de onda de cruce*, λ_c :

$$\lambda_c = \sqrt{\frac{A}{6}} \quad (25)$$

donde A representa el área de absorción equivalente en m^2 .

Metodología para la identificación de modos propios de vibración

Criterios de análisis modal

El análisis modal ó de baja frecuencia de un recinto puede realizarse según diferentes criterios ó enfoques. En este trabajo se proponen los siguientes:

- Excitar *todos* los modos propios con motivo de identificarlos, caracterizando así la respuesta modal de sala.
- Excitar los modos propios para *una combinación de posiciones en particular* de la fuente y el receptor, con motivo de analizar su efecto en la función de transferencia del recinto.
- Caracterizar el campo sonoro en un recinto a partir del promedio de un conjunto de curvas de decaimiento energéticas.

Procedimiento de medición de RIR para análisis modal

La RIR puede ser obtenida a través de diferentes métodos (ISO 3382). Si se emplean como señal de excitación barridos sinusoidales (sweeps), deberán incrementar la frecuencia de manera lo suficientemente lenta, con el fin de garantizar la excitación de los modos propios del espectro de interés. En caso de utilizar secuencias binarias de máxima longitud (MLS), las mismas deberán ser lo suficientemente prolongada para cumplir el mismo objetivo.

Por otra parte, como se menciona anteriormente, la excitación de los modos propios será mayor mientras:

- menor sea la diferencia entre la frecuencia de la fuente sonora y la frecuencia del modo propio de vibración;
- más próxima esté la fuente sonora de una posición de máxima presión de la distribución en el espacio. Por lo cual, se pueden aplicar los siguientes procedimientos de medición de la RIR según los criterios de análisis propuestos anteriormente (Ferreira et al, 2012):

- Tanto para recintos paralelepípedicos ó irregulares, la fuente sonora (omnidireccional y con respuesta de frecuencia plana) se localizará en uno de los vértices del recinto. Mientras que el receptor (micrófono omnidireccional y con respuesta de frecuencia plana) se localizará en otro vértice del recinto (el más alejado a la fuente). La distancia de la fuente y el micrófono respecto de los paramentos del recinto debe estar comprendida entre los 0,5 m y 1 m.
- Las posiciones de la fuente y el receptor se seleccionarán estratégicamente con motivo de reproducir las ubicaciones aproximadas de ambas en condiciones reales (ejemplos: orador y oyente en un auditorio; múltiples instrumentos musicales y oyente en sala de concierto). La característica de directividad de la fuente podrá ser omnidireccional ó directiva en función del objeto acústico que representa).

- c) Se medirán múltiples respuestas impulsivas siguiendo las directrices que plantea la norma ISO 3382 (dependiendo del tipo y tamaño del recinto). Por lo general, se utilizarán dos posiciones de fuente y seis del receptor. Posteriormente se obtendrá la media del conjunto de las curvas de decrecimiento sincronizadas respecto de su inicio.

Análisis de modos propios de vibración

Ancho de banda de análisis

El límite superior de espectro de frecuencias de análisis se calculará con la Ec. (24) *frecuencia de cruce*, f_c propuesta por Schroeder, ó determinando la longitud de onda de cruce, λ_c , Ec. (25) y relacionándola con la velocidad de propagación del sonido en el aire.

Análisis espectro-temporal

El análisis de modos propios de vibración puede realizarse tanto en el dominio del tiempo como de la frecuencia. En este trabajo se proponen dos análisis complementarios:

- Energía-Tiempo-Frecuencia (ETF)**: el espectro de frecuencia se calcula aplicando del algoritmo de la transformada rápida de Fourier (FFT) de manera repetida y durante un intervalo de tiempo parcial (ventana temporal) de la respuesta impulsiva, a medida que la ventana cambia gradualmente en función del tiempo. De esta manera, los modos propios de vibración pueden identificarse fácilmente. La representación grafica tridimensional se conoce como *waterfall* y la bidimensional como *spectrogram*.
- Densidad Espectral de Potencia (PSD)**: Una señal $x(t)$ es definida en potencia si su potencia media es finita ($0 < P_x < \infty$) y por tanto, su energía media es infinita, $E_x = \infty$. La PSD se calcula usando el teorema de Wiener-Khinchin el cual relaciona la PSD con la transformada de Fourier de la función de autocorrelación (Proakis and Manolakis, 1996). La PSD representa el aporte de potencia debido a cada componente espectral de la señal. La unidad es el Watt/Hz para frecuencias ó Watt.s/radian para frecuencias angulares.

Análisis modal en campo reverberante

El análisis de ETF y de PSD puede aplicarse a la RIR completa o a un fragmento del campo reverberante de la misma. Esto permite realizar comparaciones, determinar envolventes de decrecimiento e identificarse cuáles son los modos más significativos que permanecen excitados para diferentes fragmentos de la cola de reverberación (campo reverberante).

Actualmente existe más de un método propuesto para determinar el instante de tiempo donde pierden relevancia las reflexiones tempranas y por el contrario ganan relevancia las reflexiones tardías. Dicho punto del dominio del tiempo denominado *tiempo de mezclado*, t_{mixing} representaría el fin del sonido temprano y el inicio del tardío, aunque esta transición en realidad se produce de manera gradual. Blessner (2001), describe el t_{mixing} como el tiempo transcurrido para que no se tenga memoria del estado inicial del sistema. Hidaka et al, (2007), propone el *tiempo de transición*, t_L , el cual se define como el instante de tiempo en que la correlación de la energía entre el sonido directo más el sonido inicial y el subsiguiente decrecimiento de la energía sonora alcanza por primera vez un valor bajo especificado. Stewart and Sandler (2007), proponen medir dicho tiempo cuando la razón entre el momento centrado de cuarto orden respecto a la media y la desviación estándar de la distribución elevada a la cuarta potencia, el cual es una medida relativa de la curtosis de la señal, alcanza por primera vez el valor de cero.

Sin embargo, para el análisis modal presentado resulta relevante garantizar que el instante de tiempo seleccionado pertenece a la cola de reverberación. Por lo cual se propone como un valor conservador que el mismo sea superior al doble del *centro de tiempo*, t_s ó centro gravitacional de la respuesta impulsiva del recinto.

Criterios de distribución de modos de resonancia

Partiendo de que la existencia de modos propios es inevitable, es conveniente elegir una relación entre las dimensiones del recinto tal que la distribución de los mismos en la frecuencia sea lo más uniforme posible. De esta manera se consigue evitar concentraciones de energía en bandas estrechas de frecuencias o, lo que es lo mismo, *coloraciones* intensas del sonido. Como se ha mencionado anteriormente, la densidad de modos

propios aumenta con el cubo de frecuencia. Ello significa que, a partir de una cierta frecuencia, el concepto de coloración del sonido deja de tener sentido, ya que una gran densidad de modos propios es equivalente a la ausencia de éstos, por el hecho de que dejan de existir concentraciones discretas de energía.

A título de ejemplo, en la [figura 4.22](#) se representa la distribución de los modos propios más significativos de dos salas: la primera, con una relación óptima entre sus dimensiones (6,25 x 3,75 x 2,5 m), y la segunda, de forma cúbica (4 x 4 x 4 m).

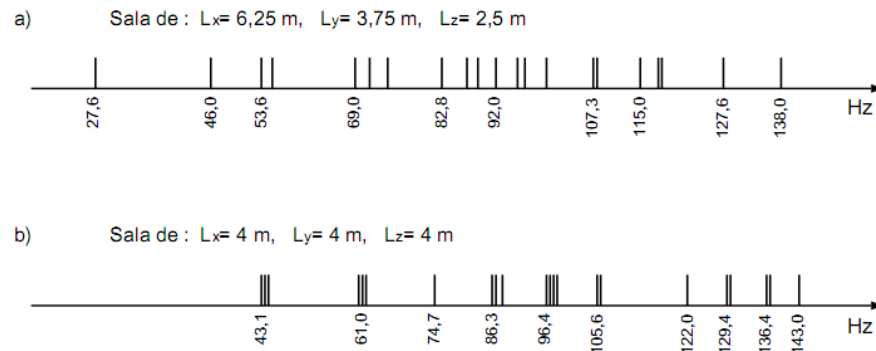


Fig. 4.22 Distribución de las frecuencias propias en el eje frecuencial para a) una sala rectangular de proporciones óptimas; b) una sala cúbica. (Carrión, 2001)

Se observa claramente que, en el primer caso, la distribución es uniforme, mientras que en el segundo existe una concentración de modos propios que provocará, sin lugar a dudas, la aparición de coloraciones.

Son varios los criterios para predecir la distribución óptima de modos propios de vibración en función de las proporciones que presentan las dimensiones de un recinto rectangular. Los principales son el criterio de Bolt y el criterio de Bonello. Ambos, no exigen una relación fija entre las proporciones de un recinto, sino permitir una amplia gama de combinaciones entre ellos. El criterio de Bolt es independiente del recinto y del tiempo de reverberación. El criterio de Bonello tiene una mejora respecto al de Bolt, debido a que es sensible al cambio de volumen, pero no está directamente relacionado con el tiempo de reverberación [4].

Criterio de Bolt

Richard H. Bolt (1946) otorga a la sala un amplio rango de proporciones, de tal forma de producir las características más suaves en baja frecuencia. Esto es aplicable en recintos rectangulares de pequeñas dimensiones [5]. En la [Fig 4.23](#) se presenta el ábaco de Bolt, en el cual a partir de una altura unitaria $H = 1$, podemos obtener distintas relaciones dimensionales del largo y el ancho, dentro del área punteada, con valores razonables de diseño.

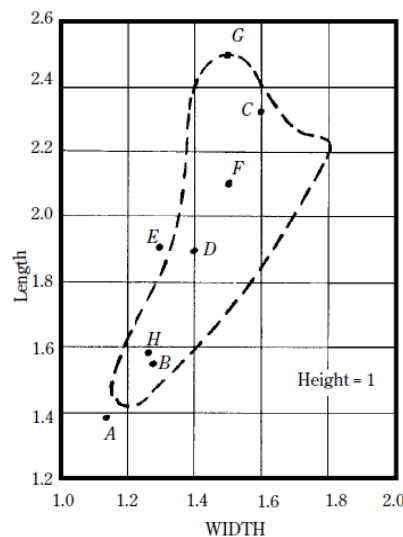


Fig 4.23 Gráfico de proporciones favorables para salas rectangulares para lograr una distribución modal de frecuencias uniforme. La línea de puntos encierra la llamada área de Bolt.

Esto verificaría que, cualquier relación que se halle dentro del área de Bolt, producirá una buena calidad en bajas frecuencias en la sala, tanto como sea posible en relación con la distribución de los modos axiales.

Criterio de Gilford

C. L. S. Gilford (1979) se basa en el análisis del comportamiento de los modos axiales, despreciando los tangenciales y oblicuos. Propone que la separación de estos modos no debería ser superior a los 20 Hz, argumentando que si ésta fuera mayor, el modo sería perceptible. Es evidente que el objetivo de Gilford era lograr una uniformidad de distribución de los modos axiales, evitando cambios bruscos en la percepción. El concepto de 20 Hz de diferencia entre modos, es un valor importante en frecuencias bajas, por ejemplo entre 20 y 40 Hz, no siendo significativo entre 260 y 280 Hz.

$$AF < 20 \text{ Hz} \quad (26)$$

Siendo AF la separación entre un modo y su antecesor en Hz.

