

# ***Acondicionamiento acústico de nave industrial***

## ***Caso práctico***

MIGUEL ARANA BURGUI, DR. CIENCIAS FISICAS

**RESUMEN.** *El artículo mediante un caso práctico de una nave industrial, pretende demostrar la necesidad de incluir el acondicionamiento acústico dentro del proyecto, con objeto de evitar los problemas de contaminación sonora.*

**SUMMARY.** *The nuisances caused by the high levels of noise at work stations are motive an increasingly penalization and reduction both in the efficiency work and the quality of life. A right and previous planning to be able to reduce notably this negatives effects. This paper show a practical case.*

### **INDICE GENERAL**

**0. Introducción** **1. Campo directo y campo reverberado** **2. Proyecto original. Predicción del tiempo de reverberación**  
**3. Propuesta de acondicionamiento. Predicciones** **4. Resultados experimentales** **5. Conclusión**

### **0. INTRODUCCION**

Uno de los objetivos (por lo general, bastante olvidado) que debe cumplir un proyecto de construcción de espacios interiores, tanto para su utilización como residencia como para centro de trabajo, ha de ser la de evitar en lo posible aquellos ruidos que interfieran o perturben el necesario confort acústico interior. El objetivo ha de ser mucho más exigente cuando los niveles de ruido puedan ser causa de nocivos efectos fisiológicos, especialmente pérdida de audición. La legislación española<sup>1</sup> protege a los trabajadores frente a los riesgos derivados de la exposición al ruido durante el trabajo.

Es obvio que en el caso de viviendas, la protección ha de proyectarse frente a ruidos exteriores: vecinos, instalaciones, ruidos ambientales, etc., aspectos contemplados en la NBE-CA-89. Otro tipo de locales, sin embargo, deben proyectarse en ba-

se a un adecuado acondicionamiento acústico interior, bien para reducir los elevados niveles sonoros generados en su interior (caso típico de naves industriales) bien para una óptima inteligibilidad de la palabra o música (salas de conferencias, auditorios, etc.)

Un previo y relativamente sencillo estudio de las condiciones acústicas que el proyecto de construcción inducirá en el recinto nos puede prevenir de un ambiente sonoro final molesto y penalizable y cuya corrección posterior será notablemente más costosa que la derivada de incluir tal estudio en la planificación.

El caso práctico que desarrollaremos a continuación corresponde a un proyecto real y la necesidad de incluirlo en el proyecto fué la de evitar serios problemas de contaminación sonora, los cuales eran patentes en construcciones análogas existentes.

**1. CAMPO DIRECTO Y CAMPO REVERBERADO**

Supongamos una fuente omnidireccional de potencia acústica  $W$  en el interior de una nave<sup>2</sup>. A diferencia de lo que sucede en campo libre, el nivel sonoro en un punto del local será debido no solo a la energía que llega directamente de la fuente, sino también a la energía que es reflejada por las paredes; la contribución relativa de esta última dependerá de la capacidad absorbente del local.

La **intensidad acústica**,  $I_d$ , debida al sonido que proviene directamente de la fuente vendrá dada por :

$$I_d = \frac{W}{4 \pi r^2} = \frac{P_d^2}{\rho c}$$

donde  $\gamma$  es la distancia a la fuente,  $\rho$  la densidad del aire,  $c$  la velocidad de propagación y  $P_d$  la amplitud de la presión acústica.

La **amplitud de presión debida a los sonidos reflejados**,  $P_r$ , por los límites del recinto viene dada por:

$$P_r^2 = \frac{4 \rho W}{R}$$

$$R = \frac{S \bar{\alpha}}{1 - \bar{\alpha}}$$

donde  $R$  es la **constante del local** siendo  $\alpha$  el **coeficiente de absorción** medio del local y  $S$  la superficie total que limita el mismo.

El **nivel de presión sonora**,  $SPL$ , para la presión total, suma de ambas contribuciones, será:

$$SPL = SWL + 10 \log \left( \frac{1}{4 \pi r^2} + \frac{4}{R} \right)$$

donde  $SWL$  es el **nivel de potencia sonora**, característica acústica de la fuente.

