

ACÚSTICA AMBIENTAL

Cuaderno 6

Acondicionamiento Acústico



2017

MVOTMA

Ministra de Vivienda, Ordenamiento Territorial y Medio Ambiente

Arq. Eneida de León

Director Nacional de Medio Ambiente

Ing. Qco. Alejandro Nario

Contraparte Técnica

Ing. Qca. Magdalena Hill

Universidad de la República

Rector

Dr. Roberto Markarian

Decana de Facultad de Ingeniería

Ing. María Simon

Este material ha sido preparado en el marco del convenio DINAMA-IMFIA
DIA bajo la responsabilidad de

Dra. Ing. Alice Elizabeth González

González, Alice Elizabeth

Acústica Ambiental. Acondicionamiento Acústico. Cuaderno 6

Montevideo, UdelaR – FI – IMFIA, 2017

ISBN: 978-9974-0-1533-3 Obra completa

ISBN: 978-9974-0-1540-1 Cuaderno 6

APUNTES SOBRE CONTAMINACIÓN ACÚSTICA

CUADERNO 6: ELEMENTOS DE ACONDICIONAMIENTO ACÚSTICO

CONTENIDOS

1	<u>CALIDAD ACÚSTICA Y CONTROL DE RUIDO.....</u>	5
1.1	CALIDAD ACÚSTICA.....	5
1.2	CONTROL DE RUIDO Y ACONDICIONAMIENTO ACÚSTICO	5
1.3	AISLAMIENTO Y ABSORCIÓN	6
1.4	CAMPO DIRECTO, CAMPO REVERBERANTE, CAMPO DIFUSO	8
2	<u>INDICADORES DE CALIDAD ACÚSTICA EN INTERIORES.....</u>	10
2.1	INDICADORES DE INTELIGIBILIDAD DE LA PALABRA HABLADA.....	10
2.2	CURVAS DE CONFORT ACÚSTICO	12
2.3	ÍNDICE DE RUIDO EN OFICINAS (IRO)	22
2.4	TIEMPO DE REVERBERACIÓN.....	23
3	<u>ABSORCIÓN ACÚSTICA</u>	26
3.1	EL FENÓMENO DE ABSORCIÓN	26
3.2	COEFICIENTE DE ABSORCIÓN ACÚSTICA α	26
3.3	MATERIALES ABSORBENTES	26
3.4	CARACTERÍSTICAS ACÚSTICAS DE UN RECINTO	48
3.5	DETERMINACIÓN DEL TIEMPO DE REVERBERACIÓN	54
3.6	EVALUACIÓN DE LA EFECTIVIDAD DE UNA SOLUCIÓN DE ABSORCIÓN ACÚSTICA	60
4	<u>AISLAMIENTO ACÚSTICO.....</u>	62
4.1	ESQUEMA CONCEPTUAL DEL FENÓMENO DE AISLAMIENTO ACÚSTICO	62
4.2	DESEMPEÑO ACÚSTICO DE UN PARAMENTO SIMPLE	64
4.3	LA LEY DE MASAS.....	68
4.4	PARAMENTOS COMPUESTOS	74
4.5	CLASE DE TRANSMISIÓN DE SONIDO (STC, SOUND TRANSMISSION CLASS)	76
4.6	PARAMENTOS DOBLES.....	76
4.7	ALGUNAS CAUSAS QUE DEBILITAN EL DESEMPEÑO ACÚSTICO DE UN PARAMENTO	82
	<u>BIBLIOGRAFÍA</u>	85

1 CALIDAD ACÚSTICA Y CONTROL DE RUIDO

1.1 CALIDAD ACÚSTICA

Cuando se habla de la calidad acústica de un cierto espacio, abierto o cerrado, se hace alusión a qué tan idóneo es éste –desde el punto de vista de su desempeño acústico- para que se pueda desarrollar en él un cierto uso. Así, se dice que una sala tiene “buena acústica” o que “suena bien” cuando permite apreciar el espectáculo artístico que en él se desarrolla.

Bajo la expresión *Calidad Acústica* se integra un conjunto de características relativas a niveles de presión sonora, composición espectral y duración de los sonidos percibidos en un cierto espacio (entre otros atributos), así como otras relativas al espacio en sí mismo -por ejemplo, su tiempo de reverberación-, que permiten calificar cuán valioso es dicho espacio por sus aptitudes o potencialidades para el uso deseado.

Un espacio puede tener buena calidad acústica para un cierto uso pero no para otro. Por ejemplo, el alto tiempo de reverberación de las iglesias católicas forma parte de las características del espacio de recogimiento que se desea generar allí y es adecuado para interpretar/escuchar música sacra; sin embargo, conspira contra la comprensión de la palabra hablada.

1.2 CONTROL DE RUIDO Y ACONDICIONAMIENTO ACÚSTICO

Los conceptos de calidad acústica y control de ruido suelen estar estrechamente relacionados.

El control de ruido se refiere a un conjunto de métodos, técnicas y tecnologías que permiten obtener niveles de ruido aceptables en cierto lugar, de acuerdo con consideraciones económicas y operativas (Miyara, 1999). Podría surgir la pregunta de aceptables *para qué o para quién* y, más allá de lo referente al cumplimiento de la normativa que en cada caso sea de aplicación, debido a la cantidad de variables involucradas en general no existe una única respuesta, como tampoco suele ser única la solución ante un problema dado. Existen diferentes formas de atacar una amplia gama de casos con el fin de alcanzar la calidad acústica que se considere adecuada o necesaria.

El **control de ruido** no necesariamente implica reducción de las emisiones sonoras; se refiere a **hacer aceptable el nivel sonoro en inmisión** (es decir, la señal que llega al receptor). Para saber si efectivamente lo es, se deberá seleccionar y aplicar algún criterio objetivo y válido.

Se puede esquematizar la transmisión de un sonido desde una fuente a un receptor como se muestra en la Figura 1-1. Según Miyara, el bloque descrito como fuente puede representar a una o varias fuentes de energía acústica. Las vías de transmisión (bloque intermedio) pueden ser diversas, como por ejemplo el aire, paredes, cañerías, etc., ya que el ruido puede propagarse por distintas vías, principalmente la aérea y la sólida. Por último, el bloque denominado “receptor” puede representar a una sola persona, a un grupo de ellas, o a una comunidad, ambiente o zona cuyo funcionamiento se ve afectado por el ruido.



Figura 1-1. Transmisión de un sonido

El acondicionamiento acústico de recintos es una tarea que implica la selección de materiales para determinar el tipo y calidad de paramentos y superficies para que un cierto local sea apto para cumplir con determinada función. Esto implica evitar dentro del local un nivel indeseado de incidencia de los ruidos exteriores, a la vez que lograr que las características de reverberación interiores sean adecuadas para el uso que se desea. Es por ello que se debe trabajar conjuntamente sobre ambos aspectos, absorción –para mejorar las características interiores- y aislamiento –para reducir la incidencia de los sonidos del exterior-, de modo de alcanzar el objetivo de calidad acústica planteado.

1.3 AISLAMIENTO Y ABSORCIÓN

Cuando una onda sonora incide sobre una superficie, parte de la energía E_i que transporta se refleja hacia el mismo semiespacio de que proviene (E_r) formando un ángulo igual al de la onda incidente, tal como resulta de la ley de Snell o ley de la refracción. Al cambiar el medio de propagación, la misma ley indica que cuando una onda pasa de un medio 1 a otro medio 2, los ángulos incidente y refractado deben cumplir:

$$n_1 \text{ sen } \theta_1 = n_2 \text{ sen } \theta_2$$

siendo n_1, n_2 las respectivas relaciones entre la velocidad del sonido de referencia c_0 y las velocidades del sonido c_1 y c_2 en los medios considerados:

$$c_0 = n_1 c_1 = n_2 c_2$$

Habitualmente se considera que toda la energía no reflejada es energía transmitida por la superficie, pero en acústica es muy útil separar desde el primer momento la **energía no reflejada** en sus dos componentes (**energía transmitida** E_t y **energía absorbida** E_a), los que se tratan por separado en los próximos capítulos de estas notas. Entonces, de la energía no reflejada una parte se disipa en la superficie (E_a) y otra pasa hacia el otro lado (E_t), generando una onda sonora transmitida al espacio vecino (Figura 1-2).

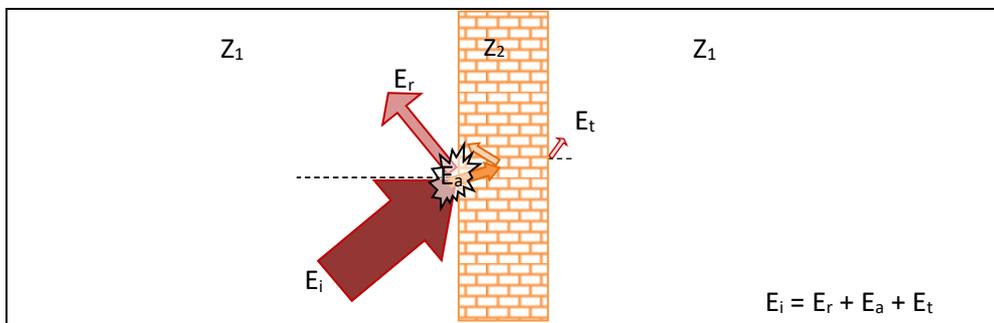


Figura 1-2. Posibles destinos de la energía acústica incidente en una superficie

Si se escriben los factores de reflexión y transmisión en función de los valores de las impedancias de los dos medios involucrados, se observa que, para valores similares de Z_1 y Z_2 , el coeficiente de reflexión F_r tiende a cero; y cuanto más diferentes sean sus valores, el valor de F_t tiende a cero.

$$F_r = \left(\frac{Z_1 - Z_2}{Z_1 + Z_2} \right)^2 \quad F_t = \frac{4 Z_1 Z_2}{(Z_1 + Z_2)^2}$$

Entonces, cuanto mayor sea la diferencia entre los valores de Z_1 y Z_2 , mayor será la fracción de la energía de la onda incidente que será reflejada y, en consecuencia, la energía no reflejada (es decir, la suma de la energía absorbida y la energía transmitida), será necesariamente menor. Aun si la absorción no fuera significativa, una gran diferencia entre las impedancias de los dos medios tiende a reducir la cantidad de energía acústica transmitida.

Teniendo en cuenta ambas premisas a la vez, cuando una onda se propaga por el aire y llega a una superficie material, la mayor parte de la energía se reflejará y sólo una pequeña parte de ella se transmitirá a la pared, ya que su impedancia acústica es sin duda mucho mayor que la del aire. Al pasar de nuevo de la pared al aire, la mayor parte de la energía se reflejará de nuevo en el interior de la pared y sólo una pequeña parte se transmitirá al aire. Entonces, la onda transmitida tendrá una amplitud mucho menor que la onda que resultaría si el medio de propagación no hubiera cambiado (Figura 1-2). Así, se definen los coeficientes de absorción α y de transmisión τ , que son respectivamente los cocientes entre la energía absorbida y la energía incidente ($\alpha = E_a/E_i$), y entre la energía transmitida y la energía incidente ($\tau = E_t/E_i$).

$$\text{Energía no reflejada: } E_i - E_r = \alpha E_i + \tau E_i = (\alpha + \tau) E_i$$

Entonces, para una misma cantidad de energía no reflejada, cuanto mayor es la cantidad de energía absorbida menor será la transmitida y viceversa. Dicho de otra manera, si un material es buen absorbente acústico (tiene un valor de α elevado) se espera que no sea buen aislante acústico, en cuanto su valor de τ será relativamente bajo. Cuanto más poroso es un material, menos aísla y cuanto más resistente al flujo de aire, será un mejor aislante acústico.

La cantidad de energía transmitida tiene que ver con el aislamiento que presenta el paramento, que intuitivamente se puede relacionar con su masa: a mayor masa, mayor capacidad de aislar.

Tener un **buen aislamiento** redundante en que, para evitar el pasaje de energía acústica a través de las fronteras, **la energía se retiene en el local**. En consecuencia, la suma de la energía absorbida más la energía reflejada será mayor que la que se tiene cuando el aislamiento acústico es pobre y en consecuencia se transmite gran parte de la energía acústica hacia el exterior del recinto considerado. Si además el local es poco absorbente, eventualmente podrían incrementarse los niveles sonoros en su interior. Si esto fuera significativo o perjudicial, entonces para evitarlo debería trabajarse para reducir las reflexiones (la reverberación), colocando una absorción adecuada en las superficies incidentes interiores.

La designación de **energía absorbida** se aplica a la que **se disipa en la superficie sobre la que incide la onda**. Se relaciona con las características del material de que se trate, tanto en lo referente a su estructura interna como a la elasticidad y textura de su superficie: la energía absorbida será mayor cuanto más elástica sea la superficie, ya que se deformará más, o cuanto más rugosa sea, puesto que la onda incidente encontrará más posibilidades de aumentar su recorrido a través de múltiples reflexiones. La disipación que se produce en los poros del material y especialmente en su microestructura será mayor, y se reducirá la cantidad de energía que se reflejará hacia el interior del local. De todos modos, la cantidad de energía en juego es tan

pequeña que, aun cuando la disipación sea muy importante, no se llega a incrementar en forma perceptible la temperatura de la superficie y, en la práctica, es como si esa energía “desapareciera” del sistema.

Ahora bien, si se emite energía acústica en un local muy poco absorbente, los niveles sonoros pueden incrementarse por reflexiones sucesivas. En consecuencia, el aislamiento requerido para proteger ambientes contiguos puede ser mayor que el que correspondería si el local emisor fuera muy absorbente, ya que los niveles sonoros que se propagarían desde su interior serían menores.

En estas notas se trata casi exclusivamente la propagación por vía aérea, dado que el objetivo no es realizar un tratamiento exhaustivo del tema de acondicionamiento acústico de recintos, sino simplemente proporcionar elementos teórico-prácticos concretos a usuarios que deban revisar proyectos y, a partir de su análisis, evaluar su pertinencia o no para controlar una situación de contaminación acústica que se desea evitar o corregir.

1.4 CAMPO DIRECTO, CAMPO REVERBERANTE, CAMPO DIFUSO

Cuando se tiene una fuente sonora emitiendo en el interior de un local, los fenómenos de propagación del sonido son diferentes a los que ocurren en campo libre.

Si bien muy cerca de la fuente se puede considerar que se está ante una fuente puntual y en consecuencia se tendrá un término de decaimiento esférico (*campo sonoro directo*), ni bien comienzan a ocurrir las múltiples reflexiones que necesariamente se darán sobre paramentos, piso, techo, elementos situados en el interior del local, se desarrollará un nuevo campo sonoro que se denomina *campo reverberante*. Éste es el generado únicamente por las reflexiones del sonido una vez emitido, por lo que no depende de la fuente: sólo depende de las características de absorción acústica del local.

En las proximidades de la fuente, el sonido tenderá a disminuir con leyes análogas a las que seguiría en campo abierto. A esta zona de propagación se le llama ***campo directo***. Pero a medida que la distancia a la fuente es mayor, empiezan a tener incidencia las reflexiones que ocurren sobre las fronteras del cerramiento, que tienden a incrementar el nivel sonoro que se obtendría en relación al que resultaría si la propagación fuera en campo abierto. Esta zona de propagación corresponde al ***campo reverberante***. El nivel sonoro en cada punto del local resulta ser la suma de los aportes del campo directo y del campo reverberante (Figura 1-3.).

El ***campo difuso*** es el que se genera en un local en el que, merced al gran número de reflexiones en todas direcciones, se logra tener una densidad media de energía acústica uniforme. Dicho de otro modo, las ondas de sonido reflejado se propagan en todas las direcciones con igual probabilidad. En condiciones de campo acústico difuso, el conjunto de reflexiones tiende a homogeneizar rápidamente los niveles de presión sonora en el recinto (Figura 1-4).

Se puede definir una cierta distancia r_c -que se designa como *distancia crítica*, *radio crítico* o simplemente *radio* del local-, en que ambas componentes del campo acústico se igualan. A distancias de la fuente mayores que r_c , primará el campo reverberante, es decir, se puede asumir que el nivel sonoro será homogéneo y el campo acústico resultante será *totalmente difuso*.

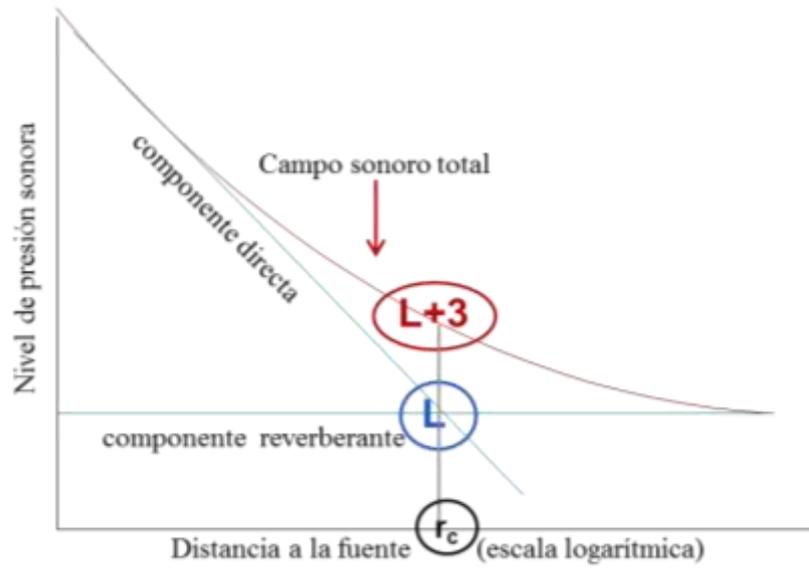


Figura 1-3. Campo directo y reverberante

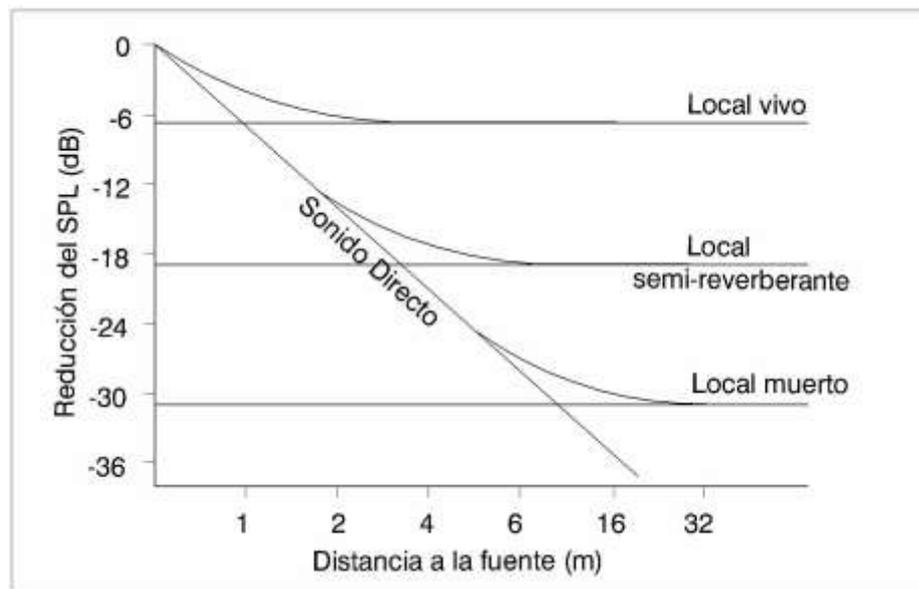


Figura 1-4. Campo difuso

2 INDICADORES DE CALIDAD ACÚSTICA EN INTERIORES

La evaluación de la calidad acústica en ambientes cerrados, al igual que el proyecto del acondicionamiento necesario, se realiza considerando no sólo los niveles sonoros en escala A sino especialmente el contenido energético en bandas de octava, expresado como nivel de presión sonora en dBZ. Entre los indicadores más usuales se cuentan las curvas de confort acústico, los índices referidos a la inteligibilidad de la palabra y el tiempo de reverberación.

2.1 INDICADORES DE INTELIGIBILIDAD DE LA PALABRA HABLADA

2.1.1 ÍNDICES PORCENTUALES DE ARTICULACIÓN DE SÍLABAS, PALABRAS Y FRASES

Los criterios más antiguos se refieren a los Índices Porcentuales de Articulación, que incluyen el índice porcentual de articulación de sílabas (IPAS), el de palabras (IPAP) y el de frases (IPAF). Se basan en listas normalizadas de sílabas, palabras o frases según el caso, que se dictan a un conjunto de oyentes ubicados en diferentes lugares de la sala que se ensaya. Los oyentes van cambiando de lugar tras cada dictado y a partir de los resultados obtenidos se calculan los mencionados índices. Por cierto, para cada idioma se requiere un diferente conjunto normalizado de sílabas, palabras y frases (Tabla 2.1).

<p>Índice Porcentual de Articulación Silábica IPAS en función del ruido de fondo L (dBA)</p>	<p>Índice Porcentual de Articulación de Palabras IPAP en función del IPAS (%)</p>	<p>Índice Porcentual de Articulación de Frases IPAF en función del IPAP (%)</p>

Tabla 2.1. Gráficos de Índices Porcentuales de Articulación (tomados de Miyara, 1999)

Otro parámetro que ha sido empleado es el % AICons (*Percentage Articulation Loss of Consonants*, pérdida porcentual de articulación de las consonantes) que se refiere al porcentaje de consonantes no comprendidas correctamente, en la hipótesis de que son éstas y no las vocales las que brindan información verdaderamente significativa en la comunicación oral. Por ejemplo, los vocablos “vete” y “vente”, “dale” y “sale”, “carro” y “jarro”, “Mariel” y “Daniel” y tantos otros ejemplos posibles, tienen las mismas vocales e idéntica acentuación, por lo que si no se reconocen las consonantes, el significado del mensaje puede cambiar notoriamente.

Se han desarrollado métodos que permiten evaluar la inteligibilidad de un modo similar pero por métodos electrónicos, sin necesidad de recurrir a personas. Es el caso del Speech Transmission Index (STI) introducido en los '70 por Steenejen & Houtgast y de su derivado inicial el RASTI (Rapid Speech Transmission Index), que hoy ha dejado paso a otros métodos como el STIPA y el STITEL, ya incluidos en la edición 2020 de la Norma IEC 60268-16. Hay estudios que ponen en evidencia la importancia de la lengua materna tanto de quien dicta como de quienes colaboran como receptores en el ensayo, por lo que los resultados de los métodos que no requieren la participación de personas, como el STI y similares o derivados, podrían ver acotada su validez (Yao Chen, 2012).

Los valores de % AICons y STI tienen una relación directa:

$$STI = 1 - 0,46 \log (AICons), \text{ o bien: } AICons = 10^{(1-STI)/0,46}$$

La inteligibilidad se considera buena cuando se pierde menos del 7 % de las consonantes o, en términos de STI, cuando el valor de este índice es de por lo menos 0,60 (ver Tabla 2.2).

Inteligibilidad	Inaceptable	Pobre	Aceptable	Buena	Excelente
STI	0,00 – 0,30	0,30 – 0,45	0,45 – 0,60	0,60 – 0,75	0,75 – 1,00
% AICons	100 % - 33 %	33 % - 15 %	15 % - 7 %	7 % - 3 %	3 % - 0 %

Tabla 2.2. Relación entre inteligibilidad, STI y % AICons

2.1.2 SIL (SPEECH INTERFERENCE LEVEL)

Este índice se refiere a la calidad de un recinto para que en él la palabra hablada sea fácilmente comprensible. El valor del SIL es el promedio aritmético de los niveles de presión sonora del ruido de fondo en las bandas normalizadas entre 500 Hz y 4000 Hz; en estas bandas justamente ocurre la mayor parte de la energía que emiten las voces humanas cuando hablan.

$$SIL = \frac{L_{500} + L_{1000} + L_{2000} + L_{4000}}{4}$$

En la Figura 2-1 se muestra el máximo nivel de interferencia (SIL) admisible en función de la distancia entre dicente y oyente y del grado de esfuerzo vocal, presuponiendo un índice porcentual de articulación silábico (IPAS) de 85 %. Hay que tener en cuenta que si se tiene un IPAS de 85 %, el índice porcentual de articulación de palabras (IPAP) será del 97 %.

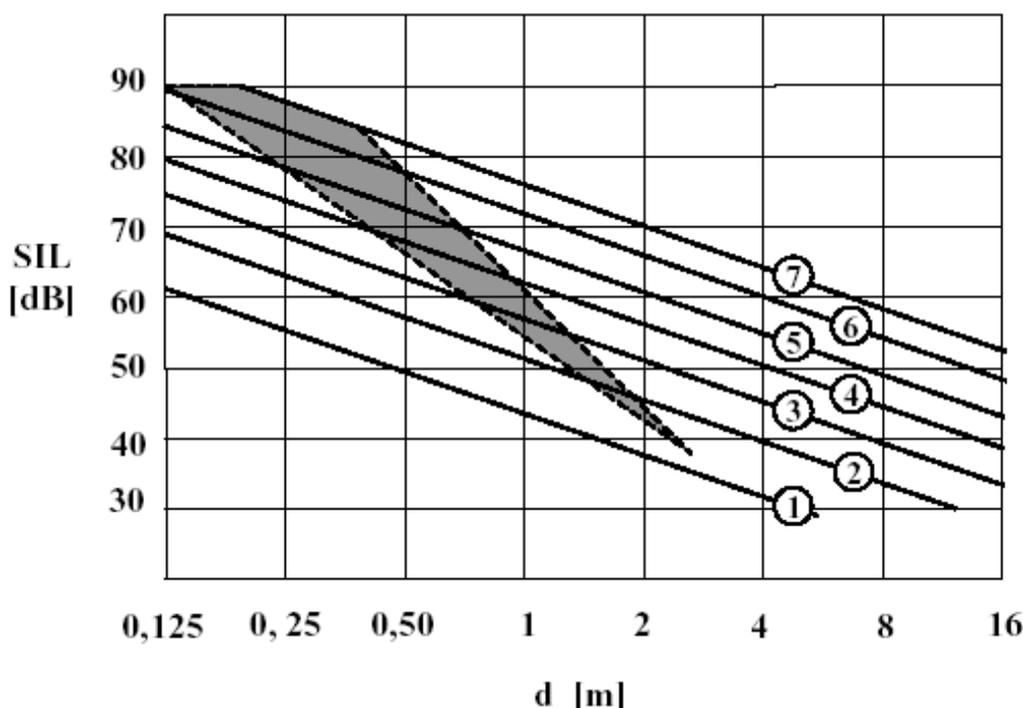


Figura 2-1 Criterio SIL. Criterio de interferencia a la palabra hablada para comunicación oral. Se indica el máximo SIL aceptable en función de la distancia para distintos grados de esfuerzo vocal: 1 = suave; 2 = normal; 3 = moderadamente fuerte; 4 = fuerte; 5 = muy fuerte; 6 = gritando; 7 = máxima emisión vocal. La zona sombreada corresponde a distancias típicas entre hablante y receptor para los distintos grados de esfuerzo vocal. Tomado de F. Miyara, 1999.

2.1.3 PSIL (PREFERRED SPEECH INTERFERENCE LEVEL)

Este índice es similar al SIL, con la diferencia de que emplea la media aritmética de los niveles de presión sonora en las frecuencias 500 Hz, 1000 Hz y 2000 Hz. Se diferencia del SIL en que el PSIL no considera la frecuencia de 4000 Hz.

$$PSIL = \frac{L_{500} + L_{1000} + L_{2000}}{3}$$

En la Figura 2-2 se muestra el máximo nivel de interferencia (PSIL) admisible para mantener una conversación entre dos personas, en función del esfuerzo vocal y de la distancia que las separa.

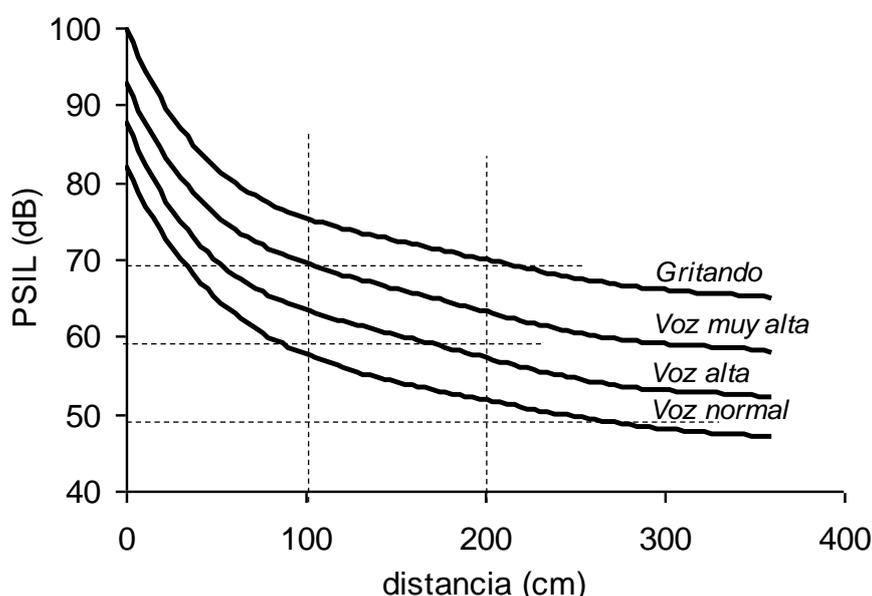


Figura 2-2. Máximo PSIL admisible para mantener una conversación en función de la distancia entre dos personas. Redibujado de Higini Arau, 1999.

Cuando se evalúa la inteligibilidad en aulas, parece más oportuno emplear el SIL que el PSIL, dado que es esperable que los usuarios (población juvenil o infantil) tengan en general poco deterioro auditivo en la banda de octava centrada en 4000 Hz, banda que el PSIL desestima.

2.2 CURVAS DE CONFORT ACÚSTICO

En los criterios de evaluación de calidad acústica en interiores se emplean curvas que están dadas en bandas de octava. Los usos más frecuentes de estas curvas son dos:

- Verificar si la calidad acústica de un local es o no recomendable para determinado uso.
- Definir los máximos niveles sonoros de ruido de fondo admisibles en un local en cada banda de octava para cumplir con una calidad acústica recomendada para un cierto uso.

Para aplicar varios de estos criterios, por lo general se comienza por dibujar el espectro existente sobre el racimo de curvas. La curva que resulta ser la envolvente inmediata superior de todos los niveles que definen el espectro dado es la que da a éste el número de curva que le corresponde.

2.2.1 CURVAS NC (NOISE CRITERION)

Existen distintos conjuntos de curvas para evaluación de la calidad acústica en ambientes cerrados. Uno de los más antiguos es el desarrollado por la ASHRAE (American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers). Se trata de las curvas NC, cuyos niveles sonoros para cada banda de octava se presentan en la Tabla 2.3 (valores expresados en dBZ).

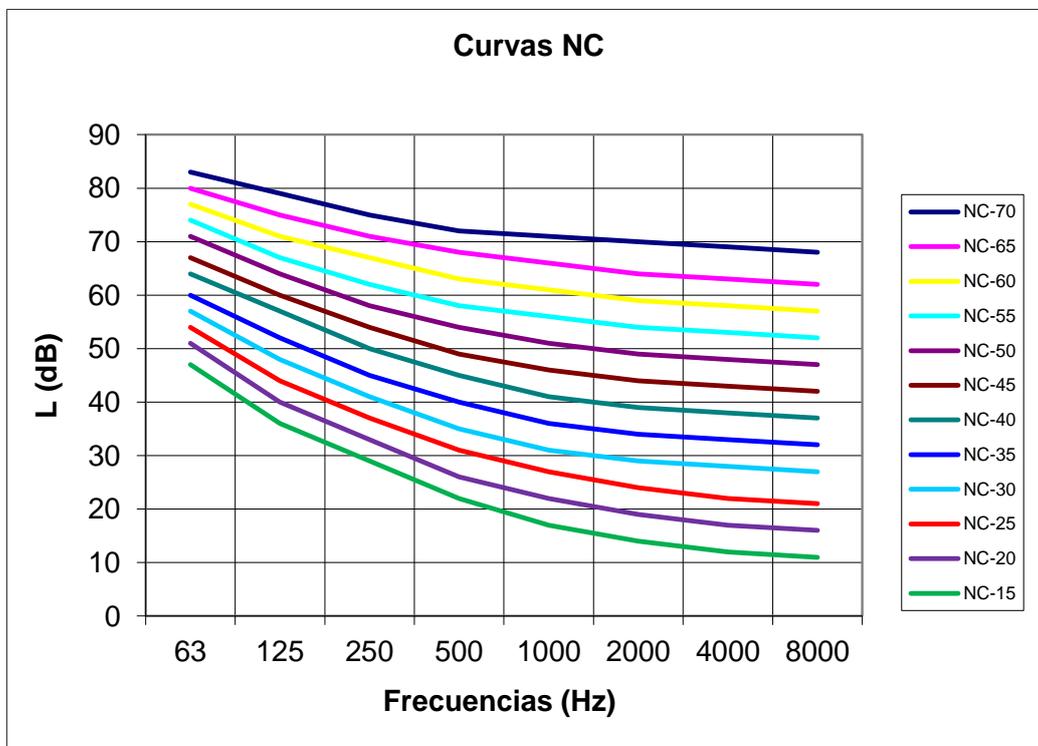


Figura 2-3 Curvas NC

Tabla 2.3: Niveles de presión sonora que definen las curvas NC, en bandas de octava (dBZ)

Curva NC	Frecuencias (Hz)							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
NC-70	83	79	75	72	71	70	69	68
NC-65	80	75	71	68	66	64	63	62
NC-60	77	71	67	63	61	59	58	57
NC-55	74	67	62	58	56	54	53	52
NC-50	71	64	58	54	51	49	48	47
NC-45	67	60	54	49	46	44	43	42
NC-40	64	57	50	45	41	39	38	37
NC-35	60	52	45	40	36	34	33	32
NC-30	57	48	41	35	31	29	28	27
NC-25	54	44	37	31	27	24	22	21
NC-20	51	40	33	26	22	19	17	16
NC-15	47	36	29	22	17	14	12	11

En la Tabla 2.4 se presentan recomendaciones de uso de un local en función de su número de curva NC.

