

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 402 790**

51 Int. Cl.:

F04D 29/42 (2006.01)

F04D 29/66 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **10.07.2008** **E 08791016 (2)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **09.01.2013** **EP 2314880**

54 Título: **Ventilador siroco y aparato de aire acondicionado que utiliza el mismo.**

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:
09.05.2013

73 Titular/es:

mitsubishi electric corporation (100.0%)
7-3, Marunouchi 2-chome Chiyoda-ku
Tokyo 100-8310, JP

72 Inventor/es:

OKAZAWA, HIROKI;
TSUTSUMI, HIROSHI;
YAMATANI, TAKAHIRO;
NISHIMIYA, KAZUNOBU y
KAWANORI, YUKIHIKO

74 Agente/Representante:

DE ELZABURU MÁRQUEZ, Alberto

ES 2 402 790 T3

Aviso: En el plazo de nueve meses a contar desde la fecha de publicación en el Boletín europeo de patentes, de la mención de concesión de la patente europea, cualquier persona podrá oponerse ante la Oficina Europea de Patentes a la patente concedida. La oposición deberá formularse por escrito y estar motivada; sólo se considerará como formulada una vez que se haya realizado el pago de la tasa de oposición (art. 99.1 del Convenio sobre concesión de Patentes Europeas).

DESCRIPCIÓN

Ventilador siroco y aparato de aire acondicionado que utiliza el mismo.

5 Campo técnico

La invención presente se refiere a un método para diseñar un ventilador siroco, un ventilador siroco y un aparato de aire acondicionado que utiliza el mismo, y más específicamente a un ventilador siroco (y a un método para diseñar este ventilador) que está configurado para reducir un ruido generado y un aparato de aire acondicionado que utiliza el mismo.

10

Antecedentes de la técnica

En la patente europea EP 1 703 138 A2, un soplador incluye un ventilador de múltiples palas (3), y una carcasa espiral (4) que aloja al ventilador de múltiples palas (3) dentro de ella. La carcasa espiral (4) tiene dos paredes laterales (13) en oposición entre sí, una pared periférica curvada (12a, 12b), y una lengua (9) que es continua con la pared periférica curvada (12a, 12b). La carcasa espiral (4) tiene también una abertura de entrada definida en una de las dos paredes laterales en oposición (13) y una abertura de descarga (8) delimitada por las dos paredes laterales (13), la pared periférica curvada (12a, 12b), y la lengua (9). La pared periférica curvada (12a, 12b) tiene una primera pared periférica (12a) que es continua con la lengua (9) y una segunda pared periférica (12b) formada en un lado aguas abajo de la primera pared periférica (12a) con respecto al sentido de desplazamiento del aire para que sea continua con la primera pared periférica (12a). La primera pared periférica (12a) es concéntrica respecto al ventilador de múltiples palas (3) y tiene un radio de curvatura constante, mientras que la segunda pared periférica (12b) tiene un ángulo de expansión tal que una distancia (L) entre un centro (11) del ventilador de múltiples palas (3) y la segunda pared periférica (12b) aumenta hacia la abertura de descarga (8).

15

20

25

30

35

La patente japonesa JP 9 126 193 describe que: el aire de contraflujo soplado hacia atrás desde las palas 7 a una lumbrera de succión 14 de una carcasa espiral 4 es soplado hacia fuera desde las superficies superiores de las palas 7, y no se aspira sustancialmente aire en esta parte bajo una condición de soplado normal. A la vista de este punto, las superficies superiores de las palas 7 en una zona A varían desde un ángulo de -60 grados hasta un ángulo de +60 grados en la dirección de giro de un impulsor centrífugo alrededor de una parte de cubo 18 como un punto original, en el que es probable que ocurra un contraflujo, están cubiertas con una parte ancha 24 de una tobera 15, una parte de borde de abertura 26 ó similares. Las superficies superiores de las palas 7 de una zona B que están dentro de un intervalo que varía desde +120 grados hasta un ángulo de +270 grados en el sentido de giro del impulsor centrífugo alrededor de una parte de cubo 18 como un punto original, en el que es improbable que ocurra el contraflujo, están parcialmente cubiertas en este lugar, de esta manera es posible restringir que se produzca contraflujo en la zona A.

40

45

Actualmente existe un ventilador siroco que tiene una forma cilíndrica, y que sirve como un ventilador centrífugo de múltiples palas capaz de soplar hacia fuera un flujo de aire de una manera similar a un ancho de una cinta hacia una superficie objetivo a recibir aire acondicionado. Este ventilador siroco es utilizado con frecuencia en una unidad de interior que contiene un aparato de aire acondicionado, un deshumidificador, un purificador de aire, etc. Dicho ventilador siroco se construye generalmente alojando un ventilador en el que una pluralidad de palas largas y delgadas están dispuestas en una circunferencia y están formadas para tener en conjunto una forma cilíndrica dentro de una carcasa espiral en donde están formadas una entrada de succión y una salida de soplado. Además, el ventilador siroco está configurado para succionar aire hacia dentro a través de la entrada de succión hacia su interior y para soplar hacia fuera el aire succionado desde un lado de salida de soplado hasta la zona a recibir aire acondicionado.

50

55

De esta manera, se ha propuesto un ventilador siroco (hágase referencia, por ejemplo, al Documento de la Patente 1) como, "un ventilador de múltiples palas provisto de una pluralidad de unidades de ventilador centrífugo de múltiples palas que están acopladas a lo largo del mismo eje de giro con un espacio de separación entre una y otra, y una carcasa en la que está alojada la anteriormente mencionada pluralidad acoplada de unidades de ventilador centrífugo de múltiples palas, en donde la carcasa forma un camino de flujo para ser utilizado en una operación de soplado hacia fuera para soplar hacia fuera el aire que es soplado hacia fuera desde la anteriormente mencionada pluralidad de unidades de ventilador centrífugo de múltiples palas hacia el exterior, y que el anteriormente mencionado camino de flujo para ser utilizado en una operación de soplado sirve como un camino de flujo común que conecta a la anteriormente mencionada pluralidad de unidades de ventilador centrífugo de múltiples palas".

60

[Documento de la patente 1] Publicación de la solicitud de patente japonesa pendiente de examen N° 11-324984 (Página 5, Figuras 7 y 8)

Descripción de la Invención

Problemas a ser resueltos por la Invención

65

En el ventilador de múltiples palas conocido hasta la fecha existe un problema cuando un coeficiente de pérdida de un punto operativo es pequeño, y el punto operativo está en un lado abierto con relación a una zona de surge o

pérdida, una anchura lateral del ventilador es pequeña y un ruido generado en un momento en el que se produce un volumen de aire predeterminado se hace grande. Esto es, en dicho ventilador siroco cuando la cantidad predeterminada del volumen de aire soplado hacia fuera es suministrada a la superficie a recibir el aire acondicionado, un sonido generado desde el ventilador se hace grande, y esto da como resultado un ruido. El ruido es transmitido a la zona a recibir el aire acondicionado y esto produce algunas veces una sensación desagradable para un usuario. Además, ha existido también un problema cuando se reduce un valor de ruido predeterminado, el volumen de aire soplado por el ventilador siroco se hace pequeño, y cuando se aumenta el volumen de aire soplado, el valor del ruido se hace grande, y por tanto resulta difícil equilibrar apropiadamente el volumen de aire soplado hacia fuera y la generación del sonido. Además, hay también un problema cuando la anchura de un ventilador es pequeña, y el coeficiente de pérdida es pequeño, entonces un diámetro del ventilador debe ser formado innecesariamente grande para reducir el ruido. Además, ha existido también un problema en un caso en el que dicho un ventilador siroco es utilizado con el aparato de aire acondicionado, por el que si el ancho del ventilador es pequeño, y cuando el intercambiador de calor está situado en el lado de aguas abajo del ventilador, una distribución de velocidad de aire en una dirección a lo ancho de un intercambiador es irregular, se reduce una capacidad de transmitir calor del intercambiador de calor, y aumenta el consumo de energía eléctrica de un compresor. Además, hay también un problema por el que una relación entre el coeficiente de pérdida y el ancho del ventilador no está clara.

