



Evaluación de alternativas tecnológicas en sistemas HVAC utilizados en transporte colectivo de pasajeros

Julio César Mérida Sánchez, Sandra Velarde Suárez, Katia María Arguelles Díaz

UO173554@uniovi.es

Departamento de Energía. Universidad de Oviedo.

RESUMEN

En este estudio se analizan varios modelos de ventiladores empleados en la refrigeración de vehículos de transporte público para detectar cuáles son las mejores prácticas adoptadas en la industria buscando el mejor equilibrio posible de aquellos parámetros que definen la eficacia de un dispositivo de ventilación (caudal, rendimiento, consumo, ruido...) y tratando de relacionarlos con aquellos parámetros característicos que se considera diferencian un ventilador de otro.

ABSTRACT

In this article different fan models employed in public transport vehicles refrigeration are analyzed to find the better practices adopted in the industry, searching for the better balance between the defining parameters that influences the device's performance (flow rate, efficiency, power consumption, noise level...) and relating those with the geometrical parameters that differentiate one device from the others.

1. INTRODUCCIÓN

HVAC (Heating, Ventilation and Air Conditioning) es un término que engloba las tecnologías de confort ambiental empleadas tanto en interiores como en vehículos, englobando tres ramas principales: Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado, basándose en los principios de la termodinámica.

Este trabajo se centra en los dispositivos utilizados en refrigeración de vehículos de

transporte público. En particular los dispositivos analizados son ventiladores centrífugos de doble rodete accionados por un motor con o sin escobilla (Ver figura 1).

La geometría empleada en los ventiladores que componen estos dispositivos es de álabes curvados hacia adelante, también denominada de jaula de ardilla. Como su nombre indica los álabes que componen el rodete de estos ventiladores se encuentran curvados en el mismo sentido que la dirección de giro.

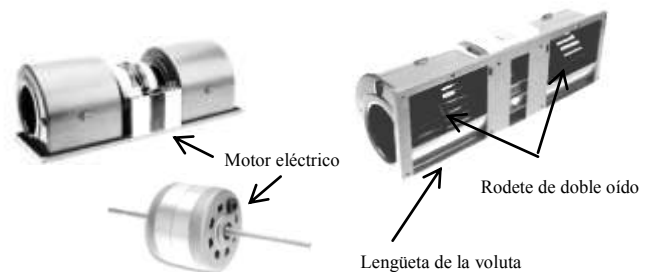


Figura 1: Ventilador centrífugo de doble rodete accionado por motor sin escobilla

Algunas ventajas de este tipo de ventiladores son su poca necesidad de espacio, su baja velocidad periférica y que producen menos ruido que los radiales o los de álabes curvados hacia atrás.

Generalmente se utilizan con bajas o medias presiones estáticas, caso al que se ven expuestos los sistemas de calefacción, aire acondicionado o renovación de aire.

Un gran inconveniente de esta configuración es que no es adecuada para



ambientes con presencia de polvo, ya que las partículas se adhieren a los pequeños álabes curvados y pueden provocar el desequilibrado del rodete.

En la figura 2 puede observarse el rodete de uno de estos ventiladores y el triángulo de velocidades que se forma a su salida.

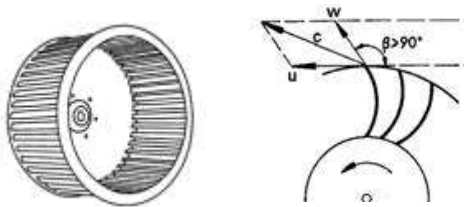


Figura 2: Rodete y triángulo de velocidades de álabes curvados hacia delante o jaula de ardilla

Debido a las ventajas antes mencionadas estos ventiladores son altamente empleados en la industria automovilística, sin embargo este uso requiere generalmente ventiladores pequeños y con alto aporte de caudal, siendo consecuencia generalmente de que trabajen fuera de su punto de diseño. La aparición de inestabilidades de flujo, altos niveles de ruido y vibración, así como reducción de eficiencia son claro resultado de un trabajo bajo condiciones extremas, con un bajo nivel de coste admisible.

Otro defecto no mencionado anteriormente y significativo para estas aplicaciones, es la deficiencia de direccionamiento del flujo de aire. Esta viene como consecuencia de la gran curvatura y baja longitud radial de los álabes del rodete. Este problema se trata a menudo de suavizar con un aumento del número de álabes, lo cual puede provocar distorsiones del flujo aún en condiciones de diseño. (Kind y Tobin [5])

Naturaleza del estudio

Este trabajo es un acercamiento a los puntos tratados con anterioridad por el Departamento de Energía de la Universidad de Oviedo (Velarde et. al. [3], [4]). Siguiendo las pautas de estos estudios se analizan algunos de los ventiladores de jaula de ardilla fabricados por empresas líderes en el sector, siendo el fin último detectar los factores geométricos y operacionales que hacen destacar un ventilador sobre otro buscando así el mejor equilibrio posible.

