

## **ESTUDIO DE LA GENERACIÓN AERODINÁMICA DE RUIDO TONAL EN UN VENTILADOR CENTRÍFUGO INDUSTRIAL**

REFERENCIA PACS: 43.28.Ra.

Velarde Suárez, Sandra; Ballesteros Tajadura, Rafael; Santolaria Morros, Carlos;  
Ruiz Fuertes, Pablo  
Universidad de Oviedo. Área de Mecánica de Fluidos  
E.T.S. Ingenieros Industriales e Ingenieros Informáticos. Campus de Viesques  
33271 Gijón. Asturias. España  
Te: 34 985 182 101  
Fax: 34 985 182 098  
E-mail: sandrav@correo.uniovi.es

### **ABSTRACT**

In this work, an experimental and numerical study about the aerodynamic tonal noise generation in an industrial centrifugal fan with backward curved blades has been carried out. Special attention has been focused on the impeller-volute interaction phenomena, analysing the influence of the distance between the impeller and the volute tongue. The results of the numerical simulation have been compared to the sound power level spectra radiated by the fan, measured in a ducted test installation at the laboratory.

### **RESUMEN**

En este trabajo se presenta un estudio experimental y numérico sobre la generación aerodinámica de ruido tonal en un ventilador centrífugo industrial de álabes curvados hacia atrás, prestando especial atención a la interacción entre el rodete y la voluta y analizando la influencia de la distancia entre rodete y corta-aguas. Los resultados de la simulación numérica del flujo se han comparado con los espectros del nivel de potencia sonora emitida por el ventilador, obtenidos experimentalmente en una instalación de laboratorio.

### **INTRODUCCIÓN**

La mayor parte de los progresos recientes sobre generación aerodinámica de ruido por álabes giratorios están basados en la analogía acústica desarrollada por Lighthill (1952). Otra aportación importante es la de Powell, con la teoría del ruido vortical (1964), también basada en la analogía acústica, donde el término fuente de generación se expresa en función de los campos de vorticalidad y velocidad. Thompson y Hourigan (1992) se basan en esta teoría para realizar una predicción del ruido tonal a la frecuencia de paso de álabes de un ventilador centrífugo. En su trabajo resuelven la ecuación de onda de Powell utilizando un método de elementos finitos. El término fuente que fuerza la generación acústica se calcula a partir de los datos experimentales del campo de velocidad obtenidos por Shepherd y Lafontaine (1992) utilizando un método de velocimetría de imagen de partículas (PIV).

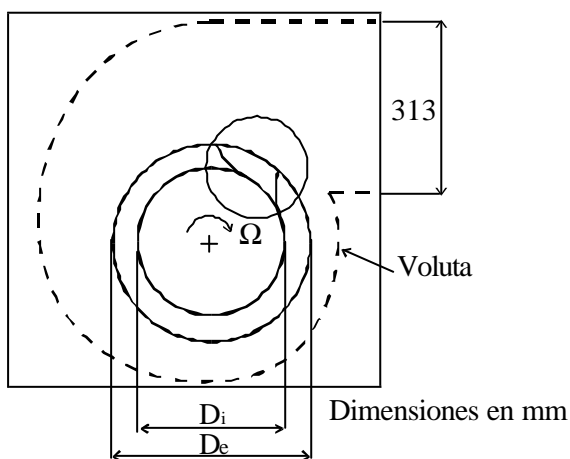
Para realizar un análisis sobre los mecanismos aerodinámicos de generación de ruido en ventiladores se puede partir de la solución de la ecuación de onda obtenida por Ffowcs

Williams y Hawkins (1969). En esta ecuación aparecen distintos términos que pueden identificarse con los diferentes mecanismos aeroacústicos de generación presentes en el movimiento de superficies rígidas: ruido cuadrupolar, relacionado con las tensiones cortantes turbulentas, ruido dipolar, debido a las fuerzas estacionarias y no estacionarias ejercidas por las superficies sobre el flujo y ruido monopolar o de espesor, generado por los efectos de desplazamiento de volumen de las superficies móviles. Aunque las radiaciones monopolar y cuadrupolar pueden tener importancia en algunos casos, la principal fuente de generación de ruido en ventiladores son las fuerzas sobre los álabes, aletas y carcasa del ventilador, generadas por su interacción con el flujo turbulento. Las fuerzas sobre los álabes pueden ser de naturaleza periódica o aleatoria, y por tanto el campo sonoro resultante tendrá componentes discretas y en banda ancha (Neise, 1992). Las componentes discretas debidas a este mecanismo se producen a la frecuencia de paso de álabes y sus armónicos, y suelen ser la más relevantes en los ventiladores centrífugos industriales.