Se ha realizado la invención presente para resolver los problemas anteriormente mencionados, y un objetivo es proporcionar un ventilador siroco en el que sea reducido un sonido generado en un momento en que se suministra una cantidad predeterminada del volumen de aire soplado hacia fuera, y para resolver los problemas de un aparato de aire acondicionado que utiliza el mismo dispositivo.

Medios para resolver los problemas

Un ventilador siroco diseñado según la invención presente se caracteriza porque incluye: una carcasa helicoidal que incluye una entrada de succión para succionar aire hacia dentro, una salida de soplado para soplar el aire hacia fuera, y un camino de aire que va desde la entrada de succión hasta la salida de soplado; un ventilador alojado en la carcasa de succión, para succionar hacia dentro el aire que viene de la entrada de succión y soplar hacia fuera el aire desde la salida de soplado por medio de accionamiento giratorio; y una tobera aplicada a la entrada de succión de la carcasa helicoidal, en la que la entrada de succión está formada en una línea de extensión de un eje de giro del ventilador y en ambas superficies laterales de la carcasa helicoidal, en el que cuando P [Pa] se define como una resistencia de ventilación en el camino del aire, una cantidad de aire succionado desde la entrada de succión se define como Q [m^3/min], una anchura en un sentido de un eje de giro del ventilador se define como L [mm], k se define como una constante, una altura de la carcasa helicoidal se define como $H = 246k$ [mm], y P/Q^2 se define como un coeficiente de pérdida ξ [$\text{Pa}/(\text{m}^3/\text{min})^2$], se satisface la ecuación: $f(k^4\xi) = 0,34947(k^4\xi)^2 - 1,0554(k^4\xi) + 1,8$, y se satisface la desigualdad: $0,75f(k^4\xi) \leq L/H \leq f(k^4\xi)$ dentro de un intervalo de $0,1 \leq k^4\xi \leq 0,4$.

Un ventilador siroco diseñado según la invención presente se caracteriza porque incluye: una carcasa helicoidal que incluye una entrada de succión para succionar aire hacia dentro, una salida de soplado para soplar el aire hacia fuera, y un camino de aire que va desde la entrada de succión hasta la salida de soplado; un ventilador alojado en la carcasa de succión, para succionar hacia dentro el aire que viene de la entrada de succión y soplar hacia fuera el aire que viene de la salida de soplado por medio de accionamiento giratorio; y una tobera aplicada a la entrada de succión de la carcasa helicoidal, en la que la entrada de succión está formada en una línea de extensión de un eje de giro del ventilador y en una superficie lateral de la carcasa helicoidal, en el que cuando se define como P [Pa] una resistencia de ventilación en el camino del aire, una cantidad de aire succionado desde la entrada de succión se define como Q [m^3/min], una anchura en un sentido de un eje de giro del ventilador se define como L [mm], k se define como una constante, una altura de la carcasa helicoidal se define como $H = 246k$ [mm], y P/Q^2 se define como un coeficiente de pérdida ξ [$\text{Pa}/(\text{m}^3/\text{min})^2$], se satisface la ecuación: $g(k^4\xi) = 1,39788(k^4\xi)^2 - 2,1108(k^4\xi) + 1,8$, y la desigualdad: $1,5g(k^4\xi) \leq L/H \leq 2g(k^4\xi)$ se satisface dentro de un intervalo de $0,1 \leq k^4\xi \leq 0,4$.

Además, un aparato de aire acondicionado según la invención presente se caracteriza por utilizar el ventilador siroco diseñado como se ha descrito anteriormente.

Ventajas

Según un ventilador siroco con respecto a la invención presente, ya que se puede conseguir un equilibrio entre un volumen de aire soplado hacia fuera y un ruido por medio de determinar solamente una anchura del ventilador basándose en una fórmula predeterminada para que un punto operativo del ventilador se encuentre dentro de un intervalo predeterminado, puede reducirse con efectividad un ruido generado en un momento en que se suministra una cantidad predeterminada del volumen de aire soplado hacia fuera.

Descripción breve de los dibujos

La Figura 1 es una vista transparente que ilustra un interior de un ventilador siroco de una manera transparente con respecto a una primera realización de la invención presente.

La Figura 2 es una vista en perspectiva que ilustra una forma entera de un ventilador.

La Figura 3 es una vista en corte transversal que ilustra una construcción de una sección transversal longitudinal, esquemática, del ventilador siroco.

La Figura 4 es un gráfico que ilustra una característica P-Q y una característica Ks-Q del ventilador siroco.

La Figura 5 es un gráfico que ilustra una relación entre una relación L_0/H_0 y un coeficiente de pérdida ξ_0 del ventilador siroco.

La Figura 6 es un gráfico que ilustra la característica P-Q y la característica Ks-Q del ventilador siroco, que pasa por un punto operativo.

La Figura 7 es un gráfico que ilustra una relación entre un volumen de aire entre palas por cada pala del ventilador y una posición de la pala.

La Figura 8 es una vista en corte transversal esquemática que ilustra una construcción de una sección transversal longitudinal de una tobera.

La Figura 9 es una vista en perspectiva del ventilador siroco que ilustra una zona α de la tobera.

La Figura 10 es una vista a escala ampliada de una parte de la zona α que ilustra un valor rms, o valor eficaz, de una fluctuación de la presión estática en la superficie de pared de la parte de la zona α cuando no está dispuesto un escalón.

La Figura 11 es una vista a escala ampliada de una parte de la zona α que ilustra un valor eficaz de la fluctuación de la presión estática en la superficie de pared de la parte de la zona α cuando está dispuesto el escalón.

La Figura 12 es una vista en corte transversal que ilustra una construcción de una sección transversal esquemática del ventilador siroco.

La Figura 13 es una vista en perspectiva transparente que ilustra el ventilador siroco de manera transparente.

La Figura 14 es un gráfico que ilustra una característica P-Q del ventilador siroco en un caso en el que pasa por el punto operativo B.

La Figura 15 es una vista en planta que ilustra una construcción entera, esquemática, de una unidad de interior suspendida de un techo en la que está montado el ventilador siroco.

Figura 16 es una vista en corte transversal que ilustra una construcción de una sección transversal longitudinal de la unidad de interior suspendida de un techo.

La Figura 17 es una tabla que muestra un valor de ruido de la unidad de interior suspendida de un techo.

La Figura 18 Es una vista de una construcción esquemática que ilustra una construcción esquemática de un aparato de aire acondicionado con respecto a una segunda realización de la invención presente.