Para juzgar de forma objetiva el desempeño de los ventiladores analizados, se han correlacionado sus características geométricas y sus puntos de mayor eficiencia. Se ha prestado especialmente atención sobre los valores óptimos requeridos para minimizar la generación de ruido y las irregularidades en el flujo. Los datos experimentales concernientes a estos parámetros han sido obtenidos en una instalación diseñada según la normativa.

Al final de este trabajo se adjunta una relación de fórmulas, nomenclatura y correlaciones empleadas durante el mismo.

2. MÉTODO DE TRABAJO

Descripción de la instalación

Las medidas geométricas de los ventiladores se han realizado mediante un calibre y una cinta métrica. Estas medidas incluyen diámetros (diámetro de entrada y salida del rodete y diámetro de la boquilla), grosores (rodete y voluta), nº de álabes...

Las mediciones aerodinámicas y acústicas se han realizado en un conducto de ensayo de ventiladores de tipo B acorde con la normativa ISO 5136 [6]. La figura 3 muestra un esquema de la instalación.

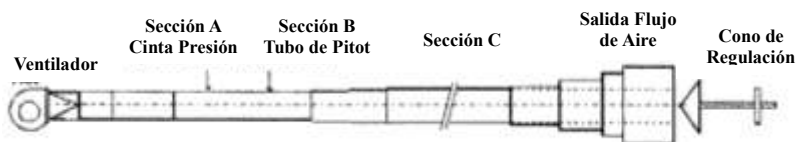


Figura 3: Conducto para medidas acústicas y aerodinámicas

Dado que los ventiladores empleados son de doble rodete como se puede ver en la Figura 1, para adaptarlos al conducto se emplea una toma en "Y", (Figura 4). En estas tomas la parte que acomoda la salida de los rodetes del ventilador se ha realizado siguiendo las distintas geometrías de los ventiladores analizados.



Figura 4: Esquema de una toma en Y



Toma de medidas

Para realizar las medidas se alimenta a los ventiladores mediante una fuente de tensión a 26.5 V, dado que suele ser la tensión estándar a la que se encuentran sometidos en el transporte público. A su vez tomaremos medidas de intensidad con un amperímetro (situado en la propia fuente) y la velocidad de giro con un cuentarrevoluciones.

Las medidas aerodinámicas son realizadas mediante variación de presión, que es regulada mediante el cono situado a la salida del conducto. A su vez se miden las presiones estáticas y dinámicas. También se ha de tomar la presión y la Temperatura Ambiente.

Por último el nivel de ruido se mide mediante un micrófono de 0.5" situado en el interior del tubo obteniendo el espectro sonoro y nivel promedio en un equipo informático. La incertidumbre del micrófono es de 0.2 dB, con un nivel de confianza del 95%.

Se realizan 8 mediciones de cada una de estas variables variando la presión para cada ventilador como indica la normativa UNE 100 -213 -90 [2].

El resto de los detalles puede encontrarse en Velarde-Suarez et al. [3], [4]

Tratamiento de resultados

Mediante la presión dinámica se obtiene el caudal del ventilador mediante la siguiente expresión, obtenida de acuerdo a la normativa:

Ecuación 1: Ecuación de cálculo de caudal a partir de la Presión dinámica en un punto i

Los siguientes datos $Q(\Phi)$, (Ψ) , W son normalizados mediante las siguientes ecuaciones:

$$\Phi = \frac{Q}{\omega \cdot D_2^2 \cdot 2 \cdot b} \quad \text{Ecuación 2: Cifra de Caudal}$$

Cabe destacar que el caudal es tradicionalmente adimensionalizado en base al diámetro de salida del rodete al cubo. Sin

embargo en el presente estudio se presenta como Ψ , representando b el ancho del rodete. El motivo viene dado por la diferencia de anchura en el rodete de los distintos ventiladores analizados.

$$\Psi = \frac{P_T}{\rho \cdot \omega^2 \cdot D_2^2} \quad \text{Ecuación 3: Cifra de Presión Total}$$

$$\xi = \frac{W}{\rho \cdot \omega^3 \cdot D_2^4 \cdot 2b} \quad \text{Ecuación 4: Cifra de Potencia}$$

El resto de ecuaciones y notaciones pueden encontrarse en el apartado nº 5 "Nomenclatura".

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Geometría de los ventiladores

A continuación se muestran algunos los parámetros geométricos que diferencian a los ventiladores estudiados entre sí y que en anteriores estudios han demostrado tener influencia en el comportamiento de los ventiladores y en su generación de ruido. Los ventiladores han sido nombrados por la letra F y un número del 1 al 5.

	Z	D1/D2	4b'/D1	Dn/D1		S
F1	23	0.75	3.00	1.1	22.5	1.22
F2	34	0.82	2.23	1.0	15.15	1.35
F3	34	0.85	2.05	0.95	20.83	0.92
F4	28	0.78	2.34	1.22	20.41	1.29
F5	28	0.77	2.34	1.0	20.83	1.35

Tabla 1: Parámetros Geométricos

Otro dato morfológico destacables en los ventiladores estudiados es que todos sus componentes están realizados de plástico, exceptuando el rodete del ventilador denominado F3 en la base de datos, el cual ha sido realizado en aluminio. Otro dato a tener en cuenta es la diferencia de rigidez presente en los plásticos del rodete, empleados por los distintos fabricantes.

