

# PRIMERAS JORNADAS REGIONALES DE ACÚSTICA AdAA 2009

19 y 20 de noviembre de 2009, Rosario, Argentina



AdAA2009-A059R

## Diseño acústico óptimo en recintos industriales basado en un modelo de difusión

Víctor Cortínez<sup>(a,b)</sup>,  
Martín Sequeira<sup>(a)</sup>.

(a) Centro de Investigaciones en Mecánica Teórica y Aplicada (CIMTA), Universidad Tecnológica Nacional (FRBB), 11 de Abril 461, 8000, Bahía Blanca, Argentina. E-mail: [vcortine@frbb.utn.edu.ar](mailto:vcortine@frbb.utn.edu.ar)

(b) Consejo Nacional de Investigaciones Científicas y Tecnológicas (CONICET), Argentina.

### Abstract

Acoustic control is a discipline of growing interest in the industrial workplace. For the purpose of designing acoustic solutions, it is necessary to make predictions of the sound levels that will occur once implemented. The most simple and yet effective method for this is the classic Sabine model. This theory provides an explicit analytical formula for noise levels depending on the geometric arrangement of the sources, their powers and the averaged absorption coefficient. Despite of its great success in acoustical engineering, several situations were identified for which their results are very imprecise. Another well established and more accurate technique in this field is the ray tracing method. However, computation times are often large. A new concept for the acoustic enclosure prediction was recently proposed (Picaud, 1997), that allows to calculate the acoustic field distribution in non-uniform reverberant enclosures, extending the Sabine theory. This approach is used for developing an optimal acoustic design method, along with mathematical optimization techniques.

### Resumen

El control acústico es una disciplina de interés creciente en el ambiente laboral industrial. A los efectos de diseñar soluciones acústicas, es necesario efectuar predicciones de los niveles sonoros que tendrán lugar una vez implementadas las mismas. El método más simple y aún efectivo para realizar esta tarea es el modelo clásico de ruido difuso de Sabine. A pesar de su gran éxito en la ingeniería acústica se han detectado varias situaciones para las cuales sus resultados son muy imprecisos. Otra técnica bien establecida y de mayor precisión en este campo es el método de trazado de rayos. Sin embargo, los tiempos de cómputo empleados suelen ser importantes. Un nuevo concepto para la acústica de recintos fue propuesto recientemente (Picaud, 1997), el cual permite calcular la distribución del campo reverberante no uniforme en recintos, extendiendo la teoría de campo difuso. Tal enfoque se utiliza para un método de diseño acústico óptimo, empleando técnicas de optimización matemática conjuntamente con el modelo aludido.

## 1 Introducción

El ruido industrial, asociado a los procesos productivos, se ha convertido en un importante problema ocupacional. Por tal motivo el control de este tipo de contaminación constituye una actividad de importancia en prácticamente cualquier establecimiento industrial, más aun considerando las cada vez más exigentes regulaciones laborales (Gerges, 2004).

El diseño acústico de los recintos industriales se basa en la utilización de modelos predictivos a los efectos de estimar la eficiencia de diferentes soluciones técnicas para lograr un ambiente acústico adecuado.

Un nuevo modelo para la acústica de recintos fue propuesto recientemente (Picaut et. al, 1997). Tal enfoque, denominado modelo de difusión, permite calcular la distribución del campo reverberante no uniforme en recintos, extendiendo la teoría de campo difuso. Un aspecto importante es que el problema queda gobernado por ecuaciones similares a las de transferencia de calor. Las ecuaciones propuestas por este enfoque pueden ser fácil y rápidamente resueltas mediante el método de los elementos finitos para geometrías arbitrarias y condiciones de borde no homogéneas.

Este enfoque proporciona un método eficiente y de bajo costo computacional para poder abordar problemas de optimización considerando múltiples escenarios.

A partir de este modelo, se pretende realizar un diseño acústico óptimo en un recinto industrial multi-fuente en donde los niveles sonoros globales no deben superar cierto valor límite establecido. Para ello se deben conocer previamente los niveles de potencias sonoras y ubicaciones de las fuentes consideradas, como así también las características acústicas preexistentes dentro del recinto.

El problema de optimización resultante está caracterizado por la existencia de varios mínimos relativos, lo que dificulta la aplicación de enfoques clásicos, tales como aquellos basados en gradiente. Por tal motivo, se propone utilizar el método de recocido simulado (SA, “simulated annealing”).

Este enfoque evita la convergencia hacia mínimos locales y no requiere el cálculo del gradiente de la función objetivo, lo cual lo hace especialmente apto para analizar problemas de optimización con variables discretas.