Criterio de Bonello

Oscar J. Bonello (1981), contempla todos los modos presentes, fijando el análisis sobre la base de porcentajes de la frecuencia modal y no a distancias fijas. Este criterio, llamado criterio de densidad de modos, parte de considerar que el número total de modos posibles (N_t), para valores de k , m , n enteros y positivos desde 0 hasta el n -ésimo valor, será:

$$N_t = (n+1)^3 \quad (27)$$

Con la expresión anterior puede determinarse la densidad de modos en función del volumen de la sala, es decir, el número de modos de resonancia por unidad de ancho de banda.

$$D = \frac{4 \times \pi \times V \times f}{C^2} \quad (28)$$

Siendo V el volumen de la sala en metros, f la frecuencia en Hz y C la velocidad del sonido en m/s.

$$N_{\text{total de Modos}} = \frac{4 \times \pi \times V \times f^3}{C^3} \quad (29)$$

En la ecuación (29), se observa que la densidad de modos crece con el cubo de la frecuencia. En recintos pequeños generalmente, a partir de los 200 Hz la densidad es tan grande, que el oído no alcanza a percibir diferencias, es decir, no posee habilidad para discriminarlos. Por debajo de los 200 Hz, cada modo puede llegar a ser escuchado en forma individual, produciendo coloración del espectro.

Teoría Psicoacústica

Existe la necesidad de que tanto para el que genera la señal acústica como para el que la recibe, la acústica de un local sea satisfactoria. La calidad acústica de un local, como una sala de lectura o un teatro, se puede medir por el *porcentaje de inteligibilidad de la palabra*. Pero existen diferencias si se trata de actuaciones musicales, ya que no todo el mundo se siente satisfecho con la acústica del local, a pesar de que los parámetros de evaluación objetivos sean satisfactorios, es *el oído* el juez y el que tiene la última palabra.

Si el juicio es de un músico o un crítico, se dará como válida su opinión, aunque no se base en nada sólido o en hechos demostrables, y nadie le pedirá explicaciones. Estos juicios subjetivos varían mucho, incluso en las pruebas puramente psicoacústicas, como las pruebas de isosonoridad, en las que no existan perjuicios o influencias extra acústicas.

Es posible comparar los valores obtenidos para dos pruebas diferentes, por ejemplo en salas distintas, pero esta comparación es inútil si la dispersión de los juicios individuales excede bastante de la diferencia entre los valores medios. (Recuero López, 1997)

Aún cuando esta diferencia entre valores principales sobrepase la desviación Standard, se puede tomar como un resultado accidental en el caso de los ejemplos elegidos a comparar, si son pocos en número. Si el número de muestras es alto, es necesaria la comprobación de la *hipótesis nula*, en la que los valores principales no son diferentes, pero no iguales. La diferencia resultante es *significativa* si la probabilidad de la *hipótesis nula* es menor que el 5 % y es *muy significativa* si es menor que el 1 %.

En probabilidad no se puede trabajar con fórmulas, sino con tablas, y las pruebas son sólo significativas por sí solas en función del problema. Los juicios subjetivos en acústica de recintos no permiten conclusiones relevantes. Y además necesitan de un gran número de sujetos participantes del ensayo para arrojar una conclusión base.

4.5 Relación entre los parámetros acústicos objetivos de un recinto y su correlación con la calidad.

Cálculo de la inteligibilidad de la palabra.

Aparte del perjuicio que representa para la inteligibilidad de la palabra la existencia de eco o de eco flotante en una sala, la comprensión de un mensaje oral depende fundamentalmente de la correcta percepción de sus consonantes. A principios de la década de los años 70, el investigador holandés [V.M.A. Peutz](#) llevó a cabo un exhaustivo trabajo a partir del cual estableció una fórmula para el cálculo de la inteligibilidad. El trabajo se dividió en dos partes perfectamente diferenciadas: la primera consistió en realizar una serie de pruebas de audiencia en diferentes recintos basadas en la emisión de un conjunto preestablecido de “logatomos” (palabras sin significado formadas por: consonante-vocal-consonante). Cada individuo receptor tomaba nota de lo que escuchaba y, posteriormente, se procesaba toda la información recogida y se establecía una estadística de los resultados obtenidos. Si, por ejemplo, el porcentaje medio de logatomos detectados correctamente en uno de los recintos era de un 85%, entonces se consideraba que la pérdida de información era de un 15%. Como dicha pérdida se asociaba a una percepción incorrecta de las consonantes, Peutz la denominó: % de Pérdida de Articulación de Consonantes, o lo que es lo mismo, %ALCons (“Articulation Loss of Consonants”). En el ejemplo anterior, se tendría un %ALCons de un 15%. Cabe aclarar que, al tratarse de un parámetro indicativo de una pérdida, cuanto mayor sea, peor será el grado de inteligibilidad existente.

La segunda parte del trabajo consistió en encontrar una ley matemática que, a partir del conocimiento de una serie de parámetros acústicos del recinto en estudio, permitiese hallar el valor de %ALCons en cada punto del mismo, sin necesidad de tener que realizar las laboriosas pruebas de audiencia. Lógicamente, una vez establecida dicha ley, sería posible predecir la inteligibilidad de la palabra en cualquier punto de un recinto todavía por construir. Haciendo uso de la teoría acústica estadística, Peutz dedujo que el valor de %ALCons en un punto dado se podía determinar, simplemente, a partir del conocimiento del tiempo de reverberación RT y de la diferencia entre los niveles de presión sonora de campo directo LD y de campo reverberante LR en dicho punto. La ley en cuestión, expresada de forma gráfica, se presenta en la [figura 4.24](#). El valor de %ALCons (eje de ordenadas izquierdo) se determina a partir de los valores de RT (eje de ordenadas derecho) y de la diferencia LD-LR (eje de abscisas).

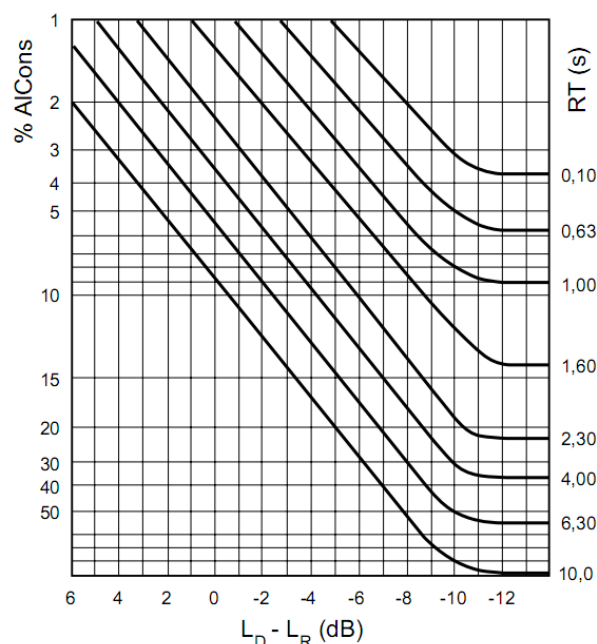


Fig. 4.24 Obtención del %ALCons a partir de RT y de $L_D - L_R$

Para el cálculo de $L_D - L_R$, la fórmula a emplear es la siguiente:

$$L_D - L_R = 10 \log \left(\frac{QR}{r^2} \right) - 17 \text{ (en dB)}$$

donde:

Q: factor de directividad de la fuente sonora en la dirección considerada ($Q = 2$ en el caso de la voz humana, considerando la dirección frontal del orador)

R: constante de la sala (en m^2)

r: distancia del punto considerado a la fuente sonora (en m).

Como tanto RT como R dependen del coeficiente medio de absorción α_{med} , su conocimiento, junto con el del volumen V y el de la superficie total S_i permiten calcular los valores de RT y de $L_D - L_R$. A nivel práctico, se suele elegir para el cálculo el valor de α_{med} correspondiente a la banda de 2 kHz, por ser la de máxima contribución a la inteligibilidad de la palabra.

De la observación de la figura anterior se desprende lo siguiente:

- Cuanto más cerca esté situado el receptor de la fuente sonora ($L_D - L_R$ mayor), menor será el valor de %ALCons, es decir, mayor inteligibilidad.
- Cuanto menor sea el RT, igualmente menor será el %ALCons, es decir, mayor inteligibilidad.
- El valor de %ALCons va aumentando a medida que el receptor se aleja de la fuente, hasta una distancia: $r = 3,16 Dc$.

Para distancias $r > 3,16 Dc$, equivalentes a $(L_D - L_R) < -10$ dB, el valor de %ALCons tiende a ser constante. Ello significa que, a partir de dicha distancia, la inteligibilidad de la palabra ya no empeora. Alternativamente, en lugar de usar las gráficas anteriores, se pueden utilizar las fórmulas del apéndice 2. Otro factor no mencionado hasta el momento, pero que contribuye sustancialmente a la pérdida de inteligibilidad, es el ruido de fondo presente en la sala. Desde un punto de vista práctico, y sin entrar en aspectos cuantitativos, se considera que su efecto es despreciable cuando el correspondiente nivel de ruido de fondo está, como mínimo, 12 dB por debajo del nivel de la señal. Finalmente, es preciso indicar que existe otro parámetro alternativo que permite cuantificar el grado de inteligibilidad de la palabra. Dicho parámetro, conceptualmente más complejo, se denomina STI ("Speech Transmission Index") y su valor oscila entre 0 (inteligibilidad nula) y 1 (inteligibilidad total). La definición del mismo se halla en el apéndice 2. Asimismo, existe una versión simplificada del STI denominada RASTI ("Rapid Speech Transmission Index"). Habitualmente, el RASTI es el parámetro medido en recintos, debido a su rapidez de cálculo en relación con el STI. Su definición se encuentra igualmente en el apéndice 2. Se ha podido demostrar que existe una muy buena correlación entre los valores de %ALCons y de STI / RASTI. Dicha correspondencia se muestra en la [figura 4.25](#) y en la [tabla 4.1](#). En esta última aparece también la valoración subjetiva del grado de inteligibilidad.

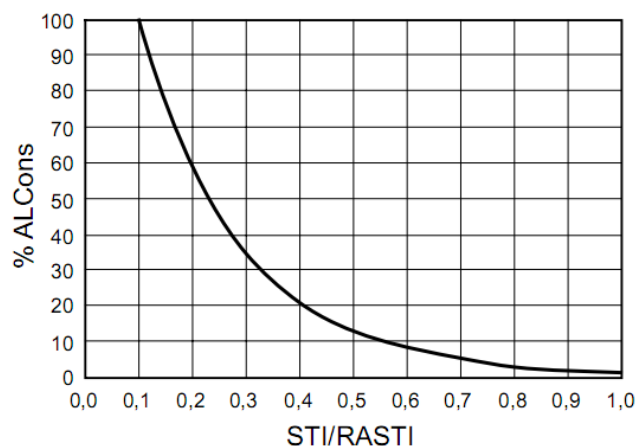


Fig. 4.25 Correspondencia entre STI / RASTI y %ALCons

Tabla 4.1 Relación entre %ALCons, STI / RASTI y la valoración subjetiva del grado de inteligibilidad

%ALCONS	STI / RASTI	VALORACIÓN SUBJETIVA
1,4% - 0%	0,88 - 1	Excelente
4,8% - 1,6%	0,66 – 0,86	Buena
11,4% - 5,3%	0,50 – 0,64	Aceptable
24,2% - 12%	0,36 – 0,49	Pobre
46,5% - 27%	0,24 – 0,34	Mala

Relación entre el tiempo de reverberación y la inteligibilidad de la palabra

Seguidamente se da la explicación de por qué en un recinto muy “vivo” la palabra resulta ininteligible. Según se ha expuesto anteriormente, al emitir un mensaje oral, la duración de las vocales y su correspondiente nivel de presión sonora es mayor que el de las consonantes. Además, el contenido frecuencial de las vocales es más rico en bajas frecuencias, en tanto que las consonantes presentan un mayor contenido de altas frecuencias. En una sala con un tiempo de reverberación alto, el decaimiento energético de una vocal emitida en la misma es apreciablemente más lento que su decaimiento propio (aquel que se observaría si la vocal se emitiera en el espacio libre). Tal hecho, junto con la mayor duración y nivel comentados anteriormente, provoca un solapamiento temporal de la vocal con la consonante emitida inmediatamente después, según se observa en la [figura 4.26](#). La simultaneidad temporal de la vocal y de la consonante con sus correspondientes niveles, así como las características espectrales de ambos sonidos, son las causantes del enmascaramiento parcial o total de la consonante, producido por la vocal (según se ha visto en el apartado 1.10.2, un tono de baja frecuencia y nivel elevado enmascara otro tono de frecuencia más elevada y nivel inferior).

