

REDUCCIÓN DEL RUIDO GENERADO POR VENTILADORES CENTRÍFUGOS MEDIANTE MODIFICACIONES DE LA GEOMETRÍA DE LA VOLUTA

PACS REFERENCE: 43.28.Ra

Velarde Suárez, Sandra; Ballesteros Tajadura, Rafael; Santolaria Morros, Carlos; Pereiras García, Bruno
Universidad de Oviedo. Área de Mecánica de Fluidos
E.P.S. Ingeniería Industrial. Campus de Viesques
33271 Gijón. Asturias
España
Teléfono: 985182101
Fax: 985182098
E-mail: sandrav@uniovi.es

ABSTRACT

In this work, an experimental study about the influence of some geometric features on the aeroacoustic behavior of a squirrel-cage fan, used in automotive air conditioning units, has been carried out. The study focused on the effect of both the shape and the position of the volute tongue on the noise generated by the fan. Different geometric configurations were tested in order to compare the results. The comparison of the test results indicated a great dependence of both the shape and the position of the volute tongue and the noise generation. In particular, some geometric configurations of the volute tongue were able to reduce the fan noise generation without reducing the fan performance.

RESUMEN

En este trabajo se ha llevado a cabo un estudio experimental sobre la influencia de determinadas características geométricas en el comportamiento acústico de pequeños ventiladores de álabes curvados hacia delante, utilizados habitualmente en unidades de aire acondicionado de vehículos. El estudio se centró en el efecto de la forma y posición del corta-aguas de la voluta sobre el ruido generado por el ventilador. Se ensayaron diferentes configuraciones con el fin de comparar los resultados obtenidos, observándose una gran dependencia entre el ruido generado y la forma del corta-aguas. Con ciertas geometrías del corta-aguas se ha conseguido reducir la emisión de ruido sin afectar de forma apreciable a las prestaciones aerodinámicas del ventilador.

INTRODUCCIÓN

Los ventiladores de álabes curvados hacia delante suelen utilizarse en aplicaciones donde es necesario un reducido tamaño, combinado con un bajo coste de fabricación y la capacidad de impulsar un elevado caudal (Kind and Tobin, 1990). Debido a su configuración, estos ventiladores suelen presentar deficiencias en su funcionamiento, con la presencia de fenómenos inestables que reducen su rango de operación. Una característica fundamental de estos ventiladores es el deficiente guiado del flujo, a causa de la corta longitud de los álabes y de su gran curvatura. Para compensar este problema suelen construirse los rodets con un número elevado de álabes. Cau et al. (1987) han mostrado en sus trabajos que el particular diseño de los canales entre álabes genera un flujo sumamente distorsionado, originando una rápida separación del flujo en la cara de succión para caudales bajos, o incluso en el caudal de

diseño. Estos autores atribuyen la baja eficiencia de estas máquinas al brusco cambio de dirección del flujo de axial a radial, al huelgo entre la tobera de entrada y la parte anterior del rodete, y a un mal diseño del acoplamiento entre el rodete y el corta-aguas de la voluta. Las características descritas pueden originar dificultades para asegurar las prestaciones aerodinámicas requeridas, consumos de potencia excesivos y elevados niveles de ruido y vibraciones, que se traducen en molestias e incomodidades para los usuarios.

Numerosos autores han estudiado el ruido generado por ventiladores centrífugos, encontrando que la interacción entre flujo proveniente del rodete y el corta-aguas de la voluta constituye una importante fuente de ruido tonal (véase, por ejemplo, Chu et al., 1995, y Ohta et al., 1996). Además del ruido de tipo aerodinámico, pueden existir fuentes de origen mecánico que contribuyan de forma importante a la generación de ruido en estas máquinas. En particular, pueden surgir fenómenos de este tipo cuando el ventilador debe trabajar en un amplio rango de velocidades de rotación. Bajo ciertas condiciones de operación, alguna de las componentes del ventilador podría entrar en resonancia; aunque estos fenómenos no son de suficiente intensidad como para originar un fallo o rotura de importancia, sí pueden dar lugar a un impredecible incremento del ruido generado a determinadas frecuencias (Cory, 1992).