## 2 Modelo de difusión acústica

A partir de una analogía física con la difusión de partículas en un medio dispersivo, y dada la baja tasa de intercambio en función del tiempo involucrada en los fenómenos de difusión, el flujo de energía sonora  $J$  causado por el gradiente de la densidad de energía sonora  $w(r,t)$ , en un recinto dado para una posición  $r$  y en un tiempo  $t$ , puede ser expresado de acuerdo con la ley de Fick como (Valeau et. al, 2006):

$$J(r, t) = -D \text{ grad } w(r, t), \quad (1)$$

siendo  $D$  la constante de difusión la cual tiene en cuenta la morfología del recinto a través del camino libre medio y su expresión analítica se obtiene directamente de la citada teoría como:

$$D = \frac{\lambda c}{3} = \frac{4Vc}{3S}, \quad (2)$$

donde  $V$  y  $S$  son el volumen y el área del recinto respectivamente, y  $c$  es la velocidad del

sonido. Usando la hipótesis (1) en la ecuación de conservación de la energía (considerando solamente la contribución de energía acústica correspondiente a un campo reverberante) es posible llegar a la siguiente ecuación tipo difusión (Sequeira y Cortínez, 2009):

$$\frac{\partial w(\mathbf{r}, t)}{\partial t} - D \nabla^2 w(\mathbf{r}, t) + (\sigma + mc)w(\mathbf{r}, t) = q(\mathbf{r}, t), \quad (3)$$

donde  $q(\mathbf{r}, t)$  considera la potencia acústica por unidad de volumen generada por las fuentes distribuidas en el dominio radiando espacialmente con una densidad de energía que depende del tiempo.

El término  $\sigma w(\mathbf{r}, t)$  expresa la pérdida de energía por unidad de volumen y por unidad de tiempo debido a la absorción de los posibles objetos dispersos que se encuentran dentro del recinto, mientras que el término  $mcw(\mathbf{r}, t)$  considera la disipación del aire dentro del recinto siendo  $m$  el coeficiente de absorción del aire.

Cabe señalar que todos los coeficientes de absorción son dependientes de la frecuencia de la onda acústica.

La ecuación (3) está sujeta condiciones de borde similares a las correspondientes al problema de conducción de calor:

$$D \frac{\partial w(\mathbf{r}, t)}{\partial n} + h_x w(\mathbf{r}, t) = 0, \text{ sobre la superficie} \quad (4)$$

Tal condición expresa que el flujo local de energía acústica reverberante fuera del recinto es proporcional a la densidad de energía local, donde  $h_x$  es un coeficiente de intercambio (considera el intercambio de energía en las paredes).

Considerando que las paredes del recinto están formadas por  $N$  superficies  $S_i$  con coeficientes de absorción  $\alpha_i$ , el coeficiente de intercambio se expresa como:

$$h_{xi} = \frac{c\alpha_i}{4}, i=1, \dots, N. \quad (5)$$

Puede demostrarse que bajo condiciones reverberantes perfectas, la expresión (5) es consistente con la teoría de acústica de Sabine (Picaut et. al, 1999). De todas maneras esta expresión es más general y considera la no uniformidad de la absorción en las paredes.

La ecuación de difusión con estas condiciones de borde permite obtener buenos resultados solo en la modelación de recintos con baja absorción. En el caso de alta absorción, se puede obtener una solución más ajustada a la realidad reemplazando el coeficiente de absorción de Sabine por el de Eyring:

$$h_x = \frac{c \ln(1 - \alpha)}{4}. \quad (6)$$

Aunque esta última expresión extiende la predicción a situaciones de recintos con mayor coeficiente de absorción en sus superficies, las aplicaciones requieren contar con ciertas precauciones cuando el coeficiente de absorción es igual o muy cercano a uno (Ping and Yiang, 2007).

Por otra parte, si se consideran recintos acoplados, como el ejemplo presentado en este

trabajo, a cada subdominio (sub-recinto) se le asigna un coeficiente de difusión  $D$  en función de su camino libre medio  $\lambda$ , bajo la suposición de que los acoplamientos entre los sub-recintos no modifican notablemente la distribución de  $\lambda$  (Billon et al., 2009). Esta hipótesis se cumple siempre que el acoplamiento es débil, es decir, cuando el área de acoplamiento (abertura) es pequeña en comparación con el área de las superficies de las paredes de cada sub-recinto.

Finalmente, la expresión para el nivel de presión sonora total se obtiene sumando las contribuciones del campo directo y reverberante, de la siguiente manera:

$$NPS_{\text{total}}(\mathbf{r}) = 10 \log_{10} \{ \rho c [Ws / (4\pi r^2) + w(\mathbf{r})c] / P_{\text{ref}}^2 \}, \quad (7)$$

siendo  $P_{\text{ref}}^2 = 20 \times 10^{-6}$  Pa.

Es importante señalar que la expresión (2) para la determinación de la constante de difusión  $D$  es válida sólo para reflexiones difusivas.

Sin embargo, al modelar la distribución de los niveles sonoros en recintos “reales”, es necesario muchas veces considerar reflexiones mixtas, con una cierta proporción de reflexiones difusivas y especulares (Hodgson, 1991).