Numerosas investigaciones llevadas a cabo sobre turbomáquinas centrífugas muestran que la generación de fluctuaciones de presión en la zona del corta-aguas constituye una importante fuente de ruido tonal. Estas fluctuaciones se producen a la frecuencia de paso de álabes y sus armónicos, debido a la interacción entre el flujo no uniforme saliente del rodete y la voluta (véase, por ejemplo, el trabajo de Chu et al., 1995). Este ruido aerodinámico tonal puede reducirse, entre otros métodos, mediante el aumento de la distancia entre el rodete y el corta-aguas, que se traduce en una menor amplitud de las fluctuaciones de presión generadas en esa zona.

En este trabajo se presenta un estudio experimental y numérico sobre la generación aerodinámica de ruido tonal en un ventilador centrífugo industrial de álabes curvados hacia atrás, prestando especial atención a la interacción entre el rodete y la voluta y analizando la influencia de la distancia entre rodete y corta-aguas. Se ha realizado una simulación numérica bidimensional y no estacionaria del flujo, obteniendo así las fluctuaciones de presión en la zona del corta-aguas para diferentes condiciones de funcionamiento y distancias rodete-voluta. Los resultados de esta simulación se han comparado con los espectros del nivel de potencia sonora emitida por el ventilador, obtenidos experimentalmente en una instalación de laboratorio.

**DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN Y EQUIPOS**



dimensiones principales de sus dos rodetes.

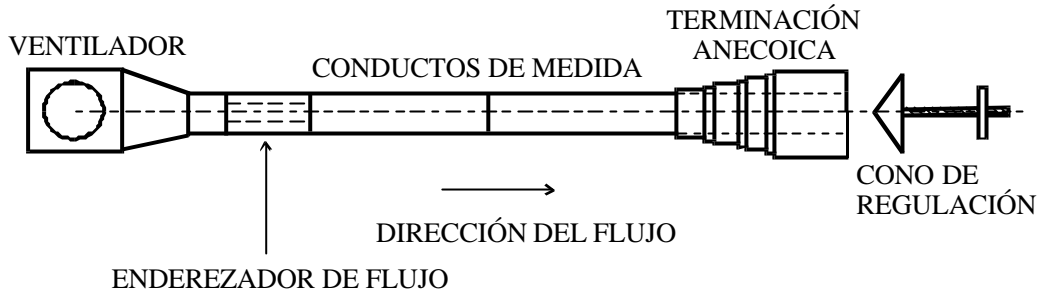
Tanto los ensayos de laboratorio como las simulaciones numéricas se han realizado sobre un ventilador centrífugo de simple aspiración accionado directamente por un motor de 9.2 kW girando a 1460 rpm. Se han estudiado dos rodetes que pueden acoplarse indistintamente en este ventilador, de 400 y 355 mm de diámetro exterior respectivamente. Ambos rodetes constan de 10 álabes inclinados hacia atrás. Las distancias mínimas entre el rodete y el corta-aguas de la voluta son del 12 y el 20% de los diámetros exteriores, respectivamente. En la figura 1 se recoge un esquema del ventilador, y en la tabla 1 se resumen las

	Rodete 1	Rodete 2
Diámetro exterior del rodete (mm)	400	355
Diámetro interior del rodete (mm)	300	255
Ancho del rodete (mm)	170	150

Distancia rodete/corta-aguas (mm)	50	75.5
Distancia rodete/corta-aguas (% del diámetro exterior)	12.5 %	21.3%

Tabla 1. Dimensiones principales de los rodetes

La caracterización aerodinámica y acústica del ventilador se ha realizado en una



instalación normalizada cuyo esquema puede observarse en la figura 2.