Esta última fórmula muestra la contribución de los dos factores (distancia a la fuente y absorción del local) en el nivel sonoro para cada punto. Si la constante del local es muy grande (local muy absorbente) el término  $1/4\pi r^2$  es predominante y el nivel depende esencialmente de la distancia a la fuente, lo cual reproduce las condiciones de campo libre. Si la constante del local es muy pequeña (local reverberante) el nivel sonoro es prácticamente independiente de la distancia a la fuente y de magnitud :

$$SPL = SWL + 10 \log \frac{4}{R}$$

A la región circundante a la fuente, en donde es dominante el término distancia, se le denomina **campo directo** y al resto, donde predominan las características reverberantes del local, **campo reverberado**.

Resulta claro que la adición de material absorbente en un local reducirá los dominios del campo directo, pudiendo suponer una notable mejora en los niveles sonoros del campo reverberado aunque, obviamente, no modifica la potencia acústica de la fuente. La figura 1 muestra la **reducción del nivel sonoro del campo reverberado** cuando se incrementa la constante de la sala así como el mayor confinamiento que se induce en el campo directo .

Así, si duplicamos la constante del local, el nivel sonoro en la zona del campo reverberado se reduce en 3 dB.

**2. PROYECTO ORIGINAL. PREDICCIÓN DEL TIEMPO DE REVERBERACION**

Era objeto del proyecto la construcción de nave interior en una fábrica de componentes de automoción. La forma proyectada era la de un paralelepípedo de estructura metálica (aprovechando una pared de hormigón como uno de los lados) de dimensiones  $43 \times 17 \times 4$  metros, aproximadamente; el volumen total interior era de  $2936 \text{ m}^3$ , en donde se ubicaría maquinaria con un volumen total en torno a los  $300 \text{ m}^3$ .

Los materiales proyectados fueron los siguientes : hormigón en suelo y una pared lateral, chapa metálica y vidrio en los laterales y chapa metálica en techo.

El conocimiento de las distintas potencias acústicas y diagramas de directividades de las fuentes para los distintos rangos de frecuencias, junto con las características absorbentes de los materiales proyectados, permitirían predecir y valorar la distribución sonora en el interior del recinto. Desgraciadamente, estas características no son exigidas todavía a los fabricantes y no pudo disponerse de los datos relativos a potencias acústicas de las

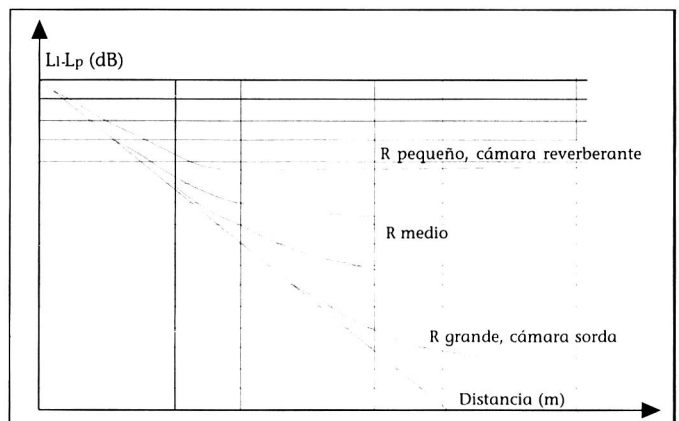


Figura 1  
Influencia de la constante del local en la reducción del SPL



fuentes. No obstante, las medidas acústicas realizadas en nave similar a la proyectada (en cuanto a materiales y distribución y con un reducido número de máquinas) mostraron que los niveles sonoros en la nueva nave superarían los máximos permitidos; este hecho quedaba fuera de toda duda y fué el motivo principal de realizar el proyecto acústico que aquí describimos. Una circunstancia afortunada (bastante general, por otra parte, en este tipo de industrias) era el hecho de que la mayor parte del ruido emitido por la maquinaria a instalar era en altas frecuencias (2 a 4 KHz) zona en la que la absorción es muy efectiva por parte de numerosos paneles acústicos existentes en el mercado.