Para contemplar estas situaciones y en particular los casos con reflexiones especulares, los valores de  $D$  deben ser determinados en forma empírica, adoptando aquellos que provoquen que los resultados del modelo reproduzcan razonablemente el campo sonoro obtenido experimentalmente o mediante alguna técnica numérica muy precisa tal como trazado de rayos para algunos casos de referencia. Esto ha sido realizado en los trabajos de (Cedric et al., 2007) y de (Sequeira y Cortínez, 2009).

Entonces se puede proponer la siguiente expresión generalizada para la constante de difusión a utilizar en la ecuación (3):

$$D_{\text{empirica}} = K D, \quad (8)$$

siendo  $D$  el valor de la constante de difusión para un coeficiente de reflexión difuso.

Para obtener el valor de  $K$  que considere solo reflexiones especulares, se realizaron varias comparaciones entre los modelos, considerando distintas configuraciones geométricas y se encontró un buen ajuste (en la distribución de los niveles sonoros) empleando un valor de  $K$  igual a 5.8.

Finalmente, para resolver la ecuación de difusión se utilizó el método de elementos finitos (FEM), mediante la implementación del software FlexPDE.

Se consideró una situación acústica estacionaria, donde se despreció la absorción del aire y los cálculos se resolvieron para las bandas de octava de 250 a 2000 Hz.

El término correspondiente a la fuente sonora en la ecuación (3) se expresa como  $q(\mathbf{r},t) = \beta P / V_f$ , siendo  $V_f$  el volumen (sub-dominio) ocupado por la fuente,  $P$  la potencia sonora de la misma y  $\beta$  representa la atenuación introducida por un potencial encapsulamiento acústico para la fuente.

### 3 Formulación del problema de diseño

Se pretende disminuir los niveles de presión sonora globales en un recinto industrial multi-fuente mediante la aplicación de diferentes calidades de material absorbente, asociados a los coeficientes de absorción de las superficies interiores y/o implementación de cerramientos acústicos (encapsulamientos) sobre las fuentes sonoras, asociados a los coeficientes de atenuación  $\beta$ .

El diseño acústico se plantea de tal manera de minimizar los costos de instalación bajo la restricción de que en ningún punto del recinto se sobrepase un valor admisible del nivel sonoro total resultante.

En trabajos recientes, se ha aplicado dicho enfoque utilizando distintas técnicas para predecir los niveles sonoros en recintos industriales (Cortínez et. al, 2007; Cortínez y Sequeira, 2009). En el presente trabajo, se emplea el modelo de difusión propuesto conjuntamente con la técnica de optimización de recocido simulado.

En consecuencia, el problema de optimización se formula de la siguiente manera:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Min} \quad F(j, X) = \sum_{i=1}^{NS} C_{ij} X_i + \sum_{k=1}^M \bar{C}_{kj} X_k \\ \text{sujeto a} \\ NPS_{total} \leq 85 \text{ dB} \end{array} \right. , \quad (9)$$

donde  $F$  es la función objetivo (Costo de instalación);  $NS$  es el número total de superficies de absorción posibles;  $M$  el número total de máquinas;  $C_{ij}$  el costo por unidad de superficie, en función del material acústico utilizado  $j$ , para la superficie  $i$  y  $\bar{C}_{kj}$  el costo por unidad de superficie, en función del material acústico utilizado  $j$ , de encapsular la maquina  $k$ .

La variable de diseño  $X$  tiene dimensión  $1 \times (NS+M)$  y está definida en función de los valores posibles (en bandas de octava) que pueden tomar tanto los coeficientes de absorción de las superficies consideradas como así también los valores de pérdida de transmisión de los encapsulamientos de las fuentes.

### 3.1 Método de optimización

El método de recocido simulado es una técnica heurística de optimización combinatoria basada en una generación random de soluciones factibles cuya principal característica es la de evitar convergencia local en problemas de gran escala (Burkard and Rendl, 1988). El nombre de este método deriva de un proceso termodinámico de recocido (annealing), en el cual se somete un metal a una máxima temperatura de forma tal que se funda, luego se va disminuyendo la temperatura lentamente de manera que el metal fundido tienda a solidificarse hasta alcanzar un equilibrio térmico caracterizado por una energía mínima. Un esquema controlado de disminución de la temperatura evita defectos en el metal.

La optimización basada en esta técnica permite determinar diseños cuasi-optimales buscando la mejor solución sin necesidad de asegurar la correcta elección de un punto inicial de búsqueda como se requiere en los algoritmos basados en descenso del gradiente.