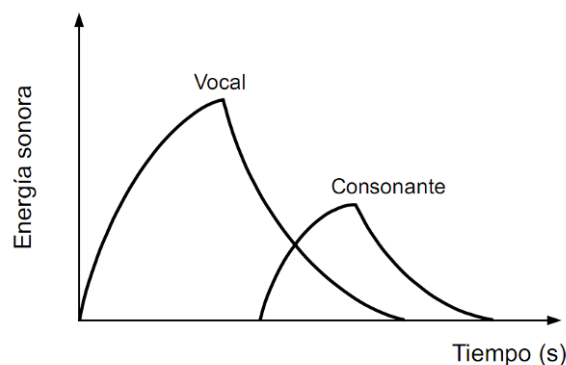


Fig. 4.26 Evolución temporal de la energía sonora correspondiente a la emisión de una vocal seguida de una consonante en un recinto cerrado (según Kurtovic)

Tiempos de reverberación óptimos.

Habitualmente, cuando se establece un único valor recomendado de RT para un recinto dado, se suele hacer referencia al obtenido como media aritmética de los valores correspondientes a las bandas de 500 Hz y 1kHz. Se representa por RT_{mid} . En general, el valor más adecuado de RT_{mid} depende tanto del volumen del recinto como de la actividad a la que se haya previsto destinarlo. Por ejemplo, como se verá en capítulos sucesivos, cuando se trata de salas destinadas a la palabra, es conveniente que los valores de RT sean bajos, con objeto de conseguir una buena inteligibilidad, mientras que en el caso de salas de conciertos son recomendables unos valores apreciablemente más elevados a fin de que la audición musical resulte óptima. En la [tabla 4.2](#) se dan los márgenes de valores recomendados de RT_{mid} para diferentes tipos de salas en el supuesto de que estén ocupadas.

Tabla 4.2 Márgenes de valores recomendados de T_{mid} en función del tipo de sala (recintos ocupados) (Carrión, 2001)

TIPO DE SALA	RT_{mid} , SALA OCUPADA (EN s)
Sala de conferencias	0,7 – 1,0
Cine	1,0 – 1,2
Sala polivalente	1,2 – 1,5
Teatro de ópera	1,2 – 1,5
Sala de conciertos (música de cámara)	1,3 – 1,7
Sala de conciertos (música sinfónica)	1,8 – 2,0
Iglesia/catedral (órgano y canto coral)	2,0 – 3,0
Locutorio de radio	0,2 – 0,4

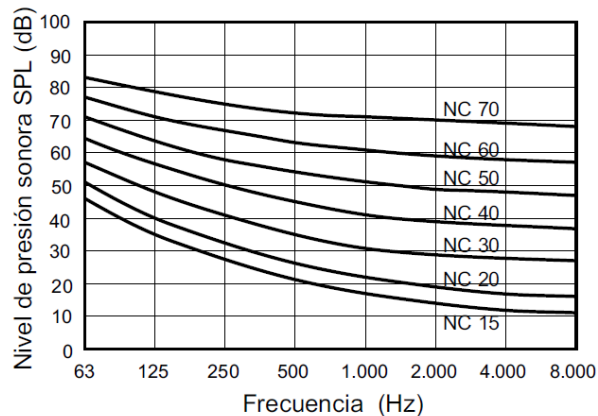
Finalmente, como quiera que el grado de inteligibilidad está estrechamente ligado a la correcta percepción de las consonantes por su importante contenido de altas frecuencias, el enmascaramiento de las mismas debido a un exceso de reverberación provoca indefectiblemente una pérdida de inteligibilidad en la sala.

Criterios de ruido de fondo.

Curvas NC (Noise Criteria).

La evaluación objetiva del grado de molestia que un determinado ruido ambiental provoca en un oyente se realiza por comparación de los niveles de ruido existentes en un recinto, en cada banda de octava comprendida entre 63 Hz y 8 kHz, con un conjunto de curvas de referencia denominadas NC (“Noise Criteria”).

Las curvas NC son, además, utilizadas de forma generalizada para establecer los niveles de ruido máximos recomendables para diferentes tipos de recintos en función de su aplicación (oficinas, salas de conferencias, teatros, salas de conciertos, etc.). Se dice que un recinto cumple una determinada especificación NC (por ejemplo: NC-20) cuando los niveles de ruido de fondo, medidos en cada una de dichas bandas de octava, están por debajo de la curva NC correspondiente (figura 4.27).

**Fig. 4.27** Perfiles NC.

Según se puede observar, las curvas ó perfiles NC siguen de forma aproximada la evolución de la sensibilidad del oído en función de la frecuencia. Ello significa que, para una determinada curva NC, los niveles de presión sonora máximos permitidos a bajas frecuencias son siempre más elevados que los correspondientes a frecuencias altas, ya que el oído es menos sensible a medida que la frecuencia considerada es menor. Lógicamente, para verificar el cumplimiento de una determinada especificación NC, es necesario analizar el *ruido de fondo* presente en el recinto por *bandas de octava*. Ahora bien, el nivel de ruido de fondo en un recinto se puede representar, alternativamente, por el nivel global de presión sonora L_A o L_{eq} (medidos en dBA). Se puede comprobar que, a partir de la curva NC-35, dicho nivel está aproximadamente 10 dB por encima del correspondiente valor NC. Por ejemplo, si el nivel de ruido de fondo existente en un recinto es de 50 dBA, ello significa que dicho recinto cumple la especificación NC-40. En consecuencia, la medida del nivel global L_A o L_{eq} constituye una forma indirecta y aproximada de determinar la curva NC de una sala

cuando no se dispone de un sonómetro con filtros para el análisis frecuencial. En la [tabla 4.3](#) se muestran las curvas NC recomendadas para diferentes tipos de recintos, junto con su equivalencia en dBA.

Tabla 4.3 Perfiles NC recomendados y niveles de ruido de fondo equivalentes (en dBA)

TIPOS DE RECINTOS	CURVA NC RECOMENDADA	EQUIVALENCIA EN dBA
Estudios de grabación	15	28
Salas de conciertos y teatros	15-25	28-38
Hoteles (habitaciones individuales)	20-30	33-42
Salas de conferencias / Aulas	20-30	33-42
Despachos de oficinas / Bibliotecas	30-35	42-46
Hoteles (vestibulos y pasillos)	35-40	46-50
Restaurantes	35-40	46-50
Salas de ordenadores	35-45	46-55
Cafeterías	40-45	50-55
Polideportivos	40-50	50-60
Talleres (maquinaria ligera)	45-55	55-65
Talleres (maquinaria pesada)	50-65	60-75

Finalmente, cabe mencionar que existen otros criterios de evaluación del ruido de fondo, como las curvas PNC ("Preferred Noise Criteria") y las NR ("Noise Rating"), de funcionamiento operativo análogo a las curvas NC.

4.6 Aislamiento, absorción y difusión sonora

Aislamiento

Este concepto fundamental en acústica arquitectónica, hace referencia a la transmisión de sonido de una recinto a otro y de las propiedades aislantes sonoras de los elementos que entran a formar parte de los edificios (inmuebles): paredes, suelos, puertas, ventanas, etc. Entendemos por *aislamiento acústico* la protección de un recinto contra la penetración de sonidos que interfieran o de ruidos ([Recuero López, 1997](#)). El aislamiento acústico es especialmente necesario cuando se diseñan edificios con multitud de recintos: bloques de pisos, hospitales, escuelas, etc.; donde prácticamente, todo ruido intruso se considera altamente indeseable.

Las fuentes que originan estos sonidos pueden estar en el interior o en el exterior del propio edificio. Para encontrar las formas de protección de los recintos contra los ruidos, debemos conocer la naturaleza de estos ruidos y las vías por las cuales penetran en el recinto a través de las superficies límites.

Para resolver los problemas prácticos relacionados con el aislamiento es necesario conocer en qué medida el aislamiento sonoro depende de las propiedades físicas del material de la pared y del carácter del sonido que interfiere. Es importante conocer la dependencia del aislamiento sonoro con la frecuencia ya que la transmisión sonora de los diferentes materiales no es la misma para todas las frecuencias.

Básicamente existen dos caminos de propagación, la *vía aérea* y la *vía sólida*. Por lo que generalmente se habla de transmisión de ruido aéreo y vibraciones.

Cuando una onda sonora que se propaga por el aire incide sobre una superficie limitante tal como una pared, la relación entre la energía reflejada y absorbida (transmitida) depende de la impedancia del material sobre el que incide en relación con la del aire. O sea que cuando mayor es la densidad del material, comparada con la del aire, la relación de impedancia será mayor y por tanto menor será la energía transmitida a través del material que constituye —por ejemplo— una partición o muro. Ésta es conocida como *Ley de Masa*, que rige la teoría de la transmisión sonora.

La reducción esperada de nivel sonoro entre dos ambientes separados por una partición, o *pérdida de transmisión sonora* R de la partición, expresada en decibeles, está dada por:

$$R = 20 \log [(\omega M) / (2 Z_{\text{aire}})] - 5$$

donde:

ω = es la frecuencia angular del sonido incidente (rad/s)

M = densidad superficial de la partición, Kg/m^2

Z_{aire} = impedancia característica del aire ($\rho \cdot c$)

Esta ecuación puede ser simplificada a:

$$R = 20 \log (f \cdot M) + K \quad (1)$$

donde:

f = frecuencia del sonido incidente, Hz

M = densidad superficial, Kg/m^2

K = constante = - 47 dB

Esta ecuación muestra, teóricamente, que la pérdida de transmisión sonora se incrementa en 6 dB por cada duplicación de la densidad superficial o bien, para un material dado, cada vez que su espesor se duplica. También esta expresión nos muestra que se incrementa en 6 dB por cada duplicación de frecuencia, como por ejemplo por cada octava. Sin embargo, la atenuación predicha usando esta ecuación debe ser entendida o vista como la máxima pérdida por transmisión entre dos ambientes en los que el sonido incide aleatoriamente y la extensión de la partición es infinita. En la práctica, la atenuación lograda es usualmente menor en varios decibels. En la práctica diaria es más realista considerar que en vez de 6 dB por duplicación, sea de un valor que puede ser 4 dB ó 5 dB.

En la siguiente [figura 4.28](#) se muestra la curva típica de aislamiento para una partición simple y *homogénea*, donde se destacan tres zonas diferentes en su comportamiento aislante para tres rangos de frecuencia. Una partición se considera *simple* cuando está compuesta por una sola placa y *homogénea* cuando una porción cualquiera la representa en su totalidad: ejemplo, mampostería, hormigón, aglomerado, etc.