En este trabajo se presenta un estudio experimental sobre la influencia de determinadas características geométricas en el comportamiento acústico de pequeños ventiladores de álabes curvados hacia delante. El objetivo del trabajo consiste en establecer criterios de diseño para la geometría del corta-aguas, con el fin de reducir la generación acústica sin afectar de forma importante a las prestaciones aerodinámicas.

DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN Y EQUIPOS

La figura 1 muestra un esquema del equipo utilizado en este trabajo. Se trata de un pequeño ventilador comercial de álabes curvados hacia delante, que funciona con un motor eléctrico de corriente continua. El ventilador posee dos rodetes dobles equipados con 23 álabes cada uno.

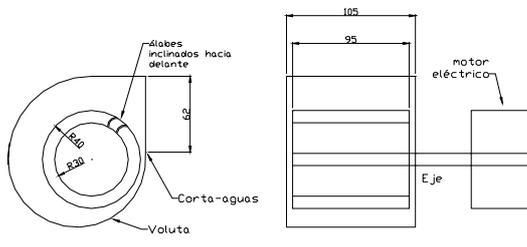


Figura 1. Ventilador ensayado R2 (configuración original)

Se han estudiado diferentes modificaciones sobre la geometría del corta-aguas del ventilador original, denominado R2, tal como se observa en la figura 2. La línea de puntos representa la posición original del corta-aguas. Se ensayaron elevaciones del corta-aguas de 5 mm (R2-05), 10 mm (R2-10) y 15 mm (R2-15). Por último se estudió otra configuración, denominada R2-07F, obtenida mediante la elevación del corta-aguas en 7 mm, conjuntamente con una inclinación de 30°, alejándolo del rodete. En todas estas configuraciones se ha conseguido aumentar la distancia entre el rodete y el corta-aguas, con el objetivo de disminuir el principal mecanismo de generación de ruido aerodinámico tonal. La tabla 2 resume las variaciones en la geometría de la voluta.

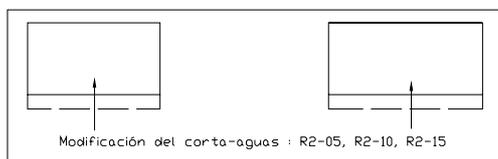


Figura 2. Esquema de las modificaciones del corta-aguas

Se han estudiado diferentes modificaciones sobre la geometría del corta-aguas del ventilador original, denominado R2, tal como se observa en la figura 2. La línea de puntos representa la posición original del corta-aguas. Se ensayaron elevaciones del corta-aguas de 5 mm (R2-05), 10 mm (R2-10) y 15 mm (R2-15). Por último se estudió otra configuración, denominada R2-07F, obtenida mediante la elevación del corta-aguas en 7 mm, conjuntamente con una inclinación de 30°, alejándolo del rodete. En todas estas

Configuración	Distancia entre rodete y corta-aguas (% del diámetro de salida)
R2 (Original)	11.4 %
R2-05	13.0 %
R2-10	15.3 %
R2-15	18.0 %
R2-07F	17.6 %

Tabla 1. Modificación del corta-aguas

Los ensayos para la caracterización aerodinámica y acústica se han realizado en una instalación normalizada de entrada libre y salida entubada. El flujo procedente de los dos rodetes se une en un conducto en forma de Y colocado inmediatamente después de la sección de descarga de cada una de las volutas. Posteriormente el flujo pasa a través de un