En un problema de optimización estos algoritmos comienzan con una solución factible inicial  $X_0$  y genera sucesivamente, a partir de ella, nuevas soluciones que son aceptadas como soluciones actuales de acuerdo a un cierto criterio probabilístico definido como:

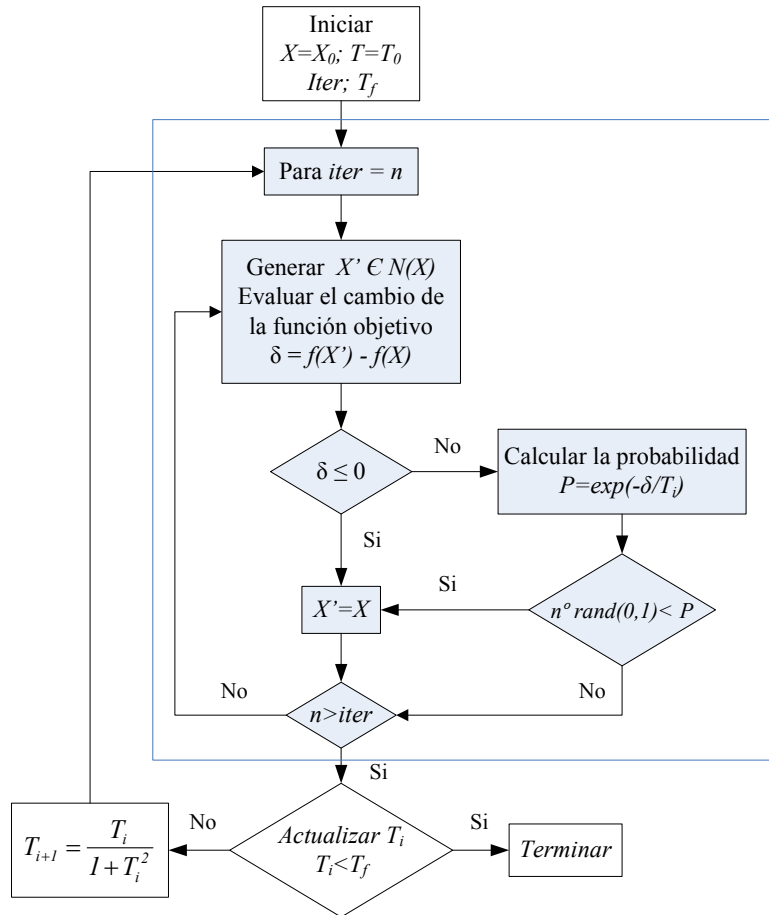
$$P(\text{aceptar } X_i) \left\{ \begin{array}{l} 1 \quad \text{si } \delta < 0 \\ e^{-\frac{\delta}{kT}} \quad \text{si } \delta > 0 \end{array} \right. , \quad (10)$$

donde  $k$  es un factor de escalamiento conocido como constante de Boltzmann y  $\delta = f(X_{i+1}) - f(X_i)$ , representa el cambio en la función objetivo, donde  $f$  es la función objetivo y

$T$  es el parámetro conocido como temperatura.

A medida que el algoritmo avanza se va disminuyendo  $T$  de manera tal de disminuir la probabilidad de aceptar soluciones factibles que no produzcan una mejora en la función objetivo. En la figura 1 se presenta el diagrama de flujo del algoritmo general del método de recocido simulado empleado, donde  $T_i$  y  $T_f$  son la temperatura inicial y final, respectivamente (parámetros de control) e  $iter$  es el número de veces que se repiten las iteraciones internas manteniendo constante la temperatura.

La función que determina y controla el descenso de la temperatura, juega un rol fundamental en la eficiencia del método.



**Figura 1.** Diagrama de flujo del algoritmo Recocido Simulado empleado.

En este trabajo se presenta una nueva estrategia (Vidal, 2003) para disminuir la temperatura cuyo principal objetivo es establecer parámetros de manera de obtener un equilibrio entre el tiempo final de ejecución del algoritmo y el número de búsquedas que realice el mismo. La misma consiste en disminuir la temperatura de acuerdo al siguiente esquema:

$$T_{i+1} = \frac{T_i}{1 + T_i^2} \tag{11}$$

Con esta nueva propuesta se logra disminuir la temperatura más rápidamente al inicio algoritmo. El efecto más importante de esto es evitar aceptar en un comienzo la mayoría las soluciones factibles y en consecuencia reducir el elevado costo inicial que presentan la mayoría de estos algoritmos.

La implementación de este nuevo esquema muestra una adecuada efectividad, relacionada tanto en una excelente calidad de las soluciones obtenidas como en la disminución substancial del tiempo de ejecución del algoritmo.

## 4 Resultados numéricos

### 4.1 Validación del modelo

Para verificar la precisión del modelo de la ecuación de difusión, se realizó una comparación con un modelo de trazado de rayos implementado mediante el software comercial SoundPlan (SoundPlan, 2004).