Para las frecuencias más bajas se producen aumentos y disminuciones alternativos en la capacidad aislante de la partición, originada por fenómenos de resonancia, que para el caso de paredes o losas usuales, están ubicados, generalmente, por debajo de las frecuencias de interés. En el rango medio es monótona y sigue la Ley de las Masas. Finalmente, en el rango de las frecuencias altas hay un importante decrecimiento en el aislamiento, originado por el llamado *efecto de coincidencia*.

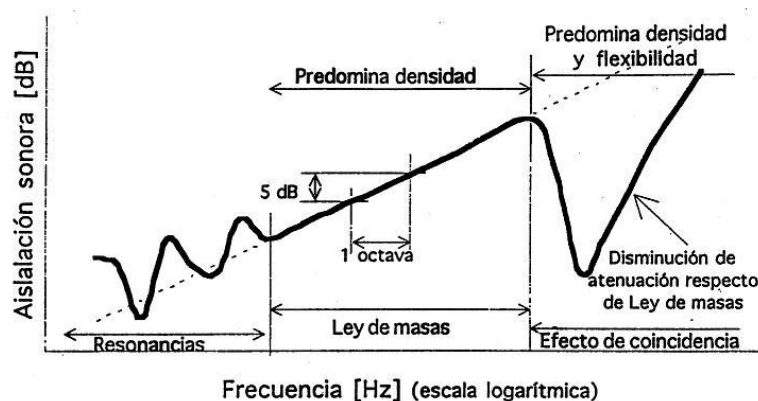


Fig. 4.28 Aislamiento sonoro en función de la frecuencia.

El sonido se propaga según ondas longitudinales en el aire o en cualquier medio gaseoso. Pero en los materiales sólidos se presentan ondas de corte y de flexión o flexurales, propagándose cada una de ellas a una velocidad diferente. O sea, se trata de un medio *dispersivo*.

Las particiones reales de los edificios tienen dimensiones finitas y tienen numerosas *resonancias*, dependiendo de sus dimensiones y de la velocidad longitudinal de la onda. Si una onda sonora incidente coincide con una frecuencia de resonancia del panel, entonces se va a tener una muy buena transmisión de sonido (o sea, una gran pérdida de aislamiento sonoro), dado que las compresiones de la onda sonora coincidirían con la de resonancia del panel y lo mismo con las rarefacciones. Las ondas de flexión se propagan con mayor velocidad cuanto mayor es su frecuencia. Esto implica que existirá una frecuencia llamada crítica, a partir de la cual habrá algún ángulo de incidencia, en el que se cumpla que la longitud de onda del sonido en la pared será igual a la del sonido en el aire, proyectada sobre dicha pared, [figura 4.29](#)

Debajo de la más baja frecuencia de resonancia, la pérdida de transmisión es controlada por rigidez, lo que significa que la masa y el amortiguamiento no son importantes. En los casos prácticos, la resonancia de las

particiones afecta la transmisión de sonido en el rango de las bajas frecuencias. A partir de aproximadamente el doble de la más baja frecuencia de resonancia, actúa la transmisión según la Ley de Masas ya vista. Esta relación continúa hasta que se arriba a la *frecuencia crítica*. Ésta es la más baja frecuencia capaz de excitar el *efecto de coincidencia*.

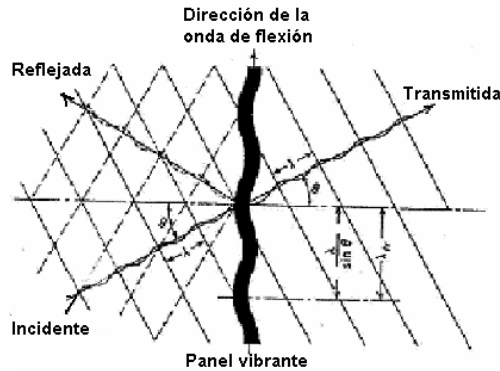


Fig 4.29

La velocidad de las ondas flexurales en una partición está dada por la expresión:

$$C_F = \sqrt{1,8 \cdot d \cdot C_L \cdot f}$$

Donde:

C_F = es la velocidad de la onda de flexión, m/s
 d = espesor de la partición, m

$$C_L = \text{velocidad de la onda longitudinal, } m/s = \sqrt{\frac{E}{\rho_p}}$$

E = módulo de Young del material, N/m²
 ρ = densidad del material de la partición, Kg/m³

Como se ve en esta ecuación, la velocidad de las ondas de flexión es dependiente de la frecuencia. A una cierta frecuencia y un ángulo de incidencia de la onda sonora que se propaga por el aire, tiene la misma longitud de onda proyectada sobre la superficie de la partición, la que es coincidente con la onda de flexión de la partición a la misma frecuencia.

Este fenómeno tiene un efecto similar al de una resonancia y el sonido incidente de esta frecuencia pasará de un ambiente a otro. La *frecuencia crítica* puede ser estimada de:

$$f_c = \frac{c^2}{1,8 \cdot h \cdot C_L}$$

Donde:

f_c = frecuencia crítica, Hz
 c = velocidad del sonido en el aire, m/s
 h = espesor de la partición, m
 C_L = velocidad de la onda longitudinal en el material, m/s.

Esta expresión puede ser escrita en forma aproximada por:

$$f_c \cong \frac{c^2}{1,8 \cdot h} \sqrt{\frac{\rho_p}{E}} \quad \text{Hz}$$

Para paredes densas y gruesas tal como las de mampostería, los valores de f_c son bajos, y los efectos de coincidencia ocurren en un rango de frecuencias similar al de resonancias de la partición y, por ende, no diferenciándose de él. Sin embargo para paneles relativamente finos, tal como una ventana de vidrio, placas de yeso, policarbonatos, etc. el efecto de coincidencia es notable y se da en una zona de frecuencias importantes, típicamente alrededor de 1000 Hz a 4000 Hz.

A partir de la expresión (1), vimos que teóricamente la pérdida de transmisión sonora se incrementa en 6 dB por cada duplicación de la densidad superficial y también que se incrementa en 6 dB por cada duplicación de frecuencia, como por ejemplo por cada octava. No obstante, numerosas mediciones han demostrado que

en las situaciones reales, estos incrementos por duplicación de densidad (o peso superficial) o de frecuencia aumentan sólo 4 dB y excepcionalmente podrían llegar a 5 dB. Para encontrar estas dos leyes cuando no se dispone de curvas, es suficiente recordar que una pared de 100 kg/m² tiene un aislamiento de 40 dB para 500 Hz, lo que resumimos en la siguiente [tabla 4.4](#).

Tabla 4.4

LEY EXPERIMENTAL DE MASA PARA 500 Hz			LEY DE FRECUENCIA PARA 100 kg/m ²		
- 8 dB	25 kg/m ²	32 dB	- 8 dB	125 Hz	32 dB
- 4 dB	50 kg/m ²	36 dB	- 4 dB	250 Hz	36 dB
0 dB	100 kg/m²	40 dB	0 dB	500 Hz	40 dB
+ 4 dB	200 kg/m ²	44 dB	+ 4 dB	1000 Hz	44 dB
+ 8 dB	400 kg/m ²	48 dB	+ 8 dB	2000 Hz	48 dB

Transmisión a través de particiones múltiples

Es común la implementación de un doble panel o doble pared, o doble vidrio. En tales casos sería de esperar que la atenuación sonora sea doble a la del elemento simple. Pero esto no ocurre en la práctica por efectos de acoplamientos. En lo que hace a la Ley de Masas, teóricamente en esta región la pérdida por transmisión sonora debiera incrementarse a 12 dB por octava. Sin embargo, la cámara de aire encerrada entre las dos superficies forma un acoplamiento elástico y por lo tanto, a bajas frecuencias ocurrirá una resonancia de este conjunto masa-aire-masa. La frecuencia de resonancia puede ser estimada aproximadamente por:

$$f_0 = F \sqrt{\frac{M_1 + M_2}{M_1 \cdot M_2 \cdot d}}$$

Donde:

f_0 = es la frecuencia de resonancia del sistema masa-aire-masa, Hz.

M_1, M_2 = densidad superficial de las dos superficies o placas, Kg/m²

d = espesor de la cámara de aire, m

$F = (1/2\pi) (\rho \cdot c^2)^{1/2} = 60$

En el caso típico de un doble vidrio, f_0 ocurre en un rango de frecuencias bajas, resultando en un pronunciado valle en la curva de transmisión sonora vs frecuencia.

Se demuestra analíticamente que la inclusión de material absorbente en la cámara de aire puede reducir el efecto de resonancia y por tanto, mejorar la atenuación sonora. [Ford y Lord](#) han dado una expresión que sirve como guía para estimar teóricamente en forma aproximada la pérdida por transmisión sonora a 500 Hz:

$$R = 20 \log (M \cdot d) + K$$

Donde:

R = es la pérdida por transmisión sonora a 500 Hz

$M = M_1 + M_2$, Kg/m²

d = ancho de la cavidad, m

K = constante = 34

Esta ecuación predice un incremento de 6 dB por cada duplicación de la densidad superficial total y también un incremento de 6 dB por cada duplicación del ancho (o espesor) de la cavidad de aire. Sin embargo, otro investigador —Quirt— encontró empíricamente que para el caso de ventanas con doble vidrio, el incremento por cada duplicación de d es de sólo 3 dB.

Estos parámetros son de uso intensivo en la solución de problemas que aparecen en ámbitos laborales.

Al final de este capítulo se muestra un resumen de numerosas mediciones de aislamiento sonoro efectuadas por el CINTRA, que pueden utilizarse como guía de los posibles valores de atenuación a alcanzar, sin olvidar que son muy afectados según la terminación del paramento, figura 4.30.

Índice de reducción sonora

Para la medición del aislamiento sonoro hay toda una familia de normas IRAM 4063 acorde a distintas situaciones o condiciones, tales como en laboratorio, in situ, de muros, de fachadas, etc. La determinación del índice de reducción sonora más confiable se efectúa en laboratorio, aunque lamentablemente hay casos en los que se tiene una gran diferencia con las condiciones reales de uso, debido entre otros, a las pérdidas por flanco, falta de homogeneidad de materiales, etc. Variables todas que son controladas en laboratorio.