Tabla 2.4: Usos recomendados de ambientes interiores en función de L_p (dBA) y el número de curva NC

Tipo de Interior	Intervalo recomendado de niveles sonoros (dBA)	Intervalo recomendado de curvas NC
Residencias		
Viviendas privadas (rurales y suburbanas)	20 – 25	20 - 30
Viviendas privadas (urbanas)	30 – 40	25 - 35
Casas de apartamentos. Unidades para 2 y 3 familias	35 – 45	30 - 40
Hoteles		
Habitaciones individuales o suites	35 – 45	30 - 40
Salas de baile, salas de banquetes	35 – 45	30 - 40
Vestíbulos, pasillos, foyers	40 – 50	35 - 45
Garajes	45 – 55	40 - 50
Cocinas y lavanderías	45 – 55	40 - 50
Hospitales y clínicas		
Habitaciones privadas	30 – 40	25 - 35
Quirófanos, salas de cirugía	35 – 45	30 - 40
Laboratorios, vestíbulos y corredores	40 – 50	35 - 45
Vestíbulos y salas de espera	40 – 50	35 - 45
Baños	45 – 55	40 - 50
Oficinas		
Sala de consejos	25 – 35	20 - 30
Sala de conferencias	30 – 40	25 - 35
Oficinas de directivos	35 – 45	30 - 40
Oficinas de supervisores, salas de recepción	35 – 50	30 - 45
Oficinas generales, salas de diseño	40 – 55	35 - 50
Vestíbulos y corredores	40 - 55	35 - 55
Salas de computadoras	45 - 65	40 - 60
Auditorios y salas de música		
Salas de concierto y de ópera	25 - 35	20 - 25
Estudios para reproducción sonora	25 - 35	20 - 25
Teatros, salas para uso múltiple	30 - 40	25 - 30
Cines, estudios de TV para programas en vivo	35 - 45	30 - 35
Vestíbulos	40 - 50	35 - 45
Iglesias y escuelas		
Santuarios	25 - 35	20 - 30
Bibliotecas	35 - 45	30 - 40
Escuelas y aulas	35 - 45	30 - 40
Salas de recreo	40 - 55	35 - 50
Corredores	40 - 55	35 - 50
Laboratorios	40 - 50	35 - 45
Cocinas	45 - 55	40 - 50
Edificios públicos		
Bibliotecas públicas, museos, salas de tribunales	35 - 45	30 - 40
Oficinas de correo, salones de bancos, vestíbulos	40 - 50	35 - 45
Baños	45 - 55	40 - 50
Restaurantes, cafeterías, salones sociales		
Restaurantes	40 - 50	35 - 45
Salones de cocktails	40 - 55	35 - 50
Clubes nocturnos	40 - 50	35 - 45
Cafeterías	45 - 55	40 - 50
Tiendas al por menor		
Tiendas de ropa	40 - 50	35 - 45

Tipo de Interior	Intervalo recomendado de niveles sonoros (dBA)	Intervalo recomendado de curvas NC
Grandes almacenes (plantas superiores)	40 - 50	35 - 45
Grandes almacenes (planta baja)	45 - 55	40 - 50
Pequeñas tiendas al por menor	45 - 55	40 - 50
Supermercados	45 - 55	40 - 50
Actividades deportivas interiores		
Coliseos	35 - 45	30 - 40
Gimnasios	40 - 50	35 - 45
Piscinas	45 - 60	40 - 55
Transportes		
Oficinas de venta de pasajes	35 - 45	30 - 40
Vestíbulos y salas de espera	40 - 55	35 - 50

2.2.2 CURVAS PNC (PREFERRED NOISE CRITERION)

Fueron propuestas por la ASA Acoustical Society of America. Están basadas en las anteriores, pero con unas leves modificaciones. En la y la Tabla 2.5 se dan los valores en dBZ, en cada banda de octava, que las definen.

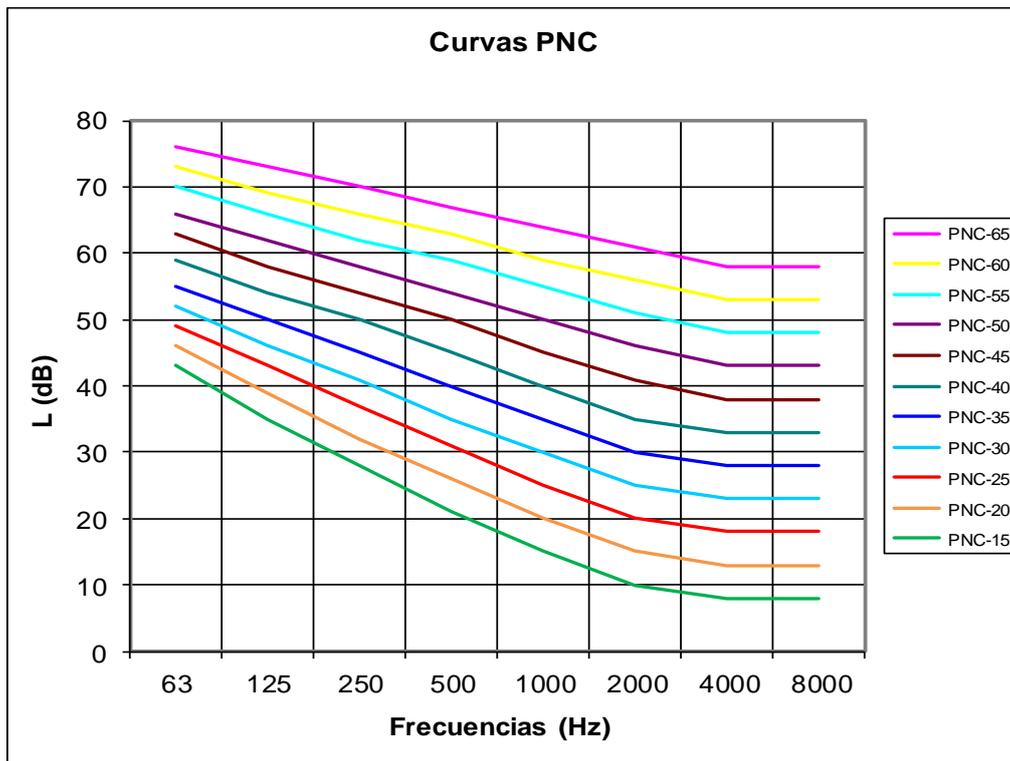


Figura 2-4. Curvas PNC

Tabla 2.5: Niveles de presión sonora que definen las curvas PNC, en bandas de octava (dBZ)

Curva PNC	Frecuencias (Hz)							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
PNC-65	76	73	70	67	64	61	58	58
PNC-60	73	69	66	63	59	56	53	53
PNC-55	70	66	62	59	55	51	48	48
PNC-50	66	62	58	54	50	46	43	43
PNC-45	63	58	54	50	45	41	38	38
PNC-40	59	54	50	45	40	35	33	33
PNC-35	55	50	45	40	35	30	28	28
PNC-30	52	46	41	35	30	25	23	23
PNC-25	49	43	37	31	25	20	18	18
PNC-20	46	39	32	26	20	15	13	13
PNC-15	43	35	28	21	15	10	8	8

En la Tabla 2.6 se indican algunas recomendaciones de uso de locales según su número de curva PNC.

Tabla 2.6: Usos recomendados de ambientes interiores según L_p (dBA) y el número de curva PNC

Tipo de Interior	Intervalo recomendado de niveles sonoros (dBA)	Intervalo recomendado de curvas PNC
Salas de concierto, ópera y recitales (para escucha de sonidos y notas musicales delicados)	21 - 30	10 - 20
Estudios de radio y estudios de grabación	21 - 30	10 - 20
Auditorios extensos, teatros grandes, iglesias (para tener condiciones de escucha excelentes)	No debe exceder de 42	No debe exceder de 20
Pequeños auditorios, pequeñas iglesias, pequeños teatros, grandes salas de conferencias y reuniones hasta 50 personas (para buena escucha)	No debe exceder de 42	No debe exceder de 35
Dormitorios, hospitales, residencias, apartamentos, hoteles, moteles (para dormir, descansar y relajarse)	37 - 47	25 - 40
Oficinas privadas o semiprivadas, pequeñas salas de conferencias, clases, bibliotecas	38 - 47	30 - 40
Grandes oficinas, grandes lugares de recepción, tiendas, cafeterías, restaurantes	42 - 52	35 - 45
Oficinas de ingeniería, pull de secretarías	47 - 56	40 - 50
Cocinas, lavanderías, oficinas con computadoras	52 - 61	45 - 55
Tiendas grandes, garajes, sección de control de plantas de potencia (donde es posible la comunicación por teléfono)	56 - 66	50 - 60
Lugares de trabajo donde no son necesarias comunicaciones telefónicas (para protección de la audición)	66 - 80	66 - 75

2.2.3 CURVAS NR (NOISE RATING)

Las curvas NR fueron propuestas por especialistas holandeses y cubren un espectro bastante más amplio que las curvas NC y PNC (de todos modos las curvas NC siguen siendo preferidas). Además, se puede establecer una correspondencia con los niveles sonoros ambientales en escala A: se estima que el nivel de presión sonora en escala A es numéricamente mayor en 10 unidades en relación al número de curva. Así, a una curva NR-15 se asocia un nivel sonoro de 25 dBA, o a una curva NR-50 se asocia un nivel de presión sonora de 60 dBA.

En la Tabla 2.7 se presentan los valores en dB correspondientes a cada banda de octava para cada curva NR (todos los niveles sonoros están expresados en dBZ).

Tabla 2.7: Niveles de presión sonora que definen las curvas NR, en bandas de octava (dBZ)

Curva NR	Frecuencias (Hz)								
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
NR-130	143,9	138,2	135,1	132,9	131,4	130	128,4	127,2	125,9
NR-125	140,5	134,2	130,7	128,2	126,6	125	123,4	122,0	120,7
NR-120	137,1	130,3	126,4	123,6	121,7	120	118,3	116,9	115,6
NR-115	133,7	126,3	122,0	118,9	116,8	115	113,2	111,8	110,4
NR-110	130,3	122,4	117,7	114,3	111,9	110	108,1	106,7	105,3
NR-105	126,9	118,4	113,3	109,6	107,1	105	103,1	101,5	100,1
NR-100	123,5	114,5	109,0	105,0	102,2	100	98,0	96,4	95,0
NR-95	120,1	110,5	104,6	100,3	97,3	95	92,9	91,3	89,8
NR-90	116,7	106,6	100,3	95,7	91,5	90	87,8	86,2	84,7
NR-85	113,3	102,6	95,9	91,0	87,6	85	82,8	81,0	79,5
NR-80	109,9	98,7	91,6	86,4	82,7	80	77,7	75,9	74,4
NR-75	106,5	94,7	87,2	81,7	77,9	75	72,6	70,8	69,2
NR-70	103,1	90,8	82,9	77,1	73,0	70	67,5	65,7	64,1
NR-65	99,7	86,8	78,5	72,4	68,1	65	62,5	60,5	58,9
NR-60	96,3	82,9	74,2	67,8	63,2	60	57,4	55,4	53,8
NR-55	92,9	78,9	69,8	63,1	58,4	55	52,3	50,3	48,6
NR-50	89,4	75,0	65,5	57,4	53,5	50	47,2	45,2	43,5
NR-45	86,0	71,0	61,1	53,6	48,6	45	42,2	40,0	38,3
NR-40	82,6	67,1	56,8	49,2	43,8	40	37,1	34,9	33,2
NR-35	79,2	63,1	52,4	44,5	38,9	35	32,0	29,8	28,0
NR-30	75,8	59,2	48,1	39,9	34,0	30	26,9	24,7	22,9
NR-25	72,4	55,2	43,7	35,2	29,2	25	21,9	19,5	17,7
NR-20	69,0	51,3	39,4	30,6	24,3	20	16,8	14,4	12,6
NR-15	65,6	47,3	35,0	25,9	19,4	15	11,7	9,3	7,4
NR-10	62,2	43,4	30,7	21,3	14,5	10	6,6	+4,2	+2,3
NR-5	58,8	39,4	26,3	16,6	9,7	5	+1,6	-1,0	-2,8
NR-0	55,4	35,5	22,0	12,0	4,8	0	-3,5	-6,1	-8,0

En la Tabla 2.8 se dan algunos valores recomendados de número de curvas NR para diferentes usos de un local.

Tabla 2.8: Usos recomendados de ambientes interiores según número de curva NR

Tipos de recintos	Curva NR (intervalo recomendado)
Talleres	60 - 70
Oficinas mecanizadas	50 - 55
Gimnasios, salas de deporte, piscinas	40 - 50
Restaurantes, bares y cafeterías	35 - 45
Despachos, bibliotecas, salas de justicia	30 - 40
Cines, hospitales, iglesias, pequeñas salas de conferencias	25 - 35
Aulas, estudios de televisión, grandes salas de conferencias	20 - 30
Salas de concierto, teatros	20 - 25
Clínicas, recintos para audiometrías	10 - 20

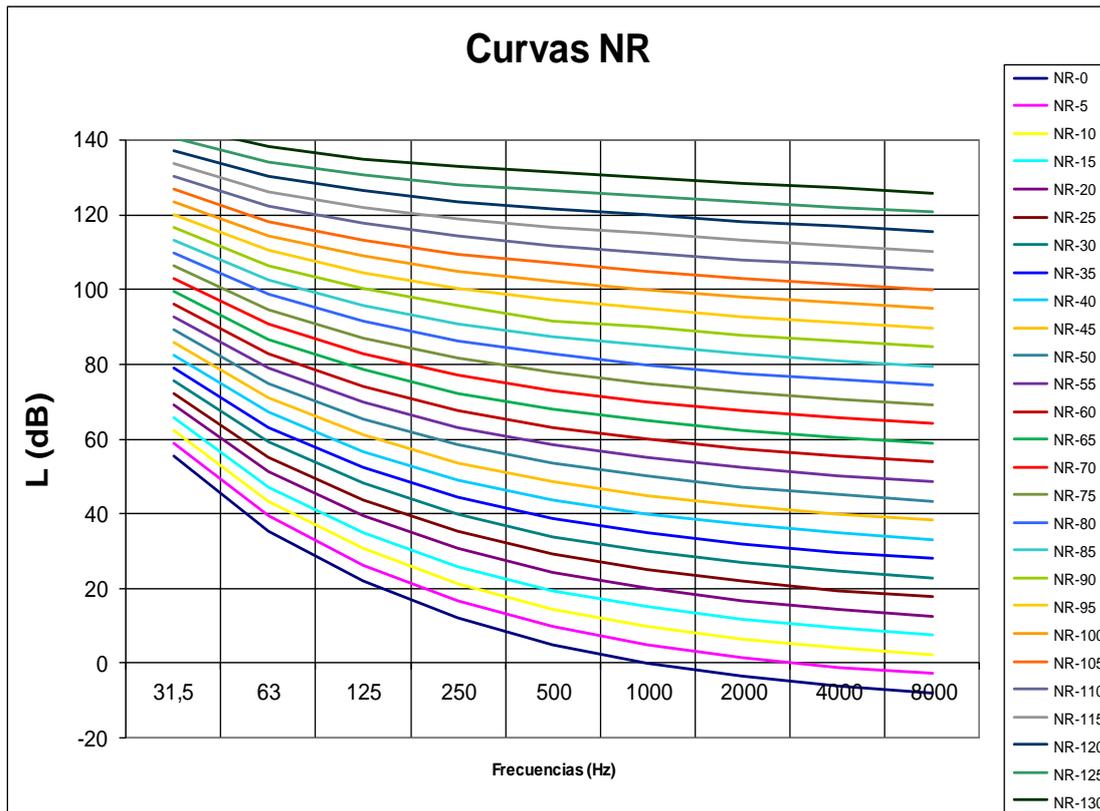


Figura 2-5. Curvas NR

2.2.4 CURVAS RC (ROOM CRITERIA)

Estas curvas, propuestas por Blazer en 1981, están basadas en los valores de nivel de presión sonora obtenidos para las frecuencias centrales de las octavas que van de 16 Hz a 4000 Hz, e integradas por dos descriptores:

- Primer descriptor: Está determinado por un número que representa el nivel del espectro preferido de interferencia de la palabra (PSIL), obtenido como el promedio aritmético de los niveles de ruido en las octavas de 500 Hz, 1000 Hz y 2000 Hz.
- Segundo descriptor: Consiste en una letra que indica la calidad del sonido descrita por un observador.

Para aplicar este criterio, se sigue el procedimiento que a continuación se detalla:

- 1) Se dibuja el espectro dado en bandas de octavas sobre un juego de curvas RC (Figura 2-6).
- 2) Se calcula el valor SIL como el promedio aritmético de los niveles de presión sonora de las octavas centradas en 500 Hz, 1000 Hz y 2000 Hz.
- 3) Se traza una recta con una pendiente de -5 dB por octava (o sea paralela a las curvas RC) en el rango de frecuencias que van desde 31,5 Hz hasta 4000 Hz pasando por 1000 Hz en el valor del nivel calculado en el paso anterior. Ésta constituye el perfil de referencia para evaluar la calidad del sonido en todo el espectro.

- 4) Se traza una línea 5 dB por encima del perfil de referencia entre 31,5 Hz y 500 Hz y luego una segunda línea, 3 dB por encima de dicha curva entre 1000 Hz y 4000 Hz. El rango establecido entre ambas líneas y el perfil de referencia representará el máximo desvío permitido respecto a la misma para obtener la calificación de neutral (N).
- 5) De acuerdo con los desvíos que el espectro real tenga en relación al perfil de referencia y las líneas auxiliares trazadas, se califica con letras que se definen como “criterios subjetivos”:
- *Neutral (N)*: Todos los valores del espectro medido se encuentran en las zonas delimitadas por el perfil de referencia y las paralelas trazadas a +5 dB hacia los graves (500 Hz y frecuencias menores) y a +3 dB hacia los agudos (de 1000 Hz en adelante).
 - *Rumble (R) (ruido de baja frecuencia)*: Los valores obtenidos recibirán la calificación “R” cuando el nivel en las bandas de octavas centradas en 500 Hz e inferiores (hasta 63 Hz) excedan en más de 5 dB la curva de referencia en uno o más puntos del rango.
 - *Hiss (H) (siseo o ruido de alta frecuencia)*: El nivel del espectro medido en las bandas de octavas centradas en 1000 Hz y superiores excede en más de 3 dB el perfil de referencia en por lo menos un punto del rango.
 - *Vibraciones perceptibles, acústicamente inducidas (RV)*: Los valores obtenidos recibirán la calificación de RV cuando el nivel en las bandas de octavas centradas desde 16 Hz hasta 31,5 Hz se encuentren dentro del gráfico en las zonas indicadas como A y B. En la zona A, los niveles y composición espectral del ruido de fondo tienen posibilidades de originar vibraciones estructurales. En la zona B del gráfico, existe una gran probabilidad de que se generen vibraciones en techos suspendidos y tabiques livianos por la misma causa.

Tabla 2.9: Niveles de presión sonora que definen las curvas RC, en bandas de octava (dBZ)

Curva RC	Frecuencias (Hz)								
	16	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000
RC-50	80	75	70	65	60	55	50	45	40
RC-45	75	70	65	60	55	50	45	40	35
RC-40	70	65	60	55	50	45	40	35	30
RC-35	65	60	55	50	45	40	35	30	25
RC-30	60	55	50	45	40	35	30	25	20
RC-25	55	50	45	40	35	30	25	20	15

Tabla 2.10: Usos recomendados de ambientes interiores, según criterio RC

Tipo de recinto	CRITERIO RC
Estudios de radio y grabación.	RC 10-20 (N)
Salas de concierto.	RC 15-20 (N)
Estudios de TV. Salas de música. Teatros.	RC 20-25 (N)
Residencias privadas. Salas de conferencias. Aulas, salas de lectura. Oficinas ejecutivas.	RC 25-30 (N)
Oficinas privadas. Iglesias. Cines. Apartamentos, dormitorios de hoteles.	RC 30-35 (N)
Cortes de justicia, oficinas.	RC 35-40 (N)
Restaurantes. Grandes oficinas.	RC 40-45 (N)

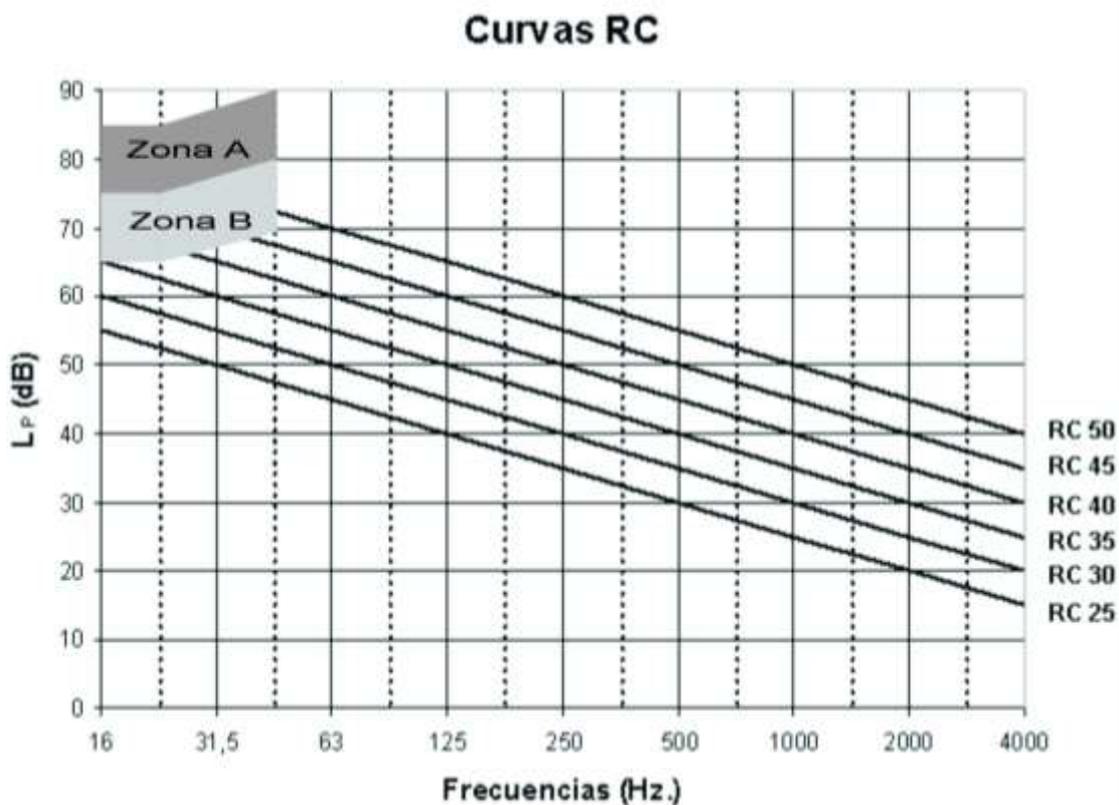


Figura 2-6. Curvas RC

1 Se quiere acondicionar una habitación para instalar una sala de ensayos. ¿Qué espectro sonoro debe considerarse como cota de diseño a respetar?

Resolución

Si se asemeja una sala de ensayos a un salón de uso múltiple para escucha de música, entonces, según los contornos NC, no debe excederse el de NC-30, cuyo espectro en bandas de octava expresado en dB lineales es el siguiente:

Curva NC	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
NC-30	57	48	41	35	31	29	28	27

2 En un local se ha medido el siguiente espectro sonoro. Indicar a qué número de curva corresponde según los criterios NC, PNC y NR. ¿Es recomendable poner allí una sala de lectura? ¿Y una sala de espera?

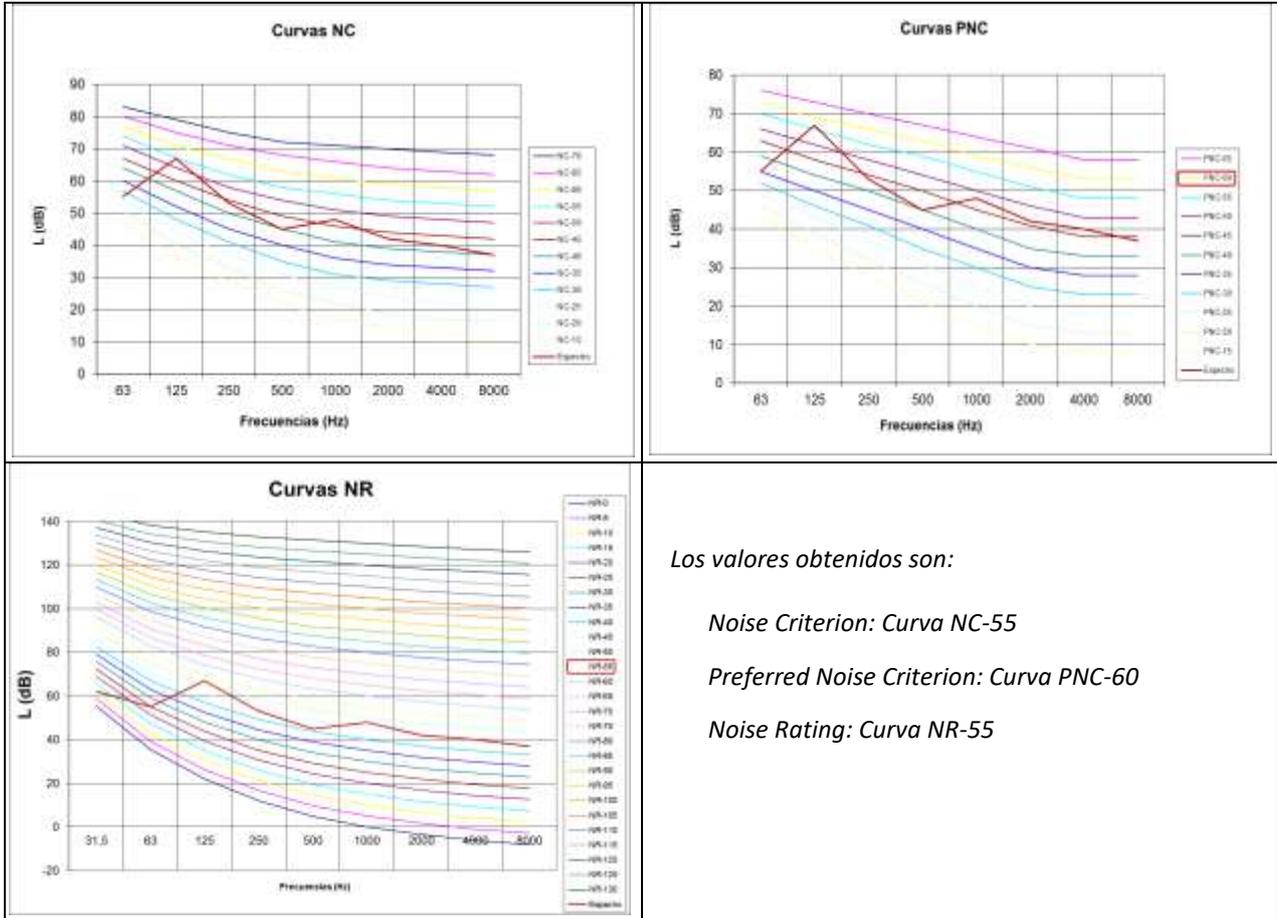
Frecuencia (Hz)	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
L (dB)	62	55	67	53	45	48	42	40	37

Resolución

La primera tarea es superponer el espectro dado en cada una de las familias de curvas: NC, PNC y NR. El número de curva que corresponde en cada caso es el de la primera que deja totalmente por debajo de ella a la curva del espectro dado.

Para una sala de lectura, las curvas NC recomendadas van de 30 a 40 y para una sala de espera, de 30 a 45. Para una sala de lectura, el intervalo de curvas PNC recomendado es de 30 a 40 y para una sala de espera, de 35 a 45. Para una biblioteca, que puede ser un razonable equivalente para una sala de lectura, las curvas NR recomendadas van de 30 a 40.

En consecuencia, de acuerdo con los valores obtenidos, el lugar no es adecuado para sala de lectura o para sala de espera.



Los usos recomendados para un local con el espectro relevado según los diferentes contornos o curvas de valoración son: tiendas grandes, garajes (PNC-60), oficinas mecanizadas (NR-55); piscinas (NC-55); o, por supuesto y para cualquiera de los tres criterios, usos aún menos exigentes desde el punto de vista de calidad acústica.

3 Aplicando el criterio RC al siguiente espectro de ruido de fondo en bandas de octava, evaluar la aptitud del local a que corresponde para instalar allí un restaurante.

Frecuencia (Hz)	16	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000
L (dB)	74	70	65	58	56	47	42	37	33

Resolución

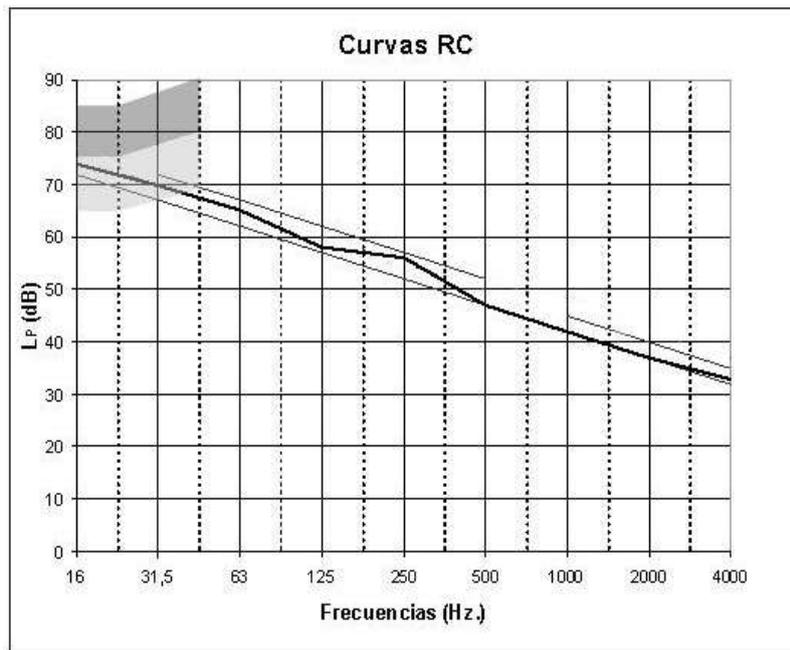
Primero se calcula el valor del PSIL:

$$PSIL = \frac{47 + 42 + 37}{3} = 42 \text{ dB}$$

El valor del PSIL da el número de la curva RC, que será 42.

Luego se deben trazar las curvas RC-42, RC-47 (entre las frecuencias 31,5 Hz y 500 Hz) y RC-45 (entre las frecuencias 1000 Hz y 4000 Hz) para obtener el segundo indicador (o criterio subjetivo).

El resultado es una curva **RC-42 (N-RV)**.



Si bien se encuentra dentro de los valores RC recomendados, que van de 40 a 45 según la

Tabla 2.10, el tener clasificación RV invalida su aptitud. El ruido de bajas frecuencias que aparece como no deseado según el criterio RC puede generar vibraciones perceptibles en techos y/o tabiques livianos.

2.3 ÍNDICE DE RUIDO EN OFICINAS (IRO)

El Índice de Ruido en Oficinas (IRO) propuesto por Hay & Kemp en 1972, y considera tanto el nivel de ruido como su variabilidad, a través de la expresión:

$$IRO = L_{A,90} + 2,4 (L_{A,10} - L_{A,90}) - 14$$

El IRO se evalúa en términos del porcentaje de personas que no se sienten cómodas, tomando en consideración los valores del L_{A,10} y de la diferencia (L_{A,10} - L_{A,90}). Los valores a considerar se presentan en la Figura 2-7 y la Tabla 2-11. La tabla deja en evidencia que la variabilidad del ruido incomoda más que la intensidad de los niveles más altos, lo que es coherente con la pérdida de atención y de rendimiento intelectual que ocasionan los sonidos variables.