enderezador de flujo que elimina componentes circunferenciales en el flujo. Al final de la instalación existe una terminación anecoica, rellena de material absorbente, que minimiza la reflexión de ondas sonoras, junto con una pieza cónica móvil que permite modificar el punto de funcionamiento del ventilador. Las medidas acústicas se llevaron a cabo en la zona de la aspiración libre, utilizando un micrófono de 1/2" y un analizador de frecuencia en tiempo real. Las medidas se realizaron en 1/24 de octava, con un rango de frecuencia entre 11,4 Hz y 5,54 kHz. El punto de medida está situado a 0.50 m de la aspiración, situando el micrófono alineado con el eje del motor. Se han calculado los siguientes valores de incertidumbre: Presión estática $\pm 1.4\%$ (± 7 Pa); Presión dinámica $\pm 4\%$ (± 9 Pa); Caudal $\pm 2\%$ (± 16 m³/h); Velocidad de rotación $\pm 0.5\%$ (± 24 r.p.m.); Potencia consumida $\pm 2\%$ ($\pm 2,5$ W); Nivel de presión sonora ± 0.2 dB con un nivel de confianza del 95%.

CARACTERIZACIÓN DE LAS PRESTACIONES AERODINÁMICAS

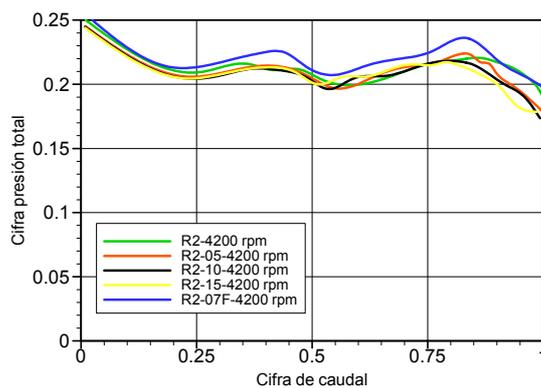


Figura 3. Influencia de las modificaciones del corta-aguas en la cifra de presión total

En la figura 3 se representa la cifra de presión total $\psi = Pt/(\rho\omega^2 D^2)$ en función de la cifra de caudal $\phi = Q/(\omega D^3)$, para las diferentes configuraciones ensayadas. Todos los resultados que se muestran en esta sección corresponden a una velocidad de rotación del ventilador de 4200 rpm. En todas las configuraciones ensayadas se observa una zona de inestabilidad en cifras de caudal en torno a 0.5-0.6. La inestabilidad de la curva característica es inherente al diseño de los álabes curvados hacia delante, tal como se ha descrito en el apartado anterior, y se ve agravada en este caso debido a la escasa rigidez del rodete, el cual bajo ciertas condiciones de funcionamiento se deforma ligeramente, afectando negativamente a las

prestaciones. En la figura 3 se puede apreciar que la elevación del corta-aguas no produce un cambio apreciable en la cifra de presión total suministrada por el ventilador a caudales medios-bajos. Se aprecia una cierta pérdida de prestaciones a caudales altos, que se agrava al ir aumentando la elevación del corta-aguas, aunque en las configuraciones R2-05 y R2-10 las diferencias respecto al original son mínimas. La inclinación del corta-aguas (R2-07F) produce un incremento de la cifra de presión total, especialmente en caudales bajos y medios, mientras que para caudales altos los valores obtenidos son muy similares a los de la configuración original.

