

MODELOS DE PROPAGACIÓN Y FACTORES DE DISEÑO EN RECINTOS

A. Moreno

Instituto de Acustica CSIC; miembro SEA

UN POCO DE HISTORIA. LOS TRABAJOS PIONEROS DE SABINE.

Los éxitos de Sabine al solucionar los graves problemas de la sala de conferencias del Fogg Art Museum en Harvard despertaron un gran interés por la acústica. Cuando exclamó ¡madre es una hipérbola! refiriéndose a la fórmula que liga la absorción con el tiempo de reverberación de un recinto comenzaba una nueva etapa (era) en el desarrollo de la acústica. Introduce los conceptos de tiempo de reverberación y de absorción equivalente, y descubre algunos absorbentes del sonido (los primeros fueron cojines) que usa en el arreglo de la sala. El impacto de sus trabajos es tal que múltiples teóricos abordan la modelización del problema: pero no aportan nuevas ideas, solo perfeccionan la fórmula para el tiempo de reverberación (cada teórico encuentra una "mejor" fórmula que el precedente) manteniendo el modelo de base que es un modelo unidimensional. Se encuentran expresiones (Kosten) para el libre recorrido medio en recintos.

Las "hipótesis" o modelo de Sabine, elaboradas en base a la experimentación que a la par iba desarrollando pueden resumirse en:

- igual duración del sonido audible, en todos los puntos del recinto
- igual duración del sonido residual audible, en todos los puntos del recinto
- igual eficacia de un absorbente en la reducción de la duración del sonido audible, en todos los puntos del recinto.

(Sabine usaba como fuente sonora, un tubo de órgano y medía el tiempo de reverberación por la duración entre el momento en que cesaba la emisión (nivel estacionario) y el momento que dejaba de oírse, ya confundido con el ruido de fondo (sonido residual audible)).

Los modelos desarrollados por los teóricos que abordaron el tema Jaeger (1911), Eckhard (1923), Buckingham (1925), Davis (1925), Fokker (1927), Strutt (1929), Shuster (1929), Cremer (1937), etc suponen:

- distribución uniforme y difusa de la energía sonora en todos los puntos del recinto
- igual probabilidad de todas las direcciones en la propagación del sonido
- absorción continua y constante de la absorción sonora en todos los instantes y puntos del recinto.

Con estas hipótesis se formula una ley de continuidad o de conservación de la energía

$$[\text{incremento de energía en el recinto por unidad de tiempo}] =$$
$$= [\text{aportación de energía al recinto por unidad de tiempo}] + [\text{absorción de energía (en las paredes) por unidad de tiempo}]$$

Así se obtiene la fórmula (justamente denominada de Sabine)

$$T = \frac{0,162V}{S\alpha}$$

en donde V es el volumen del recinto (en m³) y S la superficie total del recinto (en m²) y α el coeficiente de absorción (cociente entre la energía absorbida y la incidente (generalmente

$\alpha = (\sum S_i \alpha_i) / \sum S_i$, sumatorio extendido a todas las "superficies" del recinto).

Manteniendo básicamente las mismas hipótesis Eyring postula que la energía se absorbe en forma discreta, cada vez que la energía sonora (los "rayos" sonoros) impactan en las paredes, obteniendo la fórmula

$$T = \frac{0,162V}{-S \ln(1 - \alpha)}$$

fórmula en donde se mantiene el concepto de recorrido libre medio entre cada dos impactos en las fronteras. Posteriormente refinada por Millington y Sette que sustituyen el denominador por $-\sum S_i \ln(1 - \alpha_i)$, en donde se admiten valores diferentes del coeficiente de absorción en las diferentes superficies.

En altas frecuencias se encuentran diferencias sistemáticas entre los valores reales y los aportados por las fórmulas, que Knudsen resuelve admitiendo que hay disipación en el seno del aire a razón de m unidades de absorción por metro recorrido, que para un recinto de volumen V se cuantifica mediante el término 4mV. Esto se traduce en una modificación correspondiente de las fórmulas de reverberación, que si tomamos la de Sabine quedaría en la forma

$$T = \frac{0,162V}{S\alpha + 4mV}$$

Se desarrollan fórmulas para el nivel del campo directo y reverberante de las que se derivan aplicaciones en ingeniería para medir la potencia de fuentes de ruido y la construcción de cámaras reverberantes como "instrumentos" para la medida experimental. (problema de los difusores tratar más adelante con Bolt y densidad modal).

Knudsen dice (1934) "las teorías aproximadas (*las entonces conocidas*) usadas con cautela y conocimiento han servido satisfactoriamente a los efectos prácticos de diseño acústico y seguirán sirviendo hasta que sean superadas por teorías más exactas" Hay resignación y esperanza que induce a muchos a considerar el tema superado y de escaso atractivo como tema de investigación, solo tendría interés en ingeniería en donde el único criterio cuantitativo aplicable es el tiempo de reverberación que hay que acomodar a las condiciones de escucha más favorables. Es claro que estas teorías consideran la propagación acústica en los recintos como un sistema ergódico del que se obtiene una buena descripción en términos estadísticos que en su forma más sencilla aparece como un sistema unidimensional: basta par determinar el tiempo de reverberación.

Pero enseguida se obtuvieron resultados experimentales meticulosos que mostraban claramente la insuficiencia del modelo: curvas de reverberación fluctuantes, curvas con varias pendientes, recintos que con valores semejantes del tiempo de reverberación producían impresiones subjetivas muy diferentes, etc. Pero antes de exponer nuevas teorías y modelizaciones del problema veamos con algún detalle el tema del tiempo de reverberación óptimo.

ROMANTICOS DE LAS TEORIAS GEOMETRICAS Y UNIDIMENSIONALES

La idea de un modelo unidimensional de la propagación en recintos se prolonga casi hasta nuestros días basándose en el principio que el modelo vale y lo que realmente hay que hacer

en mejorar la fórmula del proceso de reverberación. En este sentido cabe mencionar los trabajos de Fitzroy que ofrece la siguiente formula de reverberación

$$T = 0.162V \sum_{r=x,y,z} \frac{S_r}{S} \frac{1}{-S \log(1 - \alpha_r)}$$

en donde $S = S_x + S_y + S_z$, $\alpha_x = (\alpha_{x1} + \alpha_{x2})/2$, etc. La propia fórmula evidencia las hipótesis específicas añadidas a las del modelo geométrico (estadístico) de los autores anteriores: distingue tres coeficientes de absorción diferentes en los recintos que corresponderían básicamente con las tres direcciones de los ejes cartesianos. A cada coeficiente le asocia un tiempo de reverberación calculable por la fórmula clásica correspondiente (él elige la de Eyring). Calcula el tiempo de reverberación global promediando aritmeticamente los tiempos parciales con factores de ponderación proporcionales a las relaciones de área parcial a la total. En una línea totalmente paralela se mueve Arau que manteniendo tres coeficientes diferentes correspondientes a las tres direcciones coordenadas, realiza a diferencia de Fitzroy un promediado geométrico.

TIEMPO DE REVERBERACION OPTIMO

El tiempo de reverberación, es una magnitud cuantificable y medible, y ya desde el principio asociada a dos aspectos fundamentales: por un lado relacionada con la absorción en el recinto que se puede modificar y por otro relacionada con la aceptación subjetiva del sonido que en el caso particular de la palabra es a su vez cuantificable en base a la inteligibilidad. Aparece por tanto como elemento clave en el diseño de recintos (salas, auditorios etc). (Nótese que en consecuencia se da importancia primordial, diría yo única, al régimen transitorio, de extinción en particular como caracterización del recinto). Numerosos investigadores emprenden una activa, tenaz e incansable búsqueda de los valores óptimos del tiempo de reverberación cuya parte más importante puede centrarse en la década.