Para el cálculo de la constante del local y los tiempos de reverberación previstos con los materiales proyectados, la teoría más acorde con los resultados experimentales es la propuesta inicialmente por Sabine<sup>3</sup> bajo hipótesis de campo difuso, dados los muy reducidos coeficientes de absorción de los materiales proyectados. El **tiempo de reverberación** vendrá dado por:

$$T_r (s) = \frac{0,161 V}{A}$$

donde A es la **absorbancia** del recinto; su valor se obtiene sumando las absorciones debidas a todos los materiales los cuales son función de la frecuencia.

El cuadro 1 muestra el proceso de cálculo para hallar los **tiempos de reverberación** en las diferentes frecuencias de octava, centradas entre 125 Hz y 4 kHz.

Los tiempos de reverberación previstos (entorno a 5 sg) son extraordinariamente elevados para el volumen del recinto. Ello provocará un incremento notable del nivel del campo reverberado, así como pequeñas distancias entre el mismo y la fuente. La figura 3 muestra el coeficiente de absorción medio, la constante del local y la distancia de predominio del campo directo para cada una de las bandas de octava.

Es decir, a distancias de 1,3-1,5 m de la fuente se tiene ya predominio del campo reverberado. De forma gráfica, ello significa que el NPS en un puesto de trabajo (independientemente de la reducida potencia acústica que pueda generar la máquina en tal puesto) será prácticamente el mismo que a 1,5 m de distancia de la máquina más ruidosa del recinto, lo que dará lugar a una elevada contaminación acústica y la sensación (psicológicamente muy molesta) de no localizar la proveniencia de los ruidos existentes.

### 3. PROPUESTA DE ACONDICIONAMIENTO (PREDICCIONES)

Es obvio que en el tratamiento acústico a realizar influyen decisivamente otras consideraciones,

Materiales y elementos	Area o número elementos	Absorción sonora a la frecuencia de:											
		125 Hz		250 Hz		500 Hz		1.000 Hz		2.000Hz		4.000 Hz	
		$\alpha$	A	$\alpha$	A	$\alpha$	A	$\alpha$	A	$\alpha$	A	$\alpha$	A
Hormigón Revoco de Mortero	692 m <sup>2</sup>	0,01	6,92	0,01	6,92	0,02	13,84	0,02	13,84	0,03	20,76	0,03	20,76
Chapa metálica lateral + techo	892 m <sup>2</sup>	0,035	31,22	0,04	35,68	0,027	24,1	0,03	26,76	0,03	26,76	0,03	26,76
Maquinaria	594 m <sup>2</sup>	0,04	23,76	0,04	23,76	0,05	29,7	0,05	29,7	0,06	35,64	0,06	35,64
Vidrio Común	143 m <sup>2</sup>	0,18	25,74	0,06	8,58	0,04	5,72	0,03	4,29	0,02	2,86	0,02	2,86
Operarios	20	0,3	6	0,32	6,4	0,45	9	0,50	10	0,50	10	0,46	9,2
Aire 50% HR	2600 m <sup>3</sup>									0,012	3,12	0,008	20,8
Absorción total Sabines métricos			93,64		81,34		82,36		84,59		99,14		116,02
Tr (sg)		4,47		5,15		5,08		4,95		4,22		3,61	

Cuadro 1

Tiempo reverberación del recinto sin tratamiento acústico. Volumen neto 2.600 m<sup>3</sup>



principalmente las derivadas del propio proceso de fabricación: caminos de rodadura, visibilidad, etc. Para salvar todas las limitaciones, se pensó en actuar inicialmente sobre techo y superficie lateral por encima del acristalamiento, con superficie total de 798 m<sup>2</sup>, suficiente para un notable incremento de la capacidad absorbente del local.