Este modelo considera la geometría básica del recinto y los objetos en su interior, junto con sus correspondientes coeficientes de absorción. La predicción del campo sonoro se realiza considerando la energía y el tiempo de llegada a cada receptor a partir de una serie de rayos emitidos desde cada una de las fuentes y las sucesivas reflexiones de los mismos en las superficies del recinto. El número de rayos y de reflexiones considerados debe ser suficientemente alto para asegurar una correcta predicción.

Para la modelización, el algoritmo de trazado de rayos emplea las siguientes simplificaciones:

- Se utilizan las leyes de la acústica geométrica.
- Las superficies se consideran todas planas y reflejan la energía espectralmente como si fueran provenientes de un plano infinito.
- Todas las superficies absorben energía sonora de acuerdo con su coeficiente de absorción, que es independiente del ángulo de incidencia.
- El sonido se considera como función de energía y no como una función de presión, por lo tanto, las energías se suman directamente, por lo que no se tienen en cuenta los efectos de interferencia.
- La dispersión del sonido debido a los “rebotes” en los obstáculos existentes dentro del recinto (máquinas, cañerías, etc.) se tiene en cuenta solo en forma estadística, es decir no se considera la geometría de cada uno y su interacción con los rayos proyectados. Por lo tanto se define como parámetro a la densidad de objetos  $q = S/(4V)$ , siendo  $S$  la superficie total de todos los objetos interiores (cuyas dimensiones sean más grandes que la longitud de onda) y  $V$  el volumen del recinto.

Se eligió un recinto industrial multi-fuente, presentado en la figura 2, conteniendo 4 fuentes con sus correspondientes potencias sonoras para las bandas de octava desde 250 a 2000 Hz. Los valores de las potencias sonoras y ubicaciones de las fuentes se presentan en la tabla 1.

Se determinaron 43 receptores ubicados de manera que coincidan con aquellas zonas dentro del recinto donde normalmente los operarios realizan las tareas más rutinarias, es decir, se evitó colocar receptores en la zona de ruido directo de cada fuente. Las fuentes se ubicaron a una altura de 1 m, mientras que los receptores a 1.5 m.

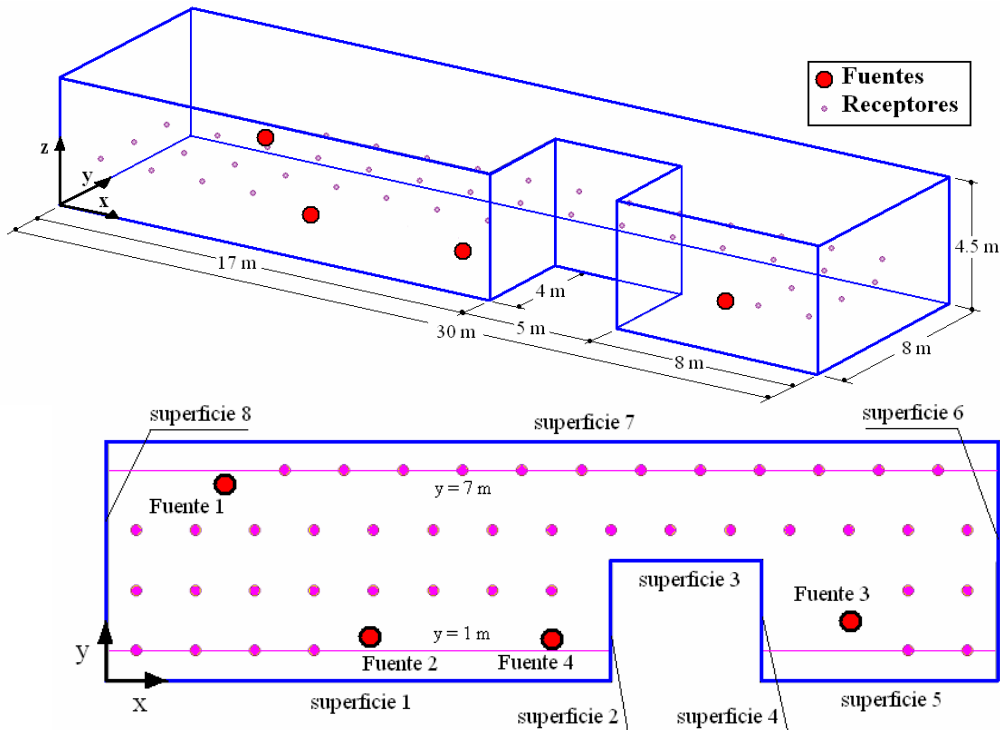
Se consideró una densidad de objetos de 0.05 1/m (la cual corresponde a un camino libre medio entre obstáculos interiores de 20 m) y todas las superficies se consideraron sin tratamiento acústico.

En este ejemplo se han considerado solamente reflexiones especulares. Sin embargo, la existencia de varias fuentes genera un campo sonoro lejano que se ajusta mejor con la hipótesis de campo reverberante (Sequeira y Cortínez, 2009).