Números de referencia

1: ventilador, 2: carcasa helicoidal, 2a: entrada de succión, 2b: salida de soplado, 2b1: porción de lengua, 2c: camino de aire, 3: tobera, 4: porción de lengua, 5: espacio de succión, 100: ventilador siroco, 110: unidad de interior suspendida de un techo, 150: aparato de aire acondicionado, 151: compresor, 152: intercambiador de calor de condensación, 153: aparato regulador, 154: intercambiador de calor de evaporación.

Métodos mejores para realizar la Invención

De ahora en adelante se explica una realización de la invención presente haciendo referencia a los dibujos.

Primera realización

La Figura 1 es una vista en perspectiva transparente que ilustra un interior de un ventilador siroco 100 de una manera transparente con respecto a una primera realización de la invención presente. La Figura 2 es una vista en perspectiva que ilustra una forma entera de un ventilador 1. La Figura 3 es una vista en corte transversal que ilustra una construcción de una sección transversal longitudinal, esquemática del ventilador siroco 100. Se explica una construcción entera del ventilador siroco 100 tomando como base la Figura 1 a la Figura 3. Este ventilador siroco 100 es el que se utiliza en una unidad de interior que constituye un aparato de aire acondicionado, tal como un acondicionador de aire, un deshumificador, o similares, y en el deshumificador, un purificador de aire, etc. Incidentalmente, incluyendo la Figura 1, hay algún caso en el que una relación de un tamaño de cada miembro constituyente de los dibujos ilustrados a continuación es a veces diferente de la real.

Como se ilustra en la Figura 1, el ventilador siroco 100 se compone de un ventilador 1, en el que una pluralidad de palas largas y delgadas están dispuestas en una circunferencia, y que está formado para tener una forma cilíndrica en conjunto, una carcasa espiral 2 que aloja el ventilador 1, en el que hay formado un camino de aire en un interior de él, y una tobera 3 aplicada en una línea de extensión de un centro de giro (de aquí en adelante llamado eje de giro, sencillamente) del ventilador 1 y a ambas superficies laterales de la carcasa helicoidal 2. El ventilador 1 tiene dispuesto un centro de giro, y está configurado para succionar aire hacia dentro y para soplar el aire hacia fuera por medio de un giro. La carcasa helicoidal 2 se compone de una entrada de succión 2a formada para tener una abertura en un eje de giro, una salida de soplado 2b que sopla hacia fuera el aire que es succionado hacia dentro desde la entrada de succión 2a hasta una zona objetivo, y un camino de aire 2c que está formado para tener una forma de carcasa helicoidal (de forma curva) en un sentido circunferencial de giro del ventilador 1, y que permite que la entrada de succión 2a y la salida de soplado 2b se comuniquen entre sí.

La tobera 3 está formada para tener una abertura y está configurada para estar aplicada a la entrada de succión 2a de la carcasa helicoidal 2, y permite que el aire succionado hacia dentro desde la entrada de succión 2a sea

intensamente acelerado y de esta manera sea suministrado al ventilador 1. Es preferible que el ventilador 1 esté construido de tal manera que un diámetro del ventilador D esté formado como $\varphi = 192$ mm, por ejemplo, una dimensión de anchura L esté formada para variar desde 150 a 400 mm, por ejemplo, y el número de palas esté ajustado a 40 hojas, por ejemplo. Es también preferible que la carcasa helicoidal 2 esté construida de tal manera que una altura H de la carcasa helicoidal esté formada para tener 246 mm. Incidentalmente, esto no limita específicamente una forma de la tobera 3 y, por ejemplo, la forma puede ser determinada para que se corresponda con una longitud del diámetro D del ventilador.

La Figura 4 es un gráfico que ilustra una característica P-Q y una característica Ks-Q del ventilador siroco 100. Se explican la característica P-Q y la característica Ks-Q del ventilador siroco 100 tomando como base la Figura 4. En el gráfico, P representa la presión estática [Pa], Q representa un volumen de aire [m^3/min], y Ks representa un ruido específico [dB], respectivamente. Además, el ruido específico Ks se calcula sobre la base de una ecuación: $Ks = SPL - 10 \cdot \log_{10}(P \cdot Q^{2.5})$. Incidentalmente, el SPL representa un valor de ruido, y como valor de ruido se utiliza un valor de un ruido generado por el ventilador siroco 100 medido en una posición, separada alrededor de un metro a lo largo de un eje de giro del ventilador siroco 1, desde un centro de la tobera aplicada a la entrada de succión 2a de la carcasa helicoidal 2. Además, los círculos cerrados de la Figura 4 denotan la característica P-Q, y los círculos abiertos denotan la característica Ks-Q, respectivamente. Por otra parte, los números entre paréntesis (1) a (3) representan los puntos operativos, respectivamente.

La característica P-Q representa una relación entre la presión P (indicada por una escala de un eje de ordenadas situado en el lado izquierdo) como una resistencia a la ventilación y el volumen de aire Q (indicado por una escala de un eje de abscisas) en un estado en el que un número de vueltas del ventilador 1 es constante. Como se denota por los círculos cerrados de la Figura 4, cuanto menor es la presión estática, más fácil es para el aire fluir por el camino de aire 2c, y cuando mayor es la presión estática, más difícil es para el aire fluir por el camino de flujo 2c. Esto es, en el punto operativo (3), el volumen de aire se hace fácil de obtener, y en el punto operativo (1), el volumen de aire se hace difícil de obtener. Por consiguiente, se ha descubierto que cuanto menor es la presión estática, mayor se hace el volumen de aire, y cuanto mayor es la presión estática, menor se hace el volumen de aire. Incidentalmente, en la explicación que se ofrece a continuación, se denomina un lado de cierre a un lado de alta presión estática y de bajo volumen de aire (lado izquierdo superior del gráfico), y se denomina un lado abierto a un lado de presión estática baja y volumen de aire alto (lado derecho inferior del gráfico).

Sin embargo, incluso cuando el volumen de aire se hace pequeño, existe una zona en donde la presión estática se hace pequeña regionalmente según se muestra en la Figura 4. Esta zona es llamada una zona de surge o pérdida (una zona rodeada por una línea a trazos en la Figura 4). En dicha zona de pérdida, un flujo de aire por el camino de aire 2c tiende a ser inestable. O sea, la zona de pérdida es una zona que tiene una gran posibilidad de causar un sonido anormal debido a que el flujo del aire se hace inestable. Incidentalmente, el ruido específico Ks (indicado por una escala de un eje de ordenadas situado en el lado derecho) está configurado para aumentar en un momento en el que el volumen de aire Q aumenta según se denota por los círculos abiertos de la Figura 4. Este ruido específico Ks es un valor de ruido que se obtiene considerando la presión estática P y el volumen de aire Q.

La Figura 5 es un gráfico que ilustra una relación entre una relación L_0/H_0 del ventilador siroco 100 y el coeficiente de pérdida ξ_0 . Se explica la relación entre la relación L_0/H_0 del ventilador siroco 100 y el coeficiente de pérdida ξ_0 tomando la Figura 5 como base. La Figura 5 ilustra la relación entre la relación L_0/H_0 del ventilador siroco 100 y el coeficiente de pérdida ξ_0 , utilizando una dimensión de anchura L_0 en la que el ruido específico Ks se hace mínimo en relación con el coeficiente de pérdida $\xi_0 = P_0/Q_0^2$ [$\text{Pa}/(\text{m}^3/\text{min})^2$], en donde la altura de la carcasa helicoidal H_0 está fijada a 246 mm, y la dimensión de la anchura del ventilador L_0 varía desde 150 a 500 mm. En la Figura 5, un eje de ordenadas representa la relación L_0/H_0 , y un eje de abscisas representa el coeficiente de pérdida ξ_0 respectivamente.