El material por el que se optó finalmente para recubrir la superficie citada (el cual debía poseer asimismo un alto poder reflectante ante ondas lumínicas y aceptable resistencia al fuego) poseía coeficientes de absorción desde 0,44 para 125 Hz hasta 0,86 para 4 kHz, lo cual proporcionaba un poder absorbente total del recinto varias veces superior al

inicial. El cuadro 3 muestra el proceso y cálculos requeridos para hallar el **tiempo de reverberación previsto** con tal actuación.

Se observan diferentes tiempos de reverberación en las tres últimas filas. Para esta situación la teoría de campo difuso ya no es la más realista, especialmente en medias y altas frecuencias. Teniendo en cuenta los coeficientes de absorción y su distribución, el cálculo del tiempo de reverberación más fiable estará a mitad de camino entre las **fórmulas de Eyring-Norris** <sup>4</sup> y **Millington-Sette** <sup>5</sup>,

$$T_r (E - N) = \frac{0,161 V}{- S \ln (1 - \alpha)}$$

$$T_r (M - S) = \frac{0,161 V}{- \sum_i S_i \ln (1 - \alpha_i)}$$

donde:

V es el volumen neto m<sup>3</sup>

S es la superficie total de todos los materiales (m<sup>2</sup>)

α es el coeficiente de absorción medio

Hz	125	250	500	100	200	4000
$\bar{\alpha}$	0,04	0,035	0,035	0,036	0,042	0,05
R	97,5	84,9	84,9	87,4	102,6	123,2
r (m)	1,4	1,3	1,3	1,3	1,4	1,6

Cuadro 2

Materiales y elementos	Area o número elementos	Absorción sonora a la frecuencia de											
		125 Hz		250 Hz		500 Hz		1.000 Hz		2.000Hz		4.000 Hz	
		α	A	α	A	α	A	α	A	α	A	α	A
Hormigón (pintado o revoco de mortero)	700 m <sup>2</sup>	0,01	7,00	0,01	7,00	0,02	14,0	0,02	14,0	0,03	21,00	0,03	21,0
Chapa (Maquinaria)	594 m <sup>2</sup>	0,04	23,76	0,04	23,76	0,05	29,7	0,05	29,7	0,06	35	0,06	35
Chapa (perímetro)	92 m <sup>2</sup>	0,035	3,22	0,04	3,68	0,027	2,48	0,03	2,76	0,03	2,76	0,03	2,76
Vidrio	143 m <sup>2</sup>	0,18	25,74	0,06	8,58	0,04	5,72	0,03	4,29	0,02	2,86	0,02	2,86
Operarios	20	0,3	6	0,32	6,4	0,45	9	0,50	10	0,50	10	0,46	9,2
Sonebel	798 m <sup>2</sup>	0,44	351,1	0,55	439,1	0,61	486,8	0,72	574,6	0,87	694,3	0,86	686,3
Aire (50% HR)	2600 m <sup>3</sup>									0,001	3,12	0,008	20,8
Absorción total (Sabines métricos)			416,8		488,6		547,8		635,4		765,9		757,1
Sabine			1,00		0,86		0,76		0,66		0,55		0,55
Tr Eyrieng	2326 m <sup>2</sup>	0,179	0,91	0,21	0,76	0,235	0,67	0,27	0,56	0,329	0,45	0,325	0,46
Millington			0,79		0,61		0,51		0,39		0,25		0,24

Cuadro 3

Tiempos de reverberación del recinto con tratamiento acústico. Volumen neto 2.600 m<sup>3</sup>



$S_i$  es la superficie del material  $i$  ( $m^2$ )  
 $\alpha_i$  es el coeficiente de absorción del material  $i$   
 estando la suma extendida a todos los materiales que conforman el recinto.

Asimismo, el cuadro 4 muestra, para la nueva situación, el **coeficiente de absorción medio**, la constante del local y la distancia de predominio del campo directo para cada una de las bandas de octava.

La **reducción del nivel sonoro** (siempre del campo reverberado) debida al aumento del área de absorción equivalente viene dada por:

$$\Delta = 10 \log \frac{A}{A_0} \text{ (dB)}$$

donde  $A_0$  y  $A$  son, respectivamente, las áreas de absorción equivalentes antes y después del tratamiento. Puesto que dependen de la frecuencia, la eficacia del tratamiento, también será función de la misma. El cuadro 5 muestra la **reducción aportada**.