Estudios previos sobre la geometría de los ventiladores de álabes curvados hacia delante

En este apartado trataremos los parámetros que otros estudios anteriores han confirmado como determinantes en la producción de ruido en el tipo de ventiladores estudiados.



Uno de los parámetros más influyentes en la producción de ruido es la relación entre los diámetros de la tobera (nozzle) y el rodete a la entrada del ventilador (D_n/D_1), según ha sido determinado en estudios anteriores. En Kind y Tobin [5], ha sido demostrada la presencia de una zona entre los álabes del rodete donde no se produce movimiento en el flujo de aire o este es poco apreciable. En Velarde-Suarez et al. [3], [4], se aprecia que el aumento de la "zona de ausencia de flujo de aire" será mayor cuanto menor sea la relación D_n/D_1 . El estudio de Velarde-Suarez establece que aquellos ventiladores donde esta relación supera la unidad presentan mejores características aerodinámicas y acústicas.

En Velarde-Suarez et al. [3], [4], se menciona también otro dato interesante: los elevados valores del parámetro $4b/D_1$, el cual debe de estar cercano a la unidad para garantizar un flujo uniforme en este tipo de ventiladores. Sin embargo en estos ventiladores aparecen valores 2 o 3 veces superiores a la unidad, lo que en la práctica representa una importante distorsión del flujo.

Por último, estos estudios han demostrado también la existencia de una relación lineal entre la velocidad específica (n_s) y el diámetro específico (d_s) en estos ventiladores.

En el análisis de presión (Figura 5) pueden observarse pequeñas inestabilidades en la zona intermedia de la curva, seguidas de una recuperación. Estas inestabilidades son inherentes a los ventiladores de caja de ardilla y se ven acrecentadas con los incrementos de presión.

También puede observarse que el ventilador F2 solo tiene 7 tomas, esto es debido a que este tipo de ventilador al ver disminuida la presión por debajo de 0.23 más o menos se vuelve inestable y no es capaz de mantenerse alimentado a 26.5 V necesitando una tensión superior. También se observaron ciertas inestabilidades en el ventilador F4 como demuestra su disminución repentina de presión.

Análisis de Potencia

En cuanto a un análisis de potencia (Figura 6) realizado por el ventilador respecto al aporte de caudal podemos ver que el ventilador F3 es claramente el perdedor necesitando un mayor consumo de potencia. El resto de ventiladores realizan un consumo de potencia bastante igualado, sin embargo el F4 y el F5 parecen destacar sobre el resto en este aspecto, siendo el F4 el que menos potencia necesita a caudales bajos.

Análisis de Presión

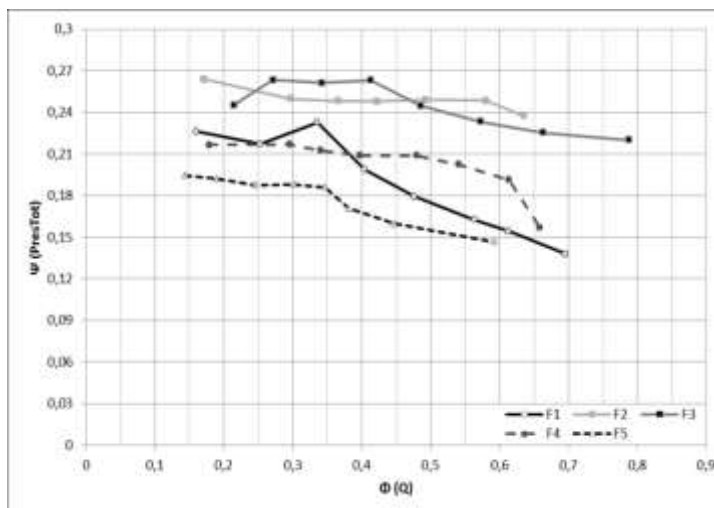


Figura 5: Cifra de presión frente a cifra de caudal

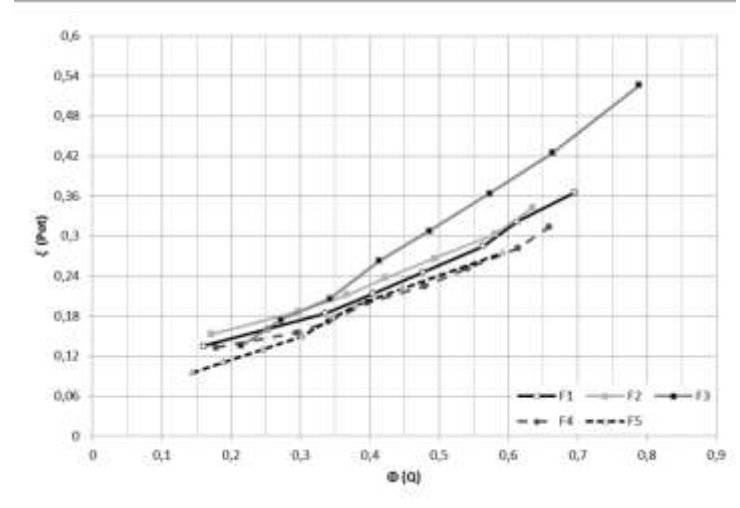


Figura 6: Cifra de potencia frente a cifra de caudal



Análisis de Rendimiento

El mejor rendimiento viene otorgado por el ventilador F2 por dos motivos, no solo es el ventilador que nos ofrece un rendimiento mayor en un espectro superior de caudales, si no que en su punto de rendimiento óptimo impulsa más caudal que el resto de ventiladores analizados.