Figura 2. Esquema del banco de ensayos

### CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL DEL VENTILADOR

En primer lugar se han obtenido las curvas características del ventilador con sus dos rodetes, siguiendo un procedimiento normalizado. En la figura 3 se representan las cifras adimensionales de presión total  $\psi$  de ambos rodetes, en función de las cifras de caudal  $\phi$ , definidas de la manera siguiente:

$$y = \frac{P_T}{\rho w^2 D^2} \quad f = \frac{Q}{wD^3} \quad (1)$$

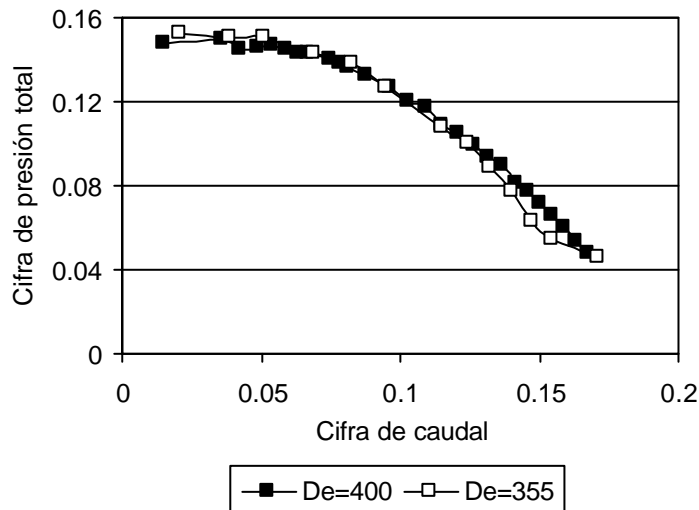
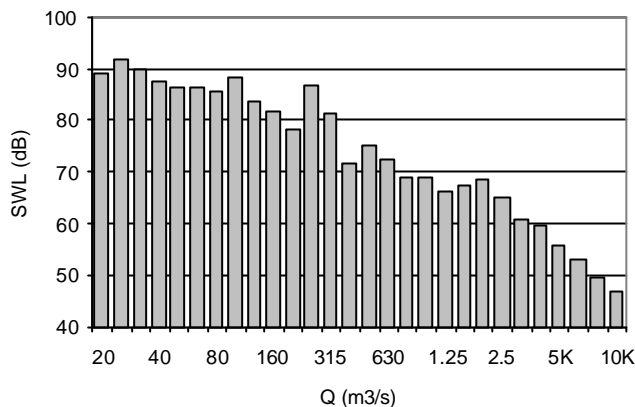


Figura 3. Curvas características adimensionales del ventilador con sus dos rodetes

A continuación, se han determinado los niveles de potencia sonora (SWL) emitidos por el ventilador hacia el conducto de salida en bandas de frecuencia de un tercio de octava. Para ello, se ha seguido el procedimiento detallado en la norma ISO 5136:1990, que requiere la medida del nivel de presión sonora (SPL) en bandas de frecuencia de un tercio de octava en el interior del conducto. En la figura 4 se ha representado como ejemplo el espectro del nivel de

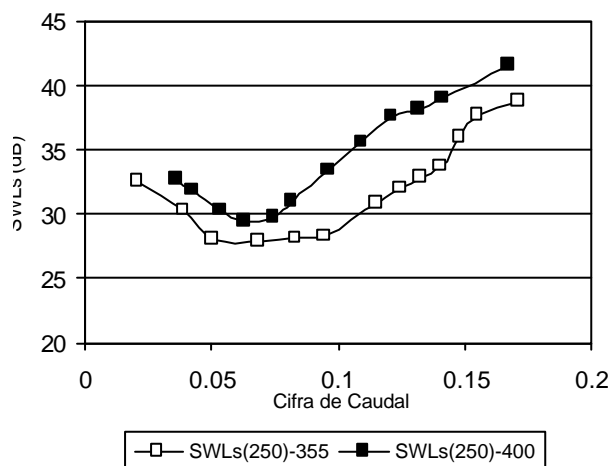
potencia sonora correspondiente al rodete de 400 mm de diámetro exterior, operando con el caudal de máximo rendimiento. En los espectros del nivel de potencia sonora se han observado importantes contribuciones en las bandas de 100 y 315 Hz, en ambos rodetes y sin presentar variaciones en función del punto de funcionamiento, por lo que se deduce que no tienen relación con ningún fenómeno aerodinámico. En trabajos previos de los autores del