Por lo tanto, para la determinación de tal situación mediante la ecuación de difusión se consideró un valor del coeficiente  $K$  que contemple reflexiones difusivas. Por otra parte, a partir de las características geométricas del recinto analizado, se regionalizó el mismo dividiéndolo en tres zonas, utilizando para cada una de ellas la constante de difusión que le corresponde de acuerdo a la expresión (2).

En la figura 3 se muestran las comparaciones entre los valores del nivel de presión sonora obtenidos mediante el modelo de la ecuación de difusión, el modelo de trazado de rayos y el modelo de Sabine (teoría clásica de campo sonoro difuso) considerando dos líneas de receptores a lo largo de la dirección  $x$ , una ubicada en la coordenada  $y=1$  m y la otra en  $y=7$  m. También se aprecia en la figura la diferencia encontrada entre el modelo de la ecuación de difusión y el modelo de trazado de rayos.

Puede observarse un buen ajuste entre el campo determinado mediante el método de trazado de rayos y aquel obtenido mediante el modelo de difusión, presentando una diferencia máxima del orden de 1.5 dB. El modelo de Sabine si bien produce resultados de manera muy simple, a partir de su implementación, presenta diferencia con el modelo de trazado de rayos de hasta 4 dB.

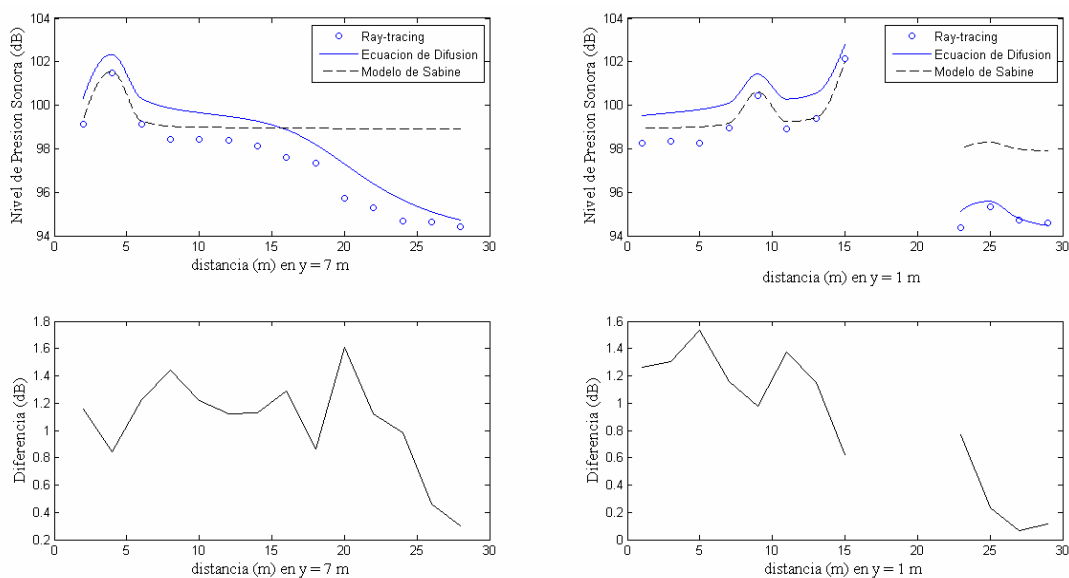


**Figura 2.** Esquemas del recinto y ubicaciones de las fuentes sonoras y receptores.



**Tabla 1.** Niveles de potencia sonora, en bandas de octava, y ubicaciones de las 6 fuentes consideradas

Nivel de potencia acústica [dB]	Ubicación [m]		Frecuencia [Hz]			
	x	Y	250	500	1000	2000
Fuente 1	4	6.5	93	104	95	91
Fuente 2	9	1.5	95	93	98	98
Fuente 3	25	2	98	93	88	83
Fuente 4	14	1.5	81	100	102	101



**Figura 3.** Variación del nivel de presión sonora en el recinto considerado a lo largo de  $y = 7$  m (izquierda) y en  $y = 1$  m (derecha) para el modelo de la ecuación de difusión, el modelo de trazado de rayos y el modelo de Sabine.

### 4.2 Diseño acústico óptimo: Estudio de caso

A partir del recinto industrial multi-fuentes propuesto, se procedió a desarrollar un método de diseño acústico óptimo. En tal sentido, se consideraron tres tipos diferentes de tratamientos acústicos sobre el cielorraso y las paredes interiores, a partir de coeficientes de absorción de materiales conocidos, y dos tipos de encapsulamientos sobre las fuentes, a partir de valores de pérdida por inserción de materiales utilizados comúnmente para estos casos. En ambas situaciones, se consideró también, como opción de diseño, no implementar ningún tratamiento acústico.

Las características de los materiales de absorción empleados así como también de las pérdidas de transmisión, se presentan en las tablas 2 y 3.