En la Tabla 2 puede verse el punto de rendimiento óptimo de los ventiladores analizados frente a la cifra de caudal en que se producen.

	F1	F2	F3	F4	F5
(%)	42.44	47.64	43.37	44.55	36.29
	0.34	0.58	0.34	0.48	0.35

Tabla 2: Rendimientos máximos

Como puede verse todos los ventiladores estudiados menos el F5 alcanzan unos rendimientos entre el 40 y el 50 %. Cabe destacar también al ventilador F2, que posee un rendimiento netamente superior al resto.

Es asimismo resaltable que el rendimiento del ventilador depende a su vez del rendimiento del motor que incorporado, con este fin es mejor utilizar motores con el mejor rendimiento posible.

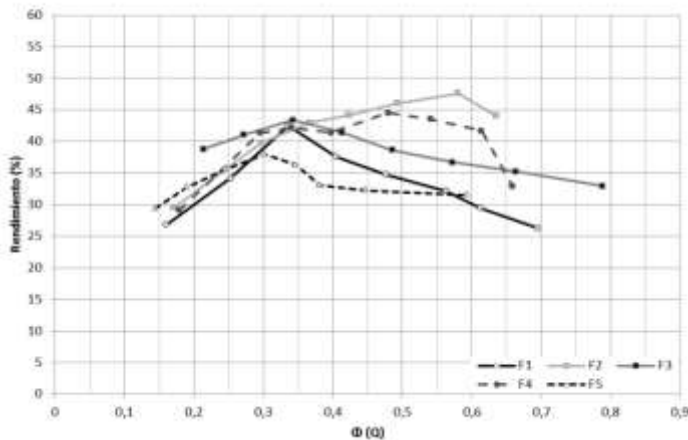


Figura 7: Rendimiento frente a cifra de caudal

Análisis de Ruido

En España, se establece como nivel de confort acústico los 55 dB. Por encima de este nivel, el sonido resulta pernicioso para el descanso y la comunicación [7]. A su vez la Organización Mundial de la Salud (OMS) considera en su informe como límite superior deseable, de forma que la presión sonora no intervenga en la salud de las personas, los 50 dB [8]. Estos valores si bien no son obligatorios si suponen una recomendación que se debe tomar como referencia.

En la figura 8 podemos ver como el nivel de ruido (L_p) alcanzado por uno de estos ventiladores supera estos límites.

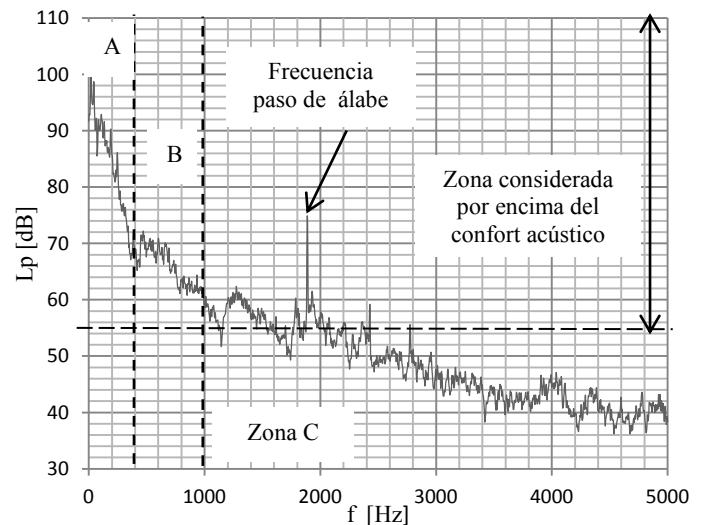


Figura 8: Presión acústica de uno de los ventiladores estudiados a un determinado caudal

En la curva hay tres zonas que destacan por su alta presión acústica:

1) *La zona A.* Caracterizada por altos niveles de ruido de ruido. Esta zona es típica de las mediciones en conductos y el ruido se ve fuertemente reducido en mediciones al aire libre.

2) *La zona B.* Entre 500 y 1000Hz se produce otra zona de ruido intenso no atribuible a fenómenos aerodinámicos específicos. Se ha observado que aumenta con la velocidad de rotación del ventilador (Velarde-Suarez et al. [3],



[4]), lo que se debe a la poca rigidez de los materiales utilizados.