Para la palabra Knudsen encuentra pronto una solución escasamente mejorada después lo que indica el fino sentido de este investigador. Introduce en acústica de salas el concepto de inteligibilidad, mediante el porcentaje de articulación (PA), magnitud cuantificable y los relaciona con la sonoridad, la reverberación, el ruido de fondo, y la forma a través de la relación funcional lineal:

$$PA = 96k_s k_T k_r k_f$$

obteniendo empíricamente la forma de cada factor k con la magnitud de la que depende. Sin entrar en detalles diremos que k_s aumenta con la sonoridad, k_T disminuye con T y k_f disminuye con el ruido de fondo. Sin duda por la dificultad inherente no encuentra la variación del parámetro k_f dependiente de la forma del recinto y por simplicidad lo hace igual a 1. Estudios más recientes de Hougast y Steneeken y otros, indican relaciones funcionales más complejas y mediante la función transferencia de modulación obtienen un método objetivo para obtener en índice de articulación, casi idéntico a PA. (Véase la publicación de la reunión Tecnicacústica 92). Así obtiene que el tiempo de reverberación óptimo depende del volumen del recinto según la función de la figura 1.

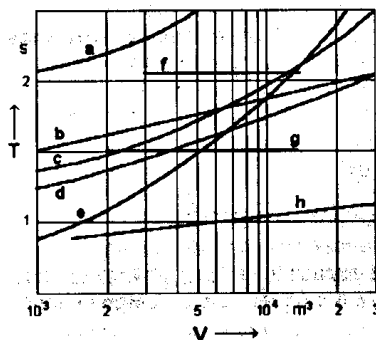


Figura 1. Tiempo de reverberación óptimo según varios autores: a Bruel; b Knudsen (música sacra); c Watson; d Lifshitz; e $\sqrt[3]{V}$; f Kuhl (música romántica); g Kuhl (música clásica); h Knudsen (palabra)

En esta figura también se incluyen varias curvas mas del "tiempo de reverberación óptimo" de auditorios. Todas son diferentes y cada una corresponde a un autor.(algunos varias) que encontraba buenas razones para su proposición. A excepción de los dos trazos paralelos al eje de abscisas (debidos a Kuhl), todas ellas muestran sin embargos dos rasgos fundamentales:

- el tiempo de reverberación óptimo aumenta con el volumen, en proporciones netamente menores que $\sqrt[3]{V}$ propuesto por algunos autores
- la dispersión (cuando se comparan para igual volumen) es muy grande para todos los volúmenes lo que hace dudar de los fundamentos de los autores para encontrar un auténtico valor óptimo

Las investigaciones sistemáticas de Kuhl, sobre 20 prestigiosas salas de volúmenes entre 2000 y 14000 m³, cuyo tiempo de reverberación se conocía, en base a un sistema de cuestiones que eliminaba los sesgos de los juicios de "calidad" de 370 personas, entre músicos e ingenieros (sonido y acústicos) mostraron claramente que los valores del tiempo óptimo de reverberación no dependen del volumen del recinto. Obtuvo también una clara dependencia del tiempo de reverberación preferido con el tipo de música:

- para música clásica (tomó como representativo un fragmento de la sinfonía Júpiter de Mozart) un valor algo por debajo de 1.5 s
- para la música romántica 2.1 (representada por un fragmento de la cuarta sinfonía de Brahms) y
- para la música "moderna" algo menos de 1.5 s (fragmento de "Le Sacré du Printemps", de Stravinski)

Se comprende lo problemático del concepto de tiempo óptimo de reverberación si se tiene en cuenta que en el enjuiciamiento de la calidad hay factores personales, culturales, de circunstancias, de patriotismo local etc, lo que unido a la dificultad para cada persona (ue emite el juicio) de poder asistir de manera sistemática a un muestreo suficiente de salas limita y sesga los juicios emitidos.

Es comunmente admitido, por otra parte que a la dependencia anterior, establecida para frecuencias medias, hay que añadir una variación con la frecuencia que aumenta más o menos linealmente hacia bajas frecuencias hasta el valor 1.5 respecto al de medias, y aumenta también hacia altas frecuencias en menor cuantía.

Se ha obtenido tambien (Atal et al.) que subjetivamente tiene mas importancia la primera parte de la reverberación, aproximadamente los primeros 15 dB de caída (**tiempo de reverberación subjetivo**), lo cual es razonable si se tiene en cuenta que tanto la música como la palabra son una sucesión de sonidos cuya cadencia hace que intervengan mas la parte entre de reverberación en los silencios, contribuyendo el resto de la reverberación mas a enmascarar y degradar los sonidos siguientes.

MODELOS ONDULATORIO Y MODAL

Simultaneamente al desarrollo de las teorías geométricas indicadas, las observaciones experimentales del fenómeno de la reverberación, trabajos en los que hay que destacar los de Knudsen (que parece paradójico), Hunt, etc mostraron claramente la insuficiencia de ese modelo teórico destacando las discrepancias:

- curva de reverberación con decremento no logarítmico sino modulado con irregularidades a veces profundas y gran variación de esta curvas con la posición del punto de observación y de la fuente
- aparición de diferentes pendientes y en ocasiones variación continua de la pendiente
- variación del coeficiente de absorción de un objeto con sus dimensiones y con la posición en el recinto (aspecto de gran impacto incluso a nivel metrológico y comercial de productos absorbentes)

Solo 10 años mas tarde el panorama de avances que ofrecen Morse y Bolt (lo mas importante es de aportación propia) en su magistral trabajo publicado en la misma revista que el citado Knudsen, es enormemente rico y quizá impensable por aquel y sin embargo en lugar de considerar el tema agotado le presentan como lleno de interrogantes y nuevas perspectivas

de investigación. La dualidad de estos dos planteamientos, ingeniería (necesitando una solución inmediata a un problema inmediato) y físico (más interesado por el conocimiento del proceso, su modelización y medida) marcan las dos líneas de actividad en acústica de recintos, desgraciadamente no siempre suficientemente convergentes.

Se plantea la propagación acústica en un recinto como un proceso típico de propagación de ondas en un medio confinado, distinguiendo entre los regímenes estacionario y transitorio. La ecuación de propagación (o de ondas) se complementa con las condiciones de las fronteras, lo que en su forma lineal se resume en el sistema

$$\nabla^2 \Phi - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial t^2} = -q(\vec{x}, t), \quad \text{en el seno del fluido}$$

$$\Phi + K \text{grad} \Phi = 0, \quad \text{en las fronteras}$$

en donde Φ es el potencial de velocidades ($\mathbf{u} = -\text{grad} \Phi$, $p = \rho \partial \Phi / \partial t$), $q(\mathbf{x}, t)$ las fuentes acústicas y K un parámetro característico del material de las fronteras, que en su forma más sencilla (señales acústicas armónicas) está directamente relacionado con la impedancia de la frontera: $Z = \rho c \zeta = i\omega \rho K$, que es una función (compleja) de punto. ($A \zeta$ se le denomina impedancia característica). La complejidad de la solución del sistema anterior depende pues de la naturaleza y distribución de las fuentes acústicas por un lado y de la forma y naturaleza de las fronteras por otro. En el caso que nos ocupa puede admitirse sin pérdida de generalidad que la fuente es puntual situada en el punto \mathbf{x}_0 y emite ondas armónicas de frecuencia ω : $q = Q(\mathbf{x}_0) e^{-i\omega t}$. Cuando las fronteras tienen formas sencillas tales como paralelepípedos rectos, cilíndricos, esféricos, triangulares etc (en general coincidiendo coordenadas de sistemas ortogonales) se han encontrado las soluciones tarea en la que Morse tiene una contribución primordial y justo es reconocer la importancia de sus aportaciones. La forma y naturaleza de las fronteras, el confinamiento de las señales acústicas hace que, aunque las soluciones sean diferentes, todas tengan un conjunto importante de elementos comunes, hoy familiares a la mayoría:

- frecuencias propias a las que el recinto tiende a "vibrar libremente"
- modos propios de distribución espacial de las amplitudes de vibración en coherencia con las frecuencias propias

Para el caso de recintos rectangulares de lados L_x , L_y , L_z el potencial de velocidades es separable y, admitida una dependencia temporal armónica, se puede escribir la solución general en la forma

$$\Phi(\omega; x, y, z) = D(x) \cdot E(y) \cdot F(z) \cdot e^{i\omega t}$$

siendo

$$D(x) = \cosh \left[\frac{i\pi x}{L_x} \chi_x(\omega) - \varphi_x \right]$$

en donde φ_x es un parámetro de fase y $\chi_x(\omega)$ es el valor característico correspondiente, que es un complejo cuya parte real está relacionada con la frecuencia característica o frecuencia propia y cuya parte imaginaria está relacionada con la atenuación del modo propio correspondiente es decir con el decremento de nivel o lo que es lo mismo con la reverberación. Introduciendo los parámetros $\eta_x = 2L_x/\lambda$ que dan las dimensiones del recinto en unidades de la mitad de la longitud de onda, se encuentra como ecuación de los valores característicos:

$$i\pi \chi_x + \text{arc. coth} \left[\frac{\zeta_{x1}}{\eta_x} \chi_x \right] + \text{arc. coth} \left[\frac{\zeta_{x2}}{\eta_x} \chi_x \right] = 0$$

y ecuaciones semejantes para las coordenadas y , z . Agrupando cada tema de ecuaciones se obtiene la ecuación de modos y valores propios

$$\nabla^2 \Phi_n(\omega) + \frac{\chi_n^2(\omega)}{c^2} \Phi_n(\omega) = 0$$

correspondiente al valor propio

$$\chi^2(\omega) = (\omega_n + ik_n)^2 = \pi c^2 \left\{ \left[\frac{\chi_{x,nx}(\omega)}{L_x} \right]^2 + \left[\frac{\chi_{y,ny}(\omega)}{L_y} \right]^2 + \left[\frac{\chi_{z,nz}(\omega)}{L_z} \right]^2 \right\}$$

siendo ω_n la frecuencia propia de resonancia y k_n la constante de amortiguamiento del modo propio Φ_n . Vemos que aún para estas formas sencillas la complejidad es grande.

Admitiendo que la impedancia de las paredes es infinita los valores propios son reales y se obtiene para las frecuencias propias la expresión

$$\omega_n = \omega_{n_x, n_y, n_z} = \pi \left[\left(\frac{n_x}{L_x} \right)^2 + \left(\frac{n_y}{L_y} \right)^2 + \left(\frac{n_z}{L_z} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

en donde como hemos dicho n_x, n_y, n_z pueden tomar los valores $\pm (0, 1, 2, 3, \dots)$, excluyendo obviamente el $(0, 0, 0)$. Conjuntos de temas (n_x, n_y, n_z) con la misma frecuencia pueden formar ondas estacionarias. En la figura, tomada de Kuttruff, se muestra el caso, en dos dimensiones: $n_x/n_y = 3/2$

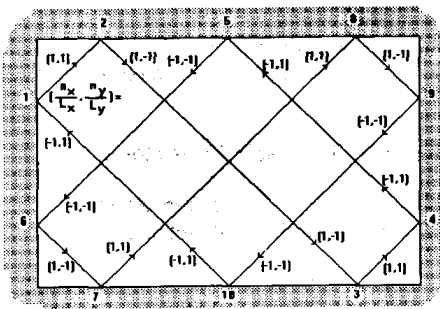


Figura 2. Ondas estacionarias en recintos rectangulares, a partir de un conjunto de modos propios de la misma frecuencia

Distribución de frecuencias propias en un recinto

En base a la modelización anterior Bolt encuentra fórmulas para la distribución de frecuencias propias en función de parámetros geométricos del recinto que para el caso de forma "rectangular", el número de frecuencias propias por debajo de la frecuencia f vale:

$$N_f = \frac{4\pi V}{3} \left(\frac{f}{c} \right)^3 + \frac{\pi S}{4} \left(\frac{f}{c} \right)^2 + \frac{L}{8} \left(\frac{f}{c} \right)$$

en donde c es la velocidad, $V = L_x L_y L_z$ el volumen, $S = 2(L_x L_y + L_x L_z + L_y L_z)$ la superficie y $L = 4(L_x + L_y + L_z)$ el perímetro del recinto. Esta fórmula es bastante general y de aplicación para otras formas en donde L debe interpretarse adecuadamente. Es clave en el análisis modal de elementos confinados en que el medio no tiene por que reducirse al aire; de hecho tuvo mucha importancia en las fechas de su aparición y se aprovechó en otros campos de la física, notablemente en el modelo estadístico de partículas de Bose-Einstein y dentro de la aproximación geométrica de la acústica en la distribución temporal de reflexiones. Para bajas frecuencias los tres términos pueden ser significativos mientras que a altas frecuencias domina el primer término y basta a efectos prácticos de cálculo. Para un recinto paralelepípedo de lados 3.1, 4.1 y 4.7 metros y para la frecuencia de 116 Hz, el primer término vale 10 frente a un total real de 20. Para un recinto grande de unos 17.000 metros cúbicos ya hay 712×10^6 frecuencias propias por debajo de 1000 Hz, un número muy importante.

Los modos propios se denominan **oblicuos** si tienen los tres n_x, n_y, n_z diferentes de cero, **angenciales** si tienen dos y **axiales** si tienen solo uno. La distribución de frecuencias propias para cada uno de ellos vale

$$\text{oblicuos: } n_o = \frac{4\pi V}{3} \left(\frac{f}{c}\right)^3 - \frac{\pi S}{4} \left(\frac{f}{c}\right)^2 + \frac{L}{8} \left(\frac{f}{c}\right)$$

$$\text{angenciales: } n_t = \frac{\pi S}{2} \left(\frac{f}{c}\right)^2 - \frac{L}{2} \left(\frac{f}{c}\right)$$

$$\text{axiales: } n_a = \frac{L}{2} \left(\frac{f}{c}\right)$$

que representan números progresivamente decrecientes de los modos oblicuos a los axiales y tanto más acusados cuanto mayor es la frecuencia.

En un intervalo de frecuencia df el número de frecuencias propias es obviamente $\frac{dN_f}{df}$ y su

inversa es la separación media entre frecuencias propias en ese intervalo. Para el segundo caso indicado hay 5435 frecuencias propias por hercio en 1000 hercios y están separados 0,0002 hercios lo que es casi una distribución continua. Se aprecia claramente que el volumen de cálculos implicados es enorme.

Para sistemas bidimensionales se encuentra que siguen asintóticamente el segundo término y semejantemente los sistemas lineales tienen como asíntota el tercero. Parece como si fuera válida la ley $\Delta N = (L/c)^d$ siendo d la dimensión euclidiana de la medida adecuada al sistema y L una longitud. recientemente se han hecho conjeturas de validez de esta fórmula para sistemas fractales en donde d sería una dimensión fractal adecuada.

De estos hallazgos se han derivado **criterios de utilidad en diseño** de recintos entre los que destacaría

- uno relativo a cámaras reverberantes basado en el número mínimo de frecuencias propias necesarias para que se consiga una difusión suficiente (es decir validar en lo posible la aplicación de las teorías geométricas), que por aplicación de las formulas precedentes permite para un volumen dado conocer la frecuencia límite inferior y para una frecuencia límite inferior de uso el volumen mínimo requerido.
- otro relativo a la obtención de una distribución en frecuencia lo más regular para las frecuencias propias que beneficiaría tanto una mejor difusión como una mejor homogeneidad especial; sería de aplicación tanto en cámaras reverberantes como en recintos, particularmente en bajas frecuencias puesto que en altas las condiciones son ya de por sí más ventajosas. Cabe aquí destacar el criterio de Bolt para recintos paralelepípedicos en los que proporciones cercanas áureas darían los mejores resultados. Se esquematiza en la "pera" de la figura siguiente.

