

# REDUCCIÓN DE LA EMISIÓN ACÚSTICA DE SISTEMAS DE TRANSPORTE DE GASES

Carlos Santolaria Morros, Katia M<sup>a</sup> Argüelles Díaz  
Edificio de Energía, Campus de Viesques, 33204 Gijón (Asturias)  
Tel.: 985 182100, Fax: 985 182098  
e-mail: cs@correo.uniovi.es

## RESUMEN

En las plantas de proceso, los sistemas de tuberías constituyen la principal fuente de radiación de ruido, ya sea generado por el flujo en su interior o transmitido desde válvulas, filtros, intercambiadores de calor, compresores u otros elementos de la instalación. La reducción de la emisión requiere materiales aislantes, de una cuantía y propiedades dadas por las características de la fuente y el nivel de reducción buscado. En este trabajo se exponen las características de atenuación sonora del movimiento de gases en conductos, en función de las propiedades del fluido y el régimen de flujo, y se presenta un criterio optimizado de selección y dimensionamiento de los aislamientos, contemplando el comportamiento de la pared y el recubrimiento a las distintas frecuencias características.

PALABRAS CLAVE: (Ruido radiado, aislamiento acústico, frecuencias propias)

## 1. INTRODUCCIÓN

En los sistemas de tuberías para el transporte de gases a elevada presión, estas transmiten sonido hacia el exterior, directamente por radiación sonora o indirectamente por medio de la estructura de soporte. Si los soportes de los conductos están correctamente aislados, el único mecanismo de transmisión a través de la pared de las tuberías puede tener una importancia relativa, en función de la longitud de las mismas, y del nivel generado en las fuentes origen del ruido, por lo que procede considerar medidas correctoras.

En plantas de proceso el ruido radiado por las tuberías equivale a la mitad de los niveles de presión sonora total en el ambiente, dado que son vehículo transmisor de las diversas fuentes de la instalación, tales como calderas, válvulas, compresores, intercambiadores de calor, filtros, etc., de forma que el ruido puede afectar a observadores situados a centenares de metros de la fuente. En menor medida, estos efectos son observables en instalaciones de menor importancia, incluso en instalaciones residenciales.

Este trabajo se centra en las características de atenuación de tuberías con flujo de gases o vapor, aunque algunos resultados son trasladables al caso de flujo de líquidos, si se tienen en cuenta las diferencias en las propiedades materiales y se exceptúa el fenómeno de la cavitación.

Los ponentes desean hacer constar su reconocimiento al trabajo del señor René Parchen, de TNO TPD (Holanda), por sus notas en el curso Advances in Aeroacoustics and Applications 2004 en el VKI (Bélgica) y a sus indicaciones.

## 2. RUIDO RADIADO POR TUBERÍAS

### 2.1. Propagación de ruido en tuberías

En las conducciones, se propagan ondas planas desde las diversas fuentes, con una amplitud decreciente con la distancia, como consecuencia de la disipación viscosa y la transferencia de energía acústica al contorno. La magnitud de esta transferencia a la pared es función de la densidad y compresibilidad del fluido y de la densidad y espesor del sólido. Este trabajo centra su atención en la atenuación

acústica por disipación, aunque se presentan comentarios respecto a la transferencia al contorno.

Algunos autores como Vos(1) indican que este efecto es despreciable en numerosas condiciones de flujo de gases, mientras que otros como Cummings (2) muestran que la atenuación debida a la transferencia de energía a las paredes en conducciones de aire es significativo. Existen evidencias de que en tuberías para gases a alta presión, la transferencia de energía acústica a vibraciones mecánicas puede ser un considerable mecanismo de reducción, si la estructura es flexible y el amortiguamiento mecánico es elevado, de donde se desprende la idea de usar capas de diversos materiales como amortiguadores acústicos en tuberías, propuesta en VDI 3733 (3).