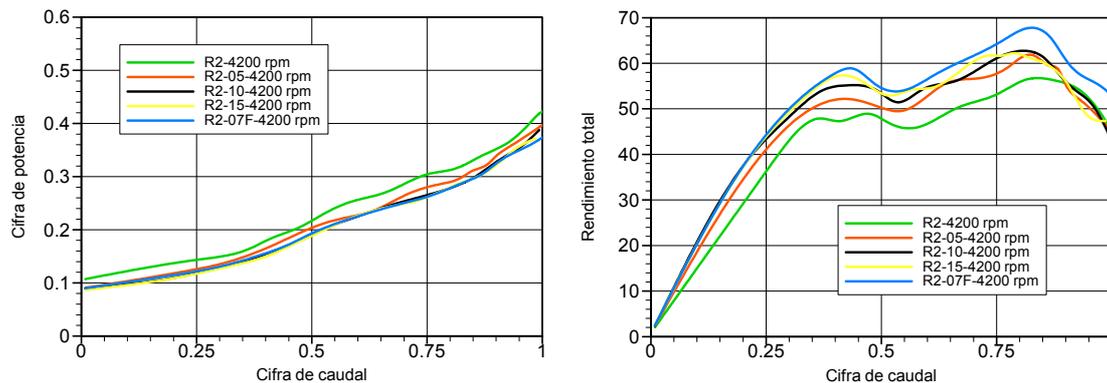


Figura 4. Influencia de las modificaciones del corta-aguas sobre la cifra de potencia y el rendimiento

Como se aprecia en la figura 4, las modificaciones en el corta-aguas afectan también a la cifra de potencia consumida $\zeta = Pot/(\rho\omega^3 D^5)$ y al rendimiento total. En todas las configuraciones ensayadas el consumo de potencia es levemente menor que en el modelo original, originando como resultado un incremento en los valores del rendimiento total.

CARACTERIZACIÓN DE LA GENERACIÓN ACÚSTICA

En la figura 5 se representa la evolución del nivel de presión sonora (SPL) con ponderación A frente al caudal, para todas las configuraciones estudiadas. Todos los ensayos descritos en este apartado se realizaron a 2400 rpm y 4200 rpm, con el propósito de observar la influencia de la velocidad de giro sobre la generación de ruido. Se ha considerado adecuado representar los resultados con la ponderación A, con el fin de caracterizar los posibles efectos desagradables del ruido sobre el oído humano. La evolución del SPL (A) en función de la cifra de caudal es muy similar en las dos velocidades de giro representadas. En general, el SPL (A) tiende a aumentar al hacerlo el caudal, aunque a caudales bajos y medios esta tendencia es muy suave. A 4200 rpm se obtuvieron niveles de unos 14 dB mayores que los correspondientes a 2400 rpm. Esta diferencia concuerda con la literatura consultada sobre leyes de semejanza aplicadas a la generación acústica de ventiladores (Cory, 1992). Aceptando que en ventiladores con números de Mach bajos (en este caso en torno a 0.1) el mecanismo de generación predominante es el dipolar, la potencia sonora varía con la velocidad de accionamiento elevada a la sexta. En este caso, la relación entre las velocidades ensayadas es: $4200/2400=1.75$, y expresando esta diferencia en dB: $60 \log 1.75 \approx 14$ dB. Se observa claramente que la elevación del corta-aguas resulta muy beneficiosa, puesto que reduce el ruido de forma notable en todo el rango de funcionamiento del ventilador. Las principales diferencias se observan en caudales medios y bajos, donde se han conseguido reducciones de unos 5 dB por término medio. Para estos caudales se observa que el ruido generado es menor cuanto mayor es la elevación del corta-aguas. Además, la combinación de la elevación del corta-aguas con su inclinación hacia delante (R2-07F) consigue la mayor reducción del ruido generado en todo el rango de funcionamiento del ventilador.