El aislamiento sonoro está simplemente representado por el promedio de la diferencia de niveles sonoros entre los dos ambientes que separan una partición o muro a cualquier frecuencia dada:

$$\text{Aislamiento sonoro} = (L_1 - L_2) \text{ dB}$$

El índice de reducción sonora de una partición estará representada por el aislamiento sonoro medido, ajustado según las dos variables que pueden afectar las mediciones de nivel sonoro en el ambiente de recepción: la superficie de la partición bajo ensayo (S) y la absorción sonora del mismo ambiente (A_2). De manera que la expresión final del índice de reducción sonora es:

$$\text{SRI} = L_1 - L_2 + 10 \log_{10} (S/A_2) \text{ dB}$$

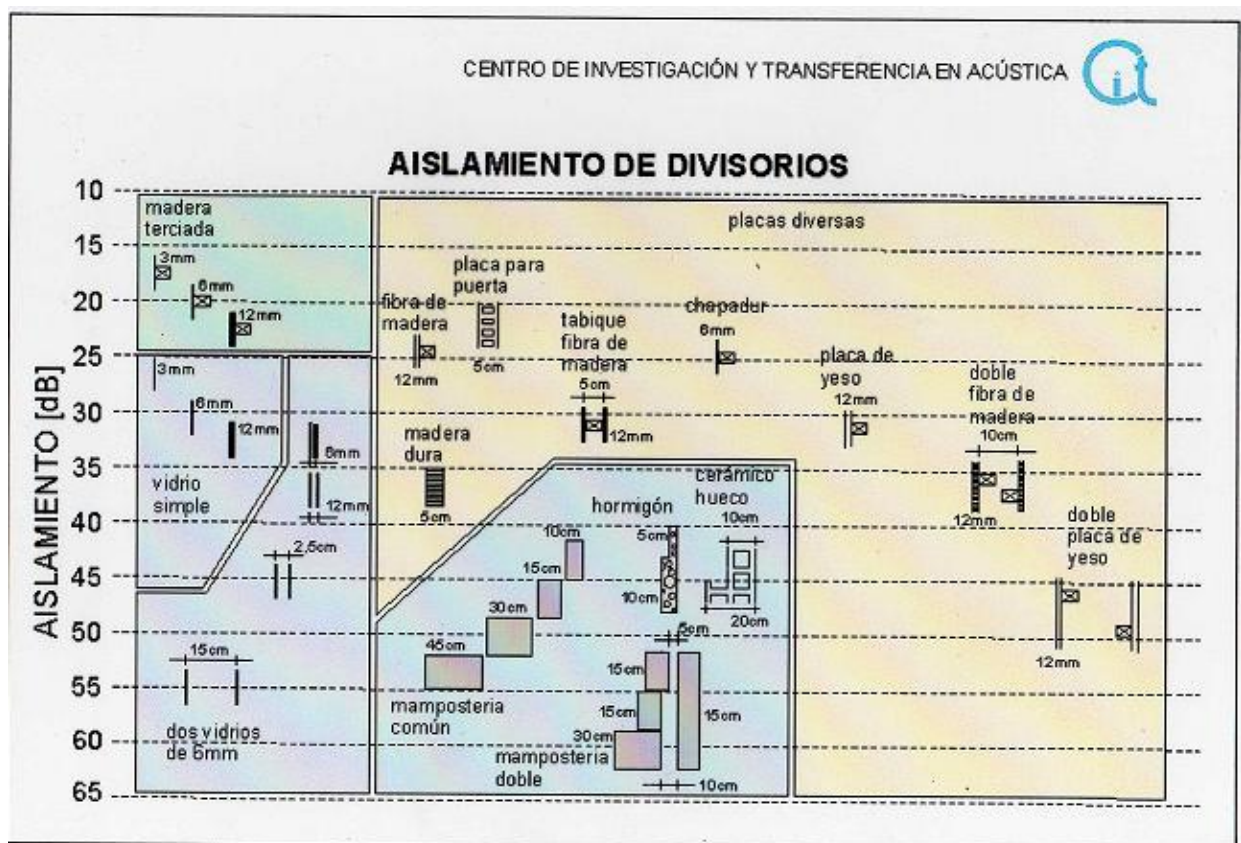


Fig 4.30 Aislamiento acústico de diferentes paramentos ó cerramientos.

Absorción

Como se ha mencionado anteriormente durante la explicación de la teoría de la reverberación, la *absorción sonora* es la propiedad que poseen algunos materiales de poder quitar energía a una onda sonora que incide sobre dicho objeto (Kuttruff, 1973). Básicamente puede afirmarse que, cuando una onda sonora incide sobre un cerramiento (pared, techo piso, etc.) grueso, rígida y lisa, la mayor parte de la energía transportada por esta onda es reflejada por dicho cerramiento, otra es transmitida por la pared hacia la habitación contigua y otra parte, pequeña, es absorbida por el material que constituye la pared.

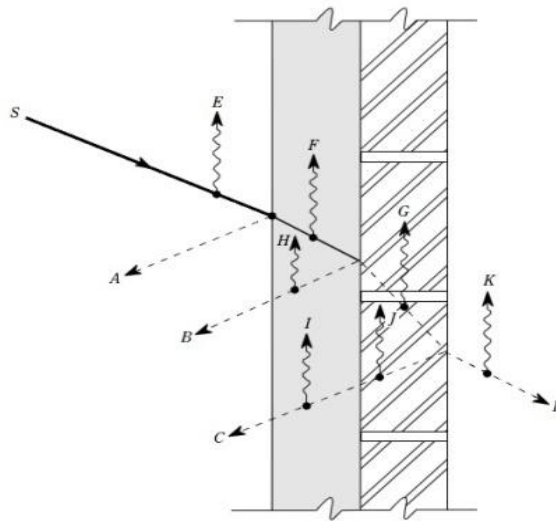


Fig. 4.31 Disipación de energía de un rayo sonoro al incidir sobre un absorbente poroso [4].

Coefficiente de reducción de ruido, NRC

En lugar de hacer uso de todos los valores de los coeficientes de absorción para cada banda de frecuencias (octava), se utiliza un único coeficiente para el material absorbente. Dicho coeficiente denominado *coeficiente de reducción de ruido* (NRC: Noise Reduction Coefficient) se define como la media aritmética de los coeficiente de absorción correspondientes a las bandas centradas en 250 Hz, 500 Hz, 1 kHz y 2 kHz (Carrión, 2001).

Si bien el uso de un solo coeficiente simplifica los cálculos, se debe tener precaución, ya que puede existir un mismo valor de NRC para dos materiales que tienen comportamientos totalmente distintos debido a las distintas respuestas en frecuencia de los materiales (Carrión, 2001).

$$NRC = \frac{\alpha(250Hz) + \alpha(500Hz) + \alpha(1KHz) + \alpha(2KHz)}{4} \quad (9)$$

Diferentes tipos de materiales absorbentes sonoros

Pueden distinguirse tres grandes categorías de materiales absorbentes: materiales porosos, materiales reflexivos o placas y resonadores. En todos los casos una parte de la energía incidente se transforma en calor, restituyéndose el resto al ambiente.

Absorbedores resistivos (materiales porosos)

Aquellos materiales que permiten el paso del aire que transporta la onda sonora y transforman parte de su energía en forma de calor son los denominados absorbentes resistivos (Carrión, 2001). Algunos de ellos son:

- Lanas de vidrio de baja, media y alta densidad
- Lanas de roca
- Fibras sintéticas
- Fibras minerales

Estos materiales presentan una multitud de pequeñas cámaras de aire tortuosas o pequeños poros que se comunican entre sí. Las ondas sonoras pueden penetrar fácilmente y propagarse en estos intersticios. El aire

contenido en el material es puesto en movimiento. Entonces, una parte de la energía acústica se transforma en calor por el frotamiento del aire sobre las partes sólidas. Ejemplos típicos de estos materiales son la lana de vidrio, lana mineral (o de roca), los poliuretanos de celdas comunicadas, etc. Hay que destacar las dos importantes observaciones siguientes:

1. La absorción de los materiales fibrosos es mayor para las frecuencias agudas que para las bajas frecuencias. Por ejemplo, en 125 Hz es casi nulo.
2. La absorción para las frecuencias agudas es prácticamente independiente del espesor del material. Mientras que la absorción para las frecuencias bajas, aumenta cuando aumenta el espesor.

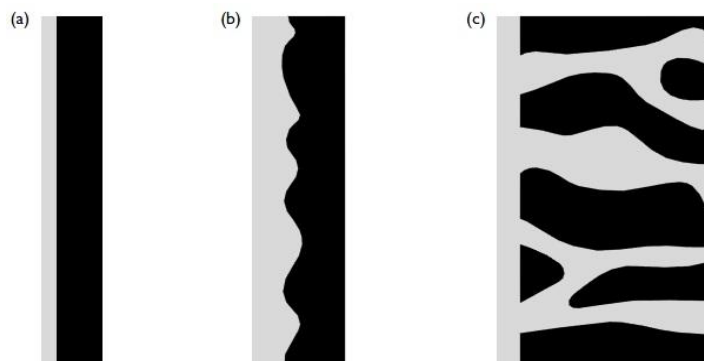


Fig. 4.32 a) Superficie suave b) Superficie rugosa c) Superficie material poroso [5].

Tabla 4.5 Porosidad típica de algunos materiales [6].

Material	Porosidad Característica
Lana mineral	0,92-0,99
Espumas de celda abierta	0,95-0,995
Tabla de fibra de madera	0,65-0,80
Tabla de fibra de madera	0,50-0,65
Hormigón de piedra pómez	0,25-0,50
Relleno de piedras y gravas	0,25-0,45
Filtros cerámicos	0,33-0,42
Ladrillo	0,25-0,30
Metal sinterizado	0,10-0,25
Ladrillo refractario	0,15-0,35
Arenilla	0,02-0,06
Mármol	0,005 aprox.

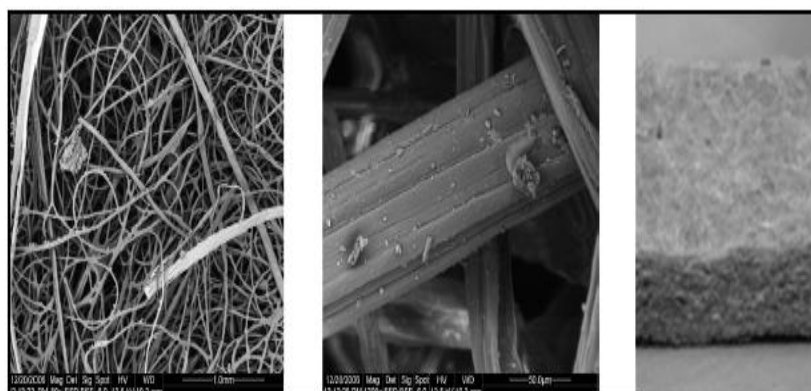


Fig. 4.33 Fibra de kenaf. Distintos tipos de acercamientos (Ramis et al, 2010).

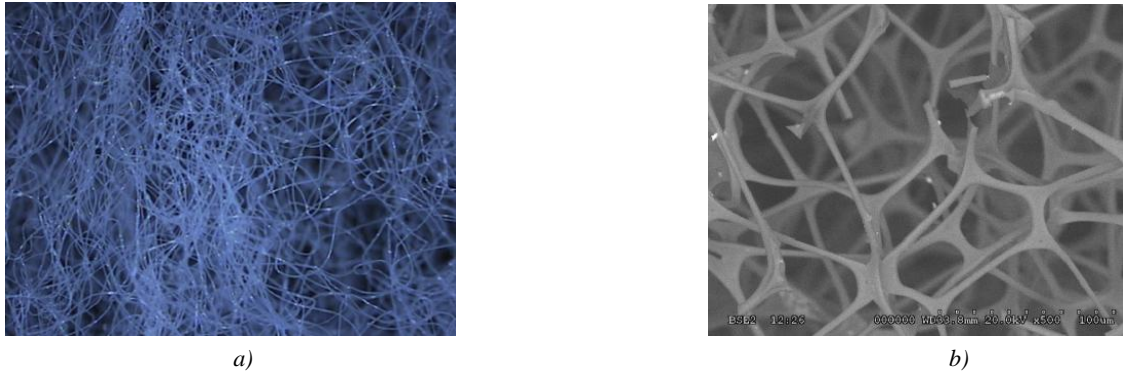


Fig. 4.34. Imágenes microscópicas de: a) fibra de poliéster: b) espuma de melamina..

Absorbedores selectivos activados por resonancia

Todo elemento formado por un volumen cerrado, que posea una de sus caras flexibles (la cual se comporte como una membrana oscilante) puede considerarse como un absorbedor activado por resonancia. El cual entra en vibración cuando un sonido impacta sobre dicha membrana, generalmente construida con madera de muy bajo espesor, por ejemplo 2 mm. (Carrión, 2001). Estos volúmenes son calculados para absorber bajas frecuencias debido a las condiciones que fija la física acústica.