3) La frecuencia de paso de álabe (FPA)

Pese a la alta presión acústica de las zonas A y B estas afectarán mucho menos al oído humano que la presión obtenida a la FPA. Este fenómeno se debe a que el oído humano no percibe igual las distintas frecuencias, alcanzando el máximo de percepción entre 1000 y 2000 Hz.

Para establecer la presión real ejercida sobre el oído humano se deben usar medidas tomadas en , una unidad de nivel sonoro medido con un filtro previo que pondera las frecuencias eliminando parte de las bajas y las muy altas. Este filtro se basa a su vez en las curvas isofónicas, las cuales fueron calculadas por primera vez por Fletcher y Munson. (Figura 9)

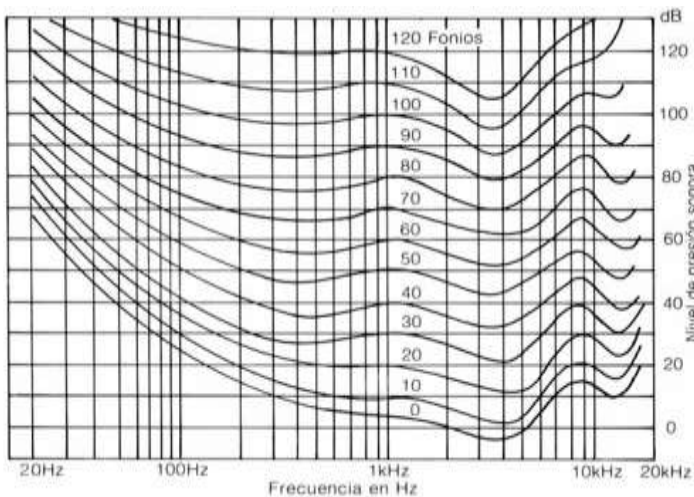


Figura 9: Curvas isofónicas 1Fonio 1 dBA

En la figura 9 puede verse como, para el caso escogido, las frecuencias de la zona A quedan eliminadas hasta los 20 Hz y fuertemente reducidas de los 20 Hz a los 500 Hz, donde empieza la zona B. Las presiones de la zona B, de los 500 Hz hasta los 800 Hz pueden verse ligeramente reducidas y son las presiones presentes entre los 1000 y 5000 Hz las que se ven ligeramente amplificadas, siendo en esta zona donde suele encontrarse la frecuencia de paso de álabe (figura 10). Posteriormente las presiones producidas a esta frecuencia se mostrarán como

las más determinantes a la hora de valorar el ruido de los ventiladores.

Q4

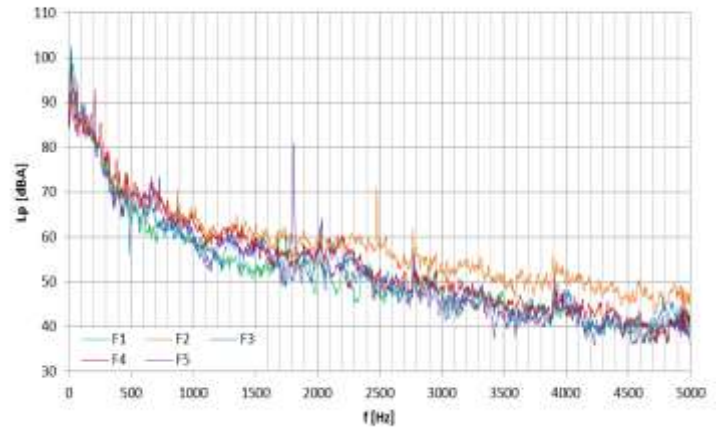


Figura 10: Frecuencias de paso de álabe para el caudal 4. Puede verse con estas frecuencias varían entre los 1000 y 3000 Hz como se mencionó anteriormente

A continuación (figura 11) se muestran los valores promedios de ruido obtenidos por los distintos ventiladores a lo largo de los distintos caudales. Como puede observarse el nivel de ruido es bastante significativo en estos dispositivos.

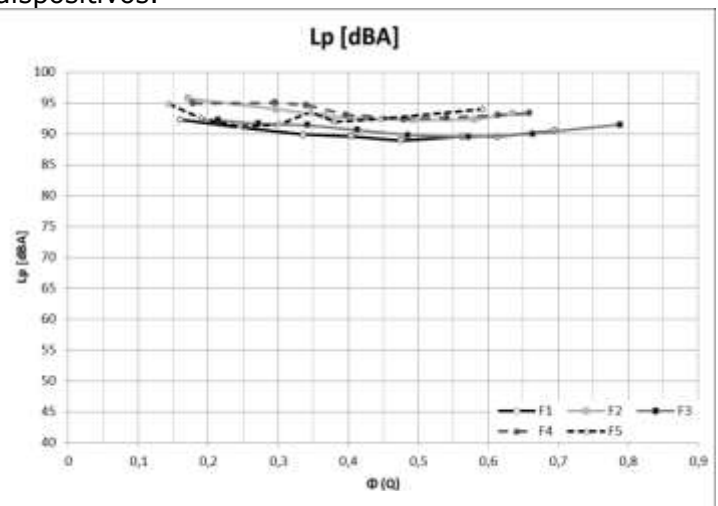


Figura 11: Presión sonora total frente a cifra de caudal

Para comparar el ruido entre ventiladores se ha utilizado el parámetro Lps, el cual se muestra en la ecuación 5, este parámetro tiene en cuenta además del nivel de ruido el caudal y la presión total del flujo de salida del ventilador.