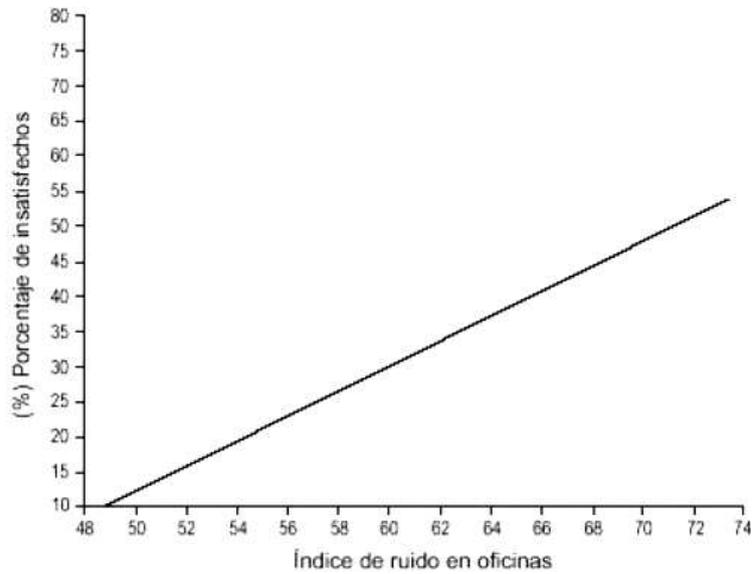


Figura 2-7 Relación entre el porcentaje de personas insatisfechas y el índice de ruido en oficinas

Tabla 2-11. Porcentaje de personas insatisfechas

L ₁₀ dBA	Porcentaje de insatisfechos para los valores de (L ₁₀ – L ₉₀)								
	7	8	9	10	11	12	13	14	15
55	14	17	20	22	25	28	31	34	37
56	16	19	22	24	27	30	33	36	39
57	18	21	23	26	29	32	35	38	40
58	20	23	25	28	31	34	37	40	42
59	22	25	27	30	33	36	39	42	44
60	24	27	29	32	35	38	41	44	46
61	26	29	31	34	37	40	43	46	48
62	28	30	33	36	39	42	45	47	50
63	30	32	35	38	41	44	47	49	52
64	32	34	37	40	43	46	49	51	54
65	34	36	39	42	45	48	51	53	56

2.4 TIEMPO DE REVERBERACIÓN

Se designa como tiempo de reverberación T_R al tiempo que tarda la energía acústica presente en un local en reducirse a una millonésima parte de la que existía en el momento en que se interrumpe la emisión desde la fuente sonora.

Si se designa como E_1 al valor de la energía acústica en el recinto con la fuente en funcionamiento y como E_2 al valor que se tiene una vez transcurrido un tiempo igual al tiempo de reverberación del local, de acuerdo con la definición de tiempo de reverberación:

$$E_2 = \frac{E_1}{10^6}$$

Además, en intervalos de tiempo iguales en las situaciones en régimen, se puede escribir:

$$I_1 = \frac{E_1}{S \cdot \Delta T} \quad I_2 = \frac{E_2}{S \cdot \Delta T}$$

Luego:

$$E_2 = I_2 S \cdot \Delta T = \frac{E_1}{10^6} = \frac{1}{10^6} \cdot I_1 S \cdot \Delta T$$

Por lo tanto:

$$I_2 = \frac{I_1}{10^6}$$

Si ahora se plantea la diferencia de niveles de intensidad media entre los dos instantes, resulta:

$$L_{I1} - L_{I2} = 10 \log \left(\frac{I_1}{I_0} \right) - 10 \log \left(\frac{I_2}{I_0} \right) = 10 \log \frac{I_1}{I_2} = 10 \log \left(\frac{I_1}{I_1/10^6} \right) = 10 \log (10^6) = 60 \text{ dB}$$

Recordando que los niveles de intensidad son numéricamente iguales a los de presión sonora, entonces el tiempo de reverberación también se puede definir como el tiempo que tarda el nivel sonoro en un local en decaer 60 dB a partir del momento en que se interrumpe la emisión desde la fuente sonora:

$$L_{p,1} - L_{p,2} = 60 \text{ dB}$$

El tiempo de reverberación de un local tiene mucho que ver con sus posibilidades de uso para diferentes fines, ya que condiciona, por ejemplo, la inteligibilidad de la palabra. Ambientes como iglesias o templos requieren en general un alto tiempo de reverberación para crear un cierto ambiente de recogimiento, en tanto salas para escuchar música requerirán un tiempo de reverberación mucho menor, y menor aún deberá ser ese tiempo si se desea que la sala sea apta para conferencias.

En la Tabla 2.12 se indican algunos valores de tiempo de reverberación óptimo para algunos tipos de locales en las bandas de frecuencias centradas en 500 Hz y/o 1000 Hz. En la Figura 2-8. Tiempo de reverberación óptimo a 500 Hz se presentan valores de tiempo de reverberación óptimo para diferentes usos de una sala en función de su volumen, para una frecuencia de 500 Hz.

Tabla 2.12: Tiempos de reverberación óptimos en función del uso del local

Tipo de sala	T_R (s) a 500 Hz – 1000 Hz
Estudios de radiodifusión	0,2 a 1,0
Aulas	0,5 a 0,9
Recintos de conferencias	0,8 a 1,4
Cines	0,7 a 1,3
Pequeños teatros	1,1 a 1,5
Auditorios para ópera	1,3 a 1,9
Auditorios	1,4 a 2,0
Salas para conciertos sinfónicos	1,6 a 2,2
Salas para coros u órgano	1,9 a 3,4

Aunque se suele trabajar con el T_R a 500 Hz, para algunos pocos usos se pueden obtener los tiempos de reverberación óptimos en diferentes frecuencias a partir de los valores del tiempo de reverberación óptimo a 1000 Hz. Para ello, se aplica la siguiente relación empírica:

$$T_{R \text{ óptimo}, f} = T_{R \text{ óptimo}, 1000 \text{ Hz}} \times \left[1 + \left(\frac{f_0}{f} \right)^\xi \right]$$

siendo f_0 y ξ parámetros empíricos que dependen del uso de la sala. En la Tabla 2.13 se indican sus valores.

Tabla 2.13: Valores empíricos para obtener T_R a diferentes frecuencias, para ciertos usos del local

Uso del local	f_0 (Hz)	ξ
Sala de conferencias	0	---
Cine	15	1,07
Sala de conciertos	53	1,25

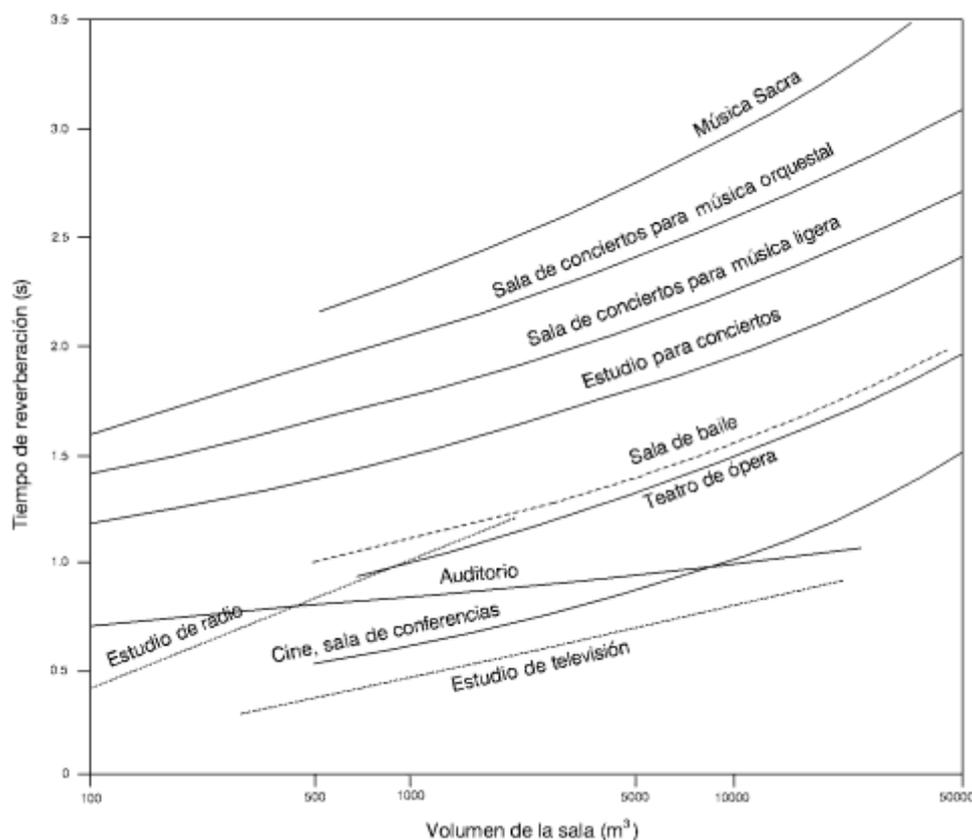


Figura 2-8. Tiempo de reverberación óptimo a 500 Hz

3 ABSORCIÓN ACÚSTICA

3.1 EL FENÓMENO DE ABSORCIÓN

Se designa como **absorción acústica** al fenómeno por el cual la energía acústica es transformada en otro tipo de energía, que en general puede ser o energía térmica o mecánica o de deformación. La **absorción acústica** es, pues, un fenómeno de **disipación de energía**.

3.2 COEFICIENTE DE ABSORCIÓN ACÚSTICA α

Se define el coeficiente de absorción acústica α de una superficie como el cociente entre la energía acústica que ésta es capaz de absorber y la energía que incide sobre ella. Es adimensional.

$$\alpha = \frac{E_a}{E_i}$$

Luego, la energía absorbida resulta ser:

$$\text{Energía absorbida } E_a = \alpha E_i$$

3.3 MATERIALES ABSORBENTES

Existen tres familias de materiales absorbentes, que cumplen su función respondiendo a fenómenos diferentes: materiales porosos/fibrosos, absorbentes de membrana y resonadores. Cada una tiene intervalos de frecuencias para los que su desempeño como absorbente acústico es mejor. En la Figura 3-1 se presentan esquemáticamente los mejores intervalos de desempeño de cada tipo de materiales y estructuras absorbentes.

3.3.1 ABSORBENTES POROSOS O FIBROSOS

Los materiales absorbentes suelen ser elásticos, poco densos, permeables; es más, están formados mayoritariamente por aire. Se trata de materiales esponjosos o fibrosos que contienen canales finos intercomunicados entre sí. Aunque se consideran los materiales absorbentes por excelencia, no son los únicos.

Pueden absorber energía acústica a través de dos mecanismos:

- Cuando son materiales blandos, absorben por la deformación que se produce al incidir sobre ellos la onda sonora.
- Cuando son materiales porosos, absorben por la vibración que se genera en el aire contenido en los poros, que pierde energía por rozamiento contra las paredes de ellos.

Los absorbentes de esta familia funcionan mejor cuanto menor es la longitud de la onda incidente en relación a las dimensiones de las irregularidades de las superficies. Por lo tanto, su desempeño mejora al aumentar la frecuencia, y suele ser por lo menos bueno en la mayoría de las frecuencias conversacionales.

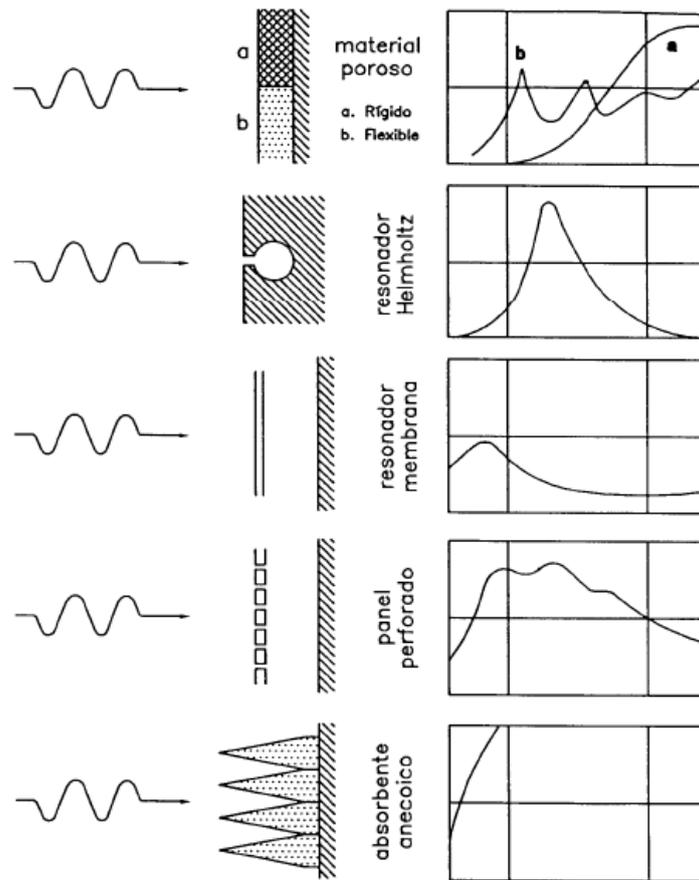


Figura 3-1. Tipos de absorbentes acústicos y curvas de desempeño. Tomado de Blanco Álvarez (S/A)

Por tener un gran contenido de aire, su impedancia acústica Z es muy próxima a la de éste (Z_{aire}). Entonces, desde el punto de vista del pasaje de una onda sonora de un medio a otro diferente, ante similares valores de Z_i la mayor parte de la energía de la onda incidente tenderá a penetrar en el material y sólo una pequeña fracción se reflejará. Entre los materiales absorbentes fibrosos por excelencia están la lana de vidrio y la lana de roca (Figura 3-2). Sin embargo, el desempeño de muchos materiales, objetos cotidianos y aun personas en diferentes condiciones, ha sido estudiado desde el punto de vista de su comportamiento como absorbente acústico.

Es importante tener en cuenta que para que un material absorbente fibroso funcione bien no deben obstruirse sus poros, por lo que su desempeño decae cuando se está en ambientes con atmósfera contaminada, en la que pueden saturarse de partículas. A veces para protegerlos se cubren con lienzo, fieltro, o aún con una rejilla o chapa perforada –aunque estrictamente se pierda algo de superficie acústicamente activa-. No deben cubrirse con materiales rígidos que los oculten totalmente, pues es necesario que la superficie porosa / fibrosa se mantenga disponible para absorber el sonido.

Si el material absorbente tuviera un espesor infinito, podría considerarse un absorbente perfecto y toda la energía de la onda incidente se podría absorber. Pero el espesor real es acotado y por lo general, detrás del absorbente hay una superficie reflectora que es la que se ha querido tratar con el material en cuestión. Las ondas sonoras se reflejarán en ese material, pero para regresar al local emisor deberán atravesar dos veces (ida y vuelta) el espesor del absorbente acústico. Como

se trata de materiales elásticos, de superficie y textura muy irregular, las ondas sonoras deben realizar un “esfuerzo energético” para atravesarlo. Sufren una gran cantidad de reflexiones para lograr atravesarlo y en cada una de ellas también pierden energía principalmente por fricción o por deformación. Esas pérdidas son las que, en definitiva, “gastan” la energía acústica y reducen la amplitud de la onda reflejada que regresa al ambiente emisor.

En consecuencia, el espesor de un material absorbente es muy importante en el desempeño del mismo ya que, a mayor espesor, también aumentará la cantidad de oportunidades de perder energía que tendrá la onda incidente. En los materiales absorbentes porosos o fibrosos, es válido asumir que el nivel de presión sonora se reduce linealmente con el espesor.

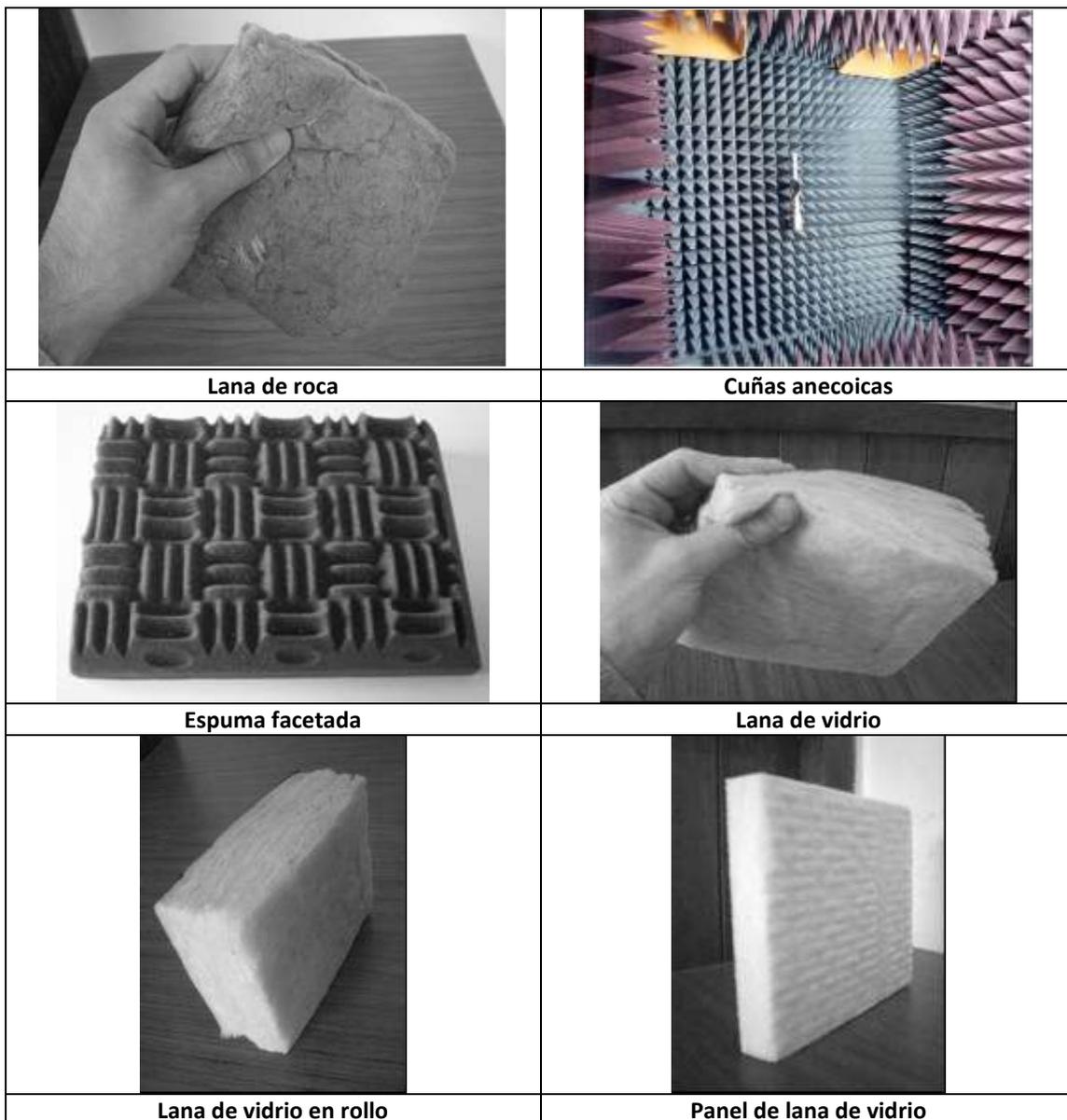


Figura 3-2. Absorbentes porosos / fibrosos

Se puede ver experimentalmente que el mejor desempeño se da para un espesor del material igual o mayor que la cuarta parte de la longitud de onda ($\lambda/4$), por lo que estos materiales serán efectivos para frecuencias medias a altas (Figura 3-3). Por ejemplo, para una frecuencia de 1.000 Hz la longitud de onda correspondiente es de 34 cm, entonces $\lambda/4$ vale 8,5 cm, que sería un

espesor razonable de material absorbente fibroso a colocar. A veces, cuando se desea ampliar el rango de funcionamiento se colocan espumas facetadas o cuñas anecoicas, que pueden tener irregularidades superficiales de varios centímetros de altura (15 cm e incluso más).

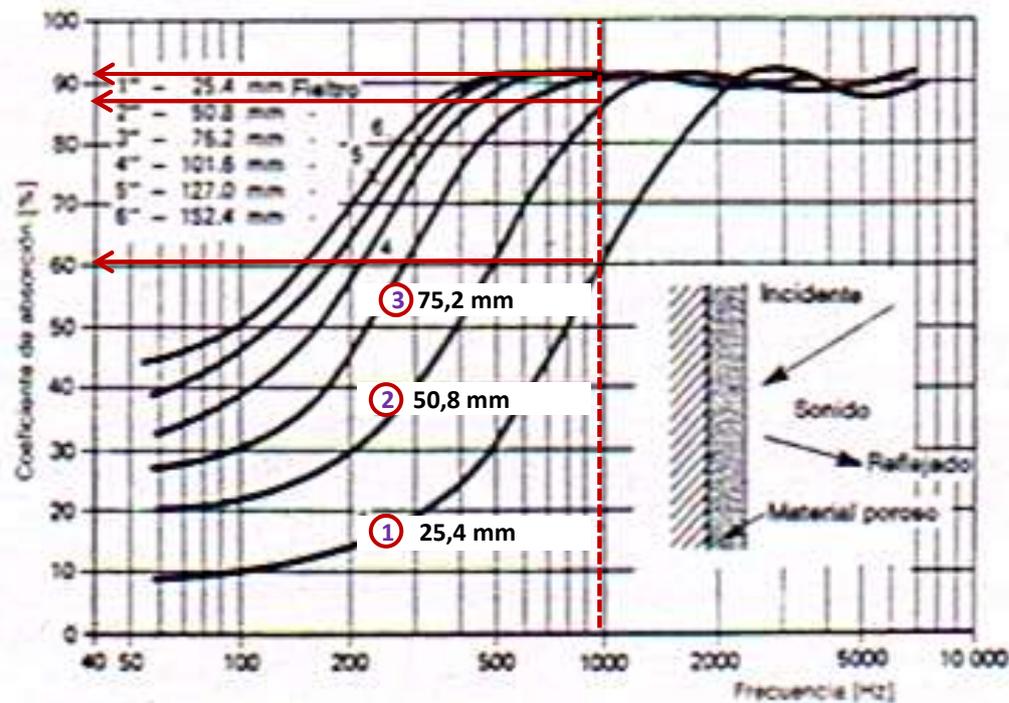


Figura 3-3 Incidencia del espesor en el comportamiento de un absorbente poroso

Para mejorar el desempeño en las frecuencias bajas, se puede dejar una cámara de aire entre el material absorbente y el paramento rígido que se desea tratar. Aunque *en teoría* la distancia mínima entre el absorbente y el paramento debería ser también de por lo menos $\lambda/4$ en relación a la frecuencia objetivo de la cámara, *empíricamente* se recomienda que la separación sea de por lo menos $\lambda/10$. Al incrementarse el espesor de la cámara de aire, el mejor desempeño del material se traslada hacia frecuencias más bajas (Figura 3-4). Lo mismo ocurre cuando se aplica una protección por encima del material absorbente (Figura 3-5).

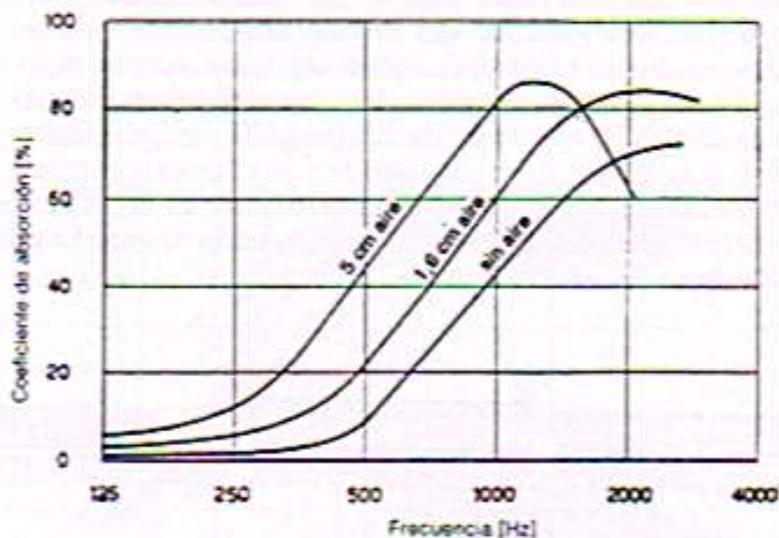


Figura 3-4. Incidencia del espesor de la cámara de aire en el comportamiento de un absorbente poroso

Por otra parte, la densidad incide de modo tal que el desempeño del material mejora a medida que aumenta hasta llegar a un punto óptimo, pero si se sigue incrementando aún más, entonces el material ganará rigidez y su desempeño empeorará, ya que pasará a desempeñarse más como un sólido que como un material fibroso (dejará de estar mayoritariamente compuesto por aire). En general se asume como *densidad límite* entre ambos comportamientos un valor de 100 kg/m^3 , que no debería excederse para que un material fibroso tenga un buen desempeño como absorbente.

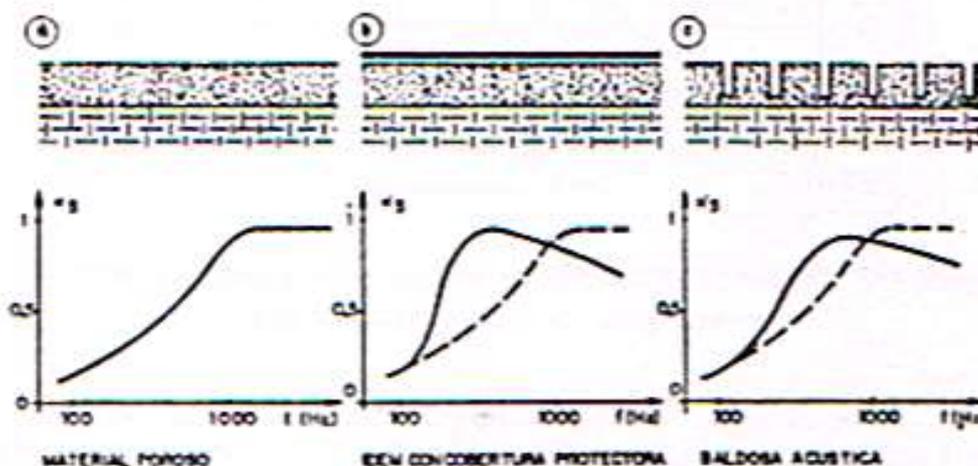


Figura 3-5 Incidencia de la aplicación de una protección exterior sobre el comportamiento de un absorbente poroso

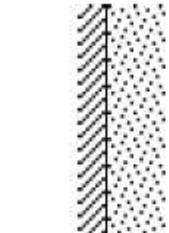
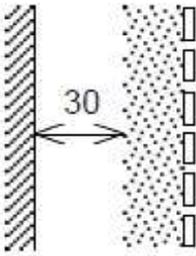
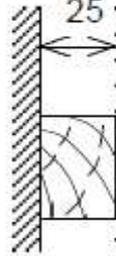
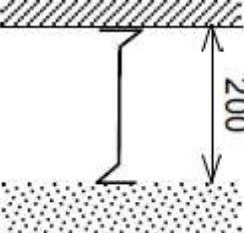
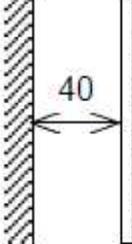
Los materiales absorbentes no necesariamente deben fijarse sobre superficies (paramentos, techos, pisos), sino que pueden colocarse como paneles suspendidos, ya que lo más importante es la superficie neta de material absorbente existente en el local pero no exactamente su disposición dentro de él (para las aplicaciones sencillas a que se orientan estas notas, salvo en locales muy grandes; esto no es válido en el caso de aplicaciones más delicadas, como el acondicionamiento de salas para recitales de música, teatros, etc.).

Dada la cantidad de variables que intervienen, el valor de α varía no sólo con la frecuencia de la onda incidente sino también con la forma de montaje o instalación de un material. Por eso, sus valores se deben obtener en laboratorio, que expide un certificado con los valores expresados en bandas de frecuencia. A modo de ejemplo, en la Figura 3-6 se presentan las tablas de resultados y algunos de los gráficos del ensayo de diferentes muestras de fieltro ensayadas en cámara reverberante en el Laboratorio de Acústica y Luminotécnica de la CIC (La Plata, Argentina).

Las principales formas de montaje de materiales absorbentes se ilustran y detallan en la Tabla 3.1, tomada de Miyara (1999), y en la Figura 3-7, tomada de Lidón, 2002.

A modo de ejemplo, la Figura 3-8 y la Figura 3-9 muestran el montaje de paneles suspendidos desde suspendidos.

Tabla 3.1 Formas de montaje de materiales acústicos (adaptado de Miyara, 1999)

Tipo de montaje	Descripción	
A	El material acústico se apoya directamente contra una superficie rígida	
B	El material acústico se cementa en puntos aislados a una placa de yeso dejando un mínimo espacio de aire (3 a 4 mm) entre ambos.	
C	El material acústico se encuentra protegido por una placa perforada directamente yuxtapuesta al mismo, y el conjunto separado por una distancia en mm (en el caso de la Figura, de 30 mm) especificada después de la "C".	 <p style="text-align: right;">C - 30</p>
D	El material se encuentra separado por una distancia en mm (especificada luego de la "D") de la superficie a tratar, por medio de listones de madera.	 <p style="text-align: right;">D - 25</p>
E	El material se instala colgando de un cielorraso por medio de una suspensión metálica, dejando un espacio de aire cuyo espesor en mm se especifica a continuación de la "E".	 <p style="text-align: right;">E - 200</p>
F	El material se encuentra montado sobre una chapa metálica a una distancia en mm especificada luego de la "F".	 <p style="text-align: right;">F - 40</p>

CORRESPONDE PROTOCOLO Nº 63.060/12 11/10/2012

Tabla 1: Coeficiente de absorción sonora α – Filtro tensado.

Frecuencia [Hz]	Muestra 1 e = 80 mm		Muestra 2 e = 100 mm		Muestra 3 e = 160 mm	
	Coefficiente de absorción α	Incertidumbre Expandida 95% $\pm U(\alpha)$	Coefficiente de absorción α	Incertidumbre Expandida 95% $\pm U(\alpha)$	Coefficiente de absorción α	Incertidumbre Expandida 95% $\pm U(\alpha)$
100	0,33	0,10	0,38	0,11	0,51	0,14
125	0,39	0,09	0,45	0,11	0,75	0,18
160	0,35	0,08	0,51	0,11	0,85	0,18
200	0,56	0,12	0,68	0,14	0,94	0,20
250	0,75	0,13	0,87	0,16	1,07	0,20
315	0,80	0,12	0,85	0,13	0,89	0,14
400	0,87	0,12	0,93	0,13	0,95	0,14
500	0,90	0,13	0,84	0,12	0,87	0,12
630	0,84	0,11	0,75	0,10	0,89	0,12
800	0,78	0,09	0,72	0,09	0,91	0,11
1000	0,71	0,08	0,64	0,07	0,91	0,10
1250	0,64	0,06	0,55	0,05	0,83	0,08
1600	0,58	0,05	0,53	0,05	0,71	0,07
2000	0,55	0,05	0,48	0,05	0,61	0,06
2500	0,51	0,05	0,42	0,05	0,55	0,05
3150	0,41	0,05	0,33	0,05	0,44	0,05
4000	0,35	0,05	0,27	0,05	0,37	0,05
5000	0,28	0,05	0,20	0,05	0,29	0,05
MPC	0,75	---	0,70	---	0,85	---
SAA	0,71	---	0,69	---	0,84	---

Nota: La incertidumbre de medición está expresada como la incertidumbre expandida basada en la incertidumbre estándar combinada, multiplicada por un factor de seguridad de 2, suministrando un límite de confianza del 95%.

ING. FEDERICO IASI
Área Acústica
LAL - CIC

ING. NILDA VECHIATTI
AID Área Acústica
LAL - CIC

Página 4 de un total de 6 páginas

Los resultados consignados en este Protocolo corresponden únicamente a las muestras ensayadas. El LAL declina toda responsabilidad por el uso indebido o incorrecto de la información contenida en este documento.