Estos elementos pueden implementarse mediante tableros o paneles de aglomerados o terciados (contrachapado) fijados sobre un bastidor (o marco) de madera y montados a una determinada distancia de un muro.

Sabemos que una onda sonora es una sucesión de compresiones y descompresiones que en este caso inciden sobre el tablero haciéndolo vibrar. Pero la energía para hacer vibrar este tablero la ha tomado de la energía que transporta la onda sonora y por tanto le introduce una atenuación a la onda que es devuelta al ambiente. Si la frecuencia de la onda sonora coincide con la frecuencia propia de vibración del tablero, se produce resonancia, aumentando la amplitud y la velocidad del movimiento de este tablero, ya que las oscilaciones actúan en el mismo sentido.

Para valorar la frecuencia f_0 en la que el tablero tiene un coeficiente de absorción máximo, se utiliza la fórmula:

$$f_0 = \frac{600}{\sqrt{m \cdot d}}$$

Donde:

m = masa del tablero, Kg/m² (o sea, este su peso superficial)
 d = espesor de la capa de aire situada detrás del tablero en cm.

La absorción de un panel de este tipo es muy selectiva pero eficaz cuando existe resonancia. En general la resonancia es baja en cuanto a frecuencia. Sintetizamos diciendo:

1. Los tableros reflexivos o diafragmas absorben en las frecuencias bajas.
2. Las frecuencias absorbidas son tanto más graves cuanto más pesado y grueso sea el tablero y cuanto mayor sea la distancia al muro.
3. El campo de absorción se ensancha colocando por detrás en la cámara de aire un buen absorbente poroso como lo es la lana de vidrio, aunque paralelamente disminuye la amplitud del pico de resonancia.

Resonadores

Son volúmenes cerrados cuya única comunicación con el aire o ambiente que lo rodea es a través de un cuello. El símil más directo con fines de comparación, es el de una botella. Su frecuencia de resonancia viene dada por:

$$f_o = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{(l + 1,6.R)V}}$$

Donde:

c = velocidad de sonido en el aire,
 l = longitud del cuello del resonador,
 R = radio del cuello,
 S = sección del cuello, y
 V = volumen del cuerpo del resonador

Todo sucede como si el volumen de aire contenido en el cuello del resonador fuera una masa única y el volumen del aire de la cavidad, un resorte.

Los volúmenes de estos resonadores son bastante más abultados que los de una simple botella, dependiendo de la frecuencia de resonancia a la que se diseña. Aquí también si agregamos material absorbente en su interior, ensanchamos el rango de frecuencia de actuación, pero disminuyendo la amplitud del pico de resonancia.

Hay un tipo de resonancia que bien podría designárselo como *resonadores agrupados*, constituidos por placas perforadas (generalmente son de un tipo de cartón fibroso y muy blando con espesores de 10 mm a 15 mm), que se montan a una cierta distancia de la pared o techo. Estas perforaciones actúan como resonadores elementales distribuidos a los que —como en los casos anteriores— se les agregan materiales fibrosos como lana de vidrio en la cámara de aire que constituye el volumen del resonador.

Finalmente cabe resaltar una observación que parcialmente ya fuera adelantada en el capítulo anterior sobre Aislamiento Sonoro, en el sentido de que debe quedar clara la diferencia entre “absorción sonora” y “aislamiento sonoro”. De una manera o mecanismo totalmente diferentes, se complementan pero no se sustituyen.

El mejor tratamiento absorbente de un ambiente puede llegar a absorber el 70% de sonidos de baja frecuencia y hasta el 95% de absorción en altas frecuencias. No obstante, la absorción sonora es estimada en una escala lineal y el aislamiento sonoro en una escala logarítmica. Así por ejemplo:

Tabla 4.6

Absorción sonora o pérdida de eficiencia [%]	Aislamiento [dB]	Energía incidente Transmitida [%]
10	0,5	90
70	5	30
90	10	10
99	20	1
99,9	30	0,1
99,99	40	0,01

Difusión

Se puede definir el fenómeno de difusión sonora cuando al incidir una onda sonora sobre una superficie difusora, la energía de la onda incidente es reflejada uniformemente en múltiples direcciones. Existen elementos expresamente diseñados para tal fin, entre los cuales podemos mencionar los difusores policilíndricos y los de Schroeder, que a su vez estos últimos se clasifican en (Carrión, 2001):

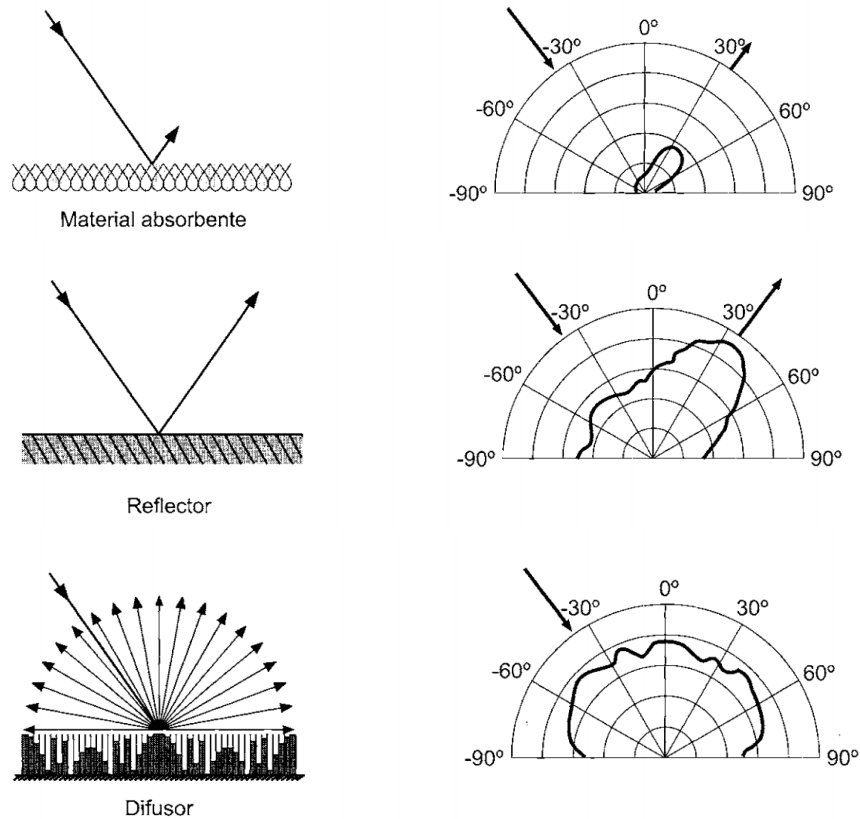


Fig. 4.35 Comparaciones de los efectos de absorción, reflexión especular y difusa del sonido

- ✓ Difusores MLS (Maximum Length Sequence)
- ✓ Difusores QRD (Quadratic-Residue Diffusor), unidimensional y bidimensional
- ✓ Difusores PRD (Primitive-Root Diffusor)

Materiales y elementos utilizados en el acondicionamiento acústico

Existen una gran variedad de materiales utilizados en los acondicionamientos acústicos, a continuación citamos algunos de ellos ([Carrión, 2001](#)):

- Lana de vidrio
- Lana de roca
- Fibras sintéticas
- Fibras minerales
- Maderas Varias (Fenólicos, MDF, etc).
- Yesos
- Paneles de Roca-Yeso
- Placas de poliuretano
- Gomas elásticas
- Ladrillos de barro cocido, cerámicos y cementicios.
- Hormigón
- Vidrio
- Acrílico

4.7 Diseño acústico de recintos (Bibliografía recomendada, Carrión, 2001; Mankovsky, 1979; Beranek, 1996)

Criterios generales de diseño de recintos

Auditorios
Salas de concierto
Estudios de grabación musical

Salas de usos múltiples
Salas de reproducción cinematográfica
Oficinas
Recintos industriales.

4.8 Auralización

Los programas de simulación acústica desarrollados desde la década de los 80 se convirtieron en la herramienta más utilizada por los ingenieros para resolver diferentes problemas acústicos. Los mismos modelan el campo sonoro de diversos ambientes con precisión, permitiendo calcular la presión sonora producida por una fuente acústica de potencia y directividad determinada para cualquier posición de un recinto dado. Sin embargo, el advenimiento de los sistemas de creación de sonido virtual en la década de los 90 ha introducido un importante complemento a los programas de simulación acústica existentes, optimizando el análisis y diseño acústico de recintos.

Con este término se ha bautizado el proceso a través del cual es posible realizar una escucha, en cualquier punto de un recinto, de un mensaje oral o un pasaje musical, con la particularidad de que ello se lleva a cabo de forma virtual (antes de que dicho recinto se haya construido o remodelado). La mencionada escucha se puede efectuar mediante altavoces o, preferentemente, por medio de auriculares.

Mendel Kleiner (1993), profesor e investigador de la Universidad Tecnológica de Chalmers (Göteborg, Suecia), introduce por primera vez el concepto de *auralización*: “la vivencia auditiva que un oyente experimentaría en un espacio dado –real o imaginario- podrá ser evocada si mediante modelos físico-matemáticos, se sintetizan y reproducen en los tímpanos del oyente las ondas sonoras que se originarían en el espacio modelado”.

Aplicaciones de la auralización

La auralización ha sido aplicada a diversas situaciones, algunas de ellas son: juegos de realidad virtual, diseño acústico de recintos, entrenamiento de pilotos de aeronaves, entrenamiento de personas no videntes, entre otras.

Con respecto a su utilización como herramienta para el diseño acústico de un recinto, esta permite comprobar auditivamente (juicio subjetivo) la calidad acústica fruto del diseño llevado a cabo, constituyendo un complemento al estudio teórico realizado mediante el programa de simulación. La auralización es útil tanto en el análisis de recintos en fase de proyecto como en el de recintos ya existentes. En este último caso, constituye un medio de demostración del efecto auditivo que tendrían diferentes correcciones acústicas, ahorrando consideraciones técnicas a las personas no habituadas al lenguaje propio de la disciplina acústica.

Sistemas de auralización

Carrión Isbert (2001), describe de forma resumida dos posibles sistemas de auralización: la auralización por convolución y la auralización mediante una unidad de reverberación digital. Ambos sistemas están basados en el conocimiento previo de la denominada respuesta impulsiva (Impulse Response; IR ó $h(t)$) del sistema estudiado, comentada a continuación. La $h(t)$ en un punto cualquiera de un recinto contiene toda la información sobre el campo sonoro en dicho punto. La $h(t)$ depende tanto de la forma y de los materiales utilizados como acabados de la sala como de la posición y características de la fuente sonora y del receptor. Por lo cual, el sistema modelará tres subsistemas básicos:

- La fuente sonora (voz hablada ó cantada, instrumentos musicales, otras)
- El medio de transmisión (el recinto)
- El receptor (el oyente)

El conocimiento de $h(t)$ utilizando un receptor monoaural (un micrófono de medición) permite la obtención de la denominada *auralización monoaural*. Ahora bien, con objeto de que la auralización sea lo más real posible es preciso conocer las respuestas impulsivas relativas a ambos oídos, este par se denomina *función de transferencia relativa a la cabeza* (HRTF: Head Related Transfer Function) (existiendo un par para una posición espacial de la fuente de excitación y la cabeza dada):

$h_R(t)$ = respuesta impulsiva en el oído derecho del receptor
 $h_L(t)$ = respuesta impulsiva en el oído izquierdo del receptor.