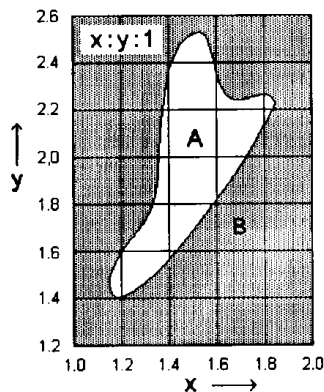


Figura 3. Proporciones de los lados en recintos rectangulares, para conseguir una mayor homogeneidad en la distribución de frecuencias propias. Criterio de Bolt.

En la mayor parte de los casos de interés práctico sucede que ω_n es mucho mayor que k_n y son válidas las siguientes expresiones (debidas a Morse) para las frecuencias propias y los parámetros de amortiguamiento

$$\omega_n \cong \pi c \left(\sum_{r=x,y,z} \frac{\mu_r^2 - \kappa_r^2}{L_r} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$k_n \cong \frac{c}{4} \sum_{r=x,y,z} \frac{4\pi\mu_r\kappa_r}{\eta_r L_r}$$

en donde las partes real e imaginaria de los valores característicos ($\chi_n = \mu_n + i\kappa_n$), para paredes duras ($\zeta \gg \eta/(n+1)$) se aproximan por las expresiones

$$\mu_n^2 - \kappa_n^2 \cong \begin{cases} -\frac{\eta}{\pi}(\sigma_1 + \sigma_2), & n = 0 \\ n^2 - \frac{2\eta}{\pi}(\sigma_1 + \sigma_2), & n > 0 \end{cases}$$

$$\frac{4\pi\mu_n\kappa_n}{\eta_n L_n} \cong \begin{cases} 2(\gamma_1 + \gamma_2), & n = 0 \\ 4(\gamma_1 + \gamma_2), & n > 0 \end{cases}$$

aplicables a cada una de las coordenadas x,y,z siendo γ y σ las partes real e imaginaria de la admitancia, inversa de la impedancia de las paredes y los subíndices 1 y 2 indican las dos paredes perpendiculares a cada eje de coordenadas. Para paredes marcadamente duras, mas próximas a las condiciones de las hipótesis de la aproximación geométrica los factores de amortiguamiento se reducen a

$$k_n \cong \frac{c}{V} \sum_{r=x,y,z} e_{nr} (\gamma_{r1} + \gamma_{r2}) S_r$$

en donde V es el volumen, S_r las superficies de las paredes perpendiculares a los ejes OX, OY, OZ, ($k = (c/8V)\alpha S$) para condiciones ergódicas, pero difiere de aquella fundamentalmente en la separación de los amortiguamientos para los distintos tipos de ondas oblicuas, tangenciales y axiales, y en que los "coeficientes de absorción" (llamados de pared por Morse), $8(\gamma_{r1} + \gamma_{r2})$ no representan el cociente entre la energía absorbida y la incidente en la pared sino que están mas próximos al cociente entre la energía absorbida y la energía media en el recinto, dependiendo por tanto no solo de la pared sino también del sistema de ondas resultante incidente en la pared.

En el caso en que una pared fuera absorbente, caso practicamente coincidente con el de las cámaras reverberantes en el proceso de medida de un material, se obtiene un conjunto de ecuaciones en el que al menos una es trascendente y cuya sola presentación para su solución rebasaría los límites previstos para esta contribución. No obstante me atrevo a referir las conclusiones de Morse al respecto: a) la absorción de las paredes opuestas no es aditiva; b) el correspondiente modo propio queda alterado obteniendo en unos casos mayores amplitudes de presión en la superficie donde está el material (reduciendo por tanto el efecto de la superficie opuesta y apareciendo el recinto como con mas absorción que la real si se "observa" con la fórmula de Sabine o similares), en otros justo lo contrario. De lo anterior se deriva un criterio de usar α_{stad} en el diseño de auditorios y en todo caso en recintos de volúmenes intermedios, ya que está relacionado directamente con los coeficientes de pared

Funciones características

Las funciones características Φ_n constituyen un conjunto completo de funciones ortogonales cuyos factores de normalización B_n valen, para paredes duras (alta impedancia),

$$B_n = \frac{V}{e_{nx}e_{ny}e_{nz}} = \begin{cases} \frac{1}{2}, & \text{dos } n_{xyz} = 0 \\ \frac{1}{4}, & \text{un } n_{xyz} = 0 \\ \frac{1}{8}, & \text{ningún } n_{xyz} = 0 \end{cases}$$

La solución general puede escribirse entonces en la forma compacta

$$\Phi(x; \omega) = -\sum_n A_n \Phi_n e^{-i\omega t}$$

siendo las amplitudes

$$A_n = \frac{c^2 Q_0(-\omega; x_0)}{B_n(-\omega) (\omega^2 - [\omega_n - ik_n]^2)}$$

para una la excitación por una fuente puntual armónico de fuerza Q_0 situada en $x_0(x_0, y_0, z_0)$. La presión vale simplemente $-i\rho\omega\Phi$. Se observa que la amplitud del modo n depende directamente del valor de la función propia en la posición de la fuente acústica, y es tanto mayor cuanto mas próxima sea la frecuencia de excitación a la frecuencia propia correspondiente.

La energía asociada a un modo propio vale

$$E = \left(\frac{\rho A^2 \omega^2}{2c^2} \right) \epsilon L_x L_y L_z$$

siendo A la amplitud del modo y ϵ un factor que vale $1/8$ para los modos oblicuos, $1/4$ para los tangenciales y $1/2$ para los axiales.

La distinta atenuación de los grupos de modos oblicuos, tangenciales y axiales, juntamente con la diferencia en número y en amplitud indicadas anteriormente, puede explicar las irregularidades señaladas para las curvas de reverberación, los batidos, las distintas pendientes etc

Más criterios de diseño y medida para cámaras reverberantes. Si se puede excitar una sola frecuencia propia es fácil calcular las constantes ω_n y k_n y a partir de ellas por las fórmulas anteriores la impedancia de la pared. Es esto posible para frecuencias

$$f < \sqrt{\frac{c^3}{2Vk_n}}$$

que se obtiene fácilmente teniendo en cuenta que el ancho de una resonancia es $(k_n/2p)$ y el espaciado entre frecuencias en torno a la frecuencia f es $(c^3/2Vf^3)$.

Semejantemente se puede obtener una estimación de cuando la aproximación geométrica es suficiente, es decir para frecuencias

$$f > \sqrt{\frac{Nc^3}{2Vk_n}}$$

siendo N el número de frecuencias propias necesarias para considerar la distribución como continua. (Algunos autores fijan este número en 100, pero es práctica habitual tomar de 8 a 10 por tercio de octava en las cámaras reverberantes)

Cumplida la condición anterior para validez de la aproximación geométrica, se encuentra que el campo acústico tiene una componente incoherente y una coherente. La segunda, del tipo

$$\Phi_c = \frac{Q_0}{4\pi} e^{(i\omega/c)(r-ct)}$$

que corresponde a la radiación directa de la fuente, para distancias

$$r < \frac{\sqrt{8\rho}}{8}$$

que es la fórmula para el "radio del recinto" que es equivalente (mejorada) a la obtenida en acústica geométrica y marca la separación entre las zonas de preponderancia del sonido directo y del reverberante. Esta fórmula es de gran interés en el diseño de refuerzos electroacústicos para mantener la inteligibilidad de la señal.