A partir de los valores de pérdidas por inserción establecidos, quedan determinados los coeficientes de atenuación  $\beta$  correspondientes a la ecuación (4), como se muestra en la tabla 4.

**Tabla 2.** Coeficientes de absorción, en bandas de octava, en función de los diferentes grados de absorción de los materiales empleados.

Superficie	Grado de absorción	Frecuencia [Hz]			
		$\alpha_{250}$	$\alpha_{500}$	$\alpha_{1000}$	$\alpha_{2000}$
paredes, cielorraso y piso	sin tratamiento acústico	0.07	0.08	0.08	0.09
paredes y cielorraso	bajo	0.15	0.35	0.45	0.5
paredes y cielorraso	medio	0.3	0.41	0.5	0.55
paredes y cielorraso	alto	0.35	0.6	0.7	0.75

**Tabla 3.** Pérdidas por inserción (PI), en bandas de octava, de los encapsulamientos considerados.

Pérdidas por inserción [dB]	Frecuencia [Hz]			
	250	500	1000	2000
Sin PI	0	0	0	0
PI media	15	20	24	29
PI alta	22	30	34	35

**Tabla 4.** Coeficientes de atenuación  $\beta$ .

Coeficientes $\beta$	Pérdida por inserción (PI)	Frecuencia [Hz]			
		250	500	1000	2000
Fuente 1	Sin PI	1	1	1	1
	Media	0.84	0.78	0.74	0.69
	Alta	0.76	0.71	0.64	0.62
Fuente 2	Sin PI	1	1	1	1
	Media	0.84	0.78	0.76	0.70
	Alta	0.77	0.68	0.65	0.64
Fuente 3	Sin PI	1	1	1	1
	Media	0.85	0.78	0.73	0.65
	Alta	0.78	0.68	0.61	0.58
Fuente 4	Sin PI	1	1	1	1
	Media	0.81	0.80	0.76	0.71
	Alta	0.73	0.70	0.67	0.65

Finalmente, los resultados obtenidos una vez aplicada la técnica de optimización, se presentan en la tabla 5. A partir de la tabla 6, se puede apreciar que una vez implementados los tratamientos acústicos, los niveles sonoros totales no superan los 85 dB establecidos como límite.

**Tabla 5.** Optimización de las características acústicas considerado 6 fuentes dentro del recinto. Valor de la función objetivo,  $C = 1654$ ; Tiempo CPU = 1.83 horas.

Resultados	Frecuencia [Hz]				Tipo de tratamiento acústico
	250	500	1000	2000	
$\beta_{\text{fuente1}}$	0.84	0.78	0.74	0.69	PI media
$\beta_{\text{fuente2}}$	0.84	0.78	0.76	0.70	PI media
$\beta_{\text{fuente3}}$	1	1	1	1	sin encapsulamiento
$\beta_{\text{fuente4}}$	0.81	0.80	0.76	0.71	PI media
$\alpha_{\text{superficie 1}}$	0.07	0.08	0.08	0.09	sin tratamiento acústico
$\alpha_{\text{superficie 2}}$	0.07	0.08	0.08	0.09	sin tratamiento acústico
$\alpha_{\text{superficie 3}}$	0.07	0.08	0.08	0.09	sin tratamiento acústico
$\alpha_{\text{superficie 4}}$	0.15	0.35	0.45	0.5	absorción baja
$\alpha_{\text{superficie 5}}$	0.15	0.35	0.45	0.5	absorción baja
$\alpha_{\text{superficie 6}}$	0.07	0.08	0.08	0.09	sin tratamiento acústico
$\alpha_{\text{superficie 7}}$	0.07	0.08	0.08	0.09	sin tratamiento acústico
$\alpha_{\text{superficie 8}}$	0.07	0.08	0.08	0.09	sin tratamiento acústico
$\alpha_{\text{cielorraso}}$	0.07	0.08	0.08	0.09	sin tratamiento acústico

**Tabla 6.** Niveles de presión sonora (NPS) en cada uno de los receptores dentro del recinto, una vez implementados los tratamientos acústicos.

Receptor	NPS [dB]	Receptor	NPS [dB]	Receptor	NPS [dB]
1	76.75	16	77.16	31	76.17
2	76.94	17	77.22	32	77.84
3	77.11	18	77.80	33	77.14
4	77.53	19	77.90	34	76.90
5	82.11	20	77.40	35	76.69
6	77.66	21	77.24	36	76.54
7	76.98	22	77.10	37	76.23
8	77.19	23	76.98	38	75.94
9	77.32	24	76.88	39	75.79
10	77.48	25	76.56	40	75.99
11	77.84	26	76.37	41	76.29
12	77.50	27	76.80	42	76.08
13	77.48	28	78.36	43	75.14
14	77.91	29	79.69		
15	79.31	30	78.18		

## 5 Conclusiones

Se formuló un enfoque de optimización para realizar el diseño óptimo de un recinto industrial multi-fuente, para minimizar los costos de implementación de soluciones técnicas, previo conocimiento de las potencias y ubicaciones de las fuentes sonoras y de las características acústicas interiores preexistentes.