Desde los inicios de la acústica, la atenuación de ondas planas en conducciones sin flujo ha sido objeto de estudio, Kirchhoff (4), Rayleigh (5). El coeficiente de atenuación para conductos con pared lisa se expresa en la forma

$$\alpha = \frac{17.4}{Da} \sqrt{\frac{\eta \pi f}{\rho}} \left( 1 + \frac{\gamma - 1}{\sqrt{\text{Pr}}} \right) \quad \text{en dB/m} \quad (1)$$

donde  $a$  es la velocidad del sonido en el fluido;  $D$  el diámetro de tubería;  $f$  la frecuencia considerada;  $\text{Pr}$  el número de Prandtl,  $\eta$  la viscosidad dinámica del fluido;  $\gamma = C_p / C_v$  la relación de calores específicos y  $\rho$  la densidad del fluido.

En el caso de gases, y suponiendo comportamiento de gas ideal para las propiedades características, la ecuación se transforma en

$$\alpha = \frac{0.155}{D} \sqrt{\frac{f}{p}} \sqrt[4]{\frac{T}{293}} \quad \text{en dB/m} \quad (2)$$

donde  $p$  es la presión y  $T$  la temperatura absolutas. Así, para un gas a 20 °C y 5 bar de presión absoluta, con un conducto de 4 pulgadas de diámetro interior, se obtiene una atenuación de 6.8 dB/100 m a 1000 Hz.

Sin embargo, en aplicaciones industriales, el flujo modifica el comportamiento. Este aspecto ha sido estudiado por Hirschberg (6) en sus aspectos teóricos, explicando cómo, en flujo turbulento, al intensificarse la transferencia en el fluido, se incrementa la atenuación de las ondas sonoras. Es habitual utilizar expresiones semiempíricas, como la propuesta por VDI 3733, que modifica la ecuación (2) por la existencia del flujo:

$$\alpha = \frac{0.155}{D} \sqrt{\frac{f}{p}} \sqrt[4]{\frac{T}{293}} (1 + 11M) \quad \text{en dB/m} \quad (3)$$

donde  $M$  es el número de Mach del flujo. Para un hipotético caso con bajo número de Mach de 0.1, implica duplicar la atenuación respecto a un caso equivalente sin flujo, mientras que se quintuplica para Mach 0.36.

## 2.2. Radiación sonora por excitación del conducto

El nivel de ruido aéreo observable junto a un conducto viene determinado por el campo sonoro interno y por la radiación de la pared de la tubería. Sometida ésta a una excitación en banda ancha y con bandas de frecuencia que contienen varias frecuencias de resonancia de la misma, su respuesta y la radiación del tubo vienen condicionadas por dichas frecuencias.

En realidad, en conductos recto de gran longitud, la pared de la tubería no es excitada por las ondas planas internas, sino que los modos transversales de orden elevado excitan ondas en la pared a las denominadas frecuencias de coincidencia, cuando el número de onda axial de un modo acústico en el gas coincide con el número de onda axial de modo mecánico de la pared.

Ello explica la obtención de espectros con bandas estrechas en medidas de vibración sobre la pared de tuberías, aunque el campo sonoro en el interior del conducto sea de banda ancha, cómo es habitual.

Las pérdidas de transmisión de la pared de un conducto, diferencia entre los niveles interno y externo, vienen condicionadas por la interacción entre las ondas acústicas en el interior de la tubería y las ondas vibratorias en la pared. A frecuencias por debajo de la frecuencia de coincidencia de primer orden, la pérdida de transmisión está absolutamente determinada por la frecuencia, y su magnitud decrece con su incremento. Para conductos sin flujo o con bajo número de Mach, la frecuencia de coincidencia de primer orden es cercana a la frecuencia de corte para el modo de primer orden de la pared, dada por la expresión

$$f_{1,0} = \frac{0.586a}{D} \quad (4)$$

El comportamiento de la pared viene condicionado por la frecuencia de anillo de la tubería, definida cómo aquella frecuencia a la cual el contorno de la pared se iguala a la longitud de onda longitudinal, de forma que por encima de su valor, las propiedades cilíndricas de la tubería dejan de ser relevantes a efectos acústicos. Su expresión viene dada por:

$$f_r = \frac{c_L}{\pi D} \quad (5)$$

donde  $c_L$  es la velocidad del sonido para ondas longitudinales en placas planas del material constitutivo de la pared.