El conocimiento de ambas respuestas posibilita la obtención de la *auralización binaural*. La determinación de la respuesta impulsiva la lleva a cabo el programa de simulación acústica empleado. Ejemplos de estos sistemas son: EARS (Ahnert y Feistel, 1992), ODEON (Naylor, 1993), RAMSETE (Farina, 1995), y CATT-Acoustic (Dalenbäck, 1996).

También se encuentran softwares académicos no comerciales: el proyecto DIVA (Savioja et al. 1999) de TKK, Finlandia, que fue diseñado como un sistema de realidad acústica virtual (AVR), y luego fue unificado con el proyecto EVE de realidad virtual de la misma universidad; IKA-SIM (Silzle, Strauss, y Novo 2004) de la Universidad Ruhr de Bochum es utilizado en investigaciones psicoacústicas, con el objetivo de convertirse en un sistema de base (backend) para diferentes aplicaciones Web; VirKopf/RAVEN (Lentz et al. 2007) de la Universidad RTWH de Aachen, combina la simulación de recintos con la simulación gráfica; REVES (Moeck et al. 2007) desarrollado en el INRIA, tiene la meta de calcular eficientemente la difusión y sintetizar una gran cantidad de fuentes sonoras y reflexiones simultáneamente (incluyendo gráficos); y el reciente proyecto AURALIAS (Bos y Embrechts 2009) de la Universidad de Liege de simulación acústica. [Todos estos sistemas son de código cerrado, lo que imposibilita profundizar en su funcionamiento y utilizarlos como base para nuevos estudios. Uno de ellos es slab3d (conocido anteriormente como SLAB) desarrollado inicialmente en la NASA (Wenzel, Miller, y Abel 2000). Brinda una espacialización 3D pero el modelado acústico de recintos está limitado solamente a recintos cúbicos. RTVAS (Scarpaci 2006) de la Universidad de Boston es el único de los proyectos open-source diseñado para tener en cuenta explícitamente las restricciones de tiempo impuestas por este tipo de sistemas. Se ejecuta sobre un kernel de tiempo real y su objetivo es estudiar la localización de sonidos, pero no cuenta con un módulo para modelado de recintos. Otro proyecto es Uni-Verse (Kajastila et al. 2007), que fue desarrollado por un consorcio de siete miembros europeos con el objetivo de crear una plataforma para Internet de gráficos y audio tridimensional. EVERTims (Noisternig et al. 2008) también de TKK, utiliza algunos algoritmos más avanzados que Uni-Verse. Por último, el software The SoundScape Renderer (SSR) (Ahrens, Geier, y Spors 2008) de la Universidad Técnica de Berlín es un framework para síntesis de audio espacial. Su arquitectura modular permite el uso de diferentes métodos de síntesis del sonido auralizado. Como se puede apreciar, estos sistemas tienen objetivos disímiles, que van desde el diseño de salas de concierto hasta la aplicación de pruebas específicas de localización. No es posible utilizarlos como base para propósitos diferentes para los cuales fueron diseñados, ni tampoco adaptarlos a necesidades específicas. Además, muchos de los proyectos de código cerrado no están disponibles libremente para su uso.

Son pocos los proyectos de código abierto (open-source) que tienen como objetivo la auralización dinámica e interactiva. El único que incluye el modelado acústico de recintos es EVERTims. En general, trabajan sobre plataformas no específicas para la ejecución en tiempo real, por lo que es imposible controlar con precisión los tiempos de cálculo y las latencias. Solamente RTVAS es un proyecto de código abierto que trabaja sobre un sistema en tiempo real. De hecho, el sistema aquí propuesto tiene una estructura de alto nivel similar al RTVAS, aunque los modelos utilizados y la implementación son diferentes. Actualmente, algunos de estos proyectos académicos no continúan activamente su desarrollo, ya que no se conocen publicaciones referidas a ellos en los últimos años; otros directamente fueron abandonados. Los proyectos que se encuentran activos han comenzado su fase de desarrollo hace unos cinco ó seis años aproximadamente, en paralelo con el sistema de simulación acústica virtual en tiempo real desarrollado en el CINTRA, Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional Córdoba, denominado como AVRS (Tommasini, 2008).

Método por convolución de señales

Auralización monoaural

Este sistema calcula la señal auralizada $y(t)$ por convolución de la respuesta impulsional $h(t)$ con cualquier señal de voz o de música $x(t)$ previamente grabada en ambiente anecoico (denominada señal de excitación). Dicha convolución es efectuada por un procesador digital de señal DSP ("Digital Signal Processor"). En la [figura 4.36](#) se presenta el esquema representativo del mencionado sistema de auralización.

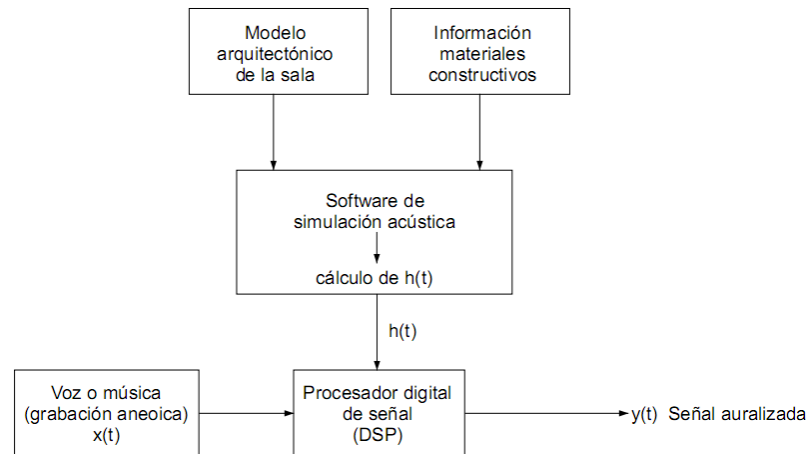


Fig. 4.36 Esquema representativo de un sistema de auralización monoaural por convolución

Auralización binaural

En este caso, la señal auralizada tiene dos componentes:

$y_R(t)$: componente correspondiente al canal derecho

$y_L(t)$: componente correspondiente al canal izquierdo

Cada una de ellas se obtiene por convolución de las respuestas impulsivas $h_R(t)$ y $h_L(t)$, respectivamente, con la señal de excitación $x(t)$. El esquema representativo de este sistema se muestra en la [figura 4.37](#).

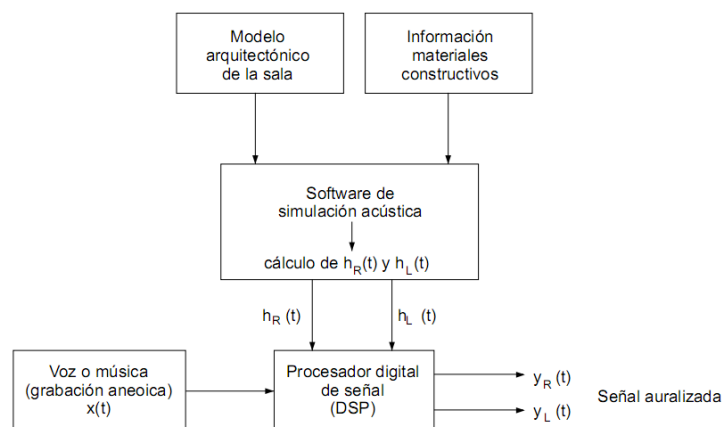


Fig. 4.37 Esquema representativo de un sistema de auralización binaural por convolución

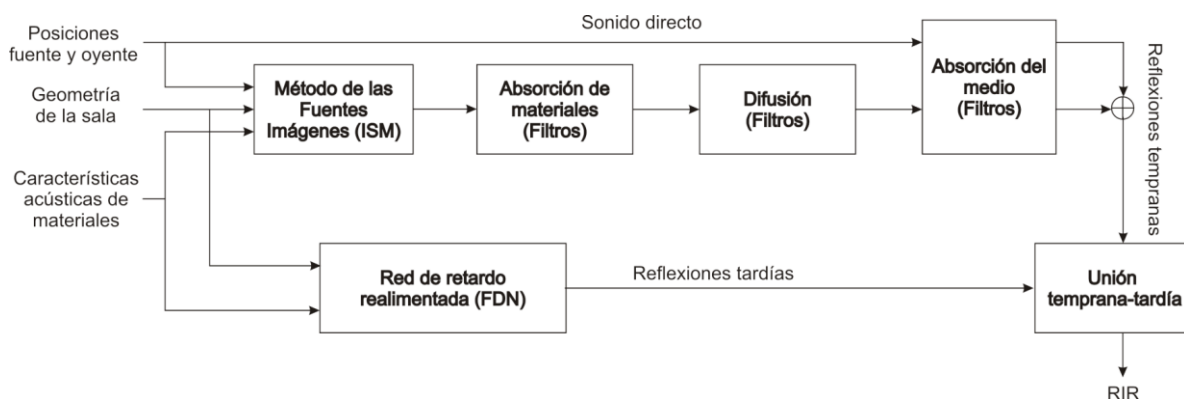


Fig. 4.38 Diagrama en bloques de la síntesis de la RIR para un sistema de auralización en tiempo real (Tommasini et al,2008)

Método por redes digitales de reverberación

Al igual que en los sistemas de auralización por convolución, este sistema utiliza como punto de partida las respuestas impulsivas calculadas por el correspondiente programa de simulación acústica. A partir de dichas respuestas, el programa calcula un conjunto de parámetros acústicos representativos del campo sonoro existente en el punto (auralización monoaural) o puntos (auralización binaural) objeto de estudio. Los valores numéricos de dichos parámetros son utilizados para programar los parámetros internos de una unidad de reverberación digital. Una vez programada, se aplica a su entrada la misma señal de excitación $x(t)$ comentada anteriormente, obteniendo a su salida la señal auralizada $y(t)$ en versión monoaural o binaural. En la [figura 4.39](#) se observa el esquema correspondiente a un sistema de auralización binaural basado en una unidad de reverberación digital.

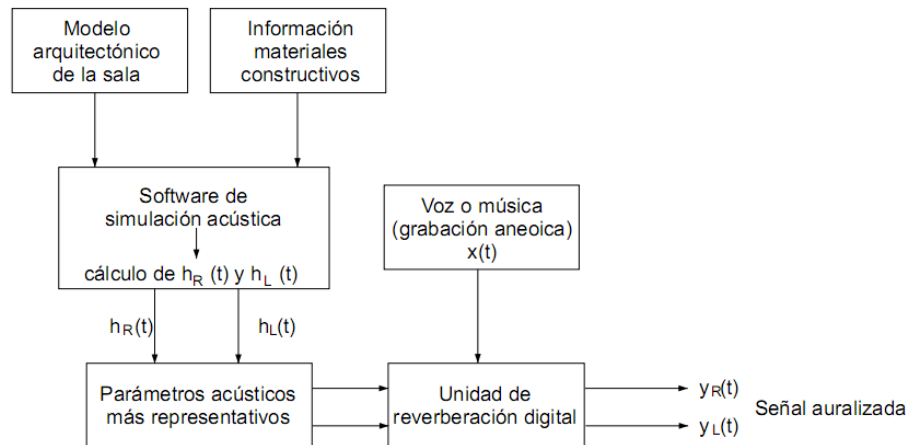


Fig. 4.39 Esquema representativo de un sistema de auralización binaural basado en una unidad de reverberación digital

Parámetros acústicos de recintos según ISO 3382

Entre los años 2009 y 2013 la Organización Internacional de Estandarización (ISO) publicó la tercera edición de la norma para la medición del tiempo de reverberación y otros parámetros acústicos en salas. Seguidamente se presentan los parámetros definidos en dicha norma para el estudio y caracterización de un recinto ([ISO 3382-2:2009](#) e [IRAM 4109-2:2011](#)):