El coeficiente de pérdida: $\xi_0 = P_0/Q_0^2$ representa que en la característica P-Q ilustrada en la Figura 4, cuanto mayor es el coeficiente de pérdida ξ_0 , más cerca está el punto de la característica P-Q del lado de cierre, y cuanto menor es el coeficiente de pérdida ξ_0 , más cerca está el punto de la característica P-Q del lado abierto. Incidentalmente, el coeficiente de pérdida es un valor obtenido mediante una posición de un punto operativo (P, Q), descrito a continuación. Además, la relación L_0/H_0 representa una relación en un caso en el que la altura de la carcasa helicoidal H_0 está fijada, y la dimensión de la anchura L_0 varía. Se ha descubierto que la dimensión de la anchura L_0 con la que se hace mínimo el ruido específico Ks, varía con el coeficiente de pérdida ξ_0 , según la Figura 5. O sea, cuanto más cerca está el punto del lado abierto, donde el coeficiente de pérdida ξ_0 es pequeño, más grande es la dimensión de la anchura L_0 , a la que el ruido específico Ks se hace mínimo. Por consiguiente, según la Figura 5, cuando se fija el coeficiente de pérdida ξ dentro del intervalo $0,1 \leq \xi \leq 0,4$, y cuando la ecuación: $f(\xi_0) = 0,34947\xi_0^2 - 1,0554\xi_0^2 + 1,8$, y la ecuación: $L_0/H_0 = f(\xi_0)$ son satisfechas, el ruido específico Ks se hace mínimo. Incidentalmente, la ecuación: $f(\xi_0) = 0,34947\xi_0^2 - 1,0554\xi_0^2 + 1,8$ es una fórmula que se calcula a partir del gráfico ilustrado en la Figura 5.

A continuación, se explica la razón por la que el ruido específico Ks varía con el coeficiente de pérdida ξ_0 y la dimensión de la anchura L_0 .

La Figura 6 es un gráfico que ilustra una característica P-Q y una característica Ks-Q del ventilador siroco 100, en un caso en que éstas pasan por un punto operativo A, cuando la dimensión de la anchura L_0 está fijada a 230 ó 300 mm. Además, los círculos cerrados denotan la característica P-Q cuando la dimensión L_0 está fijada a 230 mm, y los círculos abiertos denotan la característica P-Q cuando la dimensión de la anchura L_0 está fijada a 300 mm, respectivamente. Además, los triángulos cerrados denotan la característica Ks-Q cuando la dimensión de la anchura L_0 está fijada a 230 mm, y los triángulos abiertos denotan la característica Ks-Q cuando la dimensión de la anchura L_0 está fijada a 300 mm, respectivamente. Incidentalmente, el punto operativo que se explica aquí se determina según un volumen de aire de diseño de una unidad de ventilación, y una presión estática de diseño (una resistencia a la ventilación de un intercambiador de calor, un camino de aire de la unidad de ventilación, una resistencia a la ventilación del camino de aire de un conducto, una resistencia a la ventilación debida a un filtro o similares).

En un caso en el que las dimensiones de la anchura L_0 están fijadas a 230 mm y 300 mm, cuando se comparan las características P-Q que pasan por el punto operativo A, se ha descubierto que la característica P-Q del caso de la dimensión de la anchura grande L_0 de 300 mm, cuya zona de pérdida se mueve hacia un lado derecho inferior (lado abierto) del gráfico de la característica P-Q está más cerca del punto operativo A que la otra. Se ha descubierto a partir de la característica P-Q y de la característica Ks-Q ilustradas en la Figura 6 que el punto operativo donde el ruido específico Ks se hace mínimo está cerca de la zona de pérdida. Sin embargo, cuando el punto operativo está dentro de la zona de pérdida o cerca de la zona de pérdida, el flujo de aire se hace inestable, y esto da lugar a que ocurra una succión reversa o un sonido anormal, y aumente la fluctuación del volumen de aire con el tiempo. Consecuentemente, para formar con seguridad un flujo de aire estable, se requiere que el punto operativo esté cerca del lado abierto con relación a la zona de pérdida.

Esto es, cuando se aumenta una capacidad de un ventilador en relación con un cierto punto operativo (P, Q), una zona de pérdida de un diagrama de la característica P-Q se mueve hacia un lado derecho inferior. En este momento, cuanto más separado está el punto operativo de la zona de pérdida hacia un lado abierto (esto es, el lado derecho inferior del diagrama de la característica P-Q), más fácilmente ocurre el ruido anormal. La causa de este efecto se debe al aumento de una fluctuación de la presión estática en la porción de lengua (denotada por el número de referencia 2b1 de la Figura 3) de una carcasa, o en la zona donde una distancia entre una tobera y un ventilador es pequeña. En la invención presente se configura que la ocurrencia de un ruido sea reducida causando que el punto operativo se acerque todo lo posible a la zona de pérdida, aumentando la capacidad del ventilador con relación al punto operativo predeterminado, y moviendo la zona de pérdida.

Actualmente, para aumentar la capacidad del ventilador, se considera aumentar un diámetro del ventilador o una anchura del ventilador. Sin embargo cuando se aumenta el diámetro del ventilador, se aumenta innecesariamente una altura de una unidad de ventilación. Con la invención presente, que es capaz de construir una anchura de ventilador para que sea mayor que las hasta ahora conocidas sin aumentar innecesariamente una altura de la unidad de ventilación, puede obtenerse una unidad de ventilación que tiene una menor restricción de ventilación para optimizar una relación entre un punto operativo y una zona de pérdida, y puede reducir un ruido.

La Figura 7 es un gráfico que ilustra una relación entre un volumen de aire entre palas por cada pala del ventilador 1 en una posición de la pala. Tomando como base la Figura 7, se explica una relación entre un volumen de aire entre palas por cada pala del ventilador 1 que constituye el ventilador siroco 100 y una posición de la pala. En la Figura 7, un eje de ordenadas representa el volumen de aire (m^3/min) entre palas por cada pala, y un eje de abscisas representa la posición de la pala, respectivamente. Además, en la Figura 7, los círculos cerrados denotan una relación entre un volumen de aire entre palas por cada pala y una posición de la pala en un punto operativo (1), los rombos abiertos denotan una relación entre un volumen de aire entre palas por cada pala y una posición de la pala en un punto operativo (2), y los triángulos cerrados denotan una relación entre un volumen de aire entre palas por cada pala y una posición de la pala en un punto operativo (3), respectivamente.

Incidentalmente, en la Figura 7, se ilustra el volumen de aire entre palas por cada pala del ventilador 1 representado por el eje de ordenadas de tal manera que un caso de un flujo de aire que es dirigido desde un lado periférico interior de la pala a un lado periférico exterior de ella es definido como positivo, y un caso del flujo de aire que es dirigido desde el lado periférico exterior de la pala al lado periférico interior de ella es definido como negativo. Además, en la Figura 7, una posición de la pala indicada por un eje de abscisas está representada por una aguja de las horas de un reloj. Esto es, la posición de la pala se expresa reemplazando su posición por una posición de la aguja de las horas del reloj desde las 0 horas hasta las 12 horas. Además, los puntos operativos (1) al (3) ilustrados en la Figura 7 indican los mismos puntos operativos que los puntos operativos (1) al (3) ilustrados en la Figura 4.