Camino Centenario s/505 y 508 - (1657) M.D. General - Provincia de Buenos Aires - Argentina
Tel/Fax: +54-221-484-2686 / 471-2721 - E-mail: ciclal@goba.gov.ar

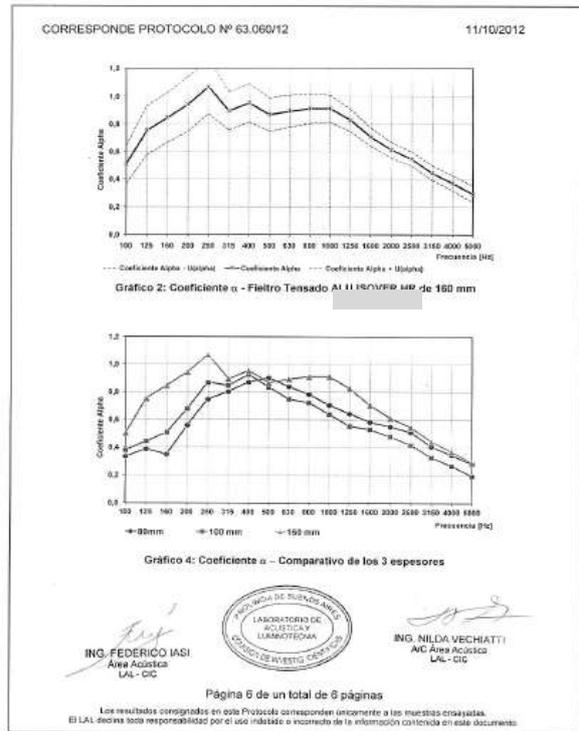
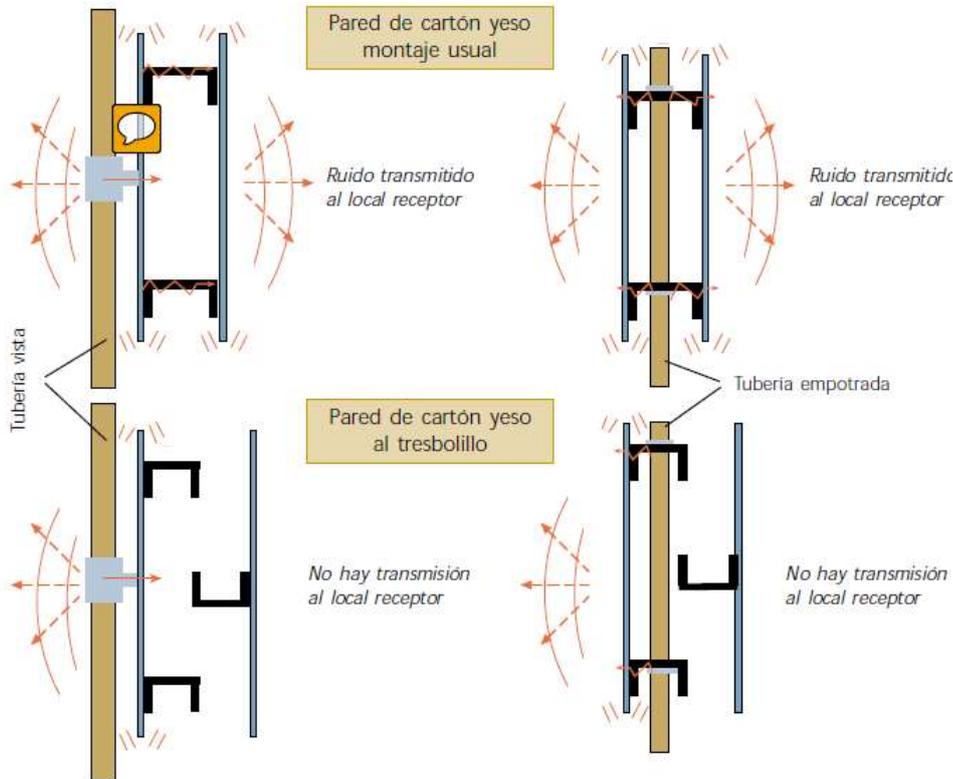


Figura 3-6 Certificado de ensayo de material absorbente en laboratorio acústico



Vista en planta de paredes de cartón-yeso en un montaje usual y con un montaje de perfilera al tresbolillo. En el montaje al tresbolillo las placas vibran independientes y no hay transmisión por unión estructural.

Figura 3-7 Montajes de pared de cartón yeso y sus diferentes connotaciones acústicas. Tomado de Lidón Juan, 2002.

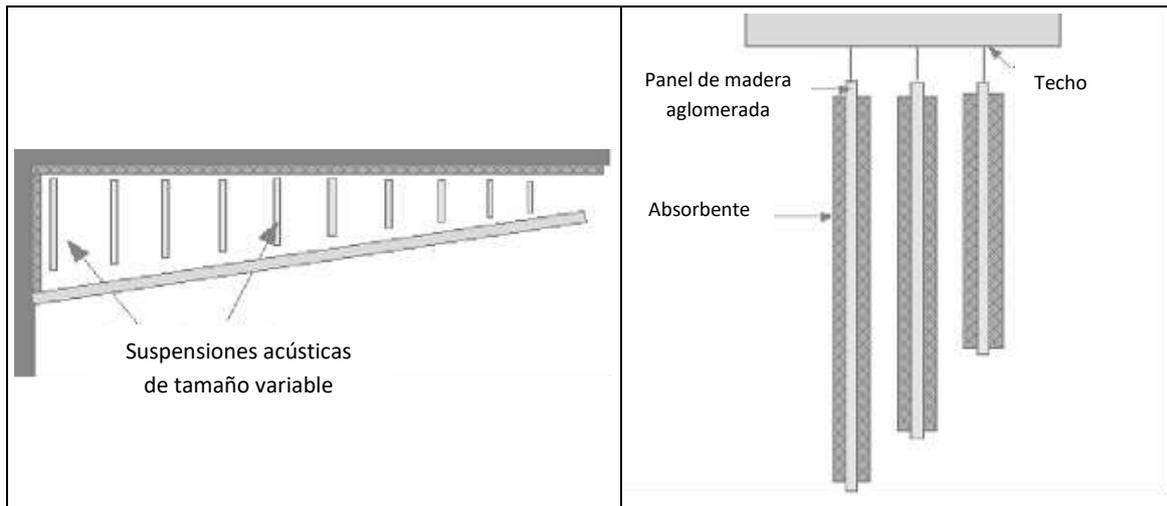


Figura 3-8. Ejemplos de paneles suspendidos. Redibujado del sitio Web:
www.saecollege.de/reference_material/pages/low%20frequencies.htm, "Low Frequency Absorber".

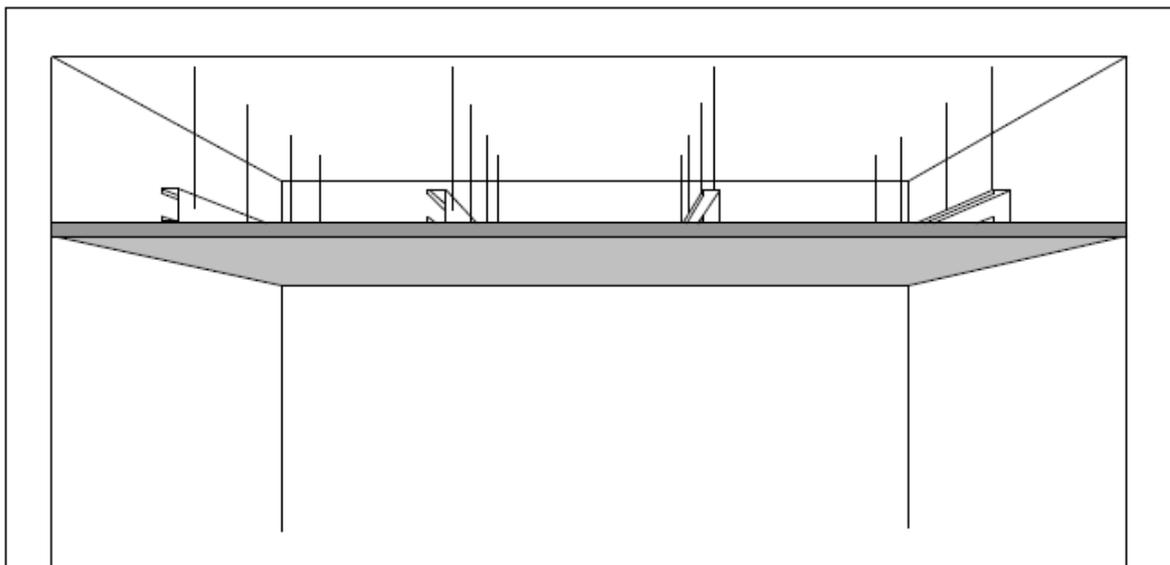


Figura 3-9 Cielorraso suspendido de la losa estructural. Tomado de Miyara, 1999.

En la Tabla 3.2 a Tabla 3.7 se presentan valores de coeficientes de absorción tomados de la bibliografía. En general son resultados de ensayos realizados en laboratorio de acústica. En la última columna se indica la fuente bibliográfica de la cual fue tomada la respectiva fila de valores, de acuerdo con las referencias que constan al pie.

Tabla 3.2: Coeficientes de absorción en bandas de octavas normalizadas de diferentes materiales preferentemente en cielorrasos (fuentes diversas indicadas en la última columna)

	Esp. (cm)	Frecuencia (Hz)						Ref.
		125	250	500	1000	2000	4000	
Hormigón visto sin pintar	s/d	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	0,05	1
Hormigón pintado	s/d	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	1
Hormigón revocado y pintado a la cal	s/d	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,03	1
Hormigón revocado con cemento	s/d	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,01	1
Revoque sobre metal desplegado con espacio de aire de espesor c detrás	2+c	0,25	0,15	0,10	0,05	0,04	0,05	1
Revoque proyectado de yeso poroso	1,5	0,02	0,05	0,05	0,10	0,20	0,10	1
Baldosas de fibra vegetal (Eucatex, Celotex, etc.) pegadas sobre respaldo sólido	1,3	0,08	0,15	0,55	0,75	0,70	0,65	1
Baldosas de corcho en hormigón	s/d	0,08	0,02	0,08	0,19	0,21	0,22	1
Baldosas de corcho 19 mm pulidas	s/d	0,04	0,03	0,05	0,11	0,07	0,02	1
Bloque de concreto natural	s/d	0,36	0,44	0,31	0,29	0,29	0,25	8
Bloque de concreto pintado	s/d	0,10	0,05	0,06	0,07	0,09	0,08	8
Cielorraso de madera machimbrada bajo cubierta con espacio de aire de espesor c	2+c	0,30	0,15	0,10	0,09	0,10	0,07	1
Madera barnizada	s/d	0,05	0,04	0,03	0,03	0,03	0,03	6
Cielorraso de planchas de yeso	s/d	0,02	0,03	0,04	0,05	0,05	0,06	5
Cielorraso de yeso suspendido con espacio de aire de espesor c	2,5+c	0,10	0,08	0,05	0,05	0,04	0,04	1
Techo de fibra de vidrio con cara de película 5/8"	s/d	0,66	0,76	0,60	0,80	0,89	0,80	8
Techo de fibra de vidrio con cara de tela de vidrio de 1 y 1/2"	s/d	0,80	0,96	0,88	1,04	1,05	1,06	8
Placas de lana de vidrio con lámina de vinilo sin perforar	1,6	0,57	0,39	0,41	0,82	0,89	0,72	3
Placas de lana de vidrio con lámina de vinilo perforada	1,6	0,65	0,69	0,61	0,82	0,87	0,71	3
Techo de panel mineral 1/4"	s/d	0,31	0,29	0,51	0,70	0,71	0,71	8
Compensado 4 mm	0,4	0,80	0,32	0,15	0,08	0,07	0,09	1
Polivinilo perforado sobre 50 mm de lana de vidrio	5,1	0,16	0,36	0,76	0,90	0,80	0,77	6
Polivinilo perforado sobre 10 mm de lana de vidrio	1,1	0,04	0,08	0,25	0,56	0,73	0,65	6
Lana de vidrio de 36 kg/m ³ con revestimiento de aluminio, 50 mm de espesor	5,0	0,40	0,68	0,46	0,43	0,24	0,16	6
Lana de vidrio de 36 kg/m ³ con revestimiento de PVC, 30 mm de espesor	3,0	0,50	0,72	0,63	0,45	0,25	0,13	6
Lana de vidrio de 36 kg/m ³ con revestimiento de PVC, 40 mm de espesor	4,0	0,52	0,75	0,71	0,55	0,31	0,16	6
Lana de vidrio 50 mm con cubierta perforada 5 %	5,1	0,20	0,40	0,75	0,60	0,40	0,30	3
Lana de vidrio 50 mm con cubierta perforada 10 %	5,1	0,20	0,35	0,65	0,85	0,85	0,75	3
Manto de lana de vidrio 100 mm con cubierta de film de polietileno perforada 23 %	10,1	0,78	1,01	1,14	1,03	0,94	0,78	3
Manto de lana de vidrio 50 mm con cubierta perforada 23 % y 5 cm de cámara de aire	10,1	0,61	0,91	1,15	1,09	1,01	1,01	3
Placa de espuma flexible de poliuretano, 15 mm	0,15	0,03	0,15	0,21	0,45	0,95	0,85	3
Placa de espuma flexible de poliuretano, 30 mm	0,30	0,07	0,30	0,37	0,70	1,00	0,97	3
Placa de espuma flexible de poliuretano, 45 mm	0,45	0,15	0,70	1,00	0,85	0,91	0,90	3

Fuentes bibliográficas: 1: Méndez *et al.*; 2: Federico Miyara; 3: Fernández-Estellés; 4: Higinio Arau; 5: Recuero Gil; 6: Flores Pereira; 7: Rejano de la Rosa; 8: Owens-Corning; 9: Beckers

Tabla 3.3: Coeficientes de absorción en bandas de octavas normalizadas de diferentes materiales preferentemente en cerramientos verticales (fuentes diversas indicadas en la última columna)

	Esp. (cm)	Frecuencia (Hz)						Ref.
		125	250	500	1000	2000	4000	
Ladrillo visto	s/d	0,03	0,03	0,03	0,04	0,04	0,05	1
Ladrillo visto pintado	s/d	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,03	3
Ladrillo revocado y hendido	s/d	0,01	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	3
Ladrillo sin vidriado	s/d	0,03	0,03	0,03	0,04	0,05	0,07	8
Ladrillo sin vidriado, pintado	s/d	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,02	8
Azulejo de baldosa vidriada	s/d	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	1
Loseta de mármol o vidriada	s/d	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	8
Mampostería enduida y pintada	s/d	0,02	0,02	0,03	0,03	0,03	0,04	1
Hormigón rústico	s/d	0,02	0,03	0,03	0,03	0,04	0,07	3
Hormigón revocado	s/d	0,00	0,00	0,00	0,01	0,01	0,01	3
Pared de hormigón pintado	s/d	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	9
Hormigón bloques pintados	s/d	0,11	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05	3
Muro de sillares de piedra	s/d	0,02	0,02	0,02	0,03	0,04	0,04	3
Revoque liso	s/d	0,02	0,03	0,03	0,04	0,02	0,03	1
Emplaste, yeso o cal con acabado liso sobre tablilla	s/d	0,02	0,02	0,03	0,04	0,04	0,03	8
Enlucido de yeso pintado	s/d	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,02	9
Revoque arenado	s/d	0,04	0,05	0,06	0,08	0,04	0,06	1
Revoque de cemento	s/d	0,03	0,03	0,06	0,09	0,04	0,06	3
Revoque de cal	s/d	0,03	0,03	0,03	0,03	0,04	0,07	5
Revoque de cal y arena	s/d	0,04	0,05	0,06	0,08	0,04	0,06	3
Revoque rugoso	s/d	0,02	0,03	0,06	0,08	0,04	0,06	1
Emplaste, yeso o cal con acabado rugoso sobre tablilla	s/d	0,02	0,03	0,04	0,05	0,04	0,03	8
Revoque 30 mm sobre metal desplegado	s/d	0,14	0,10	0,06	0,05	0,04	0,03	3
Paneles de madera con 5 cm de aire detrás	1,5+5	0,15	0,11	0,10	0,08	0,08	0,11	1
Paneles de laminado de madera dura c/marco de madera grueso 1/4"	s/d	0,58	0,22	0,07	0,04	0,03	0,07	8
Paneles de contrachapado de 5 mm con cámara de 5 cm rellena de lana de vidrio	5,5	0,47	0,34	0,30	0,11	0,08	0,08	3
Compensado o durabor 0,3 cm sobre bastidor 5 cm cámara rellena de lana de vidrio	5,3	0,61	0,65	0,24	0,12	0,10	0,06	1
Compensado o durabor 0,6 cm sobre bastidor 5 cm cámara rellena de lana de vidrio	5,6	0,60	0,42	0,35	0,12	0,08	0,08	1
Compensado o durabor con cámara de aire de 10 cm	0,5 a 1	0,42	0,21	0,06	0,05	0,04	0,04	1
Paneles de chapa de madera con cámara de 3 cm	3,3	s/d	0,25	0,10	0,09	0,08	s/d	1
Puerta de madera	s/d	0,30	0,20	0,20	0,10	0,07	0,04	9
Paneles de madera fina	s/d	0,42	0,21	0,10	0,08	0,06	s/d	9
Placa de aglomerado 16 mm con cámara de aire 3 cm	4,60	0,25	0,07	0,02	0,02	0,02	0,02	3
Ídem pero placa de 25 mm	5,5	0,20	0,05	0,02	0,02	0,02	0,02	3
Placa de aglomerado 16 mm con cámara de 3 cm rellena de lana de vidrio	4,6	0,40	0,10	0,02	0,02	0,02	0,02	3
Revestimiento de madera 53 mm	5,3	0,25	0,34	0,18	0,10	0,10	0,06	3
Revestimiento de madera 65 mm	6,5	0,10	0,11	0,10	0,08	0,08	0,11	3
Madera fijada a la pared	s/d	0,04	0,04	0,03	0,03	0,03	0,02	4
Madera	s/d	0,25	0,34	0,18	0,10	0,10	0,06	5
Madera sólida	5	0,01	0,05	0,05	0,04	0,04	0,04	4
Madera de pino	s/d	0,10	0,11	0,10	0,09	0,08	--	5
Corcho	0,2	0,12	0,27	0,72	0,79	0,76	0,77	5
Aglomerado de corcho	s/d	0,15	0,26	0,22	0,22	0,20	0,20	7
Celotex/Eucatex 13 mm directamente sobre la pared	1,3	0,09	0,15	0,61	0,77	0,70	0,64	1
Ídem pero de 16 mm	1,6	0,09	0,26	0,69	0,86	0,67	0,62	1
Ídem pero de 19 mm	1,9	0,11	0,23	0,80	0,93	0,58	0,50	1
Ídem pero de 25 mm	2,5	0,18	0,35	0,86	0,87	0,63	0,56	1
Ídem pero de 30 mm	3,0	0,14	0,42	0,99	0,74	0,60	0,50	1
Fibra de vidrio 10 cm de espesor	10	0,75	0,95	0,95	0,90	0,85	0,78	1

	Esp. (cm)	Frecuencia (Hz)						Ref.
		125	250	500	1000	2000	4000	
Ídem pero de 5 cm	5	0,40	0,65	0,78	0,87	0,82	0,75	1
Ídem pero de 4 cm	4	0,35	0,52	0,70	0,82	0,75	0,71	1
Ídem pero de 3 cm	3	0,30	0,45	0,65	0,70	0,68	0,67	1
Esponjas de poliuretano de célula abierta, 30 kg/m ³ , de 10 mm de espesor	1,0	0,15	0,20	0,26	0,21	0,73	0,59	6
Ídem pero de 12,5 mm	1,25	0,15	0,21	0,26	0,17	0,63	0,65	6
Ídem pero de 15 mm	1,5	0,14	0,18	0,28	0,21	0,86	0,97	6
Ídem pero de 25 mm	2,5	0,16	0,25	0,45	0,84	0,97	0,87	6
Ídem pero de 50 mm	5,0	0,24	0,49	0,81	0,91	0,98	0,97	6
Ídem pero de 100 mm	10,0	0,56	0,69	0,85	0,90	0,98	0,95	6
Filtro de lana de roca directamente sobre la pared	2,5	0,12	0,46	0,85	0,88	0,90	0,85	1
Ídem con 10 cm de cámara de aire	s/d	0,52	0,70	0,83	0,75	0,78	s/d	1
Lana de vidrio de 15 kg/m ³ adosada a la pared, 40 mm de espesor	4,0	0,17	0,47	0,67	0,77	0,87	1,01	6
Ídem pero 50 mm de espesor	5,0	0,23	0,56	0,77	0,86	0,95	0,98	6
Ídem pero 60 mm de espesor	6,0	0,27	0,60	0,78	0,90	0,95	1,03	6
Ídem pero 80 mm de espesor	8,0	0,37	0,75	0,97	0,95	0,98	0,99	6
Ídem pero 100 mm de espesor	10,0	0,52	0,90	1,06	0,96	1,02	0,99	6
Lana de vidrio de 22 kg/m ³ adosada a la pared, 30 mm de espesor	3,0	0,10	0,32	0,55	0,66	0,79	0,77	6
Ídem pero 50 mm de espesor	5,0	0,19	0,43	0,77	0,82	0,94	0,83	6
Ídem pero 70 mm de espesor	7,0	0,33	0,67	0,88	0,91	0,97	0,94	6
Ídem pero 100 mm de espesor	10,0	0,54	0,87	1,00	0,96	0,97	0,93	6
Lana de vidrio de 75 kg/m ³ adosada a la pared, 25 mm de espesor	2,5	0,07	0,22	0,63	0,93	1,11	1,13	6
Paneles de pared de fibra de vidrio	s/d	0,05	0,30	0,80	1,00	1,02	0,95	8
Placa de yeso 13 mm con cámara de aire 10 cm	11,3	0,10	0,10	0,04	0,02	0,02	0,02	3
Ídem con la cámara rellena de lana de vidrio	11,3	0,30	0,12	0,08	0,06	0,06	0,03	3
Placa de yeso 13 mm con cámara de aire 4 cm	5,3	0,14	0,10	0,09	0,03	0,02	0,02	3
Ídem con la cámara rellena de lana de vidrio	5,3	0,20	0,12	0,09	0,03	0,02	0,02	3
Placa de yeso 10 mm con cámara de aire 5 cm	6	0,32	0,07	0,05	0,05	0,02	0,02	3
Ídem con la cámara rellena de lana de vidrio	6	0,35	0,12	0,08	0,07	0,05	0,02	3
Panel de Yeso 1/2" clavado a postes de 2 x 4, 16: c.o. pintado	s/d	0,10	0,08	0,05	0,03	0,03	0,03	8
Doble placa de yeso de 16 mm	3,2	0,28	0,12	0,10	0,17	0,13	0,09	3
Pared de dos placas de yeso 13 mm separadas 6,5 cm	9,1	0,30	0,09	0,04	0,05	0,04	0,03	3
Ídem con la cámara rellena de lana de vidrio	9,1	0,31	0,07	0,04	0,06	0,05	0,03	3
Ídem pero con la cámara de 9 cm	11,6	0,17	0,07	0,09	0,09	0,07	0,06	3
Alfombra sobre pared	1	0,09	0,08	0,21	0,27	0,27	0,37	3
Tapiz de lana (en paredes)	s/d	0,05	0,10	0,20	0,30	0,35	0,45	9
Tela o similar permeable al sonido sobre 5 cm de lana de vidrio y 2,5 cm de cámara	7,6	0,35	0,70	0,90	0,90	0,95	0,90	1

Fuentes bibliográficas: 1: Méndez *et al.*; 2: Federico Miyara; 3: Fernández-Estellés; 4: Higinio Arau; 5: Recuero Gil; 6: Flores Pereira; 7: Rejano de la Rosa; 8: Owens-Corning; 9: Beckers

Tabla 3.4: Coeficientes de absorción en bandas de octavas normalizadas de vidrios y ventanas (fuentes diversas indicadas en la última columna)

	Esp. (cm)	Frecuencia (Hz)						Ref.
		125	250	500	1000	2000	4000	
Bloque de vidrio 4"	s/d	0,03	0,03	0,03	0,03	0,02	0,02	1
Vidrio de espejo	s/d	0,04	0,03	0,02	0,01	0,07	0,04	3
Vidrio pesado, grueso	s/d	0,08	0,06	0,04	0,03	0,02	0,02	3
Vidrio de ventana normal	s/d	0,04	0,04	0,03	0,03	0,02	0,02	5
Paneles grandes sellados 1/4"	s/d	0,05	0,03	0,02	0,02	0,03	0,02	8
Cristal (ventanas)	s/d	0,2	0,06	0,04	0,03	0,02	0,02	9
Cristal	s/d	0,25	0,20	0,15	0,10	0,04	0,02	9

	Esp. (cm)	Frecuencia (Hz)						Ref.
		125	250	500	1000	2000	4000	
Ventana operable 24 onzas (en posición cerrada)	s/d	0.10	0.05	0.04	0.03	0.03	0.03	8
Ventana de doble vidrio	s/d	0,25	0,10	0,07	0,06	0,04	0,02	3

Fuentes bibliográficas: 1: Méndez *et al.*; 2: Federico Miyara; 3: Fernández-Estellés; 4: Higini Arau; 5: Recuero Gil; 6: Flores Pereira; 7: Rejano de la Rosa; 8: Owens-Corning; 9: Beckers

Tabla 3.5: Coeficientes de absorción en bandas de octavas normalizadas de diferentes materiales preferentemente en pisos (fuentes diversas indicadas en la última columna)

	Esp. (cm)	Frecuencia (Hz)						Ref.
		125	250	500	1000	2000	4000	
Piso de hormigón	s/d	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,02	3
Hormigón alisado o monolítico	s/d	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	3
Concreto o terrazo	s/d	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	8
Pizarra contra contrapiso	s/d	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	1
Linóleo, asfalto, goma o losa de corcho sobre concreto	s/d	0,02	0,03	0,03	0,03	0,03	0,02	8
Linoleum sobre cemento	0,5	0,02	0,03	0,03	0,04	0,04	0,04	3
Piso de pino	s/d	0,09		0,08		0,10		1
Cubierta rugosa de madera de cedro machihembrado	s/d	0,24	0,19	0,14	0,08	0,13	0,10	8
Piso de tablas sobre vigas	s/d	0,20	0,15	0,10	0,08	0,08	0,05	3
Plataforma de madera sobre gran espacio de aire	s/d	0,40	0,30	0,20	0,17	0,15	0,10	3
Tablas de madera sobre vigas cubierto con linoleum	s/d	0,20	0,15	0,08	0,05	0,03	0,02	3
Tablas de madera sobre vigas, plastificadas	s/d	0,15	0,12	0,10	0,07	0,06	0,07	3
Tablas de madera sobre vigas, con moqueta delgada	s/d	0,20	0,15	0,15	0,30	0,50	0,60	3
Corcho, linoleum, yeso o goma sobre contrapiso	4,5	0,04	0,03	0,04	0,04	0,03	0,02	1
Madera	s/d	0,11	0,10	0,07	0,06	0,07	0,10	8
Parquet de madera, goma o linoleum pegado a contrapiso	0,5	0,02	0,04	0,05	0,05	0,09	0,05	1
Parquet de madera sobre hormigón / Parquet de madera en asfalto sobre concreto	s/d	0,04	0,04	0,07	0,06	0,06	0,07	3 / 8
Parquet de madera dura sobre asfalto	2	0,04	0,04	0,07	0,06	0,06	0,07	1
Parquet sobre durmientes	s/d	0,20	0,15	0,12	0,10	0,07	0,07	1
Entarimado de madera	2	0,10	0,09	0,08	0,09	0,10	0,07	1
Baldosas de cemento o asfálticas	2	0,03	0,03	0,03	0,04	0,05	0,05	1
Placa de corcho pegada al piso	8	0,08	0,02	0,08	0,19	0,21	0,22	1
Pavimento de corcho	2	0,04	0,03	0,05	0,11	0,07	0,02	3
Pavimento de goma	0,5	0,04	0,04	0,08	0,12	0,13	0,10	3
Mármol pulido, monolítico	s/d	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,02	1
Baldosa plástica encolada	s/d	0,02	0,02	0,04	0,03	0,02	0,02	1
Baldosa cerámica sobre hormigón	s/d	0,02	0,03	0,03	0,03	0,03	0,02	4
Arena seca, granos aguzados	10	0,15	0,35	0,40	0,50	0,55	0,75	1
Arena húmeda	s/d	0,07	0,05	0,05	0,05	0,05	0,15	5
Grava sobre suelo flojo y húmedo	s/d	0,25	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	5
Suelo áspero	s/d	0,21	0,52	0,64	0,64	0,60	0,62	4
Hierba de 5 cm de altura	5	0,11	0,26	0,60	0,69	0,82	0,99	4
Agua como en una piscina	s/d	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	1
Superficie de Agua como en una piscina	s/d	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,03	8
Tapiz de caucho	s/d	0,04	0,04	0,08	0,12	0,10	0,10	
Tapetes de fibra vegetal (yute, coco) sobre el pavimento	s/d	0,08	0,12	0,17	0,23	0,30	0,30	1
Alfombra de fibra de coco	s/d	0,11	0,13	0,17	0,40	0,29	0,29	5
Fieltro 25 mm pegado	2,5	0,12	0,35	0,49	0,63	0,65	0,60	6
Alfombra pelo sobre fieltro grueso	s/d	0,07	0,25	0,50	0,50	0,60	0,65	1
Alfombra sobre cemento	s/d	0,09	0,06	0,24	0,24	0,24	0,11	1
Alfombra delgada	s/d	0,01	0,02	0,03	0,05	0,08	0,10	3
Alfombra delgada pegada al contrapiso	s/d	0,02	0,04	0,08	0,20	0,35	0,40	3
Alfombra pesada pegada al contrapiso	s/d	0,02	0,06	0,14	0,37	0,60	0,65	3

	Esp. (cm)	Frecuencia (Hz)						Ref.
		125	250	500	1000	2000	4000	
Alfombra 8 mm	s/d	0,13	0,06	0,13	0,20	0,46	0,70	3
Alfombra media sobre base espumosa	s/d	0,03	0,09	0,25	0,31	0,33	0,44	3
Alfombra de lana 1,2 kg/m ²	s/d	0,10	0,16	0,11	0,30	0,50	0,47	2
Alfombra de lana 2,3 kg/m ²	s/d	0,17	0,18	0,21	0,50	0,63	0,83	2
Alfombra Altura de pila 1/8"	s/d	0,05	0,05	0,10	0,20	0,30	0,40	8
Alfombra Altura de pila 1/4"	s/d	0,05	0,10	0,15	0,30	0,50	0,56	8
Alfombra Pila y espuma combinadas 3/16"	s/d	0,05	0,10	0,10	0,30	0,40	0,50	8
Alfombra Pila y espuma combinadas 5/16"	s/d	0,05	0,15	0,30	0,40	0,50	0,60	8
Alfombra tejida de lazos de lana, pelo 2,4 mm	s/d	0,10	0,16	0,11	0,30	0,50	0,47	3
Alfombra tejida de lazos de lana, pelo 6,4 mm	s/d	0,15	0,17	0,12	0,32	0,52	0,57	3
Alfombra de pelo rizado	s/d	0,08	0,08	0,30	0,60	0,75	0,80	3
Alfombra aterciopelada sobre cemento	s/d	0,12	0,10	0,28	0,42	0,21	0,33	1
Alfombra aterciopelada sobre fieltro	s/d	0,09	0,08	0,21	0,26	0,27	0,37	1
Alfombra de goma	0,5	0,03	0,04	0,06	0,08	0,07	0,05	3
Alfombra sobre goma	s/d	0,04	0,04	0,08	0,12	0,03	0,10	1
Alfombra de fieltro	1,2	0,11	0,14	0,37	0,43	0,27	0,27	3
Moqueta Espesa	s/d	0,05	0,10	0,25	0,40	0,40	0,40	9
Moqueta de lana alta	s/d	0,15	0,30	0,45	0,45	0,45	0,50	9
Suelo de baldosas	s/d	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	9
Suelo de plástico	s/d	0,02	0,02	0,03	0,03	0,02	0,02	9

Fuentes bibliográficas: 1: Méndez *et al.*; 2: Federico Miyara; 3: Fernández-Estellés; 4: Higini Arau; 5: Recuero Gil; 6: Flores Pereira; 7: Rejano de la Rosa; 8: Owens-Corning; 9: Beckers

Tabla 3.6: Coeficientes de absorción en bandas de octavas normalizadas de cortinados y decorados (fuentes diversas indicadas en la última columna)