Ecuación 5: Presión sonora específica a partir del caudal y de la presión total del fluido

En la figura 12 se puede ver el nivel de ruido Específico, esto nos permite estudiar que geometrías producen más ruido, más allá del tamaño del ventilador o de la potencia que incorpora.

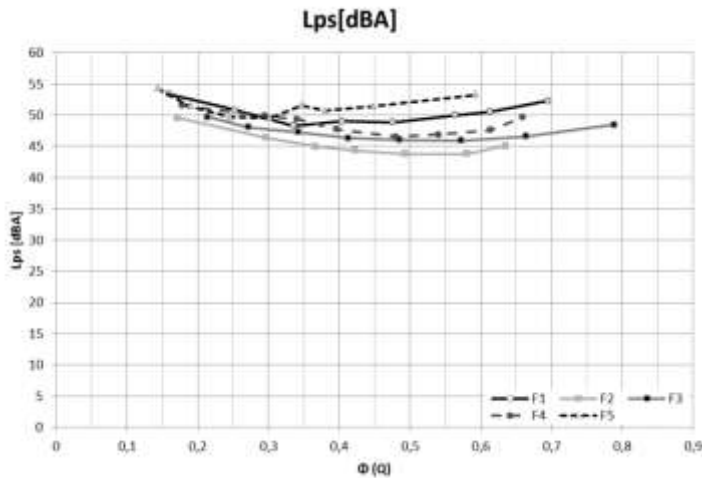


Figura 12: Presión sonora específica frente a cifra de caudal

Debido a que por lo general el ventilador produce una mayor intensidad acústica en el punto correspondiente a la frecuencia de paso de álabe esto requiere un análisis más intensivo. A continuación se muestra el nivel acústico obtenido a la frecuencia de paso de álabe en función del caudal. Cabe destacar que el ventilador F1 es el que menos ruido produce a la frecuencia de paso de álabe para caudales altos, mientras que el F3 es el que menos produce para caudales bajos.

En primer lugar se muestra el nivel total de la presión sonora a la FPA (figura 13). Comparando la figura 13 con la figura 11 puede verse un nivel de ruido menor, debido sobre todo a la influencia de la zona A, la cual cabe recordar no se produce en medidas fuera de tubo.

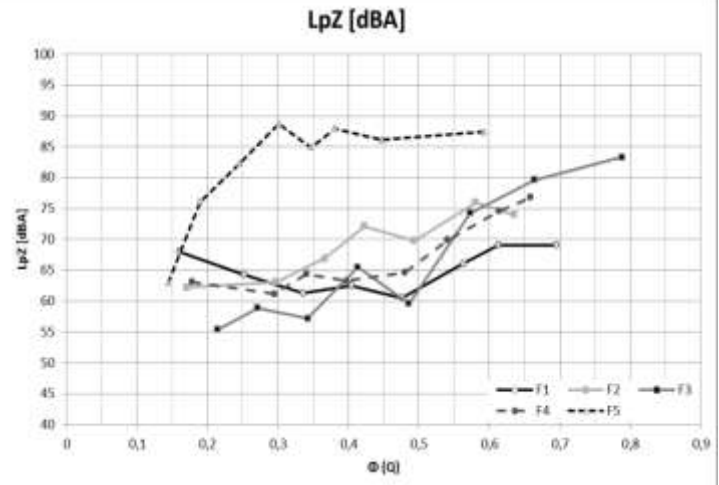


Figura 13: Presión sonora a la FPA frente a cifra de caudal

En tabla 3 puede observarse como el nivel de ruido, en dBA generado en la zona B de la curva no supera nunca al obtenido en la zona C. Esto demuestra que la mayor fuente de ruido producido por estos ventiladores aparece a la FPA.

	F1	F2	F3	F4	F5
	69.1	76	83.3	76.8	88.7
	67.4	70.4	71.7	69.6	73.5

Tabla 3: Ruido máximo en zona B vs Ruido máximo en zona

Con el objetivo de comparar mejor el ruido de los ventiladores se presenta en la Figura 14 la presión específica, calculada otra vez mediante la ecuación 5, en este caso a la FPA. En esta puede observarse que para caudales elevados, tomando en relación el caudal y presión total del flujo de aire, el ventilador F2 produce menos ruido, seguido del F1.