Teniendo en cuenta que la emisión sonora se encuentra, predominantemente, en medias y altas frecuencias, la reducción del nivel sonoro será superior a 8 dB (siempre para el campo difuso) la cual puede catalogarse como muy satisfactoria.

#### 4. RESULTADOS EXPERIMENTALES

Finalizada la construcción y acondicionamiento de la nave en los términos proyectados, así como la instalación de maquinaria, realizamos las medidas acústicas tendentes a valorar los resultados finales obtenidos y su comparación con los teóricamente calculados. La característica acústica del local objeto de la medida fué, lógicamente, el tiempo de reverberación.

Las medidas las llevamos a cabo con sonómetro modular tipo 2231, con módulo procesador de la reverberación BZ 7104 y juego de filtro tipo 1625, todo ello de Brüel&Kjaer. El propio equipo genera los impulsos en las distintas bandas; tales impulsos fueron emitidos, previa amplificación, por caja acústica. La señal recogida por el sonómetro se procesa para dar finalmente el tiempo de reverberación. El cuadro 6 muestra **los resultados obtenidos**, siendo **Tr exp.** el valor medio del tiempo de reverberación para varias medidas en cada banda de octava y **Tr teórico** los previstos teóricamente según el cuadro 3.

Es destacable la aceptable concordancia entre los valores teóricos y experimentales, encontrándose estos últimos dentro del rango de los teóricamente calculados según los modelos utilizados. Resultan más próximos a los previstos por el modelo de Millington a bajas y medias frecuencias, y mejor concordancia con los previstos por el modelo de Eyring en altas frecuencias.

En general, las posibles discrepancias entre los

resultados teóricos y experimentales son debidos, principalmente, a los valores de los coeficientes de absorción aportados; ello es debido, no a que sean erróneos, sino a que son valores obtenidos en campo difuso, no siendo esta la situación usual en la práctica.

Para insistir en la bondad de la predicción baste indicar que un error del 10% en los tiempos de reverberación supondría una diferencia en los niveles del campo reverberado inferior a 0,5 dB.

#### 5. CONCLUSION

Un estudio previo de la contaminación acústica en naves industriales puede detectar graves problemas que en muchos casos pueden reducirse notablemente con un adecuado acondicionamiento acústico, evitando entornos laborales agresivos y molestos. Además de conseguir unas condiciones de trabajo más humanas, muy probablemente redundará a largo en una reducción de los costes de producción.

Hz	125	250	500	1000	2000	4000
$\alpha$	0,18	0,21	0,235	0,273	0,33	0,326
R	507,8	618,3	716,5	874,3	1142	1122,5
r(m)	3,2	3,5	3,8	4,2	4,8	4,7

Cuadro 4

Hz	125	250	500	1000	2000	4000
$A_0$ (Sb)	93,64	81,34	82,36	84,59	99,14	116,02
A(Sb)	416,8	488,6	547,8	635,4	765,9	757,1
$\Delta$ (db)	6,5	7,8	8,2	8,8	8,9	8,1

Cuadro 5

Centro de banda (1/1) (Hz)	Tr exp. (sg)	Tr teóricos (sg)	
		Eyring	Millington
125	0,84	0,91	0,79
250	0,65	0,76	0,61
500	0,55	0,67	0,51
1.000	0,48	0,56	0,39
2.000	0,48	0,45	0,25
4.000	0,38	0,46	0,24

Cuadro 6

**6. BIBLIOGRAFIA.**

- 1 R.D. 1316/1989, B.O.E. 2/11/1989.
- 2 MEISSER, M.: *Acústica de los edificios*. Editores Técnicos Asociados, S.A. 1973.
- 3 SABINE, W. C.: *Collected Papers on Acoustics*. Harvard University Press. Cambridge, 1923.
- 4 EYRING, C.F.: *J.A.S.A.* 4, 1933, p. 178.
- 5 MILLINGTON, G.: *J.A.S.A.* 4, 1932, p. 69.