	Frecuencia (Hz)						Ref.
	125	250	500	1000	2000	4000	
Aterciopelado extendido de 0,35 kg/m ²	0,04	0,05	0,11	0,18	0,30	0,35	1
Ídem pero de 0,45 kg/m ²	0,05	0,07	0,13	0,22	0,32	0,35	1
Ídem pero de 0,60 kg/m ²	0,05	0,12	0,35	0,48	0,38	0,36	1
Tejido de terciopelo a 1m de la pared	0,08	0,29	0,44	0,50	0,40	0,35	3
Ídem a 10 cm de la pared	0,09	0,33	0,45	0,52	0,50	0,44	6
Ídem a 20 cm de la pared	0,12	0,36	0,45	0,52	0,50	0,44	6
Aterciopelado drapado al 50 % de 0,45 kg/m ²	0,07	0,31	0,49	0,75	0,70	0,60	1
Ídem pero de 0,60 kg/m ²	0,14	0,35	0,55	0,75	0,70	0,60	1
Terciopelo ligero, 10 onzas por yarda cuadrada , colgada en contacto directo con la pared	0,03	0,04	0,11	0,17	0,24	0,35	8
Terciopelo medio, 14 onzas por yarda cuadrada, drapado a la mitad del área	0,07	0,31	0,49	0,75	0,70	0,60	8
Terciopelo pesado, 18 onzas por yarda cuadrada, drapado a la mitad del área	0,14	0,35	0,56	0,72	0,70	0,65	8
Tejido de algodón de 0,36 kg/m ²	0,03	0,04	0,11	0,17	0,24	0,35	3
Ídem pero de 0,5 kg/m ²	0,04	0,07	0,13	0,22	0,33	0,35	3
Ídem pero plegado al 75 % de su área original	0,04	0,23	0,40	0,54	0,53	0,40	3
Ídem pero plegado al 50 %	0,07	0,37	0,49	0,81	0,65	0,54	3
Cortina 0,475 kg/m ² fruncida al 50 %	0,07	0,31	0,49	0,75	0,70	0,60	2
Cortina 0,5 kg/m ² extendida frente a respaldo sólido	0,05	0,07	0,13	0,22	0,32	0,35	1
Ídem plegada al 75 % de su área original	0,04	0,23	0,40	0,57	0,53	0,40	1
Ídem pero plegada al 50 %	0,07	0,31	0,49	0,57	0,53	0,40	1
Cortinas	0,06	0,31	0,44	0,80	0,75	s/d	9
Placas perforadas (metal + lana mineral)	0,60	0,74	0,69	0,70	0,75	s/d	9
Placas perforadas (madera + lana mineral)	0,37	0,80	1,02	0,82	0,58	s/d	9
Tela de Arpillera sobre madera	0,30	0,27	0,27	0,26	0,15	--	5
Cortina de tejido espeso	0,05	0,12	0,35	0,48	0,38	0,36	3
Cortina veneciana de metal	0,06	0,05	0,07	0,15	0,13	0,17	3
Decoraciones de escena, cortinas ligeras de cretona plegadas	0,05	0,15	0,15	0,15	0,10	0,05	1

Fuentes bibliográficas: 1: Méndez *et al.*; 2: Federico Miyara; 3: Fernández-Estellés; 4: Higini Arau; 5: Recuero Gil; 6: Flores Pereira; 7: Rejano de la Rosa; 8: Owens-Corning; 9: Beckers

Tabla 3.7: Coeficientes de absorción en bandas de octavas normalizadas de diversos contenidos de los locales (fuentes diversas indicadas en la última columna)

Por elementos (Sb/unidad)	Frecuencia (Hz)						Ref.
	125	250	500	1000	2000	4000	
Escolares sentados con pupitre incluido	0,17	0,21	0,26	0,30	0,33	0,37	1
Liceales sentados con asiento incluido	0,20	0,28	0,31	0,37	0,41	0,42	1
Muchacho de pie	0,18	0,20	0,27	0,30	0,36	0,36	3
Adulto de pie	0,19	0,33	0,44	0,42	0,46	0,37	1
Adulto sentado en asiento de respaldo sin tapizar	0,25	0,29	0,33	0,40	0,43	0,42	1
Adulto sentado en asiento de madera	0,15	0,25	0,35	0,38	0,38	0,35	3
Hombre (aislado) sentado en una silla	0,10	0,19	0,38	0,51	0,69	0,69	6
Mujer (aislada) sentada en una silla	0,06	0,12	0,21	0,33	0,42	0,42	6
Mesas de madera (cantinas, cafés)	0,10	0,20	0,10	0,15	0,20	0,25	1
Silla de compensado, asiento y respaldo	0,01	0,02	0,02	0,04	0,04	0,05	1
Silla con respaldo de madera y tapizado delgado en asiento	0,08	0,13	0,15	0,17	0,18	0,20	1
Sillas cubiertas de cuero sin ocupantes	0,12	0,20	0,28	0,34	0,34	s/d	9
Butaca de madera	0,02	0,02	0,04	0,06	0,10	0,10	3
Butaca semitapizada	0,10	0,10	0,15	0,15	0,20	0,20	3
Butaca totalmente tapizada	0,12	0,20	0,28	0,30	0,31	0,37	1
Butaca tapizada de plástico	0,15	0,40	0,40	0,40	0,30	0,25	1
Butaca tapizada con cuero o vinilo	0,10	0,15	0,25	0,25	0,25	0,25	3
Butaca tapizada en terciopelo	0,30	0,32	0,27	0,30	0,33	0,33	3
Butaca tapizado delgado	0,13	0,20	0,30	0,45	0,50	0,50	3
Butaca tapizado de lujo	0,28	0,28	0,40	0,50	0,55	0,60	3
Asiento mullido de teatro, bajado	0,15	0,30	0,32	0,35	0,35	0,30	6
Ídem, pero levantado	0,15	0,26	0,26	0,28	0,30	0,30	6
Sillón muy mullido, sobre alfombra	0,25	0,30	0,40	0,45	0,40	0,40	1
Entarimado de madera	0,09	0,09	0,08	0,09	0,10	0,07	3
Personas sentadas en butacas totalmente tapizadas, máximo 1 por m ²	0,18	0,40	0,46	0,47	0,51	0,46	1
Público en banco de iglesia	0,20	0,25	0,31	0,35	0,33	0,30	1
Músico con instrumento	0,40	0,85	1,15	1,40	1,20	1,20	1
Por volumen (Sb/m³)							
Aire a 20°C y 60 % de humedad relativa				0,0003	0,007	0,02	1
Por superficie (Sb/m²)							
Área de audiencia, orquesta, coro y pasillos de menos de 1,10 m de ancho, ocupados por una audiencia > 50 % de la capacidad, regularmente distribuida; incluye músicos, instrumentos, plataforma	0,60	0,74	0,88	0,96	0,93	0,85	1
Público y orquesta	0,39	0,57	0,80	0,94	0,92	s/d	9
Área de audiencia desocupada; tapizado delgado cubierto de cuero o sintético	0,44	0,54	0,60	0,62	0,58	0,50	1
Área de audiencia desocupada; tapizado grueso cubierto de tela, fondos de asiento perforados	0,49	0,66	0,80	0,88	0,82	0,70	1
Suelo ocupado con sillones blandos	0,45	0,55	0,60	0,60	0,60	0,60	9
Público en sillas de madera 75 % ocupadas	0,46	0,56	0,65	0,75	0,72	0,65	3
Público en sillas de madera 100 % ocupadas	0,60	0,74	0,88	0,96	0,93	0,85	3
Público en bancos de madera 100 % ocupados	0,57	0,61	0,75	0,86	0,91	0,86	3
Otros							
Boca de balcón en salas siendo profundidad / altura = 2,5	0,30	0,40	0,50	0,55	0,60	s/d	1
Ídem, profundidad / altura = 3	0,40	0,55	0,65	0,70	0,75	s/d	1

Fuentes bibliográficas: 1: Méndez *et al.*; 2: Federico Miyara; 3: Fernández-Estellés; 4: Higini Arau; 5: Recuero Gil; 6: Flores Pereira; 7: Rejano de la Rosa; 8: Owens-Corning; 9: Beckers

3.3.2 ABSORBENTES DE MEMBRANA O DE PLACA

Un absorbente de membrana o de placa es un material impermeable al aire fijado por sus bordes a una cierta distancia de una superficie rígida, de modo de dejar limitada una cavidad hermética entre ambas. Se habla de **membranas** cuando la rigidez del material empleado es despreciable en relación a las tensiones que la sujetan, y de **placas** cuando la rigidez debe considerarse como un factor importante.

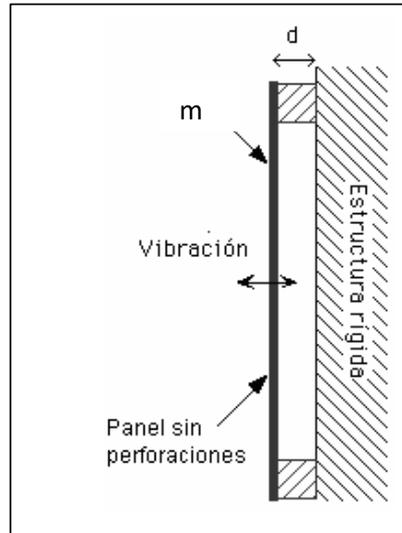


Figura 3-1: Panel absorbente típico.

El mejor desempeño del panel se da para una frecuencia en particular, que es su frecuencia de resonancia y se puede calcular como:

$$f_r = \frac{60}{\sqrt{md}}$$

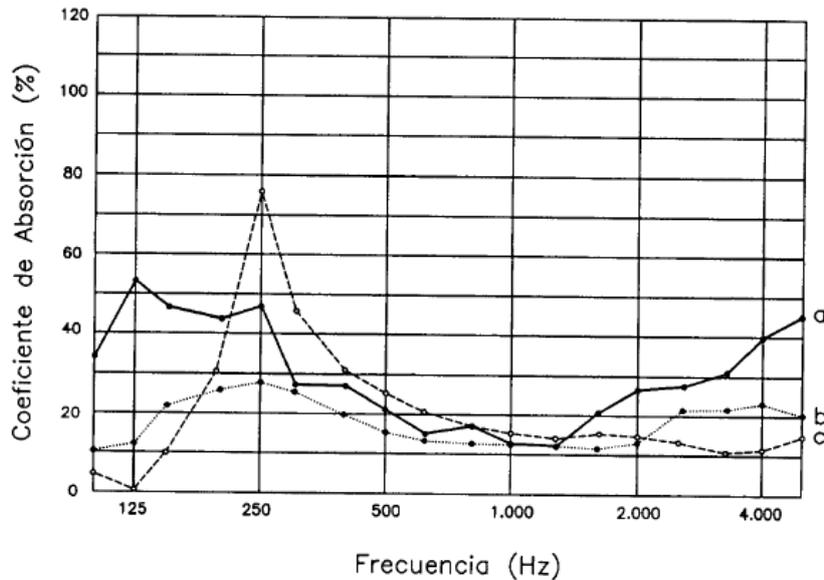
Siendo m masa superficial del panel, en kg/m^2

d distancia del panel a la pared, en m

De todos modos, en general el coeficiente α de estos paneles no suele ser de más de 0,50.

Dado que la masa superficial de los paneles tiene un mínimo práctico, estos absorbentes son útiles solamente en frecuencias bajas. Aumentar la masa m del panel o la distancia d baja la frecuencia de resonancia. Lo mismo ocurre si se rellena la cavidad con un material blando; esto amplía el rango de funcionamiento en materia de frecuencias, pero a su vez baja el valor máximo de α que se obtiene, que de por sí no es demasiado elevado.

En la Figura 3-10 se compara el desempeño acústico de tres materiales absorbentes comerciales.



Referencias:

- a = Losetas de corcho aglomerado, recubiertas parcialmente de fórmica, de 20 mm de espesor y cámara de aire posterior de 25 cm
- b = Losetas de styropor EP-100 de 20 mm de espesor con cámara de aire de 25 cm
- c = Manta de fieltro sintético de 10 mm de espesor cubierta en su cara vista por una capa asfáltica de 2 mm y terminada con una película plástica de 0.02 mm

Figura 3-10. Desempeño de tres absorbentes comerciales de membrana (tomado de Blanco Álvarez, S/A).

4

Se quiere absorber una frecuencia localizada de 130 Hz empleando placas de madera contrachapada de 5 mm de espesor. ¿A qué distancia de las paredes deberían colocarse para que sean efectivas?

Resolución

La densidad de las placas de madera contrachapada es de 600 kg/m³. Luego, la densidad superficial de las mismas es de 600 x 0,005 = 3 kg/m². Despejando de la fórmula de la frecuencia de resonancia, e imponiendo que ésta sea de 130 Hz:

$$d = \frac{1}{m} \cdot \left(\frac{60}{f_r}\right)^2 = \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{60}{130}\right)^2 = 0,07 \text{ m}$$

Las placas deben colocarse entonces a 7 cm de las paredes.

5

¿Cuál es la frecuencia mínima a tratar con una estructura similar pero en la que las placas se colocan a 12 cm de la pared?

Resolución

En este caso, la aplicación es directa: $f_{res} = \frac{60}{\sqrt{md}} = \frac{60}{\sqrt{3 \times 0,12}} = 100 \text{ Hz}$

3.3.3 ABSORBENTES RESONADORES

Los resonadores acústicos consisten en una cavidad que comunica con el exterior por un conducto más estrecho o cuello, y de dimensiones tales que pueden disipar energía en una cierta frecuencia que es su frecuencia de resonancia.

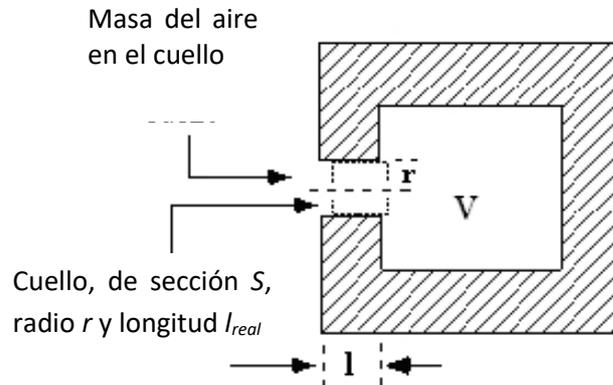


Figura 3-11. Esquema de un resonador de Helmholtz.

La frecuencia de resonancia de un resonador tipo Helmholtz se puede calcular de la siguiente forma:

$$f_{res} = \frac{c}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{S}{V l_e}}$$

Siendo S el área del cuello del resonador, en m^2

V el volumen interior del resonador, en m^3

l_e el largo efectivo del cuello del resonador, en m: $l_e = l_{real} + 1,7 r$

r el radio del cuello, en m

Como estos dispositivos son muy selectivos, en general se emplean solamente cuando hay que eliminar una reverberación a una frecuencia bien definida o, en todo caso, en un intervalo de frecuencias bastante estrecho.

Si se coloca material absorbente en el interior de la cavidad y especialmente en la zona del cuello y sus proximidades, se puede ampliar en algo el rango de frecuencias que absorberá el resonador, pero a cambio bajará la eficiencia en la frecuencia de mejor desempeño.

6 *Se quiere absorber una frecuencia localizada de 80 Hz empleando resonadores de Helmholtz con 1 orificio de 1 cm de diámetro por cavidad. Si las dimensiones de éstas son de 0,10 m x 0,15 m y el cierre se ha materializado con los mismos paneles de contrachapado del ejemplo anterior (espesor 0,5 cm), ¿cuál debería ser la profundidad de las cavidades para lograr un buen desempeño de este diseño?*

Resolución

La frecuencia de resonancia del resonador está dada por:

$$f_{res} = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{V l_e}} = 80 \text{ Hz}$$

A partir de los datos:

$$S = \pi r^2 = \pi \times (0,01/2)^2 = 7,85 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$l_e = 0,005 + 1,7 \times 0,01/2 = 0,0135$$

Sustituyendo:

$$f_{res} = \frac{344}{2\pi} \sqrt{\frac{7,85 \times 10^{-5}}{0,10 \times 0,15 \times h \times 0,0135}} = \frac{344}{2\pi} \sqrt{\frac{0,388}{h}} = 80 \text{ Hz}$$

Operando, la profundidad *h* de las cavidades resulta ser: *h* = 0,18 m

7 ¿Y si la frecuencia a tratar fuera 160 Hz?

Resolución

$$f_{res} = \frac{344}{2\pi} \sqrt{\frac{7,85 \times 10^{-5}}{0,10 \times 0,15 \times h \times 0,0135}} = \frac{344}{2\pi} \sqrt{\frac{0,388}{h}} = 160 \text{ Hz}$$

La profundidad de las cavidades debería ser entonces de 0,55 m.

3.3.4 RESONADORES MÚLTIPLES

Existen dos diseños clásicos de resonadores múltiples: los paneles con perforaciones circulares y los resonadores lineales.

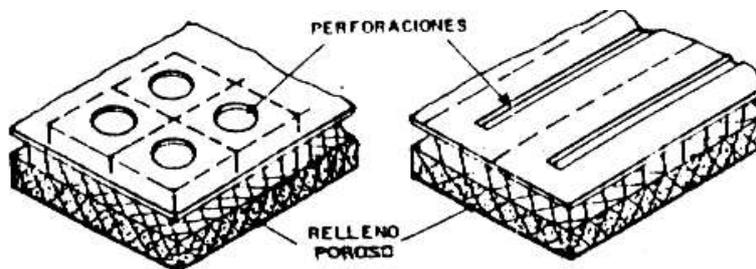


Figura 3-12. Resonadores múltiples típicos. Tomado de Méndez et al., 1994.

Paneles perforados

Los paneles perforados tienen un principio de funcionamiento similar al de los resonadores de Helmholtz, y de hecho pueden considerarse como resonadores múltiples. En este caso, se puede admitir que el área total del resonador que se forma es la suma de las áreas de todos los orificios, y trabajar del mismo modo que en el caso del resonador de Helmholtz.

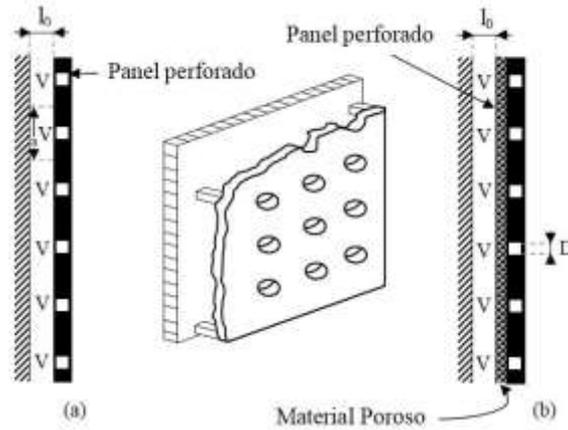


Figura 3-13. Panel resonador con y sin material absorbente. Adaptado de Recuero, 1999

La frecuencia de resonancia de los resonadores múltiples de paneles perforados se puede calcular como:

$$f_r = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{p}{l_0 d_e}}$$

Siendo:

c la velocidad de propagación del sonido, en m/s

p el grado de perforación, calculado como:

$$p = \frac{\pi}{4} \times \left(\frac{D}{a}\right)^2$$

con D el diámetro de cada perforación $D = 2r$

a la distancia entre centros de las perforaciones

l_0 la profundidad de la cavidad de aire, en m

d_e la longitud efectiva del cuello del resonador, en m, que vale:

$$d_e = d + 1,7r$$

con d el espesor del panel

r el radio de cada perforación

Resonadores lineales

Un resonador lineal está constituido por una serie de láminas paralelas separadas entre sí y separadas de la pared de modo que la cavidad que se forma entre las láminas y la pared se rellena de lana de vidrio o material absorbente similar. Su frecuencia de resonancia se determina como:

$$f_r = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{p}{l_0 d_e}}$$

Siendo:

c la velocidad de propagación del sonido, en m/s

p el porcentaje de perforación, calculado como cociente entre el área de las aberturas y el área de las láminas

l_0 la profundidad de la cavidad de aire, en m

d_e la longitud efectiva del cuello del resonador, en m, que vale:

$$d_e = d + \frac{2}{\pi} b \times \text{Ln} \left(\text{cosec} \frac{\pi l_0}{2B} \right)$$

con b el ancho de la ranura

B la separación entre ejes de ranuras

d el espesor de la lámina

8

Se quiere absorber una frecuencia localizada de 80 Hz empleando un resonador de placas perforadas, donde cada una tiene 3 orificios de 1 cm de diámetro por cavidad. Éstos son equidistantes entre sí y de los bordes de la placa y se ubican sobre el eje central de ésta.

Si las placas son de contrachapado de espesor 2,5 cm y dimensiones 0,12 m x 0,20 m, ¿cuál debería ser la profundidad de las cavidades para lograr un buen desempeño de este diseño?

La frecuencia de resonancia del resonador está dada por:

$$f_r = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{p}{l_0 d_e}}$$

Resolución

A partir de los datos:

$$d_e = 0,025 + 1,7 \times 0,01/2 = 0,0335$$

$$p \text{ resulta ser } p = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{D}{a} \right)^2 = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{0,01}{0,044} \right)^2 = 0,04$$

Sustituyendo:

$$f_{res} = \frac{344}{2\pi} \sqrt{\frac{0,04}{h \times 0,0335}} = \frac{344}{2\pi} \sqrt{\frac{1,19}{h}} = 80 \text{ Hz}$$

Operando, la profundidad h de las cavidades resulta ser: $h = 0,56 \text{ m}$

9 ¿Y si la frecuencia fuera de 160 Hz?

Resolución

Repitiendo los cálculos, $h = 0,31 \text{ m}$

10 Dado un resonador lineal construido en placas de contrachapado de espesor 3 cm y dimensiones 0,18 m x 0,30 m, cada una con 5 ranuras de 3 mm x 150 mm, calcular su frecuencia de resonancia si la profundidad de la cavidad es de 0,25 m.

Resolución

La frecuencia de resonancia del resonador está dada por:

$$f_r = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{p}{l_0 d_e}}$$

A partir de los datos:

$$p = \frac{5 \times 0,003 \times 0,15}{(0,18 \times 0,30 - 5 \times 0,003 \times 0,15)} = \frac{0,00225}{0,05175} = 0,043$$

$$d_e = d + \frac{2}{\pi} b \cdot \text{Ln} \left(\text{cosec} \frac{\pi l_0}{2B} \right) = 0,03 + \frac{2}{\pi} 0,003 \cdot \text{Ln} \left(\text{cosec} \frac{\pi \times 0,25}{2 \times 0,06} \right) = 0,033 \text{ m}$$

Entonces:

$$f_{res} = \frac{344}{2\pi} \sqrt{\frac{0,043}{0,25 \times 0,033}} = 125 \text{ Hz}$$

11 Calcular la frecuencia de resonancia si la profundidad de la cavidad es ahora de 0,10 m.

Resolución

El nuevo valor de d_e resulta ser:

$$d_e = d + \frac{2}{\pi} b \cdot \text{Ln} \left(\text{cosec} \frac{\pi l_0}{2B} \right) = 0,03 + \frac{2}{\pi} 0,003 \cdot \text{Ln} \left(\text{cosec} \frac{\pi \times 0,10}{2 \times 0,06} \right) = 0,031 \text{ m}$$

La nueva frecuencia de resonancia será:

$$f_{res} = \frac{344}{2\pi} \sqrt{\frac{0,043}{0,10 \times 0,031}} = 204 \text{ Hz}$$

3.3.5 COEFICIENTE DE REDUCCIÓN DE RUIDO *NRC* (*NOISE REDUCTION COEFFICIENT*)

El NRC es un número único que se emplea para comparar materiales en relación a su capacidad de absorción de ruido. Se calcula como la media aritmética de los coeficientes de absorción en las bandas de octava centradas en 250 Hz, 500 Hz, 1000 Hz y 2000 Hz, redondeado al 0,05⁽¹⁾ más cercano:

$$NRC = \frac{\alpha_{250} + \alpha_{500} + \alpha_{1000} + \alpha_{2000}}{4}$$

El NRC se relaciona con la Clase de Absorción Acústica, un parámetro normalizado por la Norma EN ISO 11654. La Norma clasifica los materiales en cinco clases, según puede verse en la Figura 3-14 y en la Tabla 3.8.

Tabla 3.8: Relación entre las Clases de Absorción Acústica, α y el NRC

Clase de absorción acústica (según EN ISO 11654)	Valor - α_w	NRC
A	0,90 - 1,00	NRC \geq 0,75
B	0,80 - 0,85	0,5 \leq NRC < 0,75
C	0,60 - 0,75	
D	0,30 - 0,55	0,25 \leq NRC < 0,5
E	0,15 - 0,25	
sin clasificar	0,00 - 0,10	NRC < 0,25

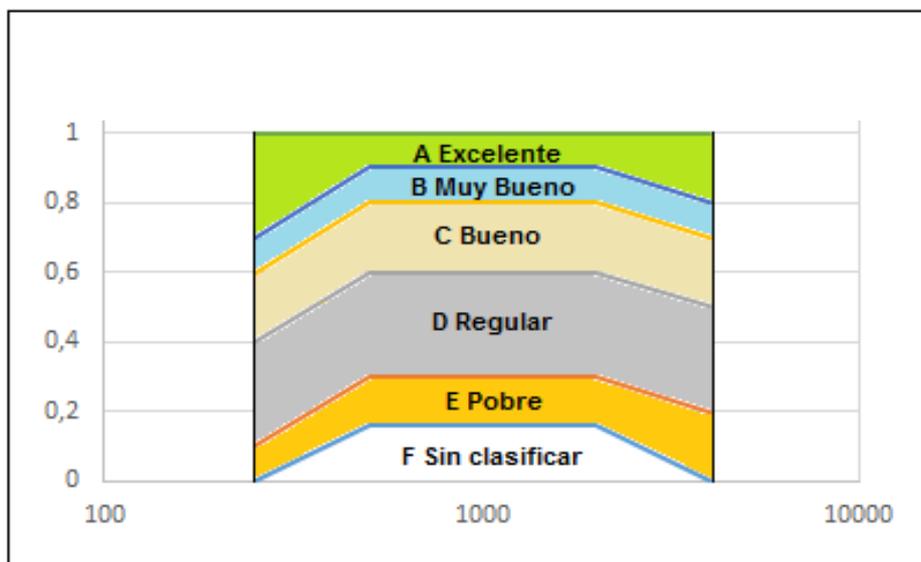


Figura 3-14 Relación entre las Clases de Absorción Acústica y el NRC (Redibujado de www.ecophon.com).

¹ Es justo aclarar que el oído humano no logra diferenciar dos materiales cuyos valores de NRC sólo difieren en 0,05.

3.4 CARACTERÍSTICAS ACÚSTICAS DE UN RECINTO

3.4.1 COEFICIENTE DE ABSORCIÓN ACÚSTICA MEDIA α_T

El coeficiente de absorción medio α_T de un recinto se calcula como el promedio ponderado de los coeficientes α_i de todos los materiales que lo constituyen (paramentos, techo, piso, muebles, cortinados, etc.) según la superficie que ocupan, y de todos los elementos que se encuentran dentro de él (personas, sillas, etc.) de acuerdo con la cantidad de unidades presentes. Se debe calcular para cada frecuencia de interés.

Genéricamente el coeficiente de absorción medio α_T se expresa simplemente como:

$$\alpha_T = \frac{\sum_i \alpha_i S_i}{\sum_i S_i}$$

Siendo:

$$\sum_i S_i = S_T$$

Si se mira en forma más detallada cómo obtener su valor, se tiene:

$$\alpha_T = \frac{\sum_i \alpha_i S_i + \sum_j \alpha_j N_j}{\sum_i S_i}$$

Siendo:

α_i el coeficiente de absorción del material i presente en el interior del recinto

S_i el área de la superficie expuesta correspondiente al material i

α_j el coeficiente de absorción de los elementos de la clase j presentes en el recinto

N_j la cantidad de elementos de la clase j presentes en el recinto

Al igual que los valores de α , los valores de α_T también deben darse por banda de frecuencia.

3.4.2 ÁREA ABSORBENTE TOTAL O ABSORCIÓN ACÚSTICA TOTAL A

Se define el **área absorbente total** o **absorción acústica total A** al área ficticia que resulta de sumar las áreas de la totalidad de las superficies S_i acústicamente expuestas en un recinto, ponderando cada una de ellas por su coeficiente de absorción α_i . El área absorbente total A se calcula entonces como:

$$A = \alpha_T S_T = \sum_i \alpha_i S_i$$

Por depender de los coeficientes de absorción de las diferentes superficies presentes, el valor de A se debe calcular para cada frecuencia de interés.

La unidad en que se expresa la absorción acústica es o el m^2 o el Sabine S_b –también llamado Sabine métrico, para aclarar que se trabaja en unidades métricas, no inglesas-, que tiene dimensiones de $[L^2]$.

Un Sabine (1 S_b) representa la energía absorbida por una superficie de $1 m^2$ que tiene coeficiente de absorción $\alpha = 1$. En forma intuitiva, es la energía acústica que absorbe una ventana abierta de $1 m^2$ de superficie. Es lo mismo decir que el área absorbente es de 1 S_b o de $1 m^2$.

El área absorbente total o la absorción acústica de un local permiten obtener una cuantificación de la energía acústica disipada en todas las superficies del recinto: a mayor valor de A , mayor será la energía disipada, es decir, la energía que “se pierde” del sistema.

3.4.3 CONSTANTE DE UN RECINTO R_{ABS}

La constante del recinto R_{abs} da información acerca de la cantidad de energía acústica que se disipa en él y, en consecuencia, da idea de cuán absorbente o cuán reverberante es ese local. Se define como:

$$R_{abs} = \frac{\alpha_T S_T}{(1 - \alpha_T)} = \frac{A}{(1 - \alpha_T)}$$

Si el local es muy absorbente (α_T próximo a 1), la constante del recinto aumenta; en cambio, si es un local muy reverberante (local “vivo”), α_T será pequeño y también lo será la constante R_{abs} . La constante del local tiene dimensiones de $[L^2]$.

3.4.4 RADIO CRÍTICO r_c

Dada una fuente de potencia acústica W y factor de direccionalidad Q , generará un campo directo de intensidades acústicas que dependerá de la distancia r del punto considerado a la fuente:

$$I_D = \frac{p_D^2}{\rho c} = W \frac{Q}{4\pi r^2}$$

El campo reverberante de intensidades acústicas asociado con la misma fuente se puede escribir en función de la constante del local:

$$I_R = \frac{p_R^2}{\rho c} = W \cdot 4 \frac{1 - \alpha_T}{\alpha_T S_T}$$

La distancia de la fuente a la que el campo sonoro y el campo reverberante tienen igual intensidad media se llama **distancia crítica**, **radio crítico del local** o simplemente **radio del local** r_c . El r_c depende de las características que tengan las fronteras del local:

- Cuando son poco absorbentes, las ondas se reflejan casi sin pérdida de energía y entonces el nivel sonoro dentro del recinto tiende a aumentar. Pero si al incidir sobre las fronteras las ondas se encuentran con materiales absorbentes acústicos, entonces las reflexiones

tendrán poca incidencia en el nivel sonoro que resultará en el local como suma de la energía de las ondas directas y reflejadas.

- Cuanto más absorbente sea el local, tendrá mayor radio r_c , lo que indica que el campo directo se reconoce a mayor distancia de la fuente emisora, o bien que el campo reverberante tiene poco alcance. Cuanto mayor sea la absorción del local, la propagación se parecerá más a la que ocurre en campo abierto.

Para conocer el valor del radio crítico, es necesario escribir la expresión del campo acústico en un punto situado a distancia r de la fuente.

$$L_I = L_{I,D} + L_{I,R} = 10 \log \left[\frac{1}{I_0} \cdot \left(\frac{WQ}{4\pi r^2} + \frac{4W(1-\alpha_T)}{\alpha_T S_T} \right) \right]$$

Operando:

$$L_I = L_p = 10 \log \left[\frac{W}{10^{-12}} \cdot \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R_{abs}} \right) \right] = L_W + 10 \log \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R_{abs}} \right)$$

Luego, el valor del radio crítico se calcula igualando los dos sumandos que integran el argumento del logaritmo:

$$\frac{Q}{4\pi r_c^2} = \frac{4}{R_{abs}}$$

Resulta:

$$r_c = \sqrt{\frac{QR_{abs}}{16\pi}} \cong \frac{1}{7} \sqrt{QR_{abs}}$$

Se observa que el *radio crítico del local* r_c es directamente proporcional a R_{abs} : para altos valores de R_{abs} el valor del radio crítico del local es alto, lo que quiere decir que el campo directo tarda en extinguirse o que la primera reflexión tarda en producirse. Por el contrario, si R_{abs} es bajo también r_c lo es, y el campo difuso comienza a desarrollarse a corta distancia de la fuente emisora.

A medida que se incrementa la distancia a la fuente, la componente directa deja de tener interés. En consecuencia, a gran distancia de la fuente, la expresión para calcular L_p puede escribirse:

$$L_p = L_W + 10 \log \left(\frac{4}{R_{abs}} \right) = L_W + 20 \log (2) - 10 \log (R_{abs}) = L_W - 10 \log (R_{abs}) + 6$$

De ahí que, si el local es muy reverberante, se espera que el nivel de presión sonora L_p llegue a superar hasta en 6 dB al valor de L_W .