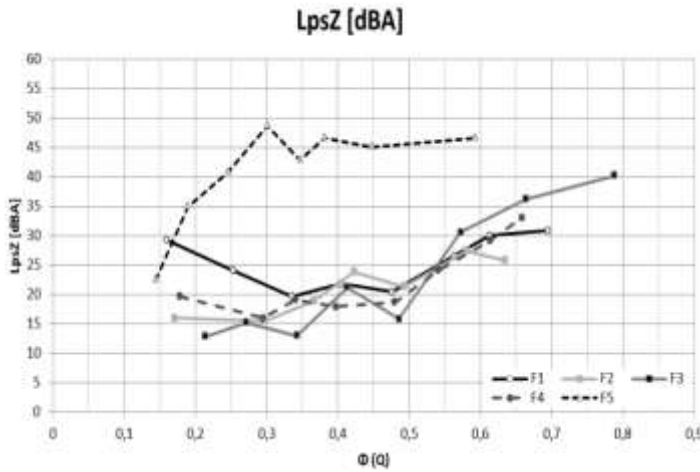


Figura 14: Presión sonora específica a la FPA frente a cifra de caudal

Selección ventilador

En la tabla 4 se muestran las características más importantes a la hora de elegir un ventilador. Estas características han sido tomadas en el punto de rendimiento máximo del ventilador.

En verde se muestra el ventilador que destaca más en dicho apartado, y en rojo el que menos. En caso de empate gana el ventilador que produce menos ruido y pierde el que produce más ruido.

	F1	F2	F3	F4	F5
(%)	42.44	47.64	43.37	44.55	36.29
	0.34	0.58	0.34	0.48	0.35
Ψ	0.23	0.25	0.26	0.21	0.19
	0.18	0.3	0.21	0.23	0.18
	19.71	27.49	13.08	18.78	42.92

Tabla 3: Comparación ventiladores a máximo rendimiento

El ventilador F2 es el ventilador que mejor rendimiento da, así como el ventilador que da más caudal a su mejor rendimiento, sin embargo es el ventilador que proporcionalmente produce más ruido en este punto, así mismo es el ventilador que más consumo tiene, lo que puede significar que basa su rendimiento en gran parte en un buen motor.

El ventilador que menos ruido produce en su punto de máximo rendimiento es el ventilador F3, no obstante proporcionalmente es junto al F1 el que menos caudal otorga. Otro dato que hace descartable al ventilador F3 es el alto consumo de potencia que tiene fuera de su punto de máximo rendimiento, especialmente a caudales elevados.

El ventilador que mejor equilibrio tiene de características es el ventilador F4. Es el segundo ventilador en cuanto rendimiento y caudal aportado, así como en ruido generado. Este ventilador es al mismo tiempo el que tiene una mejor relación $Dn/D1$.

En el lado opuesto se sitúa el ventilador F5, el cual produce más ruido que el resto, con un rendimiento más bajo.

El resto de información relativa al funcionamiento de los ventiladores en el punto de máximo rendimiento se puede encontrar en los anexos al final de este artículo.

4. CONCLUSIONES

El parámetro más influyente en la producción de ruido es la relación entre los diámetros de la tobera y el rodete a la entrada del ventilador.

La mayor fuente de ruido apreciable por el ser humano producida por los ventiladores estudiados se produce a la frecuencia de paso de álabes.

Entre 500 Hz y 1000 Hz se produce ruido que puede llegar a ser bastante molesto para los seres humanos.

El motor empleado tiene bastante influencia en el rendimiento del ventilador.

El mejor ventilador del estudio es el ventilador F4, dado que es el ventilador que aporta un mejor equilibrio entre rendimiento y generación de ruido, viéndose menos penalizado que otros ventiladores cuando trabaja fuera de su punto de máximo rendimiento. Este ventilador cumple a su vez la relación $Dn/D1 > 1$.



5. NOMENCLATURA

En el presente apartado se detalla el significado de las ciertas expresiones recurrentes a lo largo del artículo, así como las ecuaciones que se considera puedan ser necesarias para una correcta comprensión del mismo.

- b : Ancho del rodete (m)
- FPA : Frecuencia paso de álabe (BPF en inglés)
- D : Diámetro (m)
- : Diámetro tobera del ventilador (m)

- Lp : Nivel de presión sonora
- f : frecuencia

- p : Presión estática (Pa)

- P : Presión (Pa)
- Q : Caudal impulsado (

- S : Solidez

- W : Potencia consumida (W)
- z : Número de álabes

Distancia entre el rodete y el corta-aguas de la voluta

Letras griegas

Subíndices y superíndices

AGRADECIMIENTOS

A Sandra Velarde y Katia María Argüelles, mis tutoras en este "Trabajo Fin de Máster" y a todos aquellos miembros del departamento de energía de la Universidad de Oviedo que han facilitado la consecución del mismo.