A frecuencias mayores a la frecuencia de anillo, la pérdida de transmisión está controlada por la masa y aumenta con el incremento de frecuencia. A frecuencias comprendidas en el intervalo definido por ambas frecuencias, la pérdida de transmisión está determinada por la respuesta a las frecuencias de coincidencia.

El comportamiento espectral ha sido mostrado por Reethof (7) para tubos de acero de cuatro pulgadas de diámetro con distintos espesores de pared, a partir de cálculos de la pérdida de transmisión, observándose decaimiento lineal para frecuencias inferiores a la de coincidencia de primer orden, seguida de una recuperación irregular, con altibajos correspondientes a las diversas frecuencias propias y un posterior crecimiento para frecuencias superiores a la de anillo. Asimismo, las pérdidas de transmisión crecen con el espesor de pared.

En conducciones de media y corta longitud, la cercanía de las fuentes da lugar a modos de alto orden que no se propagan por debajo de la frecuencia de corte, por lo que excitan la pared del tubo con facilidad. En consecuencia, las pérdidas por transmisión reales resultan ser mucho menores en este rango de bajas frecuencias. Para su estimación Vos (1) recomienda la siguiente expresión:

$$T_L = 6 + 10 \log \left( \frac{c_L \rho_{\text{pared}} h_{\text{pared}}}{a \rho D} \right) + A \quad (6)$$

donde  $A = 20 \log(f_r / f)$  para  $f < f_r$  y  $A = 30 \log(f / f_r)$  para  $f > f_r$ .

### 3. AISLAMIENTO ACÚSTICO

El procedimiento de aislamiento acústico de conductos consiste en recubrir la tubería con una capa de material poroso bajo una envoltura metálica. La función del recubrimiento es disipar la energía acústica, a la vez que aísla a vibraciones la envoltura, cuya función es, además de actuar como barrera al ruido radiado por el tubo, servir de soporte y protección al material poroso.

Habitualmente la frecuencia de anillo es algo mayor o en el entorno del rango de frecuencias relevantes en aplicaciones industriales. Así, para una tubería de acero fundido de 8 pulgadas de diámetro, la frecuencia de anillo es de unos 7300 Hz, mientras que para una tubería de cobre de cuatro pulgadas es de unos 9500 Hz, según se muestra en la tabla 1. Se observa cómo las propiedades geométricas tomarán importancia en conducciones de tamaño medio y grande, al disminuir la frecuencia de anillo.

Tabla 1. Frecuencia de anillo para tuberías de acero y cobre de distintos diámetros.

Material	Diámetro (pulgadas)	Frecuencia (Hz)	Material	Diámetro (pulgadas)	Frecuencia (Hz)
Acero de fundición	2	29252	Cobre de fundición	1	38038
	4	14626		2	19019
	6	9750		3	12679
	8	7313		4	9509
	10	5850		5	7607
	12	4875		6	6339
	14	4178		7	5434
	16	3656		8	4754
	18	3250		9	4226
20	2925	10		3803	

A pesar de lo anterior, Michelsen (8) propone una expresión semiempírica para el cálculo de la pérdida de transmisión de los sistemas aislantes inspirada en la de paneles planos:

$$\Delta L = \frac{40}{1 + 0.12/D} \log\left(\frac{f}{2.2f_0}\right) \quad (7)$$

válida para  $f > f_0$  con  $f_0 = \frac{60}{\sqrt{m'd}}$  (8)

donde  $m'$  es la densidad por unidad de superficie del recubrimiento y  $d$  es el espesor del recubrimiento.

La figura 1 muestra resultados de cálculos realizados a partir de la ecuación (7) para tuberías de acero y aluminio de dos distintos diámetros y espesores de recubrimiento. Se observa el incremento del efecto aislante con la frecuencia y el espesor del recubrimiento, así como con el diámetro de la tubería. En la realidad, las pérdidas de transmisión pueden presentar discrepancias de hasta 4 dB en algún rango de frecuencias.