12 Se tiene un local vacío de 3 m x 4 m x 2,80 m. El piso es de cerámica, el techo es de madera barnizada y los muros interiores son revocados. Tiene dos ventanas de 1,20 m x 0,80 m y una puerta de madera de pino de 0,80 m x 2,10 m.

Calcular el área absorbente total, la constante del local y el radio crítico para las bandas de octava de 250 Hz y 1000 Hz.

Datos generales			Coef. de absorción	
Elemento	Área (m²)	Terminación	250 Hz	1000 Hz
Piso	12	Cerámica	0,03	0,03
Techo	12	Madera barnizada	0,04	0,03
Muros	35,6	Revocado	0,03	0,04
Ventanas	1,92	Vidrio	0,04	0,03
Puerta	1,68	Madera de pino	0,11	0,09
Área total S_T (m²)	63,2			

Resolución:

Parámetros del recinto	250 Hz	1000 Hz
$\alpha_T = \Sigma(\alpha_i \cdot S_i) / S_T$	0,034	0,037
$A = \alpha_T S_T$ (m ²)	2,17	2,35
$R = A / (1 - \alpha_T)$ (m ²)	2,25	2,44
r_c (m)	0,21	0,22

13 Repetir los cálculos si se agrega una alfombra de pelo rizado de 2,40 m x 2,40 m.

Con alfombra			Coef. de absorción	
Elemento	Área (m²)	Terminación	250 Hz	1000 Hz
Piso	6,24	Cerámica	0,03	0,03
Techo	12	Madera barnizada	0,04	0,03
Muros	35,6	Revocado	0,03	0,04
Alfombra	5,76	Pelo rizado	0,08	0,60
Ventanas	1,92	Vidrio	0,04	0,03
Puerta	1,68	Madera de pino	0,11	0,09
Área total S_T (m²)	63,2			

Resolución:

Parámetros del recinto	250 Hz	1000 Hz
$\alpha_T = \Sigma(\alpha_i S_i) / S_T$	0,039	0,089
$A = \alpha_T S_T \text{ (m}^2\text{)}$	2,46	5,64
$R = A / (1 - \alpha_T) \text{ (m}^2\text{)}$	2,56	6,19
$r_c \text{ (m)}$	0,23	0,35

14 Calcular nuevamente el área absorbente total a 250 Hz y a 1000 Hz suponiendo que ahora hay además 14 hombres de pie en la habitación.

Elemento	Área (m ²)	Terminación	α 250 Hz	α 1000 Hz
Piso	6,24	Cerámica	0,03	0,03
Techo	12	Madera barnizada	0,04	0,03
Muros	35,6	Revocado	0,03	0,04
Alfombra	5,76	Pelo rizado	0,08	0,6
Ventanas	1,92	Vidrio	0,04	0,03
Puerta	1,68	Madera de pino	0,11	0,09
Absorbentes unitarios	N			
Hombres de pie	14		0,33	0,42

Resolución:

	250 Hz	1000 Hz
$A = \Sigma(\alpha_i S_i + \alpha_i N_i) \text{ [m}^2\text{]}$	7,08	11,52
$\alpha_T = A / S_T$	0,112	0,182

3.4.5 MODOS NORMALES DE UN RECINTO

Se designa como modo normal de un sistema oscilatorio a aquél cuya frecuencia es tal que el sistema podría oscilar luego de interrumpida la excitación (en teoría, en forma indefinida; en la práctica, la extinción dependerá de diferentes características del sistema, en particular las posibilidades de disipación de energía. Uno de los modos normales es el que corresponde a la llamada frecuencia de resonancia, para la que ocurre la máxima amplitud de vibración del sistema.

Los modos normales se asocian con la ocurrencia de ondas estacionarias, que son las que resultan de la superposición de dos ondas idénticas que se propagan en sentidos opuestos. En un recinto paralelepédico de dimensiones L_x , L_y y L_z , las frecuencias de los modos normales se pueden determinar sustituyendo los valores de l , m y n por números enteros positivos (0, 1, 2, ...) en la siguiente fórmula:

$$f_{l,m,n} = \frac{c}{2} \sqrt{\left(\frac{l}{L_x}\right)^2 + \left(\frac{m}{L_y}\right)^2 + \left(\frac{n}{L_z}\right)^2}$$

Si entre l, m y n hay un solo valor no nulo, los modos se llaman axiales; si hay dos valores no nulos se llaman modos tangenciales; y si son tres valores no nulos, se trata de modos normales oblicuos.

Cuando aparecen ondas estacionarias el campo acústico deja de ser homogéneo. Muy por el contrario, hay puntos/planos en que ocurren valores de desplazamiento máximos y otros en que el desplazamiento es nulo. Estos últimos se designan como nodos/planos nodales. Esto se suele manifestar claramente en recintos que tienen dos dimensiones iguales o que son perfectamente cúbicos (l = m = n); en ellos suele suceder que hay puntos con muy buena recepción que se sitúan muy próximos a otros en que la calidad acústica es realmente muy pobre.

Los problemas se suscitan cuando algunos modos se ven reforzados. En efecto, cuando ocurren varios modos normales con frecuencias iguales o muy próximas entre sí, se habla de *modos múltiples* o *degenerados*. Esto hace que en la frecuencia en cuestión y próximo a ella se concentre mucha energía acústica, lo que hace que la respuesta acústica del recinto sea más irregular y su desempeño, más pobre. Por ello, se han desarrollado diversos criterios para prevenir o diagnosticar este tipo de inconvenientes. El más conocido es seguramente el criterio de Bolt (Figura 3-15).

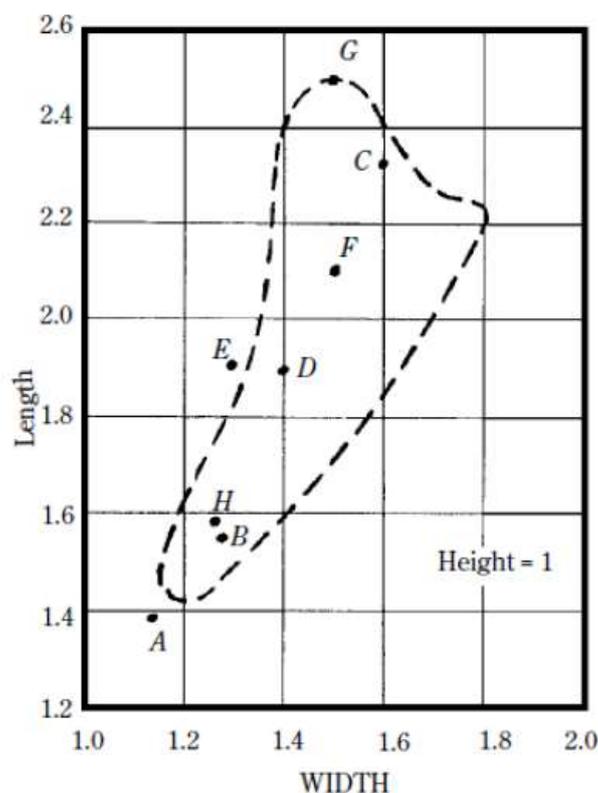


Figura 3-15. Criterio de Bolt: cuando las dimensiones del recinto (supuestas 1 : x : y) caen dentro del diagrama, se evita la ocurrencia de modos degenerados (Tomado de Flores y Martínez, 2012).

La propuesta de Bolt es mantener ciertas relaciones entre las dimensiones de un local paralelepípedo de modo que los modos se distribuyan homogéneamente sin “sobrecargar” energéticamente ninguna zona del espectro. Las relaciones dimensionales óptimas según Bolt son:

$$z : x : y = 1 : 2^{1/3} : 4^{1/3} = 1 : 1,25 : 1,6$$

que resultan similares a las que en 1900 había propuesto Sabine: $z : x : y = 2 : 3 : 5$

De los criterios desarrollados luego del de Bolt, a los efectos de estas notas es interesante señalar que en 1979 Gilford propuso ocuparse únicamente de los modos axiales y verificar que sus frecuencias difieran en por lo menos 20 Hz (Flores y Martínez, 2012), en tanto Oscar Bonello desarrolla un criterio basado en la densidad de modos, que hoy es de amplia aplicación. El criterio de Bonello, publicado en 1981, estudia el comportamiento del local para frecuencias de hasta 200 Hz e indica que para no tener problemas con modos múltiples la cantidad de modos normales en cada banda de tercio de octava debe ser monótonamente creciente y que en caso de ocurrir modos múltiples, debe haber por lo menos 5 modos en esa banda de tercio de octava.

Así como el criterio de Bonello propone usar una frecuencia de corte de 200 Hz, otros criterios proponen analizar la ocurrencia de modos múltiples hasta ciertas frecuencias críticas que son función del volumen del local y del tiempo de reverberación; se asume que por encima de tales frecuencias se logra un campo perfectamente difuso.

Así, Bolt, Beránek y Newman recomiendan verificar la ocurrencia de modos múltiples hasta una cierta frecuencia f_c por encima de la cual no se esperan problemas por esta causa:

$$f_{c, BBN} = 1893 \sqrt{\frac{T_R}{V}}$$

V se expresa en m^3 y T_R en s.

El valor propuesto por Schroeder, conocido como frecuencia de Schroeder, es:

$$f_{c, Sch} = 2000 \sqrt{\frac{T_R}{V}} = \frac{802,5}{\sqrt{\alpha_T} S}$$

La segunda expresión resulta simplemente de sustituir el tiempo de reverberación por su equivalencia de acuerdo con la fórmula de Sabine, que se discute en la sección siguiente.

3.5 DETERMINACIÓN DEL TIEMPO DE REVERBERACIÓN

3.5.1 DETERMINACIÓN PRÁCTICA DEL TIEMPO DE REVERBERACIÓN

El tiempo de reverberación se debe medir en cada banda de frecuencias de interés. Sin embargo, en la práctica, es poco probable que se pueda medir un decaimiento de 60 dB en un local, ya que eso implicaría tener a la vez un ruido de fondo muy bajo y una fuente emisora muy potente. Lo que se hace habitualmente es medir el tiempo que tarda en decaer un intervalo de niveles

menor, que según normas de procedimiento debería ser de 30 dB tomados entre -5 dB y -35 dB, y luego suponer comportamiento lineal.

Entonces, será:

$$T_{R, 60dB} = 2 \times T_{R, 30dB}$$

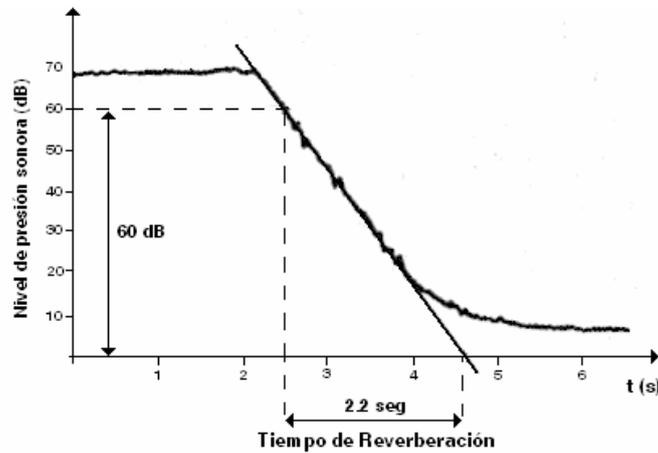


Figura 3-16 Tiempo de reverberación. Tomado de Méndez et al., 1994.

En algunos casos resulta necesario considerar decaimientos menores que 30 dB, aún si esto no responde al procedimiento normalizado; así, se debe suponer, por ejemplo, que:

$$T_{R, 60dB} = 2 \times T_{R, 30dB} = 3 \times T_{R, 20dB}$$

3.5.2 CÁLCULO DEL TIEMPO DE REVERBERACIÓN SEGÚN SABINE

El tiempo de reverberación de un local puede medirse, pero también es posible calcularlo a partir de sus características (volumen, materiales y elementos que contiene, coeficientes de absorción de tales materiales y elementos).

Se han propuesto diferentes fórmulas para calcular el tiempo de reverberación de un local.

De acuerdo con la fórmula de Sabine, el tiempo de reverberación se calcula como:

$$T_R = 0,161 \frac{V}{A} = 0,161 \frac{V}{\alpha_T S_T}$$

Siendo:

V el volumen del local, en m³

A el área absorbente total del recinto $\alpha_T S_T$, en m² o Sb

α_T es la absorción media del recinto:

$$\alpha_T = \frac{\sum \alpha_i S_i}{S_T}$$

con S_T la superficie total del recinto

Esta fórmula es válida en **recintos no muy grandes** y cuando $\alpha_T \leq 0,2$.

3.5.3 CÁLCULO DEL TIEMPO DE REVERBERACIÓN SEGÚN EYRING

Cuando los valores de α_i de todas las superficies interiores de un recinto son similares, para calcular su tiempo de reverberación puede usarse la fórmula de Eyring:

$$T_R = 0,161 \frac{V}{4\gamma V - S_T \times \text{Ln}(1 - \alpha_T)}$$

Siendo:

γ [m⁻¹] coeficiente de absorción de energía acústica en el aire, que depende de la humedad relativa y de la temperatura ambiente

V [m³] volumen del local

S_T [m²] superficie total del recinto

α_T coeficiente de absorción medio del recinto

Tabla 3.9: Constante de atenuación del aire γ a diferentes frecuencias y porcentajes de humedad

Humedad relativa atmosférica (%)	Constante de atenuación γ (m ⁻¹)		
	3000 Hz	4000 Hz	6000 Hz
20	0,010	0,016	0,032
50	0,005	0,008	0,015
70	0,004	0,006	0,013

Como la constante de atenuación del aire expresada en m⁻¹ tiene valores pequeños, el término $4\gamma V$ sólo tiene interés para frecuencias altas (por encima de 2000 Hz) y para locales de gran volumen. Si no es el caso, resultará:

$$T_R = 0,161 \frac{V}{-S \times \text{Ln}(1 - \alpha_T)}$$

3.5.4 CÁLCULO DEL TIEMPO DE REVERBERACIÓN SEGÚN MILLINGTON-SETTE

Cuando los valores de los coeficientes de absorción en el recinto son muy diversos, es recomendable aplicar la fórmula de Millington-Sette:

$$T_R = 0,161 \frac{V}{-\sum_i S_i \times \text{Ln}(1 - \alpha_i)}$$

Siendo:

α_i coeficiente de absorción de cada uno de los materiales o elementos presentes en el recinto

S_i la superficie ocupada por el material de coeficiente de absorción α_i

V el volumen del local, en m³

15 Calcular el tiempo de reverberación en cada banda de octava normalizada entre 125 Hz y 4000 Hz, para una sala vacía de 5,20 m x 3,70 m y 3,00 m de altura. Tiene dos ventanas laterales de 0,60 m x 0,80 m con vidrio simple de 2 mm y una puerta de madera de 0,82 m x 2,03 m. Las paredes están revocadas con revoque de cal y arena, el piso es de baldosa monolítica y el techo es liviano con cielorraso de madera barnizada.

Resolución

El tiempo de reverberación se calculará por la fórmula de Millington-Sette como:

$$T_R = 0,161 \frac{V}{\sum_i S_i \times Ln (1 - \alpha_i)}$$

Los componentes a considerar son los siguientes:

Piso = 5,20 x 3,70 = 19,24 m²

Cielorraso = 5,20 x 3,70 = 19,24 m²

Vidrio = 2 x 0,60 x 0,80 = 0,96 m²

Puerta de madera = 0,82 x 2,03 = 1,66 m²

Área de muros = 2 x (5,20 + 3,70) x 3 – 0,96 – 1,66 = 50,78 m²

Área total = 91,88 m²

Volumen total = 5,20 x 3,70 x 3,00 = 57,72 m³

Los valores de α_i para cada material y para cada frecuencia de interés se toman de la Tabla 3.2, que presenta valores de coeficientes de absorción de diferentes materiales y elementos. Luego se calcula el valor de cada sumando del denominador de la fórmula de Millington-Sette y se suman todos los términos resultantes.

	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz
α piso (1/m ²)	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,02
19,24 x [-Ln (1- α_i)]	0,19	0,19	0,39	0,39	0,39	0,39
α cielorraso (1/m ²)	0,05	0,04	0,03	0,03	0,03	0,03
19,24 x [-Ln (1- α_i)]	0,99	0,79	0,59	0,59	0,59	0,59
α vidrio (1/m ²)	0,33	0,25	0,10	0,07	0,06	0,04
0,96 x [-Ln (1- α_i)]	0,38	0,28	0,10	0,07	0,06	0,04
α puerta (1/m ²)	0,25	0,34	0,18	0,10	0,06	0,18
1,66 x [-Ln (1- α_i)]	0,48	0,69	0,33	0,18	0,10	0,33
α muros (1/m ²)	0,04	0,05	0,06	0,08	0,04	0,06
50,68 x [-Ln (1- α_i)]	2,07	2,60	3,14	4,23	2,07	3,14
- $\sum S_i \times [-Ln (1- \alpha_i)]$	4,11	4,55	4,55	5,45	3,21	4,48

Por último, se calcula el tiempo de reverberación para cada frecuencia de interés. Por ejemplo, a 500 Hz se tiene:

$$T_R = 0,161 \frac{57,72}{4,55} = 2,0 s$$

	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz
T_R (s)	2,2	2,0	2,0	1,7	2,9	2,1

16 En el local del ejemplo anterior se desea hacer funcionar una sala de reuniones. ¿A qué valor habría que llevar el tiempo de reverberación a 500 Hz para una buena comprensión de la palabra hablada?

Resolución

Se puede asemejar el tiempo de reverberación de una sala de reuniones al recomendado para aulas, que se sitúa entre 0,5 y 0,9 segundos para la banda de 500 Hz.

Se toma como objetivo bajar el valor hasta 0,5 segundos con la sala completa en su capacidad. Para lograrlo, ¿qué modificaciones hay que realizar en la absorción del local si se espera que en la sala haya un máximo de 12 adultos sentados? Formular una propuesta de materiales o decorados para incluir esa área de absorción en la sala.

Se vuelve a calcular la absorción considerando las personas que se encontrarán dentro del local, y también se recalcula el tiempo de reverberación.

	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz
α piso (1/m ²)	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,02
19,24 x [-Ln (1- α_i)]	0,19	0,19	0,39	0,39	0,39	0,39
α cielorraso (1/m ²)	0,05	0,04	0,03	0,03	0,03	0,03
19,24 x [-Ln (1- α_i)]	0,99	0,79	0,59	0,59	0,59	0,59
α vidrio (1/m ²)	0,33	0,25	0,10	0,07	0,06	0,04
0,96 x [-Ln (1- α_i)]	0,38	0,28	0,10	0,07	0,06	0,04
α puerta (1/m ²)	0,25	0,34	0,18	0,10	0,06	0,18
1,66 x [-Ln (1- α_i)]	0,48	0,69	0,33	0,18	0,10	0,33
α muros (1/m ²)	0,04	0,05	0,06	0,08	0,04	0,06
50,68 x [-Ln (1- α_i)]	2,07	2,60	3,14	4,23	2,07	3,14
α adulto (1/unidad)	0,10	0,19	0,38	0,51	0,69	0,69
Nº adultos x [-Ln(1- α_i)]	1,26	2,53	5,74	8,56	14,05	14,05
- $\Sigma S_i \times \ln(1- \alpha_i)$	5,38	7,08	10,28	14,01	17,26	18,54
T_R (s)	1,7	1,3	0,9	0,7	0,5	0,5

Para llevar el tiempo de reverberación a 500 Hz a 0,5 segundos se debe cumplir:

$$\frac{0,161 V}{0,5} = - \sum_i S_i \times \ln (1 - \alpha_{500}) = 18,59$$

Se analiza el resultado que daría alfombrar con alfombra de lana de 1,2 kg/m², que tiene un coeficiente de absorción a 500 Hz de 0,11.

El término $\ln(1-\alpha_T)$ correspondiente al piso pasaría a valer 2,24. El valor de $-\sum S_i \times [\ln(1-\alpha_i)]$ sería de 12,16, que aún no alcanza el valor necesario; en efecto, T_R valdría ahora 0,8 segundos.

Modificando la calidad de la alfombra por una de pelo rizado con $\alpha_{500} = 0,30$ y repitiendo los cálculos, resulta $-\sum S_i \times [\ln(1-\alpha_i)] = 16,78$, que es un poco más bajo que el objetivo planteado; el tiempo de reverberación resultante es de 0,6 segundos. Para alcanzar el valor deseado de 0,5 segundos en 500 Hz alcanzará con agregar un cortinado decorativo en alguno de los paramentos.

17 Se tiene una fuente omnidireccional de potencia 2 mW en un local que tiene las siguientes características:

- Dimensiones: 5 m x 3,5 m x 2,8 m
- Piso de tablas
- Techo de hormigón pintado
- Paredes de ladrillo visto
- Puerta de madera (2,03 m x 0,82 m)
- Dos ventanas de 1,10 m x 0,60 m

Calcular el coeficiente de absorción medio del local, su constante y su radio crítico para la frecuencia de 1000 Hz.

Calcular el nivel de presión sonora esperado a 1 m y a 3 m.

Resolución

Dimensiones

<i>largo</i>	5	<i>Ventana 1</i>	0,66
<i>ancho</i>	3,5	<i>Ventana 2</i>	0,66
<i>altura</i>	2,8	<i>Puerta</i>	1,66

Elemento	Área (m²)	Terminación	$\alpha_{1000\text{ Hz}}$	$\alpha_{1000} \times S_i$
<i>Piso</i>	17,50	<i>Tablas</i>	0,08	1,4
<i>Techo</i>	17,50	<i>Hormigón pintado</i>	0,02	0,35
<i>Muros</i>	44,62	<i>Ladrillo visto</i>	0,04	1,784
<i>Ventanas</i>	1,32	<i>Vidrio</i>	0,03	0,040
<i>Puerta</i>	1,66	<i>Madera</i>	0,1	0,168
<i>Área total</i>	82,6		A	3,74

Parámetros del recinto	1000 Hz
$\alpha_T = \sum(\alpha_i \times S_i) / S_T$	0,045
$A = \alpha_T \times S_T \text{ (m}^2\text{)}$	3,74
$R = A / (1 - \alpha_T) \text{ (m}^2\text{)}$	3,92
$r_c = (R^{1/2}) / 7 \text{ (m)}$	0,28

Primero se calcula el nivel de potencia acústica de la fuente:

$$L_w = 10 \log \frac{2 \times 10^{-3}}{10^{-12}} = 93 \text{ dB}$$

Para calcular el nivel de presión sonora, se aplica:

$$L_p = L_w + 10 \log \left(\frac{1}{4 \pi d^2} + \frac{4}{R} \right)$$

Los niveles de presión sonora esperados son: $L_{p,1m} = 93,4 \text{ dB}$; $L_{p,3m} = 93,1 \text{ dB}$.

18 Repetir los cálculos si en el local se colocan 8 mesas de café con 2 sillas cada una y hay en él 6 adultos sentados y 2 de pie.

Resolución

Esto equivale a agregar los siguientes absorbentes unitarios:

Absorbentes unitarios	N	α	$\alpha \times N$
mesas de café	8	0,15	1,2
Adultos sentados	6	0,4	2,4
Adultos de pie	2	0,42	0,84
Silla de compensado	5	0,04	0,2
		A	4,64

Los nuevos parámetros resultan ser:

$\alpha_T = \Sigma(\alpha_i \times S_i) / S_T$	0,101
$A = \alpha_T \times S_T \text{ (m}^2\text{)}$	8,38
$R = A / (1 - \alpha_T) \text{ (m}^2\text{)}$	9,33
$r_c = (R^{1/2}) / 7 \text{ (m)}$	0,44

Los niveles de presión sonora esperados ahora son: $L_{p,1m} = 90,1 \text{ dB}$; $L_{p,3m} = 89,8 \text{ dB}$.

3.6 EVALUACIÓN DE LA EFECTIVIDAD DE UNA SOLUCIÓN DE ABSORCIÓN ACÚSTICA

La reducción del nivel sonoro asociado con el campo reverberante que se logra a través de un tratamiento acústico de absorción puede calcularse como:

$$\Delta L = L_1 - L_2 = 10 \log \left(\frac{Q}{4 \pi d} + \frac{4}{R_1} \right) - 10 \log \left(\frac{Q}{4 \pi d} + \frac{4}{R_2} \right)$$

Si predomina el campo reverberante, d es grande y en consecuencia el campo directo realiza un aporte despreciable:

$$\Delta L = L_1 - L_2 = 10 \log \left(\frac{4}{R_1} \right) - 10 \log \left(\frac{4}{R_2} \right) = 10 \log \left(\frac{4}{R_1} \cdot \frac{R_2}{4} \right) = 10 \log \left(\frac{R_2}{R_1} \right)$$

En definitiva, la reducción de niveles de presión sonora lejos de la fuente se puede estimar como:

$$\Delta L = 10 \log \frac{R_2}{R_1}$$

Importa anotar que algunos autores recomiendan hacer esta evaluación tomando las absorciones totales A_1 y A_2 en vez de con las constantes del local R_1 y R_2 . Sin embargo, dado que hoy día no implica agregar complejidad alguna a los cálculos, tal simplificación resulta injustificada, siendo que se introduce un innecesario error.

19 Calcular la reducción que se logra entre las dos situaciones del ejemplo anterior.

Resolución

En el ejemplo anterior, comparando las dos situaciones se esperaría una reducción de niveles de presión sonora a 3 m de la fuente de:

$$\Delta L = 10 \log \frac{R_2}{R_1} = 10 \log \left(\frac{9,33}{3,92} \right) = 10 \log (2,38) = 3,8 \text{ dB}$$

Entonces, $L_{p2,3m}$ sería: $93,4 - 3,8 = 89,6 \text{ dB}$

La estimación es bastante ajustada: la reducción efectiva que se ha logrado con el acondicionamiento ha sido de $L_{p1,3m} - L_{p2,3m} = 93,4 - 89,8 = 3,6 \text{ dB}$.

20 Recalcular la reducción del ejemplo anterior aplicando la simplificación A_2/A_1 .

Resolución

Asumiendo:

$$\Delta L = 10 \log \frac{A_2}{A_1} = 10 \log \left(\frac{8,38}{3,74} \right) = 10 \log (2,24) = 3,5 \text{ dB}$$

4 AISLAMIENTO ACÚSTICO

Las ondas sonoras pueden estar llegando a una superficie de interés tanto por vía aérea como por vía sólida. La propagación por vía sólida puede deberse a vibraciones de las paredes, a ruidos de impacto (por ejemplo, golpes o pasos), a vibraciones ocasionadas por maquinaria o instalaciones, que son transmitidas a través del suelo, cimientos o estructura del edificio. En este caso, las soluciones típicas pasan por interponer elementos elásticos en la trayectoria de las ondas sonoras, con una impedancia acústica Z distinta (menor) que la del medio por el que se estaban desplazando, para “cortar” su propagación (por ejemplo, juntas elásticas, pisos flotantes, etc.).

La propagación vía aérea suele darse por las vibraciones elásticas del aire debido a las ondas sonoras que, al alcanzar una superficie material, la excitan en alguna medida, aun cuando los desplazamientos que se generan en esa superficie u obstáculo parezcan insignificamente pequeños. También se da, y con mayor facilidad, a través de discontinuidades manifiestas (por ejemplo, aberturas) o puntos débiles no deseados (como agrietamientos, pasajes débilmente sellados para instalaciones eléctricas, sanitarias u otras, ductos de ventilación, aberturas que o no descansan correctamente en su marco o bien cuyos marcos están mal sellados, entre otras posibilidades).

En lo que sigue se trata el tema del aislamiento acústico de la propagación de ondas sonoras por vía aérea.

4.1 ESQUEMA CONCEPTUAL DEL FENÓMENO DE AISLAMIENTO ACÚSTICO

El aislamiento acústico de un material o conjunto ordenado de ellos se refiere a la capacidad de oponerse y, en consecuencia, de reducir el flujo de energía acústica que lo atraviesa.

Un buen aislante acústico reduce la energía acústica que se recibe al otro lado de él incidiendo sobre la amplitud de la onda y no a través de fenómenos disipativos, como lo hacen los absorbentes acústicos.

El aislamiento acústico se basa en la modificación de amplitudes que sufre una onda al pasar de un medio de impedancia acústica Z_1 a otro de impedancia acústica Z_2 diferente. Recordando que la intensidad acústica se puede expresar como:

$$I = \frac{p^2}{Z}$$

si se asume por un momento que la onda incidente se transmite sin reflejarse de un medio 1 a otro medio 2 separados por una frontera perfectamente lisa y rígida, se puede escribir:

$$\frac{p_1^2}{Z_1} = \frac{p_2^2}{Z_2}$$

Entonces, para poder mantener la igualdad, cuando se pasa de un medio a otro con mayor impedancia acústica, la amplitud de la onda aumenta (por ejemplo, cuando pasa del agua al aire), en tanto cuando el pasaje es de un medio a otro con menor impedancia acústica, la amplitud disminuye.

Pero la relación entre las impedancias acústicas no sólo tiene que ver con la modificación de la amplitud de la onda incidente: también está relacionada con la fracción de la energía incidente que se reflejará o se transmitirá. En efecto, los factores de reflexión y de transmisión se escriben en función de los valores de las impedancias de los dos medios involucrados están dadas por:

$$F_r = \left(\frac{Z_1 - Z_2}{Z_1 + Z_2} \right)^2 \qquad F_t = \frac{4Z_1 Z_2}{(Z_1 + Z_2)^2}$$

Cuanto mayor sea la diferencia entre los valores de Z_1 y Z_2 , mayor será la fracción de la energía de la onda incidente que se reflejará y, en consecuencia, será menor la energía no reflejada, que comprende a la energía absorbida y la energía transmitida. Implícitamente, aún si la absorción no fuera significativa, una gran diferencia entre las impedancias de los dos medios tiende a reducir la cantidad de energía acústica transmitida.

Tomando en consideración ambas premisas a la vez, entonces cuando una onda se propaga por vía aérea y alcanza un paramento, cuya impedancia es sin dudas mucho mayor que la del aire, la mayor parte de la energía se reflejará y sólo una pequeña porción se transmitirá al paramento, en el que ocurrirá una onda de mayor amplitud que la que resultaría en el aire. Pero al pasar desde el paramento nuevamente al aire, otra vez la mayor parte de la energía se reflejará dentro de él y sólo una pequeña porción se transmitirá al aire, pero además lo hará con una amplitud menor que la de la onda que resultaría si el medio de propagación no cambiara.

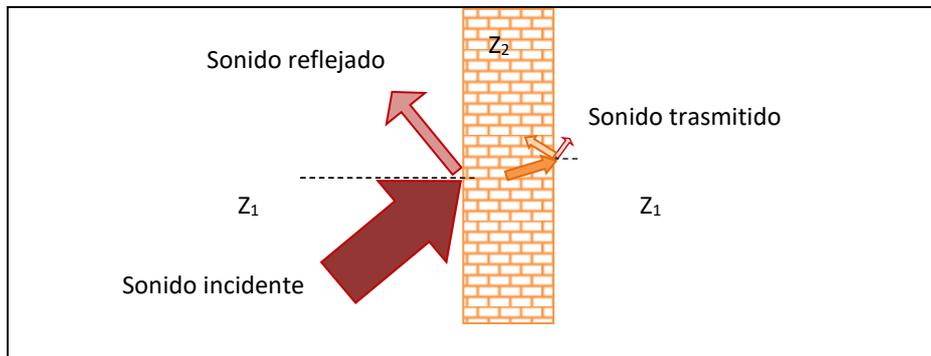


Figura 4-1 Destinos de la energía acústica que incide en una superficie

Se define el **coeficiente de transmisión τ** de un material como el cociente entre la energía transmitida y la energía incidente:

$$\tau = \frac{E_t}{E_i}$$

Luego, a partir del coeficiente de transmisión τ se define el **índice de reducción acústica R** :

$$R = 10 \log \frac{1}{\tau}$$

4.2 DESEMPEÑO ACÚSTICO DE UN PARAMENTO SIMPLE

Cuando se habla de un paramento simple en acústica, se alude a una pared formada por una hoja única. Si se trata de un paramento macroscópicamente homogéneo, su aislamiento acústico depende de varias de sus propiedades mecánicas.

Intuitivamente, una pared simple y homogénea ofrece un buen aislamiento acústico cuando es pesada, estanca al pasaje del aire pero sólo débilmente rígida. Un análisis más riguroso permite reconocer varias zonas con diferente comportamiento, como se muestra en la Figura 4-2; de ellas, interesa diseñar en las zonas controladas por masa o por coincidencia, pero no en las controladas por rigidez ni resonancia, dado que en ellas el desempeño acústicamente es pobre e irregular.