Para ello se utilizó un método basado en la analogía entre la difusión de partículas en un medio dispersivo y la acústica de recintos, denominado modelo de difusión.

Este modelo presenta una gran versatilidad para adecuarse a las condiciones acústicas interiores de los recintos, considerando tanto reflexiones especulares como difusivas mediante la utilización de la constante de difusión empírica  $D_{empírica}$ .

Los tiempos de cálculo de dicho modelo son, por lo menos, 10 veces menores que en el modelo de trazado de rayos, lo cual lo hace especialmente atractivo en el contexto de optimización de diseño presentado (debido a que tal proceso requiere efectuar un gran número de simulaciones). Además el modelo es de fácil implementación, ya que puede simularse en cualquier software de elementos finitos convencional con bajo costo de adquisición (mientras que los software comerciales que implementan el método de trazados de rayos son escasos y de un alto costo).

Al considerar recintos con alguna complejidad desde el punto de vista geométrico como el presentado en este trabajo, el modelo de difusión presenta una precisión adecuada desde el punto de vista práctico.

Finalmente, el problema de diseño fue resuelto en forma exitosa a través de la implementación del método de “recocido simulado” modificado. La modificación realizada consiste en un nuevo esquema de enfriamiento, que mejora la velocidad de convergencia con respecto al enfoque clásico.

Todavía es posible reducir el tiempo computacional empleado durante la optimización, a partir del empleo de un modelo 2D simplificado de la ecuación de difusión manteniendo la misma eficacia. Los autores están trabajando actualmente en esta dirección.

**Agradecimientos.** Este trabajo ha sido auspiciado por la Secretaría de Ciencia y Tecnología de la Universidad Tecnológica Nacional, Proyecto “Contaminación Acústica en Ambientes Urbanos e Industriales”, Código: 25/B017.

### Referencias

- Billon, A., Valeau, V. and Sakout, A. (2006). “On the use of a diffusion model for acoustically coupled rooms”. *Journal of the Acoustical Society of America* (4) 120, 2043-2054.
- Braunstein + Berndt GmbH. (2004). “User’s Manual for SoundPlan LLC”. New York.
- Burkard, R. and Rendl, F. (1988). “A thermodynamically Motivated Simulation Procedure for Combinatorial Optimization Problems”. *European Journal of Operational Research* 17,169-174.
- Cedric, F., Billon, A. Picaut, J., Valeau, V., Sakout, A. and Hodgson, M. (2007). “Diffusion-based models for predicting sound fields in rooms with mixed specular and diffuse reflections”. *International Congress on acoustics, Madrid*.
- Cortínez, V., Vidal, M. y Girón, P. (2007). “Optimización de las condiciones acústicas en recintos industriales”. *Mecánica Computacional Vol. XXVI* 59-73.
- Cortínez, V. y Sequeira, M. (2009). “Un enfoque híbrido para el rediseño acústico óptimo de recintos industriales”. *Mecánica Computacional Vol. XXVIII*.
- FlexPDE, PDE Solutions Inc. 2009.
- Gerges, S.N.Y. y Arenas, J.P. (2004). “Fundamentos y Control del Ruido y Vibraciones”. NR Editora, Florianópolis, Brasil.
- Hodgson, M. (1991). “Evidence of diffuse surface reflections in rooms”. *Journal of the Acoustical Society of America* (2) 89,765-771.
- Lundy, M. and Mees, A. (1986). “Convergence of an Annealing Algorithm. *Mathematical programming*” 34, 111-124.
- Picaut, J., Simon, L. and Polack, J.D. (1997). “A mathematical model of diffuse sound field based on a diffusion equation”. *Acustica* 83,614-621.

- Picaud, J., Simon, L. and Polack, J. D. (1999). "Sound field in long room with diffusely reflecting boundaries". *Journal of Applied Acoustics* 56, 94-105.
- Ping, Y. and Yiang, N. (2007). "A modified diffusion equation for room-acoustic prediction". *Journal of the Acoustical Society of America* (6) 121, 3284-3287.
- Sequeira, M. y Cortínez, V. (2009). "Un modelo de difusión acústica para recintos: comparación con el método de rayos". *Mecánica Computacional* Vol. XXVIII .
- Valeu, V. Picaud, J. and Hodgson, M. (2006). "On the use of a diffusion equation for room-acoustic prediction". *Journal of the Acoustical Society of America* (4) 119, 1504-1513.
- Vidal, M. (2003). "Un procedimiento heurístico para un problema de asignación cuadrática". Tesis de Magíster en Matemática, Departamento de Matemática, Universidad Nacional del Sur, Bahía Blanca, Argentina.