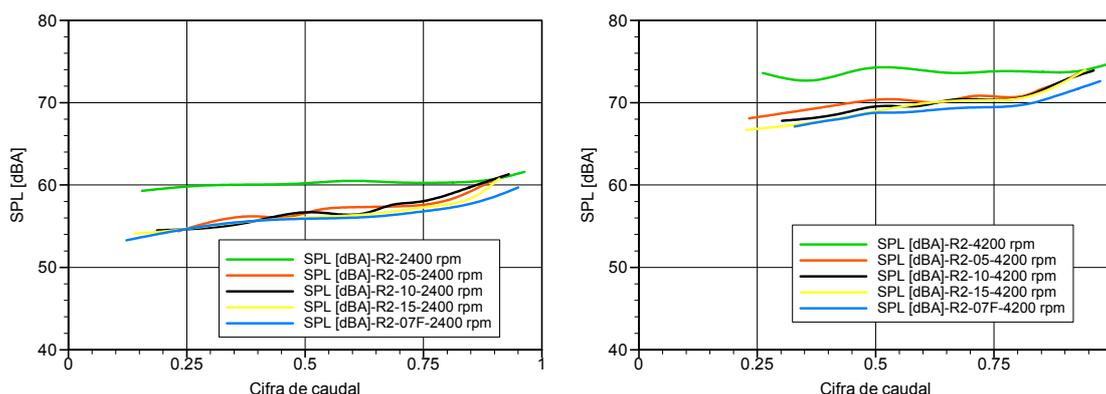


Figura 5. Influencia de las modificaciones del corta-aguas sobre el nivel de presión sonora total (dBA), a 2400 rpm (izqda.) y a 4200 rpm (dcha.)

Se sabe que la respuesta del oído humano a los estímulos acústicos depende de la frecuencia. El oído humano es muy sensible a sonidos con frecuencias en torno a 1000-2000 Hz. Los ensayos se realizaron a 2400 rpm (40Hz) y 4200 rpm (70Hz), obteniéndose frecuencias de paso de los álabes de 920 Hz y 1610 Hz respectivamente. De esta forma, el ruido tonal aerodinámico puede constituir una contribución al ruido total generado especialmente molesta para los posibles usuarios. Por esta razón, se han comparado los espectros acústicos de la configuración original R2 con una de las geometrías alternativas, la R2-07F. El modelo R2-07F fue seleccionado para la comparación por presentar el mejor comportamiento aerodinámico y acústico. En la figura 6 se representan los espectros de las configuraciones R2 y R2-07F, a 2400 rpm (izqda.) y 4200 rpm (dcha). Se han seleccionado tres condiciones de flujo: caudal bajo (cifra de caudal=0.30), caudal medio (cifra de caudal=0.50) y caudal alto (cifra de caudal=0.90). Se ha señalado con una línea vertical discontinua la frecuencia de paso de álabes, utilizando la notación habitual anglosajona BPF (Blade Passing Frequency).

A 2400 rpm, el ruido aerodinámico tonal a la BPF constituye la aportación más importante para la configuración original R2. Se observan también niveles altos en las frecuencias de 470, 1400 y 1870 Hz, registrándose un comportamiento parecido para las tres condiciones de caudal representadas. Estos picos podrían corresponder a los armónicos de una frecuencia de

resonancia del ventilador, debida a la vibración de alguna componente, y por tanto sin relación con los fenómenos aerodinámicos. El modelo R2-07F a 2400 rpm consigue una notable reducción del nivel a la frecuencia de paso de álabes, debido al incremento de la distancia entre el rodete y el corta-aguas. Además los picos en las frecuencias de resonancia se reducen. Aparentemente, la variación de la geometría de la voluta genera una distribución más favorable de los esfuerzos aerodinámicos en el ventilador, de forma que las frecuencias de resonancia son excitadas en menor medida que en la configuración original.