El modelo ondulatorio predice diferencias en el transitorio de recintos cuando se excitan con señales impulsivas a cuando se interrumpen señales estacionarias debidas sobre todo al elevado contenido de altas frecuencias de la señal impulsiva que predominan al principio y sin embargo se atenúan más rápidamente que las bajas frecuencias.

Da un criterio para medir los transitorios de extinción para señales estacionarias interrumpidas, eliminando los primeros milisegundos de la caída de nivel ya que en ellos aparece un impulso ocasionado por la operación de cancelación de la señal cuya cuantía y signo depende de la fase de la señal en el momento del cese. (No aparecerá cuando la fase sea precisamente cero). Se incorpora en las actuales normas de medida eliminando los primeros 5 db de la caída de nivel y repitiendo el proceso varias veces en el mismo punto. Se debe este impulso a la parte coherente de la energía acústica que toma la forma

$$\Phi_c \cong \frac{Q}{4\pi} \text{sen} \left[\omega \left(\frac{r}{c} - t \right) + \varphi \right] \cdot H \left(\frac{r}{c} - t \right)$$

en donde los símbolos tienen el significado ya indicado y H es la función escalón de Heaviside; el impulso llega al cabo de r/c segundos, siendo r la distancia entre el punto de emisión y el de recepción.

La inclusión de objetos duros, de irregularidades en la superficies, e incluso de trozos de absorbentes se encuentra que modifican la distribución de modos propios y localmente su número, pudiéndose obtener mejoras que por el momento no se conocen en profundidad. Mas tarde retomaremos el tema con modelos estadísticos avanzados.

El modelo ondulatorio obtiene un incremento del nivel en régimen estacionario en las proximidades de las caras, aristas y vértices respecto a la parte central del recinto (*Efecto Waterhouse*). Se usan como criterio de volumen a explorar en medidas de nivel en recintos, de particular interés en cámaras reverberantes en la medida de potencia acústica de fuentes y en cámaras de medida de aislamiento acústico.

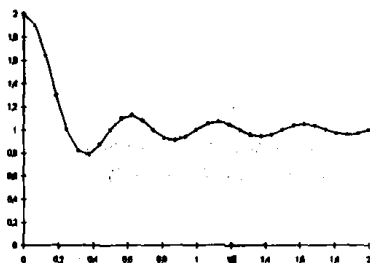


Figura 4. Distribución de la presión acústica en las proximidades de una cara para incidencia difusa.

También proporcionando un criterio de incremento de absorción por efecto de borde o finitud del absorbente (planos) cuyo efecto se puede cuantificar por un incremento de área

proporcional a la longitud del perímetro del borde libre. Es de enorme importancia en auditorios sobre todo en relación a la absorción del público que Beranek cuantifica mediante un incremento del área de absorción proporcional al perímetro y anchura de 1m.

No obstante lo completo de sus aportaciones la complejidad de métodos y aplicación de sus fórmulas no se ha oprobado totalmente y es de una mas bien escasa difusión por dominar los aspectos estrictos de ingeniería. Solo recientemente se están retomando partes con la llegada de los ordenadores capaces de manejar agilmente cantidades masivas de datos y abordar en tiempos cortos los mas complicados cálculos.

MODELOS ESTADISTICOS AVANZADOS

Su base herramental lo constituye la estadística y a diferencia de los métodos geométricos incluyen conceptos propios del modelo ondulatorio y de los sistemas lineales. Si en el modelo ondulatorio hay que resaltar las aportaciones de P.M. Morse, en estos modelos estadísticos destaca la contribución de M.R. Schroeder.

La variación de la respuesta de un recinto para una pareja de puntos, uno de emisión y otro de recepción, al variar la frecuencia de excitación, pero manteniendo el nivel constante constante, constituye la función de transferencia del recinto para las puntos de emisión y recepción dados. Su módulo es la respuesta en frecuencia. Se observan variaciones muy netas en bajas frecuencias (generalmente coincidiendo con las frecuencias propias) y una densificación progresiva al aumentar la frecuencia si bien se distinguen máximos y mínimos relativos de nivel resultado de la interacción de las componentes de los modods propios en ese rango de frecuencias . Un ejemplo tipico se puede ver en la figura, para un intervalo de frecuencia mas bien reducido.

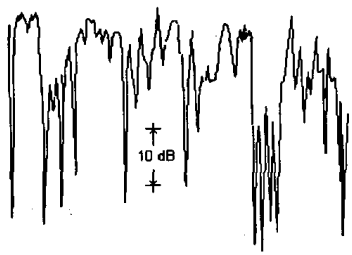


Figura 5. Irregularidades en la respuesta en frecuencia de un recinto manteniendo las posiciones de la fuente y el receptor

La hipótesis fundamental de los modelos estadísticos consiste en admitir que las distintas componentes en un punto dado son mutuamente independientes tanto en amplitud como en fase y en consecuencia pueden tratarse como variables aleatorias gaussianas y que por tanto los valores absolutos de la presión (semejantemente ocurre con la fase) P , tienen como función de densidad de probabilidad la ley de Rayleigh

$$w(P) = \frac{\pi}{2\langle P \rangle^2} P e^{-\frac{\pi P^2}{4\langle P \rangle^2}}$$

en donde $\langle P \rangle$ es el valor medio de P .

Para la variación en frecuencia media de estos máximos consecutivos se obtiene

$$\langle \Delta f \rangle_{max} = \frac{\langle \delta \rangle}{\sqrt{3}}$$

siendo $\langle \delta \rangle$ el valor medio de las constantes de amortiguamiento en ese entorno de frecuencias. Comparando esta fórmula con la de separación de de frecuencias propias del

modelo ondulatorio y también mayor que la anchura de las curvas de resonancia. para la validez de la fórmula anterior se ha tenido que añadir la hipótesis de que la frecuencia sea

$$f > \frac{5000}{(V \cdot \langle \delta \rangle)^2}$$

siendo V el volumen en m³, que proporciona un **criterio validez de las hipótesis estadísticas** semejante al de la fórmula señalado como de interés en cámaras reverberantes. Para la variación media de la fase se obtiene

$$\left\langle \frac{d\varphi}{df} \right\rangle = \frac{\pi}{\langle \delta \rangle}$$

En relación a la variación espacial del nivel en un recinto en regimen estacionario, manteniendo la frecuencia, la figura que se obtiene es cualitativamente semejante a la de variación de la presión con la frecuencia y se obtiene para la separación media entre máximos

$$\langle \Delta x \rangle_{max} = 0.935 \lambda$$

Otro parámetro al que estos modelos dan respuesta es el nivel máximo de la respuesta en frecuencia en una banda de frecuencia dada. El resultado se obtiene como diferencia del nivel máximo mas probable y el valor medio en la banda de frecuencia de ancho B y vale

$$\langle \Delta L_{max} \rangle \cong 4.3 \ln \left(\ln \frac{B}{\langle \delta \rangle} \right)$$

En las fórmulas anteriores aparecen valores medios de la constante de amortiguamiento, y si tenemos en cuenta que se relaciona con el tiempo de reverberación por la fórmula

$\langle \delta \rangle = 6.9 / T$, podemos concluir que en este nivel de aproximación no añaden nuevos criterios a los ya conocidos. Ahora bien proporcionan **nuevos métodos de medida** del tiempo de reverberación por ser magnitudes medibles con instrumentaciones actuales. En este sentido hay que mencionar el denominador de Schroeder que aprovecha la posibilidad de calcular el valor medio estadístico de las curvas de reverberación en un punto a partir de una sola curva.

Dan información acerca de la forma de las curvas de reverberación en base a la funciones estadísticas de distribución de las constantes de amortiguamiento de los modos propios en una banda de frecuencias. Según Kuttruff

$$\frac{dL}{dt} = 8.69 \frac{\int He^{-2\delta} \delta d\delta}{\int He^{-2\delta} d\delta}$$

que se ilustra en la figura 6 del mismo autor.