REFERENCIAS

[1] UNE 100-211-89 - Ventiladores: Instrumentos y métodos de medida, AENOR **1989**

[2] UNE 100-213-90 - Ejecución del ensayo y cálculo para presiones hasta 300 Pascal, AENOR **1990**

[3] Velarde-Suárez S., Guerras-Colón I., Ballesteros-Tajadura R., González J., Argüelles-Díaz K.M., Fernández_Oro J.M., Santolaria-Morros Carlos, — *Evaluation of Squirrel-Cage Fans for HVAC applications in public transport: Key parameters and design guidelines*, Fan Noise 2012 - International Conference on Fan Noise,, No. 18–20, pp. 1-12. **2012**

[4] Velarde-Suárez S., Ballesteros-Tajadura R., González J., Santolaria-Morros Carlos, Pereiras-García B. — *Reduction of the aerodynamic tonal noise of a forward-curved centrifugal fan by modification of the volute tongue geometry*, Applied Acoustics, Vol.69, pp. 336-232. **2008**

[5] Kind R. J., M. G. Tobin — *Flow in a Centrifugal Fan of the Squirrel-Cage Type*, Journal of Turbomachinery, Vol.112, pp. 84-90. **1990**

[6] UNE-EN ISO 5136:2010 — Acústica. Determinación de la potencia acústica radiada en un conducto por ventiladores y otros sistemas de ventilación. Método en conducto, AENOR. **2010**

[7] Guía de Técnica del RD 488/1997, de 14 de abril, sobre disposiciones mínimas de seguridad y salud. **1997**



UNIVERSIDAD DE OVIEDO
EP de Ingeniería de Gijón
ETS de Ingenieros de Minas de Oviedo

Máster Universitario en
Ingeniería Energética
Curso 2011-12



[8] OMS. — Environmental health inequalities in Europe. Assessment report. **2012**



ANEXOS 1/3

Ventilador	F1	
Parámetros Geométricos	z	23
	D1/D2	0,75
	4b/D1	3,00
	Dn/D1	1,1
		22,5
	S	1,22
Parámetros de funcionamiento a Voltaje: 26.5V	Q(m3/h)	325,5
	Presión Total (Pa)	399,27
	Rendimiento Total (%)	42,44
	Presión Estática (Pa)	360,1
	Rendimiento Estático (%)	38,28
	Potencia en el Eje (W)	85,07
	Velocidad de Giro (rpm)	4465
	<i>Parámetros adimensionales</i>	
	(Cifra Caudal)	0,34
	(Cifra Presión Total)	0,23
	(Cifra Potencia)	0,18
	Cifra de Presión Estática	0,21
	(Velocidad Específica)	1,83
	(Diámetro Específico)	1,13

Ventilador	F2	
Parámetros Geométricos	z	34
	D1/D2	0,82
	4b/D1	2,23
	Dn/D1	1,0
		15,15
	S	1,35
Parámetros de funcionamiento a Voltaje: 26.5V	Q(m3/h)	789,90
	Presión Total (Pa)	569,00
	Rendimiento Total (%)	47,64
	Presión Estática (Pa)	334,459
	Rendimiento Estático (%)	28
	Potencia en el Eje (W)	262,09
	Velocidad de Giro (rpm)	4176
	<i>Parámetros adimensionales</i>	
		0,58
		0,25
	(Cifra Potencia)	0,30
	Cifra de Presión Estática	0,15
		1,65
		1,22



ANEXOS 2/3

Ventilador	F3	
Parámetros Geométricos	z	34
	D1/D2	0,85
	4b/D1	2,05
	Dn/D1	0,95
		20,83
	S	0,92
Parámetros de funcionamiento a Voltaje: 26.5V	Q(m3/h)	398,16
	Presión Total (Pa)	483,27
	Rendimiento Total (%)	43,37
	Presión Estática (Pa)	424,489
	Rendimiento Estático (%)	38,10
	Potencia en el Eje (W)	123,23
	Velocidad de Giro (rpm)	3780
	<i>Parámetros adimensionales</i>	
		0,34
		0,26
	(Cifra Potencia)	0,21
	Cifra de Presión Estática	0,23
		1,49
		1,31

Ventilador	F4	
Parámetros Geométricos	z	28
	D1/D2	0,78
	4b/D1	2,34
	Dn/D1	1,22
		20,41
	S	1,29
Parámetros de funcionamiento a Voltaje: 26.5V	Q(m3/h)	624,73
	Presión Total (Pa)	469,36
	Rendimiento Total (%)	44,55
	Presión Estática (Pa)	325,21
	Rendimiento Estático (%)	30,86
	Potencia en el Eje (W)	182,85
	Velocidad de Giro (rpm)	4260
	<i>Parámetros adimensionales</i>	
		0,48
		0,21
	(Cifra Potencia)	0,23
	Cifra de Presión Estática	0,15
		1,78
		1,22



ANEXOS 3/3

Ventilador	F5	
Parámetros Geométricos	z	28
	D1/D2	0,77
	4b/D1	2,34
	Dn/D1	1,0
		20,83
	S	1,35
Parámetros de funcionamiento a Voltaje: 26.5V	Q(m ³ /h)	444,97
	Presión Total (Pa)	357,08
	Rendimiento Total (%)	36,29
	Presión Estática (Pa)	283,95
	Rendimiento Estático (%)	28,85
	Potencia en el Eje (W)	121,64
	Velocidad de Giro (rpm)	3782
	<i>Parámetros adimensionales</i>	
		0,35
		0,19
	(Cifra Potencia)	0,18
	Cifra de Presión Estática	0,15
		1,65
	1,40	