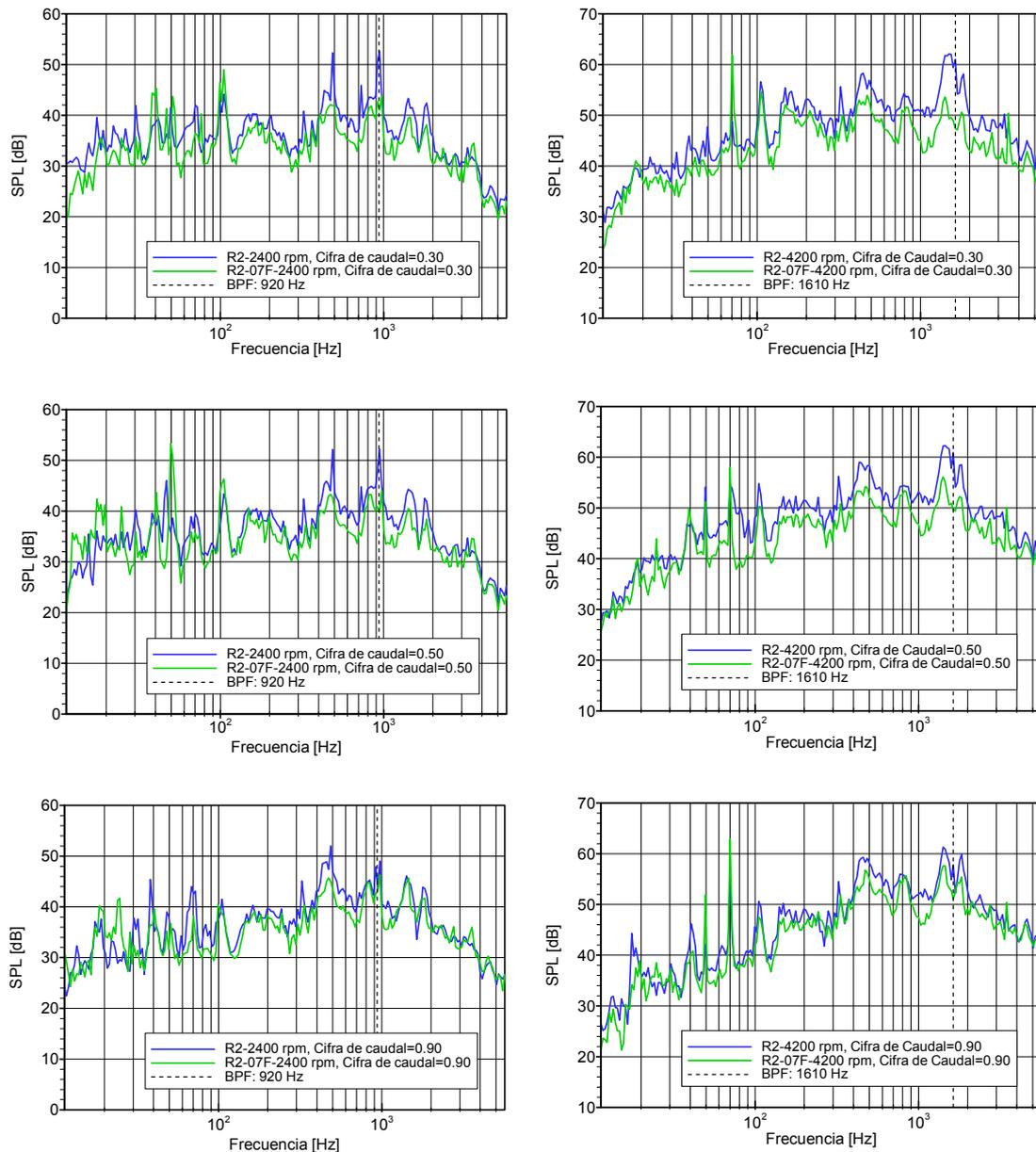


Figura 6. Influencia de las modificaciones del corta-aguas sobre los espectros del nivel de presión sonora (dB), a 2400 rpm (izqda) y 4200 rpm (dcha)

En todos los espectros a 4200 rpm se aprecian altos niveles de ruido en banda ancha a frecuencias medias y altas. Aunque se observa claramente un pico correspondiente a la velocidad de rotación (70 Hz), a esta frecuencia el oído humano es poco sensible. A esta velocidad de rotación se observa que la aportación del ruido aerodinámico tonal no es la predominante. Como en el caso de 2400 rpm, se aprecian niveles altos en las frecuencias 470, 1400 y 1870 Hz, aunque a 4200 rpm no se trata de picos bien definidos en una frecuencia concreta, sino que las contribuciones se extienden hacia frecuencias adyacentes. Este efecto de "difuminado" de los picos resulta de la combinación de una alta velocidad de giro con la elasticidad del material empleado. Como se ha observado, las contribuciones a 470, 1400 y