Como se ilustra en la Figura 7, se ha descubierto que cuando una posición de la pala está cerca de las 10 horas 30 minutos, cuanto más se mueve el punto operativo hacia el lado abierto, mayor se hace el volumen de aire entre palas, y cuanto más se mueve el punto operativo hacia el lado de cierre, menor se hace el volumen de aire entre palas. Por otra parte, se ha descubierto que en una zona distinta de las 9 horas 30 minutos hasta las 11 horas 30 minutos, no se expresa una diferencia significativa en el volumen de aire entre palas. Cuando se define el volumen de aire entre palas como Q_i (en un caso en el que el número de palas se ha fijado a 40, $i = 1$ hasta 40), con respecto

a un valor de ruido SPL y un valor de entrada al ventilador W, se satisfacen en principio las fórmulas descritas a continuación (fórmula (1) y fórmula (2)).

$$\text{Fórmula (1) } \text{SPL} \propto \Sigma 10 \cdot \log_{10} Q_i^6$$

$$\text{Fórmula (2) } W \propto \Sigma Q_i^3$$

Por consiguiente, cuanto más uniforme sea la distribución del volumen de aire Q_i entre palas, menores se hacen el valor de ruido SPL y el valor de entrada al ventilador W. Esto es, ya que la distribución del volumen de aire Q_i entre palas es uniforme en un caso del punto operativo (1), cuando está cerca de la zona de pérdida, el ruido específico K_s se hace mínimo, según se ilustra en la Figura 4. En este momento, como se ha descrito anteriormente, cuanto más cerca está el punto operativo de la zona de pérdida, concretamente, cuanto más cerca está el punto operativo de $L_0/H_0 = f(\xi_0)$, menor se hace el ruido específico K_s . Sin embargo, si el punto operativo excede $L_0/H_0 = f(\xi_0)$, el punto operativo llega a estar incluido en la zona de pérdida y el ruido específico K_s es deteriorado por contrarios. Por otra parte, cuanto más se separa el punto operativo de la zona de pérdida hacia el lado abierto, más aumenta la fluctuación de la presión estática en la porción de lengua (denotada por un número de referencia 2b1 en la Figura 3) de una carcasa, o en una zona en donde una distancia entre una tobera y un ventilador es pequeña. Como un resultado, es fácil que ocurra el ruido anormal.

Por consiguiente, aunque se ajuste $0 < n \leq 1$, y $L_0/H_0 = n \cdot f(\xi_0)$, en un caso de una condición de pequeño coeficiente de pérdida (con un gran volumen de aire y una pequeña resistencia a la ventilación), concretamente, dentro del intervalo de $0,1 \leq \xi_0 \leq 0,4$, cuando se obtiene el n mínimo en el que no ocurre el sonido anormal, se ha descubierto que $n = 0,75$. Por consiguiente, en el caso de la condición de pequeño coeficiente de pérdida (con un gran volumen de aire y una pequeña resistencia a la ventilación), concretamente, dentro del intervalo de $0,1 \leq \xi_0 \leq 0,4$, si $0,75f(\xi_0) \leq L_0/H_0 \leq f(\xi_0)$, se ha descubierto que se puede formar el flujo de aire que tiene un pequeño ruido específico K_s , en el que no ocurre un ruido anormal.

Aunque se ha explicado un caso con la altura de la carcasa helicoidal $H_0 = 246$ mm en la descripción anteriormente mencionada, se explica a continuación un caso en el que se ha generalizado una dimensión de la altura de la carcasa helicoidal. Ahora, cada una de las ecuaciones es ajustada a $H = kH_0$, $L = kL_0$, y $D = kD_0$ donde k se define como una constante. Cuando se varía la dimensión, se mantienen las fórmulas (Fórmula (3) y Fórmula (4)) descritas a continuación con respecto a P y Q mediante una regla de similitud. Aquí, N se define como un número de vueltas.

$$\text{Fórmula (3): } P = P_0 (D/D_0)^2 (N/N_0)^2$$

$$\text{Fórmula (4): } Q = Q_0 (D/D_0)^3 (N/N_0)$$

Si se elimina N/N_0 de la fórmula (3) y de la fórmula (4), y se ordenan las fórmulas (3) y (4), se obtiene la fórmula (5).

$$\text{Fórmula (5): } P_0/Q_0^2 = P/Q^2 (D/D_0)^4$$

Si en la fórmula (5) se sustituyen $\xi = P/Q^2$, y $D = kD_0$, se obtiene la fórmula (6).

$$\text{Fórmula (6): } \xi_0 = k^4 \xi$$

Si en la fórmula (6), se utilizan $H = kH_0$, y $L = kL_0$, $0,1 \leq \xi_0 \leq 0,4$ puede generalizarse a $0,1 \leq k^4 \xi \leq 0,4$, y $0,75f(\xi_0) \leq L_0/H_0 \leq f(\xi_0)$ puede generalizarse a $0,75f(k^4 \xi) \leq L/H \leq f(k^4 \xi)$.

Esto es, en un caso en el que el ventilador 1 es utilizado en un aparato de aire acondicionado en el que hay dispuesto un intercambiador de calor en un lado aguas abajo de un ventilador, y en el caso de la condición de coeficiente de pérdida pequeño (con un gran volumen y una pequeña resistencia a la ventilación), ya que el ruido es pequeño y la distribución de la velocidad en una dirección a lo ancho del intercambiador de calor se aproxima a un estado uniforme por medio de agrandar la anchura del ventilador, el compresor puede ser operado sin aumentar innecesariamente por tanto un consumo de energía.

A continuación se explica un caso en el que el ventilador siroco 100 es de un tipo de succión por un lado.

En este caso, es suficiente sustituir la L descrita anteriormente por $L/2$, y Q por $Q/2$, respectivamente. Además, si $g(\xi) = f\{P/(Q/2)^2\}$, se satisface una ecuación $g(k^4 \xi) = 1,39788 (k^4 \xi)^2 - 2,1108 (k^4 \xi) + 1,8$, y se satisface también la desigualdad: $1,5g(k^4 \xi) \leq L/H \leq 2g(k^4 \xi)$. Esto es, en el caso en el que el ventilador siroco 100 es del tipo de succión por un lado, puede formarse una unidad de ventilación que tiene un ruido específico pequeño K_s , en la que no ocurre un sonido anormal, satisfaciendo la desigualdad: $1,5g(k^4 \xi) \leq L/H \leq 2g(k^4 \xi)$ dentro del intervalo $0,1 \leq k^4 \xi \leq 0,4$.

Aunque se ha descrito un caso del ventilador siroco 100 de un cuerpo único en la explicación anterior, puede determinarse también un punto operativo de manera similar en un caso en el que el ventilador siroco está montado en una unidad de ventilación para un aparato de aire acondicionado, un deshumificador, en un purificador de aire, etc. En dicho caso, es suficiente obtener el número de vueltas N_1 y el volumen de aire Q_1 de la unidad de ventilación, y para obtener la presión estática P_1 utilizando el número de vueltas N_1 y el volumen de aire Q_1 a partir de la característica P-Q del ventilador siroco 100 de cuerpo único. Incidentalmente, en un caso en que m ventiladores están montados en una unidad de ventilación, es suficiente obtener el coeficiente de pérdida considerando que el volumen de aire de un ventilador es Q_1/m , y que la presión estática de éste es P_1 .