presente trabajo (véase, por ejemplo, Velarde Suárez et al., 1999) se ha observado un comportamiento acústico similar en un ventilador idéntico y accionado por el mismo motor, pero con rodete de álabes curvados hacia delante. Por este motivo, las citadas contribuciones a 100 y 315 Hz deben atribuirse a ruido de origen mecánico. En este trabajo se ha centrado la atención en el estudio de la generación aerodinámica de ruido tonal a la frecuencia de paso de álabes y sus armónicos, que en este caso se produce en la banda de frecuencia de 250 Hz (1460 rpm x 10 álabes=246 Hz



aproximadamente).

e de 400 mm, caudal de máximo rendimiento



En la figura 5 se representa la evolución del nivel de potencia sonora específica (SWLs) en la banda de 250 Hz (frecuencia de paso de álabes), en función de la cifra de caudal, y para los dos rodetes estudiados (diámetros 355 y 400). Se ha representado el nivel específico definido por Madison (Neise, 1992), con objeto de comparar adecuadamente los dos rodetes, de diferente tamaño y por tanto con diferentes prestaciones:

$$SWL_s = SWL - 10 \log Q - 20 \log P_T \quad (2)$$

caudal

La evolución del nivel de potencia sonora específica es bastante similar en ambos rodetes, con una zona de mínima generación sonora que coincide con la de máximo rendimiento del ventilador. Esta zona es bastante más amplia para el rodete de 355 mm de diámetro exterior. Los niveles de ruido tonal a ambos lados de estas zonas de máximo rendimiento aumentan, en especial al aumentar el caudal. Puesto que el mecanismo preponderante de generación de ruido tonal en este tipo de ventiladores es la generación de fluctuaciones de presión en la zona del corta-aguas, el comportamiento esperado es un aumento de la generación sonora a medida que aumenta el caudal. En este figura también se observan unos menores niveles de potencia sonora específica para el rodete de 355 mm de diámetro exterior, como corresponde a su distancia mayor entre rodete y corta-aguas, que se traduce en una menor generación de fluctuaciones de presión en esa zona.

## SIMULACIÓN NUMÉRICA DEL FLUJO EN EL VENTILADOR

Se ha realizado una simulación numérica bidimensional y no estacionaria del flujo en el ventilador descrito anteriormente, con sus dos rodetes de diferentes tamaños. Para ello se ha utilizado el programa comercial FLUENT, basado en un método de resolución de volúmenes

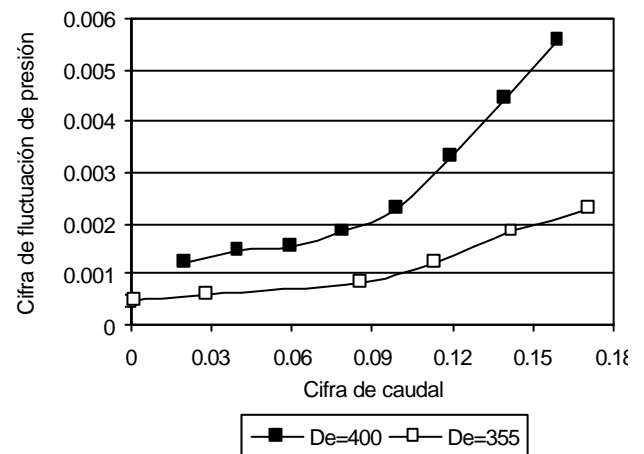
finitos. Para la generación de la geometría y mallado se ha utilizado el programa auxiliar GAMBIT.

La geometría bidimensional adoptada comprende el rodete con sus álabes, la voluta y un conducto de salida prolongado lo suficiente para que la aplicación de una condición de contorno uniforme en la salida no interfiera de forma apreciable en el funcionamiento de la turbomáquina. En la entrada del rodete se ha trazado una circunferencia ficticia de diámetro bastante inferior al del mismo, donde se aplicará la condición de contorno de entrada. Se ha escogido un mallado triangular no estructurado, que el programa genera automáticamente y que se adapta de forma adecuada a la geometría compleja que se desea simular.