1870 Hz están presentes independientemente de la velocidad de rotación y las condiciones de flujo, confirmando la resonancia mecánica como origen de estas fuentes de ruido. Por otra parte, la configuración original R2 muestra un nivel alto a la frecuencia de paso de álabes, muy cercana a la frecuencia de 1400 Hz. Esta circunstancia resulta ser muy perjudicial, al superponerse los dos fenómenos, ruido tonal aerodinámico y frecuencia de resonancia de la estructura, dando lugar a que se refuercen sus efectos. Al igual que en la otra velocidad de rotación estudiada, a 4200 rpm la configuración R2-07F presenta una considerable reducción de los niveles de ruido a medias y altas frecuencias respecto a la configuración original R2. Esta mejora es especialmente importante en el rango de frecuencias entre 1000 y 2000 Hz, para caudales bajos y medios. La mejoría observada se debe a dos efectos diferentes, superpuestos: en primer lugar, el pico a la frecuencia de paso de álabes prácticamente ha desaparecido, debido al aumento de la distancia entre el rodete y el corta-aguas, desapareciendo simultáneamente el peligro de acoplamiento de esta frecuencia con la de resonancia a 1400 Hz; en segundo lugar, la variación en la geometría de la voluta ha inducido una distribución de esfuerzos aerodinámicos sobre el rodete más favorable, de manera que las frecuencias de resonancia no se ven excitadas tan intensamente como en el ventilador R2.

CONCLUSIONES

Se han ensayado diferentes modificaciones de la geometría de la voluta original, variando la forma y la distancia entre el rodete y el corta-aguas, con el objetivo de reducir la generación de ruido aerodinámico tonal.

Todas las configuraciones ensayadas consiguen reducir la generación de ruido respecto al ventilador original, debido a dos efectos superpuestos: la contribución a la frecuencia de paso de los álabes prácticamente desaparece, y la variación en la geometría de la voluta genera una mejor distribución de esfuerzos en el rodete, consiguiendo así que las frecuencias de resonancia no sean excitadas intensamente.

Puede concluirse que una ligera reducción de la altura de la sección de salida combinada con una ligera inclinación del corta-aguas resulta muy ventajosa para conseguir reducir el ruido generado sin afectar de forma importante a las prestaciones aerodinámicas del ventilador.

AGRADECIMIENTOS

Una parte de este trabajo ha sido financiado por INTERNACIONAL HISPACOLD, S.A. Los autores agradecen especialmente a D. Juan Bernal Cantón, del Departamento de Innovación, por su colaboración y su amable autorización para esta publicación.

El trabajo también está financiado por el Proyecto de Investigación TRA2004-04269 (Ministerio de Educación y Ciencia).

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Cau, G.; Mandas, N.; Manfrida, N. and Nurzia, F., "Measurements of primary and secondary flows in an industrial forward-curved centrifugal fan," ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 109, 1987.
- Cory, W. T. W., "Acoustic similarity laws for the prediction of industrial fan sound levels", Proceedings of FAN NOISE Symposium, pp. 45-56, Senlis, France, 1992.
- Chu, S.; Dong, R.; Katz, J., "Relationship between unsteady flow, pressure fluctuations, and noise in a centrifugal pump-Part B: Effects of blade-tongue interactions", ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 117, pp. 30-35, 1995.
- Kind, R.J. and Tobin, M.G., "Flow in a Centrifugal Fan of the Squirrel Cage Type," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 112, 1990.
- Ohta, Y.; Oota, E.; Tajima, "Evaluation and Prediction of Blade-Passing Frequency Noise Generated by a Centrifugal Blower", ASME Journal of Turbomachinery. Vol. 118, pp. 597-605, 1996.