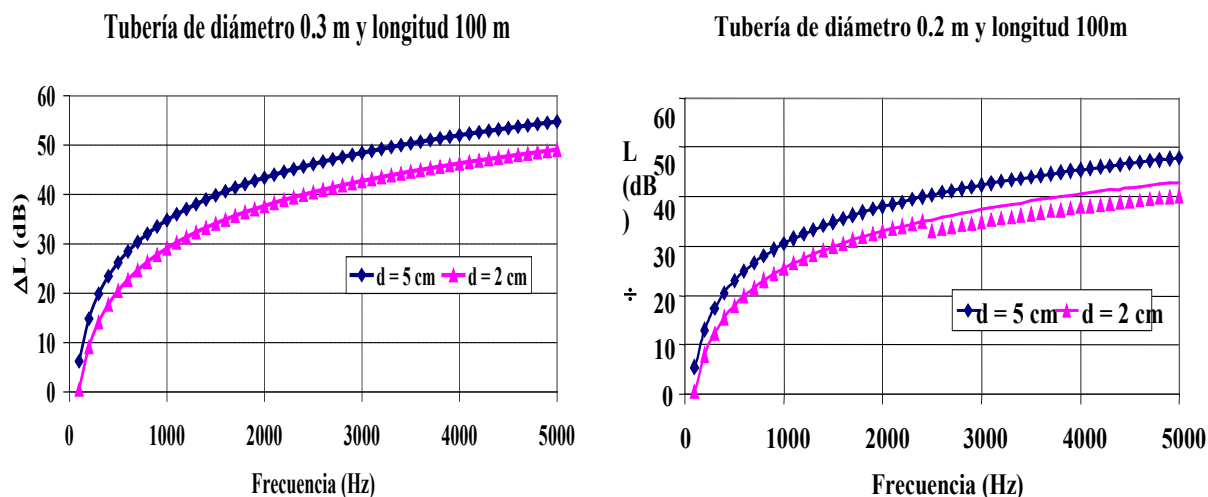


Figura 1. Predicción de pérdida de transmisión de aislamientos.

### 3. CONCLUSIONES

El aislamiento acústico de conducciones de gas resulta efectivo en la medida en que corrige la caída de la pérdida de transmisión producida por la pared de la tubería a frecuencias menores a la frecuencia de coincidencia de primer orden. Estas pérdidas de aislamiento adicionales son crecientes con la frecuencia, por lo que deberán elegirse los materiales de tubería y aislante y sus espesores, de acuerdo con criterios de complementariedad.

Ello significa que el proyectista deberá tener conocimiento del espectro sonoro característico de las fuentes, puesto que la capacidad reductora de la transmisión del aislamiento deberá ser diseñada para obtener el espectro deseado en el campo sonoro exterior, cubriendo las deficiencias aislantes de la tubería.

Asimismo, es preciso insistir en la necesidad de eliminar completamente la transmisión estructural por los apoyos de las tuberías y de los elementos intercalados en las mismas, pues de lo contrario, el aislamiento propuesto carece de efectividad.

La reciente norma ISO 15665 establece directrices de actuación destinadas a obtener el aislamiento acústico de tuberías, distinguiendo categorías en función de espesores y materiales de recubrimiento.

### REFERENCIAS

- [1] Vos, P.H. (1985), Noise abatement techniques in piping Systems, *report LA-HR-02-05*, Ministerie van Sociale Zaken en Werkgelegenheid, Holanda.
- [2] Cummings, A. (1993), Acoustics of air moving ducts, *Proceedings Noise '93*, ed. Crocker, M.J., Ivanov, N.I., Rusia.
- [3] VDI 3733, gerausche bei Rohrleitungen, 1983.
- [4] Kirchhoff, G. (1868), Über den Einfluss der Wärmeleitung in einern gase auf die Schallbewegung, *Pogg. An. 134*, pág. 177-193.
- [5] Rayleigh, (1896), The theory of sound, *McMillan Company*, pág. 319-326.
- [6] Hirschberg, A. (1994). Applied aeroacoustics course, lecture notes, VKI.
- [7] Reethof, G., (1986). A theoretically based valve noise prediction method for compressible fluids, *Journal of Vibration, Acoustics, Stress and reliability in design*, pág. 329-338.
- [8] Michelsen, R. (1980). Wirksamkeit Schallddmmender Ummantelungen von Rohren, Fortschritte der Akustik-DAGA '80, *VDE Verlag*, Berlín.
- [9] ISO 15665:2003 Acoustics – Acoustic insulation for pipes, valves and flanges.