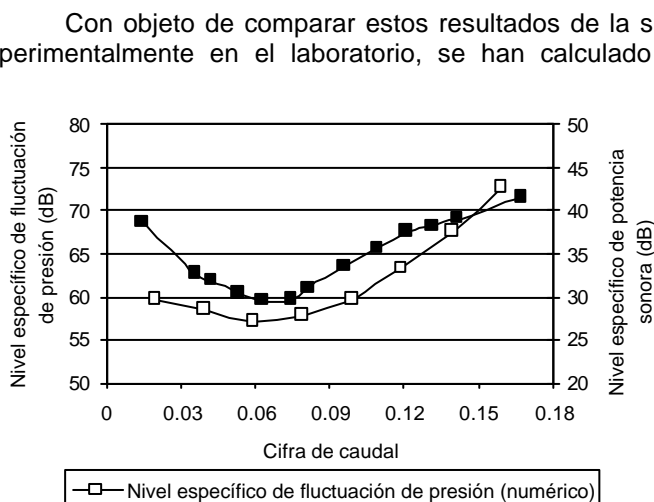
En la entrada del rodete (circunferencia ficticia) se ha impuesto una condición de contorno de velocidad uniforme y radial (perpendicular a este contorno). Los valores para esta velocidad de entrada se han establecido teniendo en cuenta los caudales obtenidos en los ensayos experimentales en laboratorio. En la salida del conducto se ha establecido una condición de contorno de presión estática uniforme, que no afecta de forma apreciable a las condiciones de funcionamiento del ventilador por encontrarse lo suficientemente distante del mismo.

Como punto de partida para la resolución del problema se ha realizado una simulación estacionaria. A continuación, la aplicación de un método de mallado deslizante permite la resolución no estacionaria del flujo en el ventilador. De esta forma se obtienen las distribuciones espaciales y temporales de las variables que caracterizan el flujo en el ventilador: velocidad (en las referencias absoluta y relativa), presión (estática y total), vorticidad, etc. En particular, en este trabajo se ha estudiado la variación temporal de la presión estática en un punto muy próximo al corta-aguas de la voluta, con objeto de relacionar esta variación de presión con la generación sonora de la máquina. Una vez obtenidas las series temporales de la presión en dicho punto para los dos rodetes estudiados, se les ha aplicado un algoritmo FFT para calcular el espectro de potencia (power spectrum) de las fluctuaciones de presión. Los espectros así obtenidos presentan un importante pico a la frecuencia de paso de álabes del ventilador (250 Hz), como era de esperar.

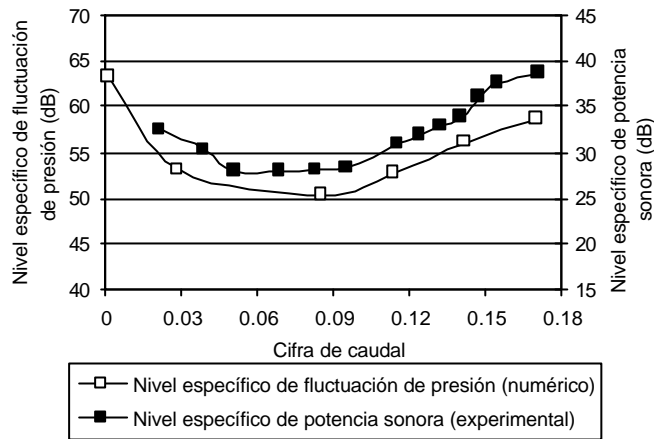
En la figura 6 se representan las amplitudes *rms* de las fluctuaciones de presión a 250 Hz en ambos rodetes. Estas fluctuaciones se han representado en forma de cifra adimensional de presión, según se define en la ecuación (1), con objeto de poder comparar los dos rodetes de diferente tamaño. Se observa que las fluctuaciones aumentan al hacerlo el caudal, con mayor valor y de forma bastante más acusada en el caso del rodete de 400 mm de diámetro exterior, como corresponde a una menor distancia entre el rodete y el corta-aguas de la voluta.



iz en la zona del corta-aguas, en forma adimensional y en



Con objeto de comparar estos resultados de la simulación numérica con los obtenidos experimentalmente en el laboratorio, se han calculado en primer lugar los valores de las fluctuaciones de presión en dB, tomando como referencia el valor habitual de  $2 \times 10^{-5}$  Pa. A continuación se ha aplicado la expresión (2) a estos valores, obteniéndose así unos niveles específicos de fluctuación de presión que pueden compararse de forma únicamente cualitativa



con los niveles específicos de potencia sonora obtenidos en el laboratorio.