Como resulta claro a partir de la explicación descrita anteriormente, en un caso en el que el ventilador siroco 100 es del tipo de succión por ambos lados, puede formarse un flujo de aire estable con un pequeño ruido específico satisfaciendo la ecuación: $0,75f(k^4\xi) \leq L/H \leq f(k^4\xi)$, dentro del intervalo $0,1 \leq k^4\xi \leq 0,4$. Además, en el caso en el que el ventilador siroco 100 es el del tipo de succión por un lado, puede formarse un flujo de aire estable con ruido específico pequeño satisfaciendo la ecuación: $1,5g(k^4\xi) \leq L/H \leq 2g(k^4\xi)$, dentro del intervalo $0,1 \leq k^4\xi \leq 0,4$.

La Figura 8 es una vista en corte transversal esquemática que ilustra una construcción de la sección transversal de la tobera 3. La Figura 9 es una vista en perspectiva del ventilador siroco 100 que ilustra una zona de la tobera 3. La Figura 10 es una vista a escala ampliada de una parte de la zona α ilustrando un valor eficaz de una fluctuación de presión estática en una superficie de pared de la parte de la zona α cuando no está dispuesto un escalón. La Figura 11 es la vista a escala ampliada de la parte de la zona α que ilustra el valor eficaz de la fluctuación de la presión estática en la superficie de pared de la parte de la zona α cuando está dispuesto el escalón. Basándose en las Figuras 8 a la 11, se explica un aspecto de la tobera 3 a ser aplicada al ventilador siroco 100 comparándose la que tiene aplicada la tobera 3 de tal manera que hay formado un escalón en una superficie lateral de la carcasa helicoidal 2, con la que tiene la tobera 3 aplicada de tal manera que no hay formado un escalón en la superficie lateral de la carcasa helicoidal 2.

Se explica a continuación la construcción de la sección transversal longitudinal de la tobera 3 ilustrada en la Figura 8, mientras que los puntos de extremo de un lado de un ventilador siroco 100 (puntos de extremo en una porción de abertura mínima de la tobera 3) son definidos como punto A y punto A' (punto simétrico al punto A respecto a un centro de la tobera 3), respectivamente, los puntos de extremo en el otro lado (puntos de extremo de una porción de abertura máxima de la tobera 3) son definidos como punto B y punto B' (punto simétrico al punto B respecto a un centro de la tobera 3), un punto de intersección de una línea recta trazada desde el punto B en una dirección del ventilador 1 y una superficie lateral de una carcasa helicoidal 2 es definido como punto C, un punto de intersección de una línea recta trazada desde el punto B' en la dirección del ventilador 1 y la superficie lateral del lado de la carcasa helicoidal 2 es definido como punto C', y un punto de intersección de un segmento de línea AA' y una línea de extensión del eje de giro del ventilador 1 es definido como punto O.

Entonces, cuando $BC > 0$, la tobera 3 está aplicada de tal manera que hay formado un escalón en la superficie lateral de la carcasa helicoidal 2, y cuando $BC = 0$, la carcasa helicoidal 3 está aplicada de tal manera que no hay formado un escalón en la superficie lateral de la carcasa helicoidal 2. Incidentalmente, se ha realizado la ejemplificación bajo la condición de que una longitud de BC es 5 [mm], y el valor eficaz de la fluctuación de la presión estática en una zona diferente de la zona α es aproximadamente 0 [Pa] cuando $BC > 0$. En la Figuras 9 a la 11 se compara la fluctuación de la presión estática en la construcción en la que el escalón está formado en la superficie lateral de la carcasa helicoidal 2, y la fluctuación de la presión estática en la construcción en la que el escalón no está formado en la superficie lateral de la carcasa helicoidal 2 con respecto a las maneras de aplicación de la tobera 3, como se ilustra en la figura 8.

De aquí en adelante, se muestra una ecuación de definición del valor eficaz de la fluctuación de la presión estática.

$$\text{Fórmula (7)} \quad P_s(t) = P_s + P_s'(t)$$

$$\text{Fórmula (8)} \quad \text{valor eficaz} = \{(\sum P_s'(t)^2/N)\}^{0,5}$$

Donde, P_s denota un valor de tiempo medio, y $P_s'(t)$ denota un valor de fluctuación de la presión estática.

Cuanto mayor es el valor eficaz de la fluctuación de la presión estática en la superficie de la pared, mayor se hace el ruido generado en la superficie de la pared. A partir de la Figura 10 y de la Figura 11 se ha descubierto que la fluctuación de la presión estática de la construcción aplicada que forma un escalón en la superficie lateral de la carcasa 2 es menor que la fluctuación de presión estática de la construcción aplicada que no forma escalón. Por consiguiente, es seguro que si el escalón está formado en la superficie lateral de la carcasa helicoidal 2, se puede reducir el ruido generado.

La Figura 12 es una vista en corte transversal longitudinal que ilustra un esquema de una construcción de una sección transversal del ventilador siroco 100. La Figura 13 es una vista en perspectiva transparente que ilustra el ventilador siroco 100 de la manera transparente. Basándose en la Figura 12 y en la Figura 13, se explica una zona

del ventilador siroco 100 donde el valor eficaz de la fluctuación de la presión estática es grande. Además, en la Figura 12, se ilustra como una porción de lengua 4 una porción que está situada más cerca de una porción periférica exterior del ventilador 1 en una porción curvada de la carcasa helicoidal 2 que constituye el ventilador siroco 100 que se extiende desde el camino del aire 2c hasta la salida de soplado 2b.

La Figura 13 ilustra que en una línea de intersección de una superficie plana que pasa por el punto A, el punto O, y el punto A' mostrados en la Figura 8 y la porción de lengua 4, un punto que está a la distancia más corta del ventilador 1 es definido como punto D, un punto de la tobera 3 que está más cerca del punto D es definido como punto E, un punto que está situado a un ángulo de 65 grados con relación al punto E en un sentido contrario al giro del ventilador 1 alrededor del punto O como un centro es definido como punto F, un punto que está situado a un ángulo de 40 grados con relación al punto F en un sentido contrario al giro del ventilador 1 alrededor del punto O como un centro es definido como punto G, un punto que está situado a un ángulo de 40 grados con relación al punto F en un sentido del giro del ventilador 1 alrededor del punto O como un centro es definido como punto H, y un punto que está situado a un ángulo de 180 grados con relación al punto F en el sentido de giro del ventilador 1 alrededor del punto O como un centro es definido como punto I.

En un caso en el que la zona está definida de esta manera, se ha descubierto que la zona del ventilador siroco 100 que tiene un valor eficaz grande de la fluctuación de la presión estática es una zona de un arco HFG aproximadamente circular que conecta el punto H, el punto F, y el punto G. Por consiguiente, cuando una longitud de un segmento de línea BC del arco circular HFG es definida como X, y una longitud del segmento de línea BC de un arco HIG aproximadamente circular (un arco circular que conecta el punto H, el punto I, y el punto G) es definida como Y, si se emplea la tobera 3 que está configurada para satisfacer una desigualdad $X > Y > 0$ dentro de un intervalo $L/H \leq f(k^4\xi)$ o $L/H \leq g(k^4\xi)$, puede reducirse el valor eficaz de la fluctuación de la presión estática y también puede reducirse el ruido.