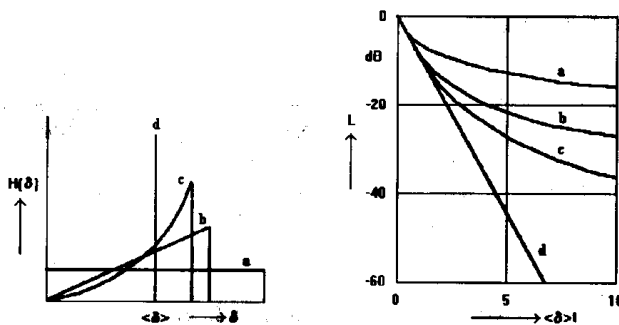


Figura 6. Funciones de distribución de constantes de amortiguamiento de modos y curvas de reverberación resultantes.

Las curvas de reverberación son convexas o como caso límite rectas (cuando todas las constantes de amortiguamiento son iguales). Recuérdese que según la teoría modal son más verosímiles las distribuciones en que $\langle \delta \rangle$ aumenta con el tiempo.

Estos modelos avanzados obtienen información sobre la direccionalidad de la energía reflectada (reflexiones) con dos conclusiones de interés:

- solo para recintos con paredes totalmente reflectantes es posible conseguir (a altas frecuencias) una direccionalidad de ecos constante (perfecta difusión)
- en recintos con una superficie absorbente $I(\phi) = C/|\sin\phi|$, siendo ϕ el ángulo de incidencia, por lo que el decremento de nivel no es exponencial sino más bien inversamente proporcional al tiempo.

La hipótesis fundamental de este modelo consiste en utilizar no los valores medios del recorrido entre impactos ($\langle l \rangle = 4V/S$) o equivalentemente el tiempo medio entre impactos ($\langle n \rangle = cS/4V$) sino las distribuciones correspondientes $\{l\}$ o $\{n\}$, que considera variables aleatorias gaussianas independientes y por tanto siguen la ley de probabilidad de Rayleigh que para este caso se escribe

$$p(n) = \frac{c}{(2\pi n)^2} \frac{1}{\gamma(l)} e^{-\frac{cn(l)}{2\pi n^2(l)^2}}$$

Se obtiene para el tiempo de reverberación la fórmula

$$T = \frac{0.163V}{S\alpha^*}$$

donde α^* viene dada por la ecuación ---

$$\alpha^* = \frac{\int_S B(r)\alpha(r)dS}{\int_S B(r)dS}$$

es decir es el promedio del coeficiente de absorción en las distintas superficies del recinto tomando como función de probabilidad (no normalizada) $B(r)$, que es la energía por segundo y por unidad de superficie irradiada sobre cada punto r del recinto. Esta ecuación no se ha resuelto en forma general compacta hasta el presente, salvo para algunos casos. Debe hacerse numéricamente. sin embargo admite dos niveles de aproximación. El primero en base sustituir las distribuciones por sus valores medios o momentos de primer orden proporciona las fórmulas de Eyring y Sabine. El segundo hace intervenir también los momentos de segundo orden y obtiene

$$\alpha^* \cong \langle \alpha^* \rangle = -\ln(1 - \langle \alpha \rangle) \left(1 + \frac{\gamma^2}{2} \ln(1 - \langle \alpha \rangle) \right)$$

en donde γ^2 . Si es la varianza del coeficiente de absorción $\gamma^2 = 0$ (que reproduce la fórmula de Eyring) corresponde exclusivamente a recintos en que todos los recorridos libres son iguales los que solo se cumple para recintos unidimensionales lo que **(criterio) apoya el uso de la fórmula de Sabine** frente a otras en la medida del coeficiente de absorción. Para $\gamma^2 = 0$ el término entre corchetes es menor que la unidad por lo que el tiempo de reverberación obtenido es menor que el proporcionado por la fórmula de Eyring, de nuevo reforzando el criterio anterior sobre la fórmula de Sabine como más adecuada si nos mantenemos en la primera aproximación (valores medios).

Se han desarrollado también modelos que consideran el proceso de reverberación como una cadena de Markoff, que por su complejidad no presentaremos.

Finalmente mencionaré la modelización de Joyce, en donde se plantea desde un punto de vista teórico fundamental el proceso de reverberación en recintos. Usa la variable $A = 1/T = 13.82/T_{60}$ como magnitud de caracterización de un recinto que desarrolla en la serie $A = A_1 +$

$A_2 + A_3 + \dots$. Para su evaluación necesita condiciones de difusión-mezcla (no tanto las de ergodicidad) de las partículas del fluido en el recinto. En la modelización hace residir la energía en las partículas del fluido y necesita la corriente de partículas j , que debe satisfacer la ecuación integral

$$j_r = \iint \text{Re}^v j \cos \theta d\Omega$$

en donde R es la matriz de reflexividad del recinto, v la velocidad (de las partículas a del grupo según los casos), l la cuerda (recorrido entre dos colisiones con las paredes); θ el ángulo formado por la dirección del flujo incidente con la normal a la superficie y $d\Omega$ el ángulo sólido correspondiente. La ecuación es prácticamente igual a la de Kuttruff ya vista. La extensión prevista para este escrito impide profundizar en el modelo pero no obstante resumiré algunas conclusiones de interés. Se encuentra que primer término de A coincide con el valor de la fórmula de Sabine y el segundo término según los casos y condiciones toma las expresiones de Eyring, Millington, Kuttruff (la aproximación citada), y el del modelo en cadena de Markoff (que no hemos descrito). Explica este modelo las debilidades teóricas de las citadas aproximaciones en introduce la importancia de las condiciones de ergodicidad y mezcla, aduciendo que la mayor parte de los errores se producen (incluso en la teoría de ondas) por generalizar los resultados de casos concretos (generalmente cumplen las condiciones de ergodicidad) a situaciones en donde pueden no darse las condiciones de mezcla. Adicionalmente, y de gran importancia es el hecho de que la ecuación integral describe la distribución de energía en estado estacionario en una cavidad de ganancia $g=1/Tv$, (v de energía o de grupo), por ejemplo de un gran laser y las conclusiones obtenidas para este pueden aplicarse a recintos acústicos y viceversa.

FACTORES DE DISEÑO DERIVADOS DE CARACTERISTICAS DE LA AUDICION

En los apartados precedentes nos hemos preocupado de dar respuesta (dentro de ciertos límites) al conocimiento del campo acústico en los recintos en función de las características de éstos. Pero parafraseando a Y. Ando tendríamos que preguntarnos *¿dado un determinado campo acústico, cómo lo oímos?*. Intentaremos en este apartado informar resumidamente del estado actual de esta problemática.

Tiempo de reverberación en auditorios.

La función de coherencia de una señal, da información de la naturaleza aleatoria de la señal, o de otro modo del tiempo necesario para que ya contenga sus atributos estadísticos. Tiene además una utilidad de índole práctica consistente en que para conseguir señales sin correlación basta tomar palabra o música y retrasarles suficientemente una de otra. Las primeras exploraciones en este sentido fueron llevadas a cabo por Furdujev y sus resultados mas notables se representan en la figura para varias clases de música y palabra.

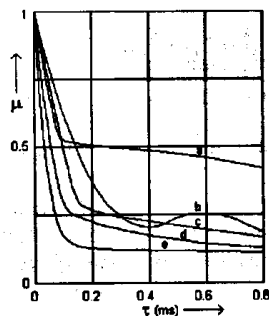


Figura 7. Función de coherencia para palabra y varios tipos de música: a órgano (Bach); b orquesta sinfónica (Glasunov); c clavicembalo (Frescobalsi); d voz cantada (Grieg); e palabra (hombres)

Se define como intervalo de coherencia τ_c el tiempo necesario para que la función de coherencia descienda al valor 0.1. Ando ha encontrado, experimentando con palabra y distintos tipos de música, que este intervalo de coherencia está relacionado con el tiempo de reverberación preferido según la ecuación

cuya interpretación indicaría que las señales acústicas del tipo de la música y la palabra llevan en sí mismas información del tiempo de reverberación mas aceptable subjetivamente. Los valores obtenidos para el rango de valores encontrados para τ , permite recuperar valores "óptimos" del tiempo de reverberación muy en consonancia con los resultados de Kuhl, para las distintas clases de música y palabra.