Figura 7. Comparación de resultados numéricos y experimentales

En las figuras 7 y 8 se realiza esta comparación para los dos rodetes estudiados, observando que ambas variables evolucionan de forma muy similar en función del caudal, con valores mínimos aproximadamente en la

misma zona.

Estas observaciones permiten concluir que una mayor amplitud de las fluctuaciones de presión en la zona del corta-aguas se corresponde con una mayor generación sonora tonal a la frecuencia de paso de álabes.

cos y experimentales para el rodete de  $De=355$

**CONCLUSIONES**

Se ha caracterizado tanto experimental como numéricamente la generación de ruido aerodinámico tonal en un ventilador centrífugo de álabes curvados hacia atrás, estudiando la influencia del punto de operación y de la distancia entre rodete y corta-aguas. Aunque en este trabajo se ha centrado la atención en la generación aerodinámica de ruido, se han observado importantes niveles de potencia sonora en determinadas bandas de frecuencia, debidos a fenómenos de origen mecánico. La generación aerodinámica de ruido tonal en este ventilador aumenta al hacerlo el caudal y al disminuir la distancia entre rodete y corta-aguas, confirmando que la interacción entre el flujo de salida del rodete y el corta-aguas da lugar a importantes fluctuaciones de presión que son el principal mecanismo de generación acústica en estas máquinas.

Los niveles de potencia sonora obtenidos experimentalmente en el laboratorio presentan un comportamiento muy similar al de las fluctuaciones de presión generadas en la zona del corta-aguas, obtenidas mediante el programa de simulación numérica del flujo. Por tanto, mediante la aplicación de este método de simulación numérica se dispone de una herramienta que permite predecir de forma cualitativa la generación sonora de un ventilador en su fase de diseño, y comparar diferentes alternativas deduciendo cuál de ellas resultará menos ruidosa en la práctica. Resultará de gran interés dedicar trabajos futuros a la aplicación y contrastación de este método en ventiladores de diferentes geometrías.

**AGRADECIMIENTOS**

Este trabajo ha sido realizado al amparo del proyecto "Sistema de monitorización en tiempo real por control remoto para la caracterización de la firma vibratoria de maquinaria industrial" (Ref. TAP-99-0738-C02-02), financiado por CICYT.

**REFERENCIAS**

Chu, S.; Dong, R.; Katz, J., 1995, "Relationship between unsteady flow, pressure fluctuations, and noise in a centrifugal pump-Part A: Use of PDV data to compute the pressure field-Part B: Effects of blade-tongue interactions", ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 117, pp. 24-35.  
 Ffowcs Williams, J.E, Hawkings, D.L., 1969, "Sound generation by turbulence and surfaces in arbitrary motion", Phil. Trans. Roy. Soc. A 264, pp. 321-342.  
 Lighthill, M.J., 1952, "On sound generated aerodynamically. I. General theory", Proc. Roy. Soc. A211, pp. 564-587.  
 Neise, W., 1992, "Review of fan noise generation mechanisms and control methods", Proc. FAN NOISE Symp., Senlis, pp. 45-56.  
 Powell, A. 1964, "Theory of vortex sound", J. Acoust. Soc. Amer., Vol. 16, 177-194.

Shepherd, I.C., Lafontaine, R.F., 1992, "Measurement of vorticity noise sources in a centrifugal fan", Proc. FAN NOISE Symp., pp. 205-212, Senlis, Francia.

Thompson, M.C., Hourigan, K., 1992, "Prediction of the noise generation in a centrifugal fan by solution of the acoustic wave equation", Proc. FAN NOISE Symp., pp. 205-212, Senlis, Francia.

Velarde-Suárez, S.; Santolaria-Morros, C.; Ballesteros-Tajadura, R., 1998, "Experimental Study on the Aeroacoustic Behavior of a Forward-Curved Centrifugal Fan", ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 121, pp. 276-281.