- 1) *Zona controlada por rigidez*: se da en la zona de frecuencias más bajas, por debajo de la **frecuencia de resonancia** f_r . Cuanto mayor es la rigidez $k^{(2)}$, más pobre es el aislamiento que presenta la pared. La frecuencia de resonancia puede calcularse como:

$$f_{res} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{Ee}{mS}}$$

Siendo:

m la densidad superficial ⁽³⁾ del material, en kg/m²

e el espesor del paramento, en m

S el área de la pared, en m²

E el módulo de Young del material, en N/m²

- 2) *Zona controlada por resonancia*: se da para frecuencias entre f_{res} y $2 f_{res}$. En ese tramo el comportamiento es irregular y poco previsible; se alternan puntos de muy mal desempeño con otros bastante buenos.
- 3) *Zona controlada por masa*: se da por encima de $2 f_{res}$ y es la zona en que se aplica la ecuación que se conoce como la **ley de masas**. El aislamiento depende de la masa superficial y de la frecuencia de la onda incidente. Es la zona en la que es deseable trabajar. La ley de masas solo se cumple en un intervalo de frecuencias que está determinado por dos frecuencias características de una pared real y en el entorno de las cuales no sólo no se cumple la ley de masas sino que el desempeño acústico del paramento es muy pobre; son la frecuencia natural f_0 del sistema, que depende de la masa de la pared y de las sujeciones perimetrales de la hoja, y la frecuencia crítica o de coincidencia, f_c .

⁽²⁾ La rigidez k es la capacidad de un sólido para soportar esfuerzos sin adquirir deformaciones. Una pared puede idealizarse como una placa delgada, por lo que su rigidez a la flexión (es decir, al esfuerzo que genera una carga perpendicular a ella) se puede expresar como $k = \frac{E}{1-\nu^2} \times \frac{e^3}{12}$, siendo ν el coeficiente de Poisson del material.

⁽³⁾ La densidad superficial o masa superficial de un material es la masa que corresponde a 1 m² de éste con el espesor usual del mismo. De otro modo, m es el producto de la densidad volumétrica ρ del material por su espesor e .

4) *Zona controlada por coincidencia*: corresponde a una zona en la que la frecuencia de las ondas de flexión que se propagan en el material puede coincidir con la frecuencia de las ondas sonoras que se propagan por vía aérea, generando vibraciones de gran amplitud en el paramento. Este fenómeno puede ocurrir por encima de la llamada *frecuencia crítica* f_c , que es aquella a la que la frecuencia de las ondas incidentes coincide con la de las ondas longitudinales de flexión de la pared. Allí el aislamiento se debilita, debido a que la energía acústica se transmite a través del divisorio en forma de ondas de flexión, acopladas con las ondas acústicas en el aire. Esta frecuencia depende exclusivamente del material de la pared y de su espesor. La frecuencia crítica se calcula como:

$$f_c = \frac{c^2}{\pi} \sqrt{\frac{3m}{Ee^3}}$$

Siendo:

c la velocidad de propagación del sonido en el aire, en m/s

e el espesor del tabique, en m

m la densidad superficial, en kg/m²

E el módulo de Young del material, en N/m²

Ya a partir de la mitad de f_c puede darse el fenómeno de coincidencia, por lo que muchas veces se asume el valor de $f_c/2$ como el límite de validez de la ley de masas. Por encima de la frecuencia crítica f_c se tiene una zona gobernada por el amortiguamiento interno del material, en donde el aislamiento vuelve a crecer a partir del valor correspondiente a f_c . En esta zona se suele seguir usando la ley de masas, pese a que es sabido que existe una caída muy importante en una frecuencia próxima a la frecuencia crítica.

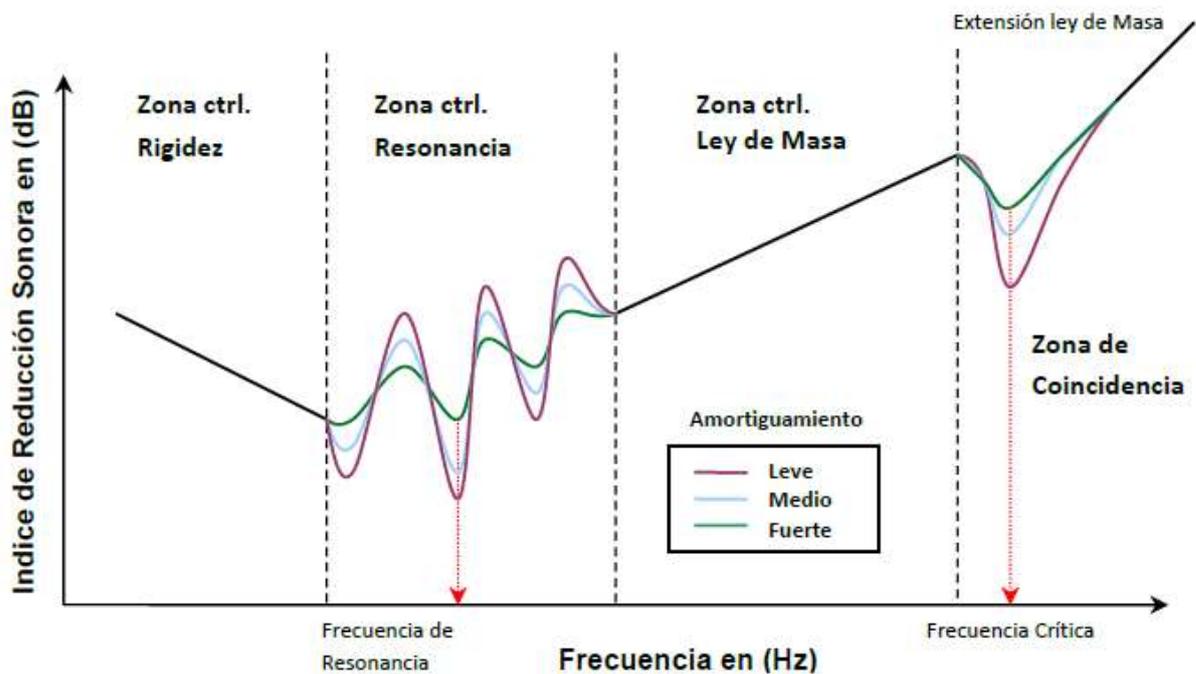


Figura 4-2 Comportamiento de un paramento simple homogéneo (tomado de Liarte García, 2013)

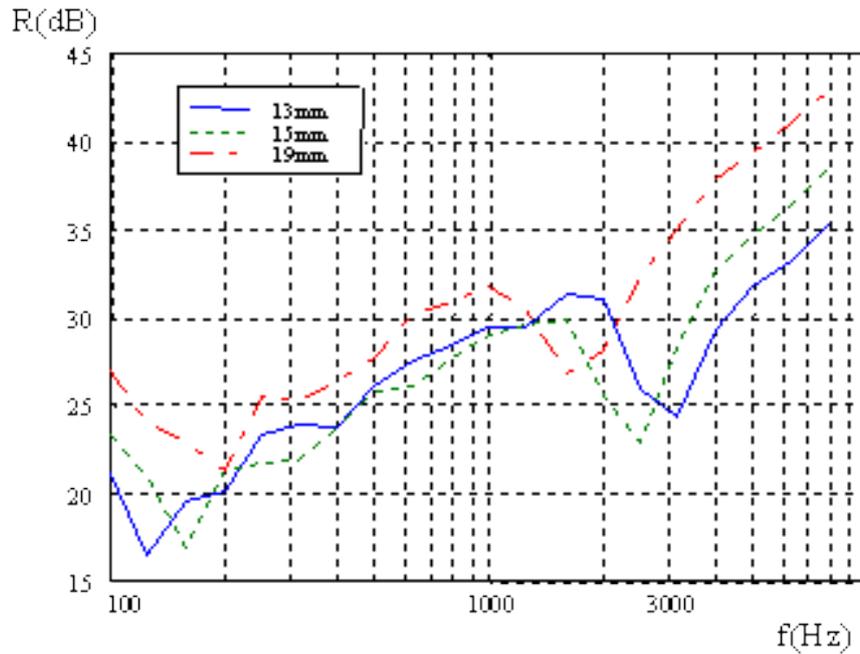


Figura 4-3 Comportamiento de aislamiento a ruido aéreo en condiciones de laboratorio de varios paneles de yeso de 13 mm, 15 mm y 19 mm de espesor ($m = 9,8 \text{ kg/m}^2$, $11,9 \text{ kg/m}^2$ y $16,8 \text{ kg/m}^2$) (tomado de Liarte García, 2013)

Si se expresa la frecuencia crítica en función de la frecuencia de resonancia resultan ser inversamente proporcionales, por lo que al seleccionar paramentos con baja frecuencia de resonancia se consigue a su vez tener frecuencias críticas altas:

$$f_c = \frac{c^2}{\pi} \sqrt{\frac{3m}{Ee^3}} = \frac{c^2}{\pi e} \sqrt{\frac{3m}{Ee}}$$

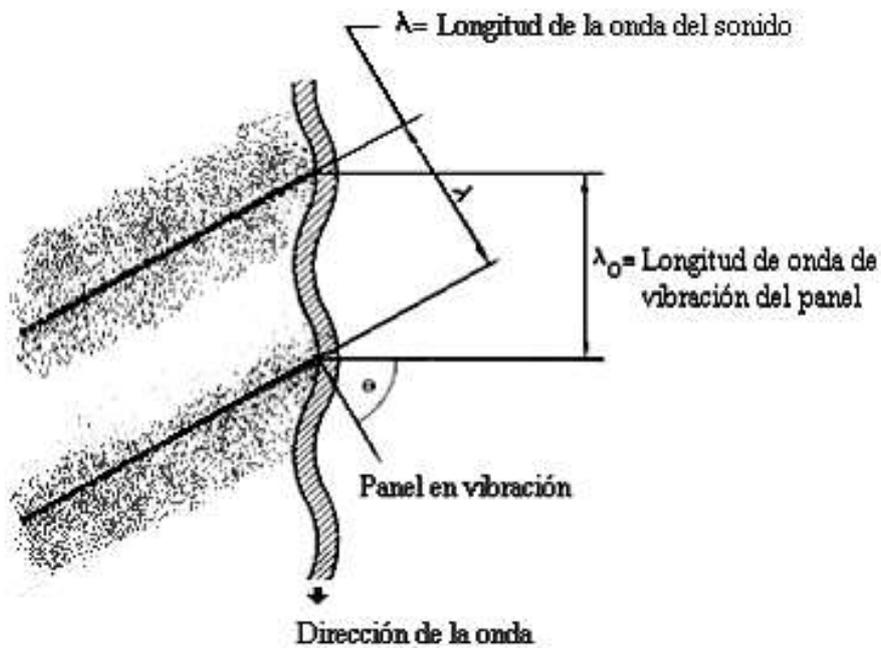


Figura 4-4 Esquema del fenómeno de coincidencia. Tomado de Méndez et al., 1994

Tomando en cuenta que la frecuencia de resonancia se puede expresar como:

$$f_{res} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{Ee}{mS}}$$

Entonces la frecuencia crítica resulta ser:

$$f_c = \frac{c^2}{\pi e} \sqrt{\frac{3m}{Ee}} = \frac{c^2}{\pi e} \frac{2\pi}{2\pi} \sqrt{\frac{3mS}{EeS}} = \frac{c^2}{2\pi^2 e f_{res}} \sqrt{\frac{3}{S}}$$

Haciendo algunas operaciones la relación inversa con la frecuencia de resonancia y con el área del divisorio queda expresada de la siguiente forma:

$$f_c = 0,0877 \frac{c^2}{e f_{res} \sqrt{S}}$$

Pero también la frecuencia crítica es inversamente proporcional a la rigidez, es decir, cuanto mayor sea la rigidez k del paramento, más baja será su frecuencia crítica (y más alta su frecuencia de resonancia). Recordando que la rigidez se puede escribir como:

$$k = \frac{E}{1-\nu^2} \times \frac{e^3}{12}$$

la frecuencia crítica puede expresarse como:

$$f_c = \frac{c^2}{\pi} \sqrt{\frac{3m}{Ee^3}} = \frac{c^2}{\pi} \sqrt{\frac{3m}{Ee^3}} \sqrt{\frac{12 \cdot (1-\nu^2)}{12 \cdot (1-\nu^2)}} = \frac{c^2}{\pi \sqrt{k}} \sqrt{\frac{3m}{12 \cdot (1-\nu^2)}} = \frac{c^2}{2\pi \sqrt{k}} \sqrt{\frac{m}{(1-\nu^2)}}$$

Entonces:

$$f_c = 0,159c^2 \sqrt{\frac{m}{k(1-\nu^2)}}$$

En la Tabla 4.1 se presentan los valores de los módulos de Young y de Poisson, las densidades volumétricas y las frecuencias críticas para diversos materiales, para un espesor de 1 cm. Para obtener la frecuencia crítica f_c **para otros espesores, se divide** el valor de la tabla **entre** el valor del **nuevo espesor** expresado en cm.

Nótese, por ejemplo, que una pared de ladrillo de 30 cm, como es lo esperable en medianeras, tiene una frecuencia crítica de 90 Hz; también tiene una f_c baja una pantalla de hormigón armado de 15 cm: 125 Hz. Igualmente favorable es la situación de las láminas metálicas de escasos mm de espesor, pues las frecuencias críticas resultan estar muy por encima de las frecuencias de interés.

Adicionalmente, en la Figura 4-5 se presentan valores de frecuencias críticas de algunos materiales usuales en la edificación.

Tabla 4.1: Densidad y frecuencia crítica de algunos materiales (valores tomados de fuentes diversas)

	Módulo de Young $E, N/m^2 \times 10^{10}$	Módulo de Poisson $\nu, N/m^2 \times 10^{10}$	Densidad (kg/m^3)	Frecuencia crítica para 1 cm de espesor (Hz)
Ladrillo macizo	$2,50 \times 10^{10}$	---	2000	2700
Hormigón armado	$2,61 \times 10^{10}$	---	2600	1900
Acero	$1,95 \times 10^{11}$	0,31	7800	1300
Aluminio	$7,16 \times 10^{10}$	0,4	2700	1200
Plomo	$1,58 \times 10^{10}$	0,43	11300	5500
Fibrocemento	$1,50 \times 10^{10}$	---	1090	1700
Yeso Paris	$4,69 \times 10^9$	---	1150	2700
Cartón-yeso	---	---	875	4600
Vidrio	$6,76 \times 10^{10}$	0,22	2500	1200
Madera de pino	$1,40 \times 10^{10}$	0,18	700	1700
Madera aglomerada	7×10^9	---	750	2700
Madera contrachapada	---	---	600	2100
Corcho	5×10^6	0,28	250	18000
Goma	7×10^6	0,4	1100	85000
Poliestireno extruido	----		33	10900

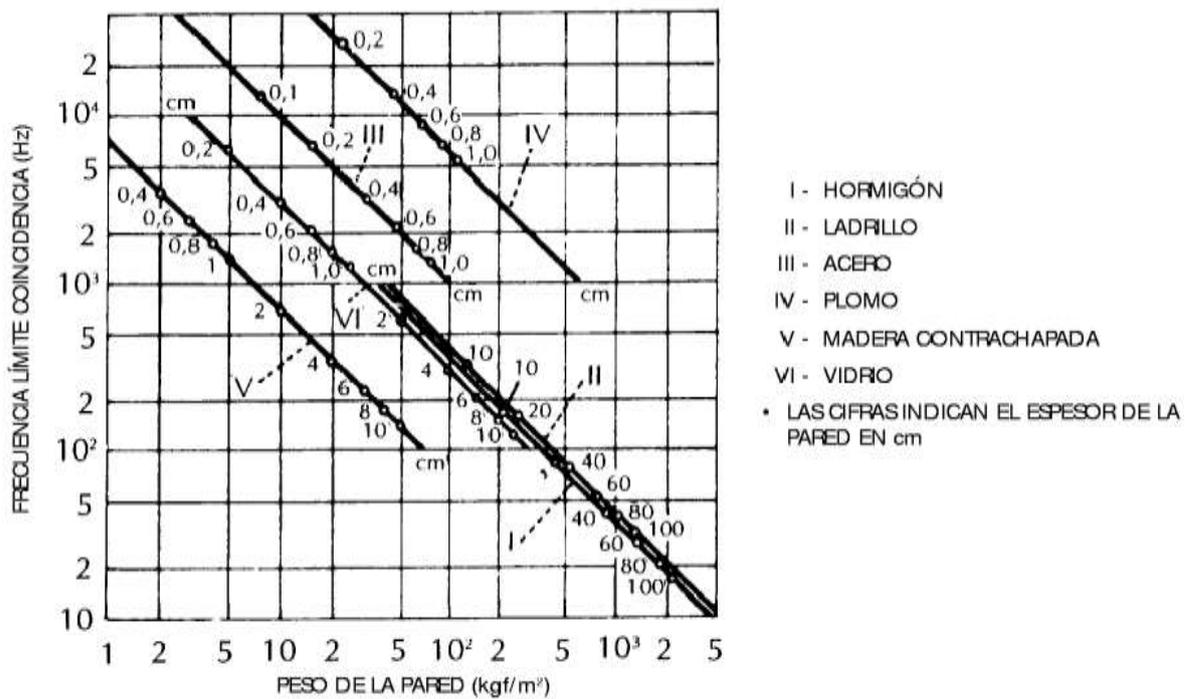


Figura 4-5. Valores de frecuencias críticas de algunos materiales usuales en la edificación (Tomado de Blanco Álvarez, S/A).

4.3 LA LEY DE MASAS

A los efectos del diseño acústico, interesa conocer la atenuación que un paramento proporciona en la zona de validez de la llamada ley de masas. Se acepta que esta ley es aplicable para paramentos de hasta 30 cm de espesor, por encima de su frecuencia de resonancia y por debajo de su frecuencia crítica.

La ley de masas o ley de Berger se obtiene de aplicar a la amplitud de la onda sonora incidente las modificaciones que resultan de los cambios de impedancia del medio cuando pasa de propagarse por vía aérea a hacerlo en el seno del material del paramento sobre el que incide, y emerge al otro lado de éste para seguir propagándose por aire. El valor que se calcula es el índice de reducción acústica R que, en el caso de una pared simple y homogénea, depende de la densidad superficial del material y de la frecuencia de la onda incidente.

La expresión más usual de la ley de masas es la siguiente:

$$R = 20 \log m + 20 \log f - 42 \quad (4)$$

Siendo:

R el índice de reducción acústica, en dB

m la masa por unidad de superficie, en kg/m^2

f la frecuencia de la onda incidente, en Hz

Conviene remarcar que la ley de masas no toma explícitamente en cuenta las características elásticas del paramento, por lo que hay que ser cuidadoso con el intervalo de frecuencias en que es razonable aplicarla.

De acuerdo con esta aproximación, el aislamiento acústico será mayor cuanto mayor sea la masa superficial del paramento y para una misma masa superficial, funcionará mejor para frecuencias más altas. La duplicación de la frecuencia de la onda incidente implica una mejora de 6 dB en el aislamiento; igual mejora resulta al duplicar la masa superficial.

Según Miyara (1999), es conveniente utilizar una expresión más conservadora para calcular el aislamiento de una pared simple. Él propone:

$$R = 18 \log m + 18 \log f - 45$$

Si bien en principio esta ley puede aplicarse sin mayores inconvenientes para los diferentes materiales que suelen integrar un paramento, muchas veces se cuenta con valores experimentales obtenidos en laboratorio acústico para distintos tipos y espesores de materiales o elementos constructivos (maderas, metales, vidrios, ventanas, puertas, etc.). En ese caso, **siempre es mejor emplear los valores experimentales**, que serán sin dudas **más realistas que la aproximación teórica** al comportamiento del elemento en cuestión. A modo de ejemplo, en la Figura 4-6 se presenta un certificado de un ensayo de aislamiento realizado en laboratorio.

En la Tabla 4.2 se dan los valores del índice de reducción acústica R en bandas de octava normalizadas para algunos elementos constructivos. Si se realiza el ejercicio de aplicar la ley de masas para diferentes materiales y frecuencias, puede verse fácilmente que estos resultados teóricos no siempre coinciden con los valores experimentales (por ejemplo, la coincidencia con la

⁴ Pueden encontrarse diferentes constantes aditivas en la bibliografía, que en esencia resultan de tomar diferentes condiciones para las características de la vía aérea. El valor de -42 es el más conservador, pero hay autores que proponen términos de -45 e incluso -48.

teoría es perfecta para una lámina de acero galvanizado de 0,9 mm de espesor, pero está muy apartada de la realidad para una plancha de plomo de 3 mm de espesor).

Tabla 4.2: Índice de reducción acústica R en bandas de octava normalizadas de algunos materiales y elementos constructivos (valores tomados de fuentes varias)

Material	m (kg/m ²)	Esp. (cm)	Frecuencia (Hz)					
			125	250	500	1000	2000	4000
Madera de roble	36	4,5	11,5	15,0	20,5	22,0	26,0	s/d
Madera de pino	49	2,5	27,0	31,0	33,0	35,0	37,0	40,0
Madera de caoba	25	5,0	19,0	23,0	25,0	30,0	37,0	42,0
Madera contrachapada	31,5	0,6	9,0	13,0	16,0	21,0	27,0	29,0
Madera contrachapada	5	0,8	15,0	21,0	21,0	26,0	26,0	22,0
Paneles de madera	19	2,5	s/d	2,0	6,0	6,0	8,0	8,0
Madera aglomerada	s/d	1,2	13,0	18,0	23,0	26,0	27,0	22,0
Madera aglomerada	11	1,9	17,0	18,0	25,0	30,0	26,0	32,0
Lámina de aluminio	1,6	0,06	18,0	13,0	18,0	23,0	25,0	s/d
Lámina de acero galvanizado	6	0,05	8,0	14,0	20,0	23,0	26,0	27,0
Lámina de acero galvanizado	7	0,09	8,0	14,0	20,0	26,0	32,0	38,0
Lámina de acero galvanizado	9,5	0,12	13,0	20,0	24,0	29,0	33,0	39,0
Plancha de plomo	40	0,32	s/d	31,0	27,0	38,0	44,0	33,0
Plancha de plomo	34	0,3	30,0	31,0	27,0	38,0	44,0	33,0
Placa de cartón yeso	26,8	0,95	23,4	23,4	23,4	31,4	28,0	28,0
Placa de yeso	7	0,9	15,0	20,0	24,0	29,0	32,0	35,0
Pared de yeso	s/d	7,5	29,0	34,0	27,0	31,0	41,0	49,0
Puerta de panel rígido con núcleo hueco	28	4,3	17,0	21,0	26,0	29,0	31,0	34,0
Puerta sencilla de acero	47,5	0,6	25,0	27,0	31,0	36,0	32,0	s/d
Puerta sencilla de roble	34	4,4	12,0	15,0	20,0	22,0	26,0	s/d
Puerta liviana	s/d	s/d	15,0	15,0	20,0	24,0	28,0	27,0
Puerta de madera maciza sin burlete	24	s/d	19	22	26	24	23	20
Puerta de madera maciza con burlete	24	s/d	22	25	29	25	26	28
Vidrio 6 mm	s/d	s/d	25	28	31	34	30	37
Vidrio laminado 6 mm	s/d	s/d	26	29	32	35	35	43
Dos vidrios de 3 mm de espesor separados por una cámara de aire de 5 cm	s/d	s/d	18	26	38	43	48	35
Vidrio de 3 mm de espesor con cámara de aire de 10 cm y vidrio de 6 mm	s/d	s/d	29	35	44	46	47	50
Ventana simple con vidrios de 3 mm	9,0	0,3	14,0	14,0	21,0	21,0	29,0	25,0
Ventana simple con vidrios de 3,5 mm	10,0	0,35	18,0	19,0	25,0	25,0	30,0	27,0
Ventana simple con vidrios de 6 mm	17,0	0,6	19,0	13,0	22,0	22,0	25,0	27,0
Ventana simple con vidrios de 7 mm	17,0	0,7	19,0	21,0	28,0	28,0	29,0	37,0
Ventana doble vidrios de 2,4 mm separados 7 mm	15,0	1,18	22,0	16,0	20,0	29,0	31,0	27,0
Ventana doble vidrios de 4 mm separados 12 mm	s/d	2,0	24,0	20,0	25,0	35,0	38,0	35,0
Ventana doble vidrios de 6 mm separados 12 mm	s/d	2,4	20,0	19,0	29,0	38,0	36,0	45,0

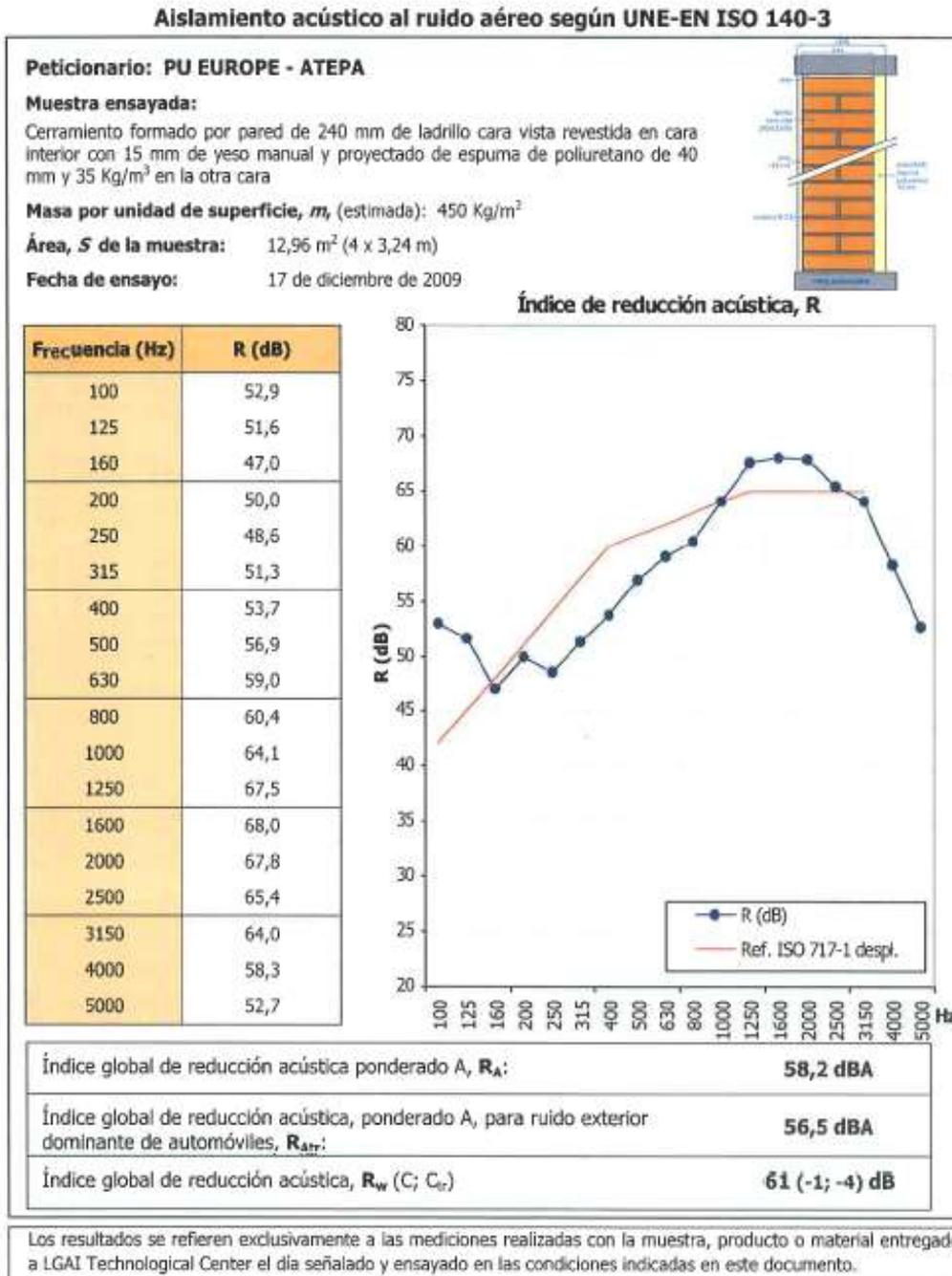


Figura 4-6 Certificado de ensayo de aislamiento acústico de un paramento

Para conocer los niveles de presión sonora como consecuencia de los existentes en un local contiguo del que está separado por un elemento cuyo índice de reducción acústica es R , en principio alcanza con restar aritméticamente y banda a banda los niveles de presión sonora del lado del emisor y los índices de reducción acústica correspondientes a la banda en cuestión:

$$R_i = L_{Ei} - L_{ri}$$

donde el subíndice i indica cada banda de frecuencias considerada.

Pero estrictamente, **no es suficiente** con realizar esta resta. En efecto, de acuerdo con las características de absorción acústica o de reverberación del local receptor, puede suceder que las ondas sonoras transmitidas al local receptor sean rápidamente absorbidas en éste, o por el contrario se encuentren con un local “vivo” que tienda a amplificar su intensidad.

En consecuencia, el nivel sonoro en un local que recibe la transmisión de sonido desde otro local emisor a través de un paramento de superficie S que los separa, se calcula como:

$$L_{receptor} = L_{emisor} - R + 10 \times \log \left(\frac{S}{A_{receptor}} \right)$$

Siendo:

L_{emisor} nivel de presión sonora en el local emisor, en dB

$L_{receptor}$ nivel de presión sonora en el local receptor, en dB

R el índice de reducción acústica o pérdida de transmisión o aislamiento del paramento, en dB

S el área de la superficie que separa ambos locales, en m^2

$A_{receptor}$ la absorción o área absorbente total del local receptor, expresada en m^2 o en S_b indistintamente.

Si la superficie del tabique divisorio es muy pequeña, o si la absorción total del local receptor es muy grande (local muy poco reverberante), la corrección que aporta el último sumando no es significativa.

La expresión anterior equivale a definir un **índice de reducción acústica aparente R'** , que representa la diferencia de niveles entre ambos recintos tomando en consideración las condiciones de absorción en el local receptor:

$$R' = L_{emisor} - L_{receptor}$$

Siendo:

$$R' = R - 10 \log \left(\frac{S}{A_{receptor}} \right)$$

A su vez, esto pone en evidencia que el aislamiento de un paramento no es el mismo si los locales a ambos lados son muy diferentes. Por ejemplo, cuanto menos reverberante sea el local receptor (mayor área absorbente total $A_{receptor}$) será menor el nivel sonoro ocasionado en él por el local emisor.

20

Dado el siguiente espectro de ruido en bandas de octava normalizadas, que corresponde a ruido de tránsito, seleccionar el material de que debería construirse un paramento ciego (sin aberturas) para que el nivel de presión sonora al otro lado del mismo no supere los 45 dB en escala A.

	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz
Lz (dB)	77,6	74,1	72,0	72,1	68,4	63,6

Resolución

Considerando la fórmula de la ley de masas que propone Miyara, se calculan los índices de reducción acústica para un cierto material tentativo y para cada banda de octava, y se ve si se cumple o no la condición pedida.

$$R = 18 \log m + 18 \log f - 45$$

En el primer intento se empleará un muro de bloque, con densidad superficial 80 kg/m².

	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz
R (dB)	38,0	32,4	37,8	43,2	48,6	54,0

Ahora se resta aritméticamente la atenuación R en cada banda a la emisión L dada. Si el valor resultante es negativo, se toma como cero.

	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz
Lz (dB)	77,6	74,1	72,0	72,1	68,4	63,6
R (dB)	27,0	32,4	37,8	43,2	48,6	54,0
Pasa Lz (dB)	50,6	41,7	34,2	28,9	19,8	9,6

Una vez obtenido el nivel en dBZ que se espera al otro lado del muro en cada banda de octava, para resumirlos en un único valor en escala A, primero se debe convertir a escala A cada una de estas componentes, sumándoles la atenuación correspondiente a esa curva de ponderación en cada banda de octava.

	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz
Pasa Lz (dB)	50,6	41,7	34,2	28,9	19,8	9,6
Escala A	-16,1	-8,6	-3,2	0	+1,2	+1,0
Pasa LA (dB)	34,5	33,1	31,0	28,9	21,0	10,6

Entonces el nivel sonoro esperable al otro lado del muro de bloques se calcula sumando energéticamente las componentes en las diferentes octavas:

$$L_A = 10 \log (10^{3,45} + 10^{3,31} + 10^{3,10} + 10^{2,89} + 10^{2,10} + 10^{1,06}) = 38,5 \text{ dB}$$

Se ve que este muro satisface ampliamente la especificación solicitada (nivel interior inferior a 45 dB con ponderación A), por lo que el problema está resuelto. También puede verse que la solución no es única, y que el muro seleccionado no es, seguramente, el más liviano entre los que pudieron haberse considerado.

4.4 PARAMENTOS COMPUESTOS

Cuando un paramento no es homogéneo y consta de elementos de diferente masa (por ejemplo, un muro que tiene una puerta o una ventana, o ambos elementos), su índice de reducción acústica total R_T se calcula en función de los valores de R de los diferentes componentes que lo integran y de sus respectivas áreas.