Aceptabilidad de reflexiones (ecos) sobre la señal directa

Los primeros estudios sistemáticos del efecto de reflexiones en la percepción de la señal directa se hicieron por Haas y Meyer sobre palabra con presentación frontal, hacia 1950, valorando la influencia que el retraso y el nivel tenían en la inteligibilidad así como la discernibilidad de la señal reflejada. Otros autores realizaron experiencias semejantes para música. Las conclusiones mas importantes pueden resumirse como sigue:

- existencia de un intervalo de tiempo en que la señal reflejada añade a la directa cualidades positivas de sonoridad incluso con niveles superiores a los de la señal primaria. Este intervalo se estimó en unos 30 ms, siendo imposible determinar un valor exacto pues varía con el tipo de señal y con el nivel de la señal retrasada.
- un aumento del nivel de la señal retrasada supone un aumento de su presencia hasta que incluso enmascara a la señal primaria, violando el efecto subjetivo de que la señal que llega primero marca la dirección subjetiva de la fuente (efecto de precedencia o ley del primer frente de onda de Cremer)

La importancia de estos resultados es tal que a pesar de no ser completos, enseguida se derivaron criterios de calidad como el de Bolt y Doak en forma de curva límite, nivel-retraso, a no sobrepasar por las secuencias de ecos en auditorios. Vease la figura 8.

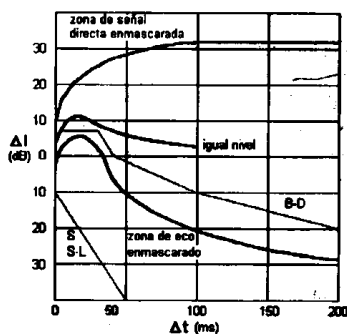


Figura 8. Relaciones nivel-retraso, ley de Haas-Meyer, en la aceptabilidad de reflexiones (eco es una reflexión que se distingue de la señal directa). La línea B-D, corresponde al criterio de Bolt-Doak para ecos en auditorios, basado en la ley de Haas-Meyer.

Espectro preferido de las reflexiones

En todos los casos se prefieren subjetivamente las reflexiones que mantienen el espectro de las señales primarias.

Retraso preferido de las reflexiones

Los efectos mas favorables sobre la señal primaria se obtienen con reflexiones cuyo retraso coincide con el intervalo de coherencia: $(\delta t)_p = \tau_p$

Nivel preferido de las reflexiones

Resulta una función dependiente del retraso y de la correlación cruzada interaural. (Ya se han mencionado estas relaciones nivel retraso).

Espaciosidad acústica

Es una propiedad subjetiva inherente a los recintos: es una sensación de espacialidad acústica, algo así como si las fuentes fueran extensas, y está también relacionada con la difusión subjetiva. No es debida a la simple reverberación. Tampoco la producen varias fuentes emitiendo la misma señal (aparición de fuentes fantasma) ni los sistemas de altavoces de estereofonía. Se atribuye a señales incoherentes con la señal directa o con una muy baja

coherencia. Por tanto en los recintos se debe a las reflexiones tempranas fuera de los intervalos de coherencia de las señales.

Por otra parte se ha encontrado (Schroeder y colaboradores) usando técnicas de análisis multifactorial sobre datos de preferencia consensuada, obtenidos en un elevado número de salas para un significativo número de posiciones, aunque mas bien centrales), que (además del tiempo de reverberación) la anchura de las salas es una medida (magnitud) física de preferencia consensuada, si bien de efecto negativo en la calidad. Dicho de otro modo. La reflexiones tempranas laterales tienen una importancia capital en la calidad de la sala junto con el tiempo de reverberación. El techo es de importancia secundaria en la calidad de auditorios. Por tanto las reflexiones en el techo deben minorarse para auditorios aunque pueden ser beneficiosas en salas de conferencias pues permiten mantener la ubicación del orador. Se plantea así una cierta incompatibilidad entre auditorios de música y salas de conferencias.

Para conseguir en auditorios que la enorme cantidad de energía emitida hacia el ángulo que subtiende el techo se dispone de difusores que la reenvían hacia las paredes cuyas reflexiones hemos visto son mas favorables. Cabe citar en este sentido los eficaces difusores desarrollados recientemente en base a la teoría de los números (residuos cuadráticos, de Galois, de raíces primitivas, de Legendres etc).

CRITERIOS EMPIRICOS DE DISEÑO

Agrupamos en este apartado un conjunto de criterios (para auditorios y recintos de audición), a veces no muy claros derivados de la experiencia en el diseño de afamados consultores entre los que cabe mencionar a Beranek, Kosten, Jordan y Marshall, y se refieren exclusivamente a grandes auditorios (salas de concierto y ópera). Sin duda el caso mas importante lo representa L.L. Beranek. Es probablemente el consultor que mas salas de concierto, ópera y auditorios en general ha diseñado durante casi tres décadas. Ha proporcionado datos de las características constructivas y acústicas objetivas medibles (en sentido clásico) y posteriormente clasificado conforme a un baremo basado en 18 atributos "subjetivos", de calidad acústico musical, elaborados en conversaciones con afamados directores de orquesta, músicos y críticos musicales, entre los que cabe citar a L. Bernstein, H. von Karajan, I. Markevich, I. Stern y E. Ormandy. Los citados atributos se enumeran por orden de importancia según el autor en la tabla siguiente y son autoexplicativos.

Tabla de atributos acústico-musicales de auditorios

1 Intimidad, presencia	2 Viveza (plenitud de tono)	3 Calor
4 Sonoridad s. directa	5 Sonoridad s. reverberante	6 Definición, claridad
7 Brillo	8 Difusión	9 Equilibrio
10 Mezcla	11 Conjunto	12 Respuesta, ataque
13 Textura	14 Sin ecos	15 Silencioso
16 Margen dinámico	17 Sin distorsión	18 Homogéneo

En base a estos criterios clasifica la calidad acústica de 42 salas de las mas afamadas, y aunque trata de asociar estos atributos a criterios objetivo el resultado no es suficientemente claro. Solo algunos atributos son bastante directamente asociables a magnitudes objetivas medibles. Aparte de los que el lector pueda sacar de su propia reflexión cabe destacar algunos importantes criterios de diseño de este estudio

- el tiempo de reverberación aparece como la magnitud mas importante y encuentra una fuerte dependencia de la calidad (global) con el intervalo temporal entre el sonido directo y las primeras reflexiones cuyo valor mas deseable sería 20 ms pudiéndose extender hasta 40 ms
- admite la fórmula de Sabine y propone el cálculo de la absorción total por suma de absorciones parciales de las superficies
- aporta los valores del coeficiente de absorción para la zona de audiencia (la de absorción mas importante), preconizando el uso de absorción por unidad de área, y añadiendo un a

- cantidad suplementaria proporcional a los perímetros libres; da un criterio para asientos ocupados
- recomienda valores de volumen por persona y superficie por persona más adecuados al diseño
- deduce criterios de valores óptimos del tiempo de reverberación, que están más en consonancia con las experiencias de Kuhl: el intervalo 1.7-2.1s aparece como el más deseable

Kosten en un estudio comparativo de los datos y resultados de un número considerable de salas concluye en la mejor conveniencia a efectos de diseño de utilizar un coeficiente de absorción globalizado ya que en la construcción y terminación de las salas se emplean materiales semejantes. Da los valores medios de estos coeficientes en las bandas de frecuencia de interés.