Como se ilustra en la Figura 10 y en la Figura 11, en un caso en que el escalón no está formado en la superficie lateral de la carcasa helicoidal 2, el valor eficaz de la fluctuación de la presión estática en la zona del arco circular HFG es como máximo 7 Pa, sin embargo, en un caso en que el escalón está formado en la superficie lateral de la carcasa helicoidal 2, el valor eficaz de la fluctuación de la presión estática en la zona del arco circular HFG es como máximo 1 Pa o inferior. Esto es, se reduce el ruido causado por la tobera 3 como una fuente de sonido formando el escalón en la superficie lateral de la carcasa helicoidal 2. Se considera que la razón se debe a que se aumenta una distancia desde el ventilador 1 por medio de una longitud del escalón formado, concretamente por una longitud del segmento de línea BC, y de esta manera se suprime la fluctuación de la presión estática que ocurre por el giro del ventilador 1.

La Figura 14 es un gráfico que ilustra una característica P-Q del ventilador siroco 100 en un caso de paso por el punto operativo B. Basándose en la Figura 14, se explican la característica P-Q en un caso de paso por el punto operativo B del ventilador siroco 100 en el que está formado el escalón en la superficie lateral de la carcasa helicoidal 2, y la característica P-Q en un caso de paso por el punto operativo B del ventilador siroco 100 en el que no está formado el escalón en la superficie lateral de la carcasa helicoidal 2. En la Figura 14, los círculos cerrados denotan una característica P-Q del ventilador siroco 100 sin un escalón formado en la superficie lateral de la carcasa helicoidal 2, y los círculos abiertos denotan una característica P-Q del ventilador siroco 100 con el escalón formado en la superficie lateral de la carcasa helicoidal 2, respectivamente. Además, en la Figura 14, un eje de ordenadas indica una presión estática P [Pa], y el eje de abscisas indica un volumen de aire Q [m^3/min].

Como se ilustra en la Figura 14, cuando se comparan las zonas de pérdida del ventilador siroco 100 con el escalón formado en la superficie lateral de la carcasa helicoidal 2, y el ventilador siroco 100 sin escalón formado en la superficie lateral de la carcasa helicoidal 2, se descubre que la zona de pérdida del primer caso está en el lado abierto en relación con la del último. En un caso en el que el ventilador siroco 100 con el escalón formado en la superficie lateral de la carcasa helicoidal 2 está montado en una unidad de ventilación de un aparato de aire acondicionado, en un deshumidificador, en un purificador de aire o similares, hay a veces casos en los que la anchura de la dimensión del ventilador siroco 100 no puede ser agrandada debido a una restricción dimensional de la unidad de ventilación. Esto es, en un caso en el que la dimensión de la anchura es corta, y el punto operativo está situado en el lado abierto con relación a la zona de pérdida donde el ruido específico se hace mínimo, ya que se puede acercar la zona de pérdida al punto operativo, resulta posible reducir efectivamente el ruido.

La Figura 15 es una vista en planta que ilustra una construcción esquemática entera de una unidad de interior 110 suspendida de un techo en la que está montado el ventilador siroco 100. La Figura 16 es una vista en corte transversal que ilustra una construcción en sección transversal longitudinal de la unidad de interior 110 suspendida de un techo. Basándose en la Figura 15 y en la Figura 16, se explica una fluctuación de presión estática en un caso en el que el ventilador siroco 100 con el escalón formado en la superficie lateral de la carcasa helicoidal 2 está montado en la unidad de interior 110 suspendida de un techo. Incidentalmente, en la Figura 15, se ilustra un caso en el que hay montados dos ventiladores siroco 100 y hay formados espacios de succión 5 en las superficies laterales respectivas en la dirección de la anchura. Además, en la Figura 16, se indica un flujo de aire por medio de flechas.

En un caso en que el ventilador siroco 100 con el escalón formado en la superficie lateral de la carcasa helicoidal 2 está montado en la unidad de interior 110 suspendida de un techo, el espacio de succión se reduce debido al escalón formado justo en la medida del escalón, y esto a veces es una causa de aumento de ruido. Según la explicación descrita anteriormente, el arco circular HFG es una zona donde el valor eficaz de la fluctuación de la presión estática es grande, y en otras zonas resulta pequeña una influencia de la distancia desde el ventilador 1 sobre el valor eficaz de la fluctuación de la presión estática. Por consiguiente, si el ventilador siroco 100 con el escalón formado en la zona del arco circular HFG, está montado en la unidad de interior 110 suspendida de un techo, el escalón puede ser dispuesto en el lado de aguas abajo de la entrada de succión 2a, y puede reducirse una disminución del espacio de succión 5.

La Figura 17 es una tabla que muestra un valor de ruido de la unidad de interior 110 suspendida de un techo. Basándose en la Figura 17, se explica un valor de ruido del ruido generado por la unidad de interior 110 suspendida de un techo en la que está montado el ventilador siroco 100 con el escalón formado en la superficie lateral de la carcasa helicoidal 2, y el valor del ruido del ruido generado por la unidad de interior 110 suspendida de un techo en la que está montado el ventilador siroco 100 sin escalón formado en la superficie lateral de la carcasa helicoidal 2. Incidentalmente, se asume que el escalón debe estar formado en una zona del arco circular HFG. Además, se muestran respectivamente los valores del ruido en un caso en que el volumen de aire soplado hacia fuera está fijado a $16 \text{ m}^3/\text{min}$.

Como se muestra en la Figura 17, en el caso en que el volumen de aire soplado hacia fuera está fijado a $16 \text{ m}^3/\text{min}$, se ha descubierto que el valor del ruido del ventilador siroco con el escalón formado en la zona del arco circular HFG es 42,4 [dB], y el valor del ruido del ventilador siroco sin escalón formado en la zona del arco circular HFG es 44,0 [dB]. De esta manera, puede reducirse el valor del ruido formando el escalón en la zona del arco circular HFG. Como se ha descrito anteriormente, puede suprimirse una disminución del espacio de succión 5 y puede reducirse el valor del ruido formando un escalón en la zona del arco circular HFG.

Segunda realización

La Figura 18 es una vista de una construcción esquemática que ilustra una construcción esquemática de un aparato de aire acondicionado 150 con respecto a una segunda realización de la invención presente. Se explica una construcción del aparato de aire acondicionado 150 basándose en la Figura 18. Este es el aparato de aire acondicionado 150 en el que está montado el ventilador siroco 100 relativo a la primera realización. Este ventilador siroco 100 debe ser utilizado en una unidad de interior que constituye el aparato de aire acondicionado 150 cuando es montado cerca de un cambiador de calor. Incidentalmente, en esta segunda realización, se explica principalmente un punto operativo diferente de la primera realización descrita anteriormente, y se aplican los mismos números para indicar las mismas partes de la primera realización, y se omite la explicación.