Si bien la expresión general es totalmente análoga a la del muro homogéneo:

$$R_T = 10 \times \log \frac{1}{\tau_T}$$

la dificultad estriba en el cálculo del coeficiente de transmisión total del paramento compuesto τ_T :

$$\tau_T = \frac{\sum_i \tau_i S_i}{S_T}$$

τ_i y S_i son los coeficientes de transmisión y las superficies que ocupa cada material en el paramento respectivamente. Se debe cumplir que $\sum_i S_i = S_T$.

Además, por definición:

$$\tau_i = 10^{-\frac{R_i}{10}}$$

Entonces, sustituyendo en la fórmula original:

$$R_T = 10 \log \frac{1}{\tau_T} = 10 \log \left(\frac{1}{\frac{\sum_i \tau_i S_i}{S_T}} \right) = 10 \log \left[\frac{S_T}{\sum_i \left(10^{-\frac{R_i}{10}} S_i \right)} \right]$$

21 En la fachada del ejemplo anterior (muro de bloque de 80 kg/m²), de dimensiones 3,00 m x 2,60 m, se desea incorporar una puerta liviana de 2,20 m x 0,80 m. Verificar si, para el mismo espectro de ruido exterior dado, se obtiene un nivel sonoro en el interior no mayor que 45 dB con ponderación A.

Resolución

El caso es ahora el de un paramento compuesto. Se calcula primero el área de cada elemento:

$$\text{Área total} = 3,00 \times 2,60 = 7,80 \text{ m}^2$$

$$\text{Área de la puerta} = 2,20 \times 0,80 = 1,76 \text{ m}^2$$

$$\text{Área de bloques en la pared} = 7,80 - 1,76 = 6,04 \text{ m}^2$$

La densidad superficial del muro es de 80 kg/m². Los valores de R para el muro son los antes calculados por la ley de masas. Los valores de R para la puerta liviana se toman de la Tabla 4.2.

	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz
R muro (dB)	27,0	32,4	37,8	43,2	48,6	54,0
R puerta (dB)	15,0	15,0	20,0	24,0	28,0	27,0

Ahora se calculan los coeficientes de transmisión τ_i de cada material para cada frecuencia, aplicando:

$$\tau_i = 10^{-\frac{R_i}{10}}$$

	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz
τ muro	0,001995	0,000575	0,000166	0,000048	0,000014	0,000004
τ puerta	0,031623	0,031623	0,010000	0,003981	0,001585	0,001995

Para calcular el τ_T total del paramento primero se multiplica cada τ_i por el área S_i del material correspondiente, luego se suman todos los valores obtenidos, y la suma se divide entre el área total S_T del paramento compuesto.

	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz
τ muro x Área bloques	0,01205	0,00348	0,00100	0,00029	0,00008	0,00002
τ puerta x Área puerta	0,05566	0,05566	0,01760	0,00701	0,00279	0,00351
$\tau_{total} = \frac{\sum_i \tau_i S_i}{\sum_i S_i}$	0,00868	0,00758	0,00238	0,00094	0,00037	0,00045

Ahora, a partir del coeficiente de transmisión total τ_T del paramento se obtiene su valor del índice de reducción acústica R_T , aplicando:

$$R_T = 10 \log \frac{1}{\tau_T}$$

Obtenido ese valor, se procede como en el ejemplo anterior calculando cuánto pasa en cada banda, convirtiendo a escala A cada uno de los valores obtenidos por banda y luego sumándolos para obtener el nivel sonoro al otro lado de la fachada, también en escala A.

	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz
L_z (dB)	77,6	74,1	72,0	72,1	68,4	63,6
R (dB)	20,6	21,2	26,2	30,3	34,3	33,4
Pasa L_z (dB)	57,0	52,9	45,8	41,8	34,1	30,2
Escala A	-16,1	-8,6	-3,2	0	+1,2	+1,0
Pasa L_A (dB)	40,9	44,3	42,6	41,8	35,3	31,2

$$L_A = 10 \times \log (10^{4,09} + 10^{4,43} + 10^{4,26} + 10^{4,18} + 10^{3,53} + 10^{3,12}) = 48,9 \text{ dB}$$

El resultado ya no cumple la consigna propuesta, debido a que la puerta seleccionada debilita sustancialmente el paramento.

4.5 CLASE DE TRANSMISIÓN DE SONIDO (STC, SOUND TRANSMISSION CLASS)

La clase de transmisión de sonido es un método para clasificar con un número único el desempeño de un divisorio (pared, piso, techo) en relación a transmisión de sonido por vía aérea.

El método para determinar la STC está especificado en la Norma ASTM E 413 y es similar al que plantea la Norma ISO 717, al que se hace referencia en el Cuaderno 2 de estas notas. Es un método de curva o contorno de referencia, que en esencia lo que hace es comparar los niveles sonoros medidos en las 16 BTO centradas entre 125 Hz y 4.000 Hz con un contorno dado que se desplaza verticalmente hasta obtener condiciones preestablecidas:

- La desviación (diferencia) máxima entre la curva de prueba desplazada y la curva de referencia no deberá exceder de 8 dB en ninguna de las frecuencias consideradas.
- La suma de las desviaciones en las 16 frecuencias de la curva de prueba desplazada no deberá exceder de 32 dB.

La curva de prueba se desplaza verticalmente debajo del contorno de referencia, hasta satisfacer ambas condiciones simultáneamente. La STC corresponde al valor que se obtiene en 500 Hz en el contorno desplazado.

Los valores de STC que se obtienen a partir de ensayos en diferentes laboratorios pueden diferir usualmente en 3 o 4 unidades. De ahí que, aunque podría hacerse una estimación muy primaria del comportamiento de un paramento empleando su valor de STC, no se trata de un valor útil para proyectar: para ello es necesario emplear el valor de R_T .

4.6 PARAMENTOS DOBLES

Si se duplica la masa de un elemento aislante, la mejora que se puede lograr es, de acuerdo con la ley de masas, de un máximo teórico de 6 dB (y de sólo 5,4 dB si se calcula aplicando la fórmula de Miyara). Pero si este incremento de masa se realiza en la práctica de modo tal que la masa quede distribuida en dos elementos independientes separados por una cámara de aire, el desempeño del conjunto es mejor que el que resulta simplemente de duplicar la masa del elemento original. Esto tiene que ver con los cambios de impedancia acústica a que se ven sometidas las ondas sonoras al atravesar los diferentes elementos del conjunto. El desempeño acústico mejora aún más si los dos elementos no son idénticos, y puede ser mejor todavía si en la cámara de aire se coloca un material absorbente.

Es muy importante lograr una real independencia constructiva entre ambas hojas de la pared, ya que de lo contrario el conjunto no funcionará como pared doble sino simplemente como una pared cuya masa es la suma de las masas de los dos elementos que la componen. Distribuir en forma no homogénea la masa total entre los dos elementos u hojas que van a conformar la pared doble es ventajoso, pues permite lograr que ambos tengan diferentes frecuencias críticas y de

resonancia. De este modo se evita que existan frecuencias para las cuales el desempeño del conjunto resulte muy pobre.

Las paredes dobles tienen un buen desempeño acústico para las frecuencias comprendidas entre su frecuencia de resonancia y su frecuencia crítica. Aunque se hagan los mayores esfuerzos, siempre queda la posibilidad de que exista un vínculo entre las dos hojas, así sea débil, a través de la cámara de aire que las separa y/o del perímetro que las conecta. Si las dos hojas no se desvinculan lo suficiente y quedan rígidamente unidas, el aislamiento del conjunto disminuye, tanto más cuanto más solidarias sean en su vibración. Por consiguiente, es más favorable que los vínculos, de ser constructivamente necesarios, se establezcan por puntos y no por líneas.

Si se logra constructivamente que las dos hojas de la pared doble sean razonablemente independientes (es decir, que no vibren solidariamente), la frecuencia de resonancia del conjunto resulta ser:

$$f_r = 60 \sqrt{\frac{1}{d} \left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right)}$$

Siendo:

m_1, m_2 las masas superficiales de ambos elementos, en kg/m^2

d el espesor de la cámara de aire o separación entre los tabiques, en m

Esta frecuencia será tanto más baja cuanto mayores sean las masas de las dos hojas del paramento y/o mayor la distancia entre ellas. Cuando la cámara de aire conformada por las dos hojas del paramento doble se rellena con material absorbente, la frecuencia de resonancia del conjunto resulta menor; como primera aproximación, se puede estimar como un 85 % de la calculada con la ecuación anterior.

Para que funcione correctamente, es deseable que la frecuencia de resonancia del conjunto sea tan baja como sea posible, preferentemente inferior a los 100 Hz y como condición óptima, inferior a 60 Hz. En la frecuencia de resonancia o cerca de ella el aislamiento es muy pobre; de ahí la necesidad de que ésta se encuentre por debajo de las frecuencias incidentes mínimas más probables, que en el caso de la palabra pueden ser típicamente de hasta 80 Hz y en el caso de la música, incluso inferiores a 40 Hz.

Para frecuencias por debajo de f_r , el comportamiento del conjunto de los dos paramentos equivale, como máximo, al de un muro simple con masa superficial igual a (m_1+m_2) , aunque su desempeño podría llegar a ser más pobre que la de ese muro equivalente, debido a la propia constitución del conjunto.

Luego, se define una segunda frecuencia de interés que es la que marca el fin del rango en que el tabique doble tiene su mejor desempeño. Se trata de la frecuencia crítica f_c , que no depende de las masas de cada uno de los tabiques sino sólo de su separación:

$$f_c = \frac{c}{2d}$$

siendo d el espesor de la cámara de aire, es decir, la separación entre los tabiques, en m.

Cada vez que d iguala un número entero de semilongitudes de onda, el aislamiento acústico decae en forma muy importante. Esto ocurre para las frecuencias múltiplo de f_c . Para estas frecuencias aparecen *ondas estacionarias* de frecuencias $n.f_c$ ($n = 1, 2, 3, \dots$) en la cámara de aire, que debilitan aún más el aislamiento, por lo que se está francamente fuera del rango de correcto funcionamiento del muro doble.

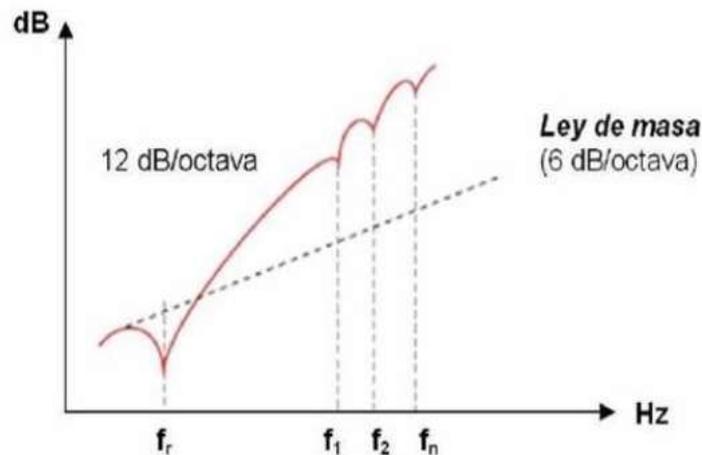


Figura 4-7 Desempeño acústico teórico de una pared doble (Tomado de Liarte García, 2013)

Las ondas estacionarias son ondas periódicas en las que los nodos y extremos relativos ocupan posiciones fijas que no varían en el tiempo. Por ser d un múltiplo entero de $\lambda/2$, sobre la segunda hoja de la pared doble ocurrirá un nodo y la onda se reflejará con muy poca disipación de energía, manteniéndose por lo menos un extremo relativo en la cámara de aire. Para atenuar este efecto, se puede colocar material absorbente en una de las caras de la cavidad. Esto no sólo mejora el aislamiento del conjunto al disipar la energía acústica que de otro modo sería muy difícil de abatir, sino que también contribuye a mejorar su desempeño acústico al bajar su frecuencia de resonancia.

Como criterios prácticos, si el tabique doble está compuesto por dos hojas livianas, flexibles, de masas superficiales m_1 y m_2 expresadas en kg/m^2 , entonces la separación d entre hojas debe cumplir:

$$d [m] \geq \left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right)$$

Es necesario que la cámara de aire contenga un material absorbente poroso no rígido.

Si se trata de dos muros de albañilería de masas superficiales m_1 y m_2 expresadas en kg/m^2 , entonces se debe cumplir:

$$d [m] \geq 0,45 \times \left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right)$$

La separación d debe ser por lo menos de 2 cm; en la práctica, para lograr una verdadera independencia entre ambos muros es necesario usar valores de d bastante mayores.

Y si se trata de una pared doble formada por una pared de albañilería y otra flexible, entonces el muro de albañilería debe tener una densidad superficial mínima de 150 kg/m² y la cavidad debe albergar un material absorbente acústico no rígido. La distancia entre ambas hojas debe cumplir:

$$d [m] \geq \frac{1}{m}$$

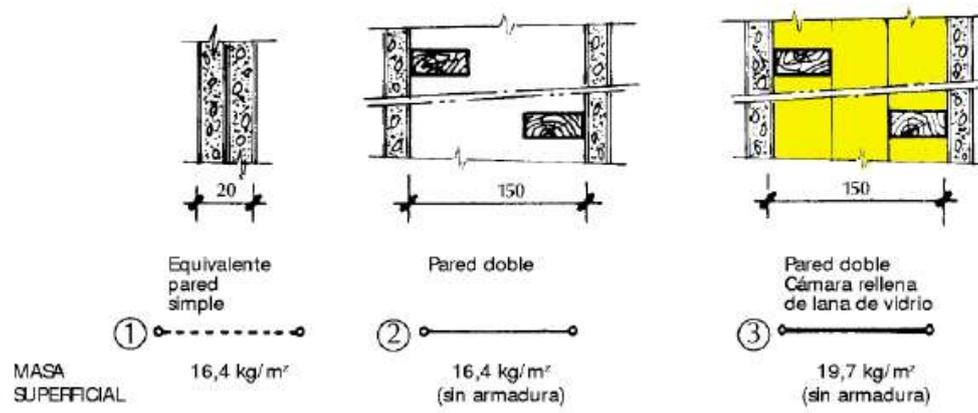
siendo m la masa superficial de la hoja flexible, en kg/m².



Figura 4-8. Sistema mixto de divisorio entre vecinos. Tomada de Análisis del DB-HR: “Protección contra el ruido”

Si bien se pueden encontrar en la bibliografía múltiples fórmulas para el cálculo del aislamiento acústico de paredes dobles, debido a la complejidad que tiene el problema y en consecuencia a las grandes simplificaciones en que se incurre al intentar ecuacionarlo, lo más sensato es recurrir a valores de aislamiento ensayados en laboratorio acústico especializado. En la Tabla 4.3 se presentan algunos valores de aislamiento en bandas de octava para soluciones constructivas más o menos frecuentes, que pueden servir como guía.

De lo dicho, es fácil deducir que en este material no se hará referencia a la teoría y recomendaciones de cálculo para paramentos múltiples (compuestos para 3 o más hojas); en caso de que sea necesario recurrir a una solución de ese tipo, la recomendación es recurrir a ensayarla en laboratorio acústico para determinar su desempeño como aislante.



- MATERIALES • Placa de cartón-yeso espesor 10 mm.
 • Listón de 100 · 55 mm.
 • Lana de vidrio espesor 150 mm.

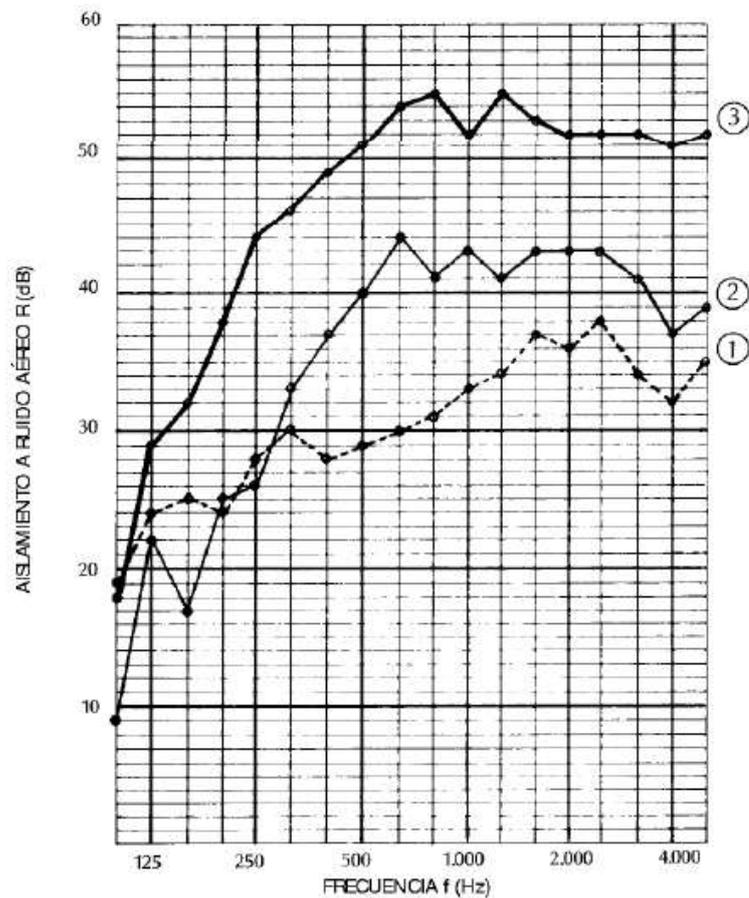


Figura 4-9. Comparación del desempeño acústico de tres paredes livianas construidas con los mismos paneles. Tomado de Blanco Álvarez (S/A)

Tabla 4.3: Aislamiento de algunas opciones constructivas para paredes dobles (fuentes varias)

Sistema constructivo	m (kg/m ²)	Frecuencias (Hz)					
		125	250	500	1000	2000	4000
Dos muros de ladrillo hueco separados 5 cm, con manta absorbente de 20 mm más revoque.	170	s/d	49	46	46	57	s/d
Dos tabiques de ladrillo hueco sencillo, más 25 mm de fibra de vidrio, más 2,5 cm de cámara de aire.	244	s/d	55	51	51	66	73
Ladrillo de 15 cm más revoque, más 25 mm de lana de vidrio más 4 cm de aire más 25 mm de lana de vidrio más 7 cm de hormigón	350	40	54	57	65	70	76
Ladrillo de 30 cm, 50 mm de lana de vidrio, más 12 cm de aire, más ladrillo de 30 cm más revoque.	s/d	80	90	98	109	111	111
Dos láminas de madera contrachapada de 6 mm de espesor cada una, soportada por listones de 18 mm de madera contrachapada.	9,7	13	17	19	18	24	27
Madera contrachapada de 6 mm, encolada a ambos lados de travesaños de 2,5 cm x 7,5 cm y 41 cm de separación.	12,2	16	18	26	28	37	33
Madera contrachapada de 6 mm, encolado a los lados opuestos de travesaños de madera escalonados de 2,5 cm x 7,5 cm y 41 cm de separación más 10 cm de espacio de aire.	14,1	14	20	28	33	40	50
Dos láminas de madera contrachapada de 5 mm de espesor con lámina de plomo de 1,5 mm de espesor entre ellas.	25	26	30	34	38	42	44
Hormigón ligero de 7 cm más una capa de revoque de 1,5 cm, 20 mm de lana de vidrio, 3 cm de aire, 5 cm de hormigón ligero más otra capa de revoque de 1,5 cm.	450	24	33	41	50	60	65
Hormigón de 20 cm, más una capa de 25 mm de lana de vidrio, más una cámara de 12 cm de aire, más otra capa de 25 mm de lana de vidrio, más un muro de ladrillo de 15 cm.	650	63	72	74	85	91	93
Hormigón de 9 cm, más una cámara de aire de 2,5 cm, más una capa de 65 mm de fibra de vidrio, más hormigón de 9 cm, más placa de yeso de 16 mm.	s/d	49	54	57	56	71	81
Hormigón de 9 cm, más una cámara de aire de 6 cm, más panel rígido de fibra de vidrio de 65 mm, más hormigón de 9 cm, más placa de yeso de 16 mm.	s/d	57	65	76	82	86	83
Dos placas de yeso de 12 mm de espesor separadas por una cámara de aire de 7 cm.	s/d	13	21	33	43	44	39
Placa de yeso 2 x 12 mm de espesor, más 7 cm de cámara de aire, más placa de yeso de 12 mm.	s/d	18	25	39	47	49	44
Placa de yeso 2 x 12 mm de espesor, más 9 cm de cámara de aire, más placa de yeso de 12 mm. Montantes cada 60 cm.	s/d	29	35	48	51	53	46
Placa de yeso 2 x 12 mm de espesor, más 9 cm de cámara de aire, más placa de yeso de 12 mm. Montantes cada 40 cm.	s/d	16	26	36	42	45	48
Dos placas de yeso de 2 x 12 mm de espesor separadas por una cámara de aire de 7 cm.	s/d	23	30	45	49	52	52
Dos placas de yeso de 12 mm de espesor separadas por una cámara de aire de 2 cm más 50 mm de fibra de vidrio.	s/d	21	35	48	55	56	43
Dos placas de yeso de 12 mm de espesor separadas por una cámara de aire de 4 cm más 50 mm de fibra de vidrio. Montantes cada 60 cm.	s/d	34	47	56	61	59	57

22

Calcular el nivel sonoro que resulta al otro lado de un tabique doble constituido por dos láminas de madera contrachapada de 0,6 cm de espesor separadas 7,5 cm, para el espectro propuesto en el ejemplo 20.

Resolución

Primero se toman los valores de R que presenta la Tabla 4.3 para esta solución. Luego se calcula el nivel al otro lado del tabique, primero por bandas en dB y luego por bandas en dB con ponderación A:

	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz
L_z (dB)	77,6	74,1	72,0	72,1	68,4	63,6
R (dB)	16,0	18,0	26,0	28,0	37,0	33,0
Pasa L_z (dB)	61,6	56,1	46,0	44,1	31,4	30,6
Escala A	-16,1	-8,6	-3,2	0	+1,2	+1,0
Pasa L_A (dB)	45,5	47,5	42,8	44,1	32,6	31,6

Finalmente, el nivel sonoro al otro lado del tabique doble expresado como un único valor en escala A resulta ser:

$$L_A = 10 \times \log (10^{4,55} + 10^{4,75} + 10^{4,28} + 10^{4,41} + 10^{3,26} + 10^{3,16}) = 51,5 \text{ dB}$$

Este tabique doble es más débil en cuanto al desempeño acústico que el paramento simple y el paramento compuesto antes analizados.

Sin embargo, es mejor que si se tuvieran las dos láminas de madera contrachapada pegadas entre sí. Para comparar, se repite el ejemplo pero ahora tomando la masa superficial del conjunto que figura en la misma tabla (12,2 kg/m²).

	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz
L_z (dB)	77,6	74,1	72,0	72,1	68,4	63,6
R (dB)	12,3	17,7	23,1	28,5	33,9	39,3
Pasa L_z (dB)	65,3	56,4	48,9	43,6	34,5	24,3
Escala A	-16,1	-8,6	-3,2	0	+1,2	+1,0
Pasa L_A (dB)	49,2	47,8	45,7	43,6	35,7	25,3

Luego, el nivel sonoro al otro lado resulta ser:

$$L_A = 10 \times \log (10^{4,92} + 10^{4,78} + 10^{4,57} + 10^{4,36} + 10^{3,57} + 10^{2,53}) = 53,2 \text{ dB}$$

4.7 ALGUNAS CAUSAS QUE DEBILITAN EL DESEMPEÑO ACÚSTICO DE UN PARAMENTO

Aunque cuando los cálculos se realicen en forma correcta y se consideren hipótesis conservadoras, existen algunos factores que pueden hacer que las previsiones resulten mucho más optimistas que lo que efectivamente resulta como desempeño acústico de un divisorio.

Dos de las causas principales de esto son la presencia de puntos débiles u oquedades y los aportes por transmisión no directa (por laterales y/o por vía sólida), que usualmente no se consideran en los cálculos.

4.7.1 OQUEDADES Y PUNTOS DÉBILES

En un paramento compuesto, el rendimiento del conjunto está condicionado por los elementos que tienen R_i más bajo.

Las rendijas en puertas y ventanas, las juntas no estancas y demás, actúan como elementos de masa nula en el paramento compuesto que los contiene. Pero también los pases para canalizaciones, defectos constructivos e intersticios pueden conducir a un mal desempeño acústico de un divisorio.

A través de esos puntos débiles se generan “trasmisiones parásitas” por difracción o eventualmente directas, en caso de que la longitud de onda sea menor que la dimensión del intersticio considerado.

En la Figura 4-10 se presenta un gráfico que ilustra la pérdida de aislamiento que sufre un paramento en función del porcentaje de superficie con oquedades; nótese que apenas un 0,1 % de superficie con aberturas puede generar un decaimiento de unos 30 dB en un paramento con un aislamiento teórico de 40 dB o más.

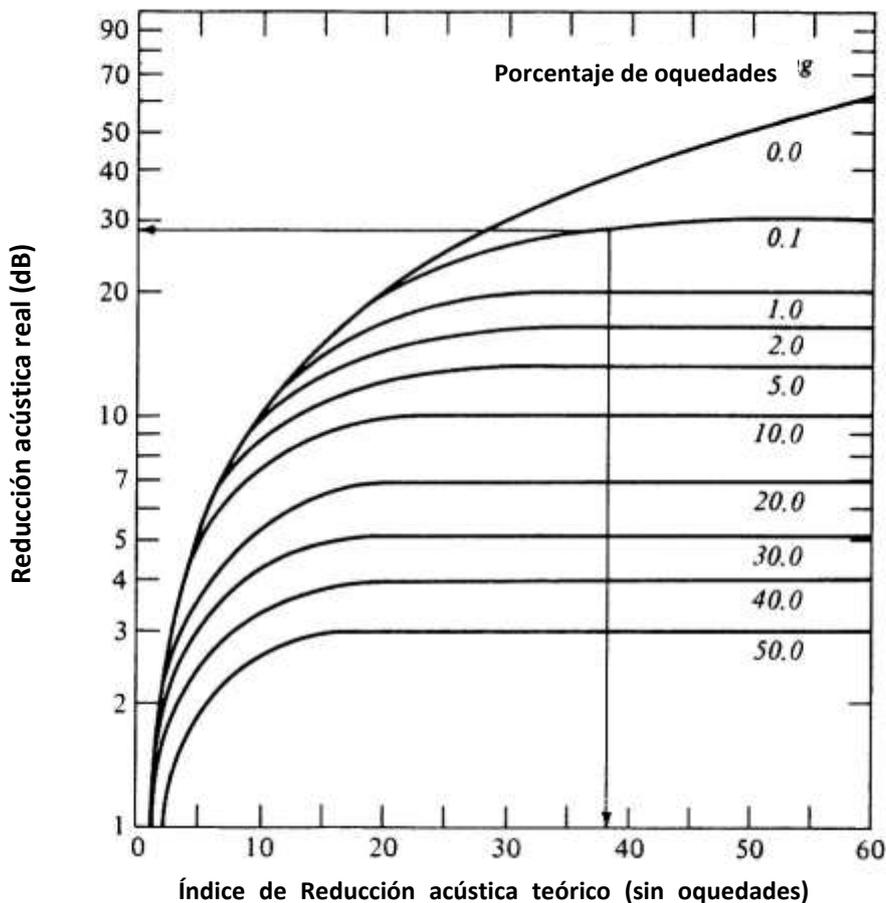


Figura 4-10. Debilitamiento del aislamiento de paramentos en función del % de huecos que presentan (Tomado de: The Noise Manual, 5th Edición, AIHA Press)

Cuanto mayor sea el área de la imperfección / oquedad, más debilitarán el aislamiento acústico del mismo. Por eso es conveniente:

- Procurar emplear elementos con desempeños acústicos no demasiado diferentes.
- Evitar los elementos “débiles” porque son los que malograrán el funcionamiento de todo el paramento.
- Evitar al máximo las fallas que den lugares a fugas, como cierres defectuosos en marcos y aberturas, rendijas por debajo de las puertas, ductos o conducciones mal selladas, etc.

4.7.2 TRANSMISIÓN POR FLANCOS

Las transmisiones laterales o por flancos pueden llegar a ser tanto o más importantes que la transmisión directa a través de un divisorio. Pueden llegar a significar una caída en el aislamiento previsto quizás de hasta 10 dB.

La transmisión por flancos se da cuando los divisorios laterales son considerablemente más livianos y/o rígidos que el divisorio principal. En esos casos, es necesario mejorar la calidad acústica de los laterales para evitar que la transmisión a través de ellos deteriore el desempeño de la solución y los niveles sonoros en el local receptor resulten significativamente superiores a los previstos.

4.7.3 TRANSMISIÓN POR VÍA SÓLIDA

Aunque la transmisión por flancos ocurre esencialmente por vía sólida, genéricamente se habla de transmisión por vía sólida cuando por una onda que se propaga por esa vía es capaz de generar una vibración audible –es decir, una onda sonora- en el local receptor.

Para evitar que esto ocurra, una vez diagnosticado el problema y tomadas las medidas en la fuente (que por lo general se refieren a soluciones antivibrátiles), es necesario “cortar” los caminos de propagación interponiendo materiales elásticos, de muy baja impedancia acústica, para reducir la energía acústica transmitida y que puede llegar al receptor.

BIBLIOGRAFÍA

- Arau, Higiní. *El ABC de la Acústica Arquitectónica*. Grupo Editorial Ceac S.A. 336 pp. 1999.
- Beckers, Benoit (2002) *Acústica Técnica II*, 18 pp.
- Blanco Álvarez, Francisco (S/A) *Notas de Curso: Tema II.4. Propiedades Acústicas*, 90 pp. Universidad de Oviedo, España.
- www.ecophon.com
- Fernández Rodeiro, A.; Estellés Díaz, R. *Tablas y fórmulas del curso de Acondicionamiento Acústico de la Facultad de Arquitectura (UdelaR). Fascículo 04: Reflexión-Absorción*. 12 pp. 2007.
- Flores Pereita, Pedro. *Manual de acústica, ruidos y vibraciones*. Ediciones GYC. 412 pp.1990.
- Flores M., Martínez M. (2012) Análisis de modos propios de recintos paralelepípedicos con diferentes proporciones. UTN FRC-Depto. Ing. Electrónica, 5 pp. Córdoba, Argentina, 2012.
- Gaja Díaz, Esteban. *Ingeniería Acústica Ambiental*. Servicio de Publicaciones de la Universidad Politécnica de Valencia, 251 pp. 1996.
- Giménez de Paz, Juan Cruz. *Ruido: para los posgrados en higiene y seguridad industrial*. Editorial Nobuko. 176 pp. 2007.
- Harris, Cyril M. *Manual de Medidas Acústicas y Control del Ruido (Volúmenes I y II)*. Tercera Edición, McGraw-Hill, 1995.
- Hernández Calleja, Ana (1998) *NTP 503: Confort acústico: el ruido en oficinas*. Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo, Ministerio de Trabajo y Asuntos Sociales, España.
- Liarte García, Salvador (2013). *Procedimientos para la verificación in situ del aislamiento acústico según el DB-HR del Código Técnico de la Edificación*. Proyecto Fin de Carrera en Ingeniería Técnica Industrial, Universidad Politécnica de Cartagena, setiembre 2013.
- Lidón Juan, Francisco (2002) *El ruido en las instalaciones*, 3 pp. Servicio de Acústica del COAATV.
- Méndez, A.M.; Stornini, A.J.; Salazar, E.B.; Giuliano, H.G.; Velis, A.G.; Amarilla, B.C. *Acústica Arquitectónica*. Universidad del Museo Social Argentino. 238 pp. 1994.
- Miyara, Federico. *Control de Ruido*. 1999.
- Miyara, Federico. *Acústica y sistemas de sonido*. UNR Editora. 319 pp. 2006.
- Owens-Corning (S/A) *Control de Ruido – Guía de Diseño*, 42 pp., Ohio, USA.
- Recuero López, Manuel. *Acústica Arquitectónica. Soluciones Prácticas*. Editorial Paraninfo. 1999.
- Rejano de la Rosa, Manuel. *Ruido Industrial y Urbano*. Editorial Paraninfo. 225 pp. 2000
- www.saecollege.de/reference_material/pages/low%20frequencies.htm, “Low Frequency Absorber”, consultado en agosto, 2008
- Sobreira Seoane, Manuel A.; Alexandre Cortizo, Enrique; Castro Quián, Gonzalo; Lidón Juan, Gonzalo (S/A). *Curso de Prevención y Control de la Contaminación Acústica*. Universidad de Vigo.
- Yao Chen, Chiung (2012) Syllables intelligibility in relation to the autocorrelation and cepstrum model: the case of Chinese in Taiwan. *Proceedings of Acoustics 2012*, 408 pp, Hong Kong.