- 01 – Reverberation Time(RT_{60})
- 02 – T_{20} ; T_{30}
- 03 - Early Decay Time (EDT)
- 04 - Center Time (t_s)
- 05 - Clarity (C) - Early-to-Late Sound Index
- 06 - Definition (D) – Deutlichkeit – Early Energy Fraction
- 07 - Coefficient to the effect of reverberation (K_R)
- 08 - Articulation Index (AI)
- 09 - Initial Time Delay Gap (ITDG)
- 10 - Inter-Aural Cross Correlation Coefficient (IACC)
- 11 - Strength (G)
- 12 - Reverberant to Direct Ratio (R/D)
- 13 - Equivalent Reflection Amplitude (A_{Eq})
- 14 - Speech Transmission Index (STI)
- 15 - Rapid Speech Transmission Index (RASTI)
- 16 - Lateral Efficiency (LE)
- 17 - Lateral Fraction (LF)
- 18 - Bass Ratio (BR)
- 19 - Brilliance (Br)
- 20 - Reflective Energy Cumulative Curve (RECC)
- 21 - Early Reflection Ratio (ERR)
- 22 - Articulation Loss of Consonant Porcentual ($\%AL_{cons}$)
- 23 - Speech Sound Level (S)
- 24 - Echo Criterios (EC)
- 25 - Objective Soport (ST1)

7. Resumen

- Las cuatro teorías que se utilizan para modelar y analizar los aspectos de la acústica arquitectónica son la *teoría estadística*, la *geométrica*, la *ondulatoria* y la *psicoacústica*.
- El *aislamiento* hace referencia a la transmisión de sonido entre dos ambientes y a las propiedades aislantes sonoras de los elementos que forman los cerramientos en los inmuebles. Generalmente, se entiende por *aislamiento acústico* la protección de una sala contra la penetración de sonidos que interfieran o de ruidos.
- La *absorción sonora* es la propiedad que poseen algunos materiales de poder quitar energía a una onda que incide sobre dicho objeto.
- Podemos definir a la *difusión sonora* como el fenómeno físico que ocurre cuando una onda incide sobre una superficie irregular, dispersando su energía en múltiples direcciones. La geometría y dimensiones de las superficies difusoras, están íntimamente relacionadas con las longitudes de onda (λ) de los sonidos incidentes.
- Se define como *reverberación*, al conjunto de reflexiones tempranas y tardías existentes que persisten en un recinto, una vez que la fuente sonora ha sido interrumpida súbitamente. La *reverberación* produce en el oyente la sensación de *espacialidad* o *ambiencia*, mientras que *eco*, produce la sensación de una *fente virtual ubicada en otra posición del espacio*. Se define como *tiempo de reverberación* al intervalo de tiempo que transcurre para que el nivel de energía sonora caiga de 60 dB.
- En un recinto cerrado, donde se excita una fuente sonora, se producen básicamente tres campos acústicos: el *campo cercano*, el *campo directo* y el *campo reverberante*.
- Se denomina como *modos de resonancia* o *modos normales* o *propios* a aquellas frecuencias que por estar en relación de longitud de onda con las dimensiones del recinto, producen resonancias en el recinto. Para un par de puntos Fuente-Receptor, el sonido de la fuente puede verse distorsionado por la presencia de modos de resonancia. Existen tres tipos de modos de resonancia los *axiales*, *tangenciales* y *oblicuos*.

Bibliografía y Referencias

- Aoshima, N., Computer-generated pulse signal applied for sound measurement, *Journal Acoustical Society of America*, pp. 1484, May 1981.
- Beranek, L.L., *Acústica*, Editorial Hispano Americana S.A., Buenos Aires, 1961.
- Berkhout D, and Boone M., A new method to acquire impulse responses in concert halls. *Journal Acoustical Society of America*, pp. 179, 1980
- Blessner B., An interdisciplinary synthesis of reverberation viewpoints, *Journal of Audio Engineering Society*, Vol 40, no 10, pp 867-903. October 2001
- Bolt R. H. Note on normal frequency statistics for rectangular rooms. *Journal Acoustical Society of America*, Vol. 19. Julio 1946.
- Bonello O. J., "A New Criterion for the Distribution of Normal Room Modes", J. Audio. Eng. Soc., vol. 29, pp. 597-606 (1981 Sept.); Erratum, *ibid.*, p. 905 (1981 Dec.).
- Borish, J. and Angell, J., An efficient algorithm for measuring the impulse response using pseudo-random noise, *Journal Audio Engineering Society*, pp. 478, 1983
- Carrion Isbert, A. Diseño acústico de espacios acústicos arquitectónicos".
- Chu, W.T., Impulse response and reverberation decay measurements made by using a periodic pseudorandom sequence, *Applied Acoustics*, 29, pp. 193-205, 1990
- Cravero G A., Ferreyra S P., Ramos O A., Tommasini F., Araneda M., Base de Datos de Mediciones de Respuestas Impulsivas de Recintos con Diferentes Características Acústicas. *Mecánica Computacional*, Vol. XXX, págs. 3125-3143.
- Everest F. A. (2001) *Master Handbook of Acoustic*. Fifth Edition. Mc Graw Hill. Los Angeles.
- Farina, A., Simultaneous measurements of impulse response and distortion with a swept-sine technique. *Proc. 108th Convention of Audio Engineering Society*, Paris, Francia, 2000
- Ferreyra, S. P. (2005). "Análisis de parámetros acústicos de recintos según ISO 3382, aplicado a salas de usos múltiples". *Actas del 3^{er} Congreso Argentino de Acústica del Nuevo Milenio CADA E 2005*. Buenos Aires, República Argentina. 10 y 11 de Noviembre de 2005.

- Ferreyra, S. P., Elías, M., Análisis comparativo de parámetros acústicos de recintos utilizando diferentes técnicas de medición de la respuesta al impulso. *Actas del 5^{to} Congreso Iberoamericano de Acústica*. Código artículo: A032, Santiago de Chile. Del 25 al 28 de Octubre de 2006.
- Ferreyra, Sebastián P.; Ramos, Oscar A. (2007). "Análisis físico-acústico espacial de respuestas impulsivas de un recinto con alta dispersión sonora obtenidas por métodos indirectos". *Mecánica Computacional*, Vol. XXVI, pp. 3-14.
- Ferreyra S.P. y Ramos O.A., Análisis espacial de parámetros acústicos de recintos a partir de MRIR y BRIR. *Actas del VI Congreso Iberoamericano de Acústica FIA 2008*. Buenos Aires, Republica Argentina. Del 5 al 7 de Noviembre de 2008.
- Ferreyra S.P., Esquinas P.B., Orecchia I., Elías J.M. "Diseño y construcción de una cadena de instrumentación electroacústica para la medición de la respuesta al impulso de recintos según norma ISO 3382. *Mecánica Computacional*, Vol. XXVIII, págs. 63-72.
- Fuchs G.L. y Lara Saenz A., *Bases de diseño y control acústico del hábitat*. Dirección General de Publicaciones de la Universidad Nacional de Córdoba. ISBN N: 950-33-0057-6. Córdoba. Argentina. 1993.
- Gilford C.L.S., "The Acoustic Design of Talk Studios and Listening Rooms, 1959, reprinted in J. Audio. Eng. Soc., vol. 27, pp. 17–31 (1979 Jan./Feb.).
- Heyser R., Acoustical measurements by time delay spectrometry, *Journal Audio Engineering Society*, pp 370, 1967.
- Hidaka T., Yamada Y. and Nakagawa T., A new definition of boundary point between early reflections and late reverberation in room impulse responses, *Journal Acoustical Society of America*, 122 (1) pp. 326, 2007
- Hunt F. V., Beranek L. L. y Maa D. Y., Analysis of sound decay in rectangular rooms, *Journal Acoustical Society of America*, 11:80-94. 1939.
- ISO 3382-1:2009, Acoustics—Measurements of room acoustics parameters - Part 1: Performance spaces. 2009.
- ISO 3382-2:2008, Acoustics—Measurements of room acoustics parameters - Part 2: Reverberation time in ordinary rooms. 2008.
- IRAM 4109-2:2009 Acústica. Medición de parámetros acústicos en recintos. Parte 2 – Tiempo de reverberación de recintos comunes (documento en estudio y revisión).
- Kleiner, M., B.-I. Dalenbäck, and P. Svensson, (1993). Auralization -an overview," J. Audio Eng. Soc., 41 (11), 861–875.
- Kuttruff H. (2000), *Room Acoustics*. Spon Press, Berlin
- Maa D.Y. "The Flutter Echoes". *Journal of Acoustical Society of Americas*. 13, n°2, 170, 1941.
- Morse P. M., *Vibration and sound*", 2nd Edition. McGraw-Hill Book Company Inc., New York, 1948.
- Morse P. M., Ingard K. U., *Theoretical Acoustics*. McGraw Hill, New York, 1968
- Moscato, Richard A. and Caleb Vasquez, "A revision of the accepted criteria for the distribution of the resonance frequencies of rectangular rooms". *Journal of the Acoustical Society of America*. Volume 110, Issue 5, pp. 2621-2621, 2001.
- Müller, S. and Massarani, P., Transfer function measurement with sweeps, *Journal Audio Engineering Society*, Jun 2001
- Proakis, J.G., and D.G. Manolakis. *Digital Signal Processing: Principles, Algorithms, and Applications*. Englewood Cliffs, NJ: Prentice Hall, 1996.
- Poletti, M. Linearly swept frequency measurements, time-delay spectrometry, and the Wigner distribution. *Journal Acoustical Society of America*, 36 (6) pp. 457, 1988
- Ramis J., Alba J., del Rey R., Escuder E., Sanchis V. J. "Nuevos materiales absorbentes acústicos basados en fibra de kenaf" *Materiales de Construcción* Vol. 60. 2010
- Sabine W. C., *Collected papers on acoustics*, Dover, New York, 1964
- Schroeder M., The Schroeder frequency revisited. *Journal Acoustical Society of America*, 99 (5) pp. 3240, 1996
- Schroeder M., New method of measuring reverberation time, *Journal Acoustical Society of America*, 37:409-412, 1965
- Stewart R. and Sandler M., Statistical measures of early reflections of room impulse response, *Proc. of the 10th Int. Conference on Digital Audio Effects (DAFx-07)*, Bordeaux, France, September 10-15, 2007
- Tommasini F., Ramos O. A. y Ferreyra S. P. Modelado eficiente y validación objetiva de la respuesta impulsiva de un recinto. *Mecánica Computacional*, Vol. XXVII, págs. 443-445. *Actas del 17^{vo} Congreso sobre Métodos Numéricos y sus Aplicaciones ENIEF 2008*, ciudad de San Luis, Argentina entre el 10 y el 13 de Noviembre de 2008.
- Tommasini, F. C., Ramos, O. A., y Ferreyra, S. 2008b. Comparación objetiva de respuestas impulsivas de recintos medidas y simuladas. *VI Congreso Iberoamericano de Acústica (FIA 2008)*, Buenos Aires, Argentina.
- Tommasini, F. C., y Ramos, O. A. 2008. Modelo basado en evidencias perceptuales para simular respuestas impulsivas de recintos. *Actas de la XXXIV Conferencia Latinoamericana de Informática (CLEI 2008)*: 1100-1109. Santa Fe, Argentina.
- Tommasini, F. C., y Ramos, O. A. 2010. Auralización en tiempo real: implementación del modelo del oyente. *Actas del 2o Congreso Internacional de Acústica UNTREF*. Buenos Aires, Argentina.