MODELOS A ESCALA COMO ELEMENTO DE DISEÑO

Los modelos a escala reducida o de simulación en ordenador, no constituyen propiamente criterios de diseño pero son pieza clave en el mismo por las facilidades que aportan. Cabe decir que los modelos acústicos a escala reducida están cediendo en favor de las simulaciones en ordenador sin duda por la carestía de las instalaciones, disponibilidad de materiales que cumplan las relaciones de similitud necesarias, y dificultades en la realización de modelos satisfactorios.

Por el contrario los modelos en ordenador están cobrando importancia por los avances en la tecnología de los ordenadores con cada vez mayor velocidad de gestión y aumento imparable de la cantidad de memoria gestionable. Hoy ya existen varios en el mercado basados principalmente en teorías geométricas (rayos simples, imágenes, de conos etc que incorporan generalmente la posibilidad de obtener aproximaciones de la función de transferencia) y es de prever una mejora en los años próximos por optimización de los existentes así como por aparición de nuevas ideas. La incorporación de los nuevos conocimientos sobre el mecanismo de audición debe jugar un papel importante.

Los estudios de recintos de pequeñas dimensiones son ya abordables por métodos BEM y de elementos finitos que permiten simulaciones de gran aproximación, sobre todo en el rango de las bajas frecuencias.
ondulatorias (BEM etc)

RECREACION DE CAMPOS ACUSTICOS

Para finalizar mencionaré simplemente que los avances en electrónica y procesamiento de señal, así como de optimización de fuentes acústicas y los teóricos de base sobre recreación de campos acústicos y holofonía nos depararán sin duda grates sorpresas tanto en la corrección de anomalías en recintos defectuosos como en la planificación de nuevas estéticas acústicas impensables hasta ahora.

Y estamos en una situación en que por una parte se podrían repetir las palabras de Knudsen en cuanto a poder diseñar recintos, y por otra a pesar de los anormes avances desde entonces, se podrían también repetir las de Morse en que hace falta profundizar más en los múltiples aspectos de los fenómenos físicos implicados y su correlación con las características de la percepción sonora.

BIBLIOGRAFIA

- C.A. Andree, Effect of position on the absorption of materials for the case of a cubical room, JASA,3(1932)
B.S. Atal, M. Schroeder, H. Sessler, Proceedings 4º ICA 1962
H. Bagenal, A. Wood, Planning for good acoustics, Methuen (1931)

- R.H. Bolt, Frequency distribution of eigentones in a three-dimensional continuum, *JASA*, 10(1939)
- R.H. Bolt, Angular distribution theory, *JASA*, 11 (1939)
- R.H. Bolt, Normal modes of vibration in room acoustics, *JASA*, 11 (1939)
- R.H. Bolt, Experimental investigations in non rectangular enclosures, *JASA*, 11 (1939)
- R.H. Bolt, P.E. Doak, A tentative criterium for the short term transient response of auditoriums, *JASA* 22(1950)
- P.V. Bruel, Sound insulation and room acoustics, Chapman & Hall 1951
- M.M. Carroll, C.F. Chien, *JASA* 62(1977)
- H. Cremer, L. Cremer, The theoretical derivations of the laws of reverberation, *Akustische Zeits.* 2(1936)
- L. Cremer, The physical basis of room acoustics, *Zeits.f. tech.Physik* 17(1936)
- L. Cremer, H.A. Muller, *Die Wissenschaftlichen Grundlagen der Raumakustik*, S. Hirzel (1978)
- P. D'Antonio, J.H. Konner, The reflexion phase grating diffusor, *J.Audio Eng. Soc.* 32(1984)
- A.H. Davis, The basis of acoustic measurements by reverberation methods, *Phil. Mag.*, 2(1926)
- J. Engl, *Raum- und Bauakustik*, Akad. Verlagsges. (1939)
- C.F. Eyring, Reverberation time in "dead" rooms, *JASA*, 1(1930)
- W. Furrer, *Raum und Bauakustik für Architekten*, Birkhäuser Verlag (1956)
- R. Gerlach, V. Meller, Der Nachhallvorgang als Markoffsche Kette ... , *Acustica* 32(1975)
- H. Haas, , *Acustica* 1(1951)
- F.V. Hunt, Investigation on room acoustics by steady state transmission measurements, *JASA*, 10(1939)
- F.V. Hunt, Absorption coefficient problem, *JASA* 11(1939)
- F.V. Hunt, L.L. Beranek, D. Y. Maa, Analysis of sound decay in rectangular rooms, *JASA* 11(1939)
- A. Jager, *Zür theorie des Nachhalls*, Akad. Wiss. Wien 2a, 120(1911)
- M. Jessel, *Acoustique théorique, propagation et holophonie*, Masson et Cie 1973
- B. Joice, *JASA* 58(1975)
- B. Joice, -ower series for the reverberation time, *JASA* 67(1980)
- V.O. Knudsen, Acoustic of music rooms, *JASA* 2(1931)
- V.O. Knudsen, *Architectural acoustics*, John Wiley & Sons, 1932
- V.O. Knudsen, C.M. Harris, *Acoustical designing in architecture*, John Wiley & Sons, 1950
- V.O. Knudsen, Measurement of sound absorption in a room, *Phil. Mag.*, 5(1928)
- V.O. Knudsen, Recent developments in architectural acoustics, *Rev. Mod. Phys.*, 6(1934)
- V.O. Knudsen, Absorption of sound in air, *JASA* 3(1931)
- W. Kuhl, *Über versuche zur ermittlung der günstigsten Nachhallzeit grosser Musikstudios*, *Acustica* 4(1954)
- H. Kuttruff, *Acustica* 25(1971)
- H. Kuttruff, *Room acoustics*, Applied Science, 1973
- S. Lifschitz, Mean intensity of sound in an auditorium and optimum reverberation, *Phys. Rev.* 227(1926)
- S. Lifschitz, Acoustics of large auditoriums, *JASA* 4(1932)
- D. Y. Maa, The distribution of eigentones in a rectangular chamber at lower frequency ranges, *JASA* 10(1939)
- W.A. MacNair, Optimum reverberation time for auditoriums, *JASA* 1 (1930)
- R. Mackenzie (editor), *Auditorium acoustics*, Wiley (1975)
- E. Meyer, H. Kuttruff, en E.G. Richardson *Technical aspects of sound*, Elsevier 1953
- G. Millington, A modified formula for reverberation, *JASA* 4(1932)
- P.M. Morse, *Vibration and sound*, McGraw-Hill B.C. 1948
- P.M. Morse, R.H. Bolt, Sound waves in rooms, *Rev. Mod. Phys.*, 16(1944)
- P.M. Morse, Feschbah, *Methods of theoretical physics*, McGraw-Hill B.C. 1953
- P.M. Morse, K.U. Ingard, *Theoretical acoustics*, McGraw-Hill B.C. 1968
- W.C. Sabine, *Collected papers on acoustics*, Dover 1965
- K. Schuster, E. Waetzman, *Über den Nachhall in geschlossenen Räumen*, *Ann. Phys.* 1(1929)
- M. Schroeder, *Fractals, chaos and power laws*, W.H. Freeman & Company 1991
- M. Schroeder, *Number theory in science and Communication*, Springer 1986
- Steeneken, *Tecniacústica '92*, U.P. Navarra 1992
- M.J.O. Strutt, On the acoustic of large rooms, *Phil.Mag.* 8(1929)
- L.L. Beranek, *Music, Acoustics and Architecture*, Wiley
- F.R. Watson, Acoustic of auditorium: optimum time of reverberation, *Architecture* 55(1927)
- E.C. Wentz, Characteristics of sound transmission in rooms, *JASA* 7(1935)