Este aparato de aire acondicionado 150 se construye conectando un compresor 151, un intercambiador de calor de condensación 152, un aparato de regulación 153, y un intercambiador de calor de evaporación 154 en serie con las conducciones de refrigeración. En la construcción mencionada anteriormente, el ventilador siroco 100 relativo a la primera realización está dispuesto en la unidad de interior donde está instalado el intercambiador de calor de condensación 152 ó el intercambiador de calor de evaporación 154. Esto es, el ventilador siroco 100 está dispuesto cerca del intercambiador de calor de condensación 152 ó del intercambiador de calor de evaporación 154 que está instalado en la unidad de interior, y está provisto de una función para suministrar aire al intercambiador de calor de condensación 152 ó al intercambiador de calor de evaporación 154.

El compresor 151 es un aparato que se utiliza para succionar hacia dentro el refrigerante que fluye en las conducciones de refrigeración, y para comprimir el refrigerante para llevar el refrigerante a un estado de alta temperatura y alta presión. El intercambiador de calor de condensación 152 es un aparato para realizar una operación de intercambio de calor entre el aire y el refrigerante, y para condensar y licuar el refrigerante. El aparato de regulación 153 es un aparato para descomprimir y expandir el refrigerante. El intercambiador de calor de evaporación 154 es un aparato para realizar la operación de intercambio de calor entre el aire y el refrigerante, y para evaporar y gasificar el refrigerante. Se puede reducir el ruido transmitido al interior de una casa montando el ventilador siroco 100 relativo a la primera realización en la unidad de interior que tiene dispuesto el intercambiador de calor de condensación 152 ó el intercambiador de calor de evaporación 154, que constituye el aparato de aire acondicionado 150.

A continuación se explica brevemente una operación del aparato de aire acondicionado 150. Una flecha ilustrada en la Figura 18 indica una dirección de flujo del refrigerante. El gas refrigerante que es comprimido y llevado a un estado de alta temperatura y de alta presión por medio del compresor 151 fluye dentro del intercambiador de calor de condensación 152. En el intercambiador de calor de condensación 152, el refrigerante es condensado mediante intercambio de calor con el aire, y es transformado en un refrigerante líquido o en un refrigerante de dos fases gas-líquido de baja temperatura y alta presión. El refrigerante que fluye fuera del intercambiador de calor de condensación 152 es descomprimido a continuación por medio del aparato de regulación 153, y fluye dentro del intercambiador de calor de evaporación 154 cuando se transforma en el refrigerante líquido de baja temperatura y baja presión, o en el refrigerante de dos fases gas-líquido. En el intercambiador de calor de evaporación 154, el

refrigerante es evaporado mediante intercambio de calor con el aire, es transformado en un gas refrigerante de alta temperatura y baja presión, y es de nuevo succionado dentro del compresor 151. En un momento de una operación de calentamiento, el intercambiador de calor de condensación 152 está montado en la unidad de interior, y en un momento de una operación de refrigeración, el intercambiador de calor de evaporación 154 está montado en la unidad de interior.

En un caso en el que el coeficiente de pérdida es pequeño y una anchura del ventilador es grande, una distribución de velocidad en una dirección a lo ancho de un intercambiador de calor se aproxima a un estado uniforme, y de esta manera puede utilizarse con efectividad una zona de transmisión de calor del intercambiador de calor, en comparación con un caso en el que la anchura del ventilador es pequeña y la velocidad de distribución no es uniforme. Por tanto, una diferencia de temperatura entre el aire y un refrigerante, que es necesaria para obtener una capacidad de acondicionamiento de aire predeterminada, se hace pequeña, una entrada al compresor se hace pequeña, y se realiza un ruido bajo. Además, en un caso en el que el coeficiente de pérdida es pequeño, incluso cuando el diámetro del ventilador no ha sido agrandado, se puede reducir el ruido alargando el ancho del ventilador. Además en un aparato de aire acondicionado provisto de una pluralidad de ventiladores que tienen una pequeña anchura de ventilador, se puede reducir un valor de ruido del aparato de aire acondicionado en un punto operativo predeterminado y puede hacerse que una distribución de velocidad del intercambiador de calor en una dirección a lo ancho se aproxime a un estado uniforme, sustituyendo el ventilador por un ventilador que tenga una gran anchura de ventilador, incluso cuando se disminuye el número de ventiladores.

REIVINDICACIONES

1. Método para diseñar un ventilador siroco (100) que incluye una carcasa helicoidal (2) que incluye una entrada de succión (2a) para succionar dentro aire, una salida de soplado (2b) para soplar fuera el aire, y un camino de aire (2c) desde la entrada de succión (2a) hasta la salida de soplado (2b); un ventilador (1) alojado en la carcasa helicoidal, para succionar dentro el aire desde la entrada de succión (2a) y soplar fuera el aire desde la salida de soplado (2b) por medio de accionamiento giratorio; y una tobera (3) aplicada a la entrada de succión (2a) de la carcasa helicoidal (2), en la que la entrada de succión (2a) está formada en una línea de extensión de un eje de giro del ventilador (1) y en ambas superficies laterales de la carcasa helicoidal (2),

caracterizado por que
el método comprende:

un paso de satisfacer una ecuación: $f(k^4\xi) = 0,34947(k^4\xi)^2 - 1,0554(k^4\xi) + 1,8$, y una desigualdad: $0,75f(k^4\xi) \leq L/H \leq f(k^4\xi)$ dentro de un intervalo de $0,1 \leq k^4\xi \leq 0,4$,

cuando una resistencia a la ventilación en el camino de aire (2c) se define como P [Pa], una cantidad de aire succionado dentro desde la entrada de succión (2a) se define como Q [m³/min], una anchura en una dirección del eje de giro del ventilador se define como L [mm], k se define como una constante, una altura de la carcasa helicoidal se define como H = 246k [mm], y P/Q^2 se define como un coeficiente de pérdida ξ [Pa/(m³/min)²].

2. El método para diseñar el ventilador siroco (100) según la reivindicación 1, que comprende además un paso de satisfacer la desigualdad siguiente: $X > Y \geq 0$ dentro de un intervalo de $L/H \leq f(k^4\xi)$ cuando una porción curvada que se extiende desde el camino de aire (2c) hasta la salida de soplado (2b) de la carcasa helicoidal (2) que está más cerca de la porción periférica exterior del ventilador (1) sirve como una porción de lengua (2b1, 4) y cuando en una sección transversal longitudinal de la tobera (3) un punto de extremo en una porción de abertura mínima de la tobera (3) se define como punto A, un punto que es simétrico al punto A alrededor de un centro de la tobera (3) se define como punto A', un punto de extremo en una porción de abertura máxima de la tobera (3) se define como punto B, un punto que es simétrico al punto B alrededor del centro de la tobera (3) se define como punto B', un punto de intersección de una línea recta trazada desde el punto B en una dirección hacia el ventilador (1) y una superficie lateral de la carcasa helicoidal (2) se define como punto C, un punto de intersección de una línea recta trazada desde el punto B' en la dirección hacia el ventilador (1) y la superficie lateral de la carcasa helicoidal (2) se define como punto C', un punto de intersección de un segmento de línea AA' y la línea de extensión del eje de giro del ventilador (1) se define como punto O, un punto en una línea de intersección de una superficie plana que pasa por el punto A, el punto O, y el punto A', y la porción de lengua (2b1, 4), que tiene la distancia menor desde el ventilador (1) se define como punto D, un punto en la tobera (3), que está más cerca del punto D se define como punto E, un punto que está situado a un ángulo de 65 grados con relación al punto E en un sentido en contra del giro del ventilador (1) alrededor del punto O como un centro se define como punto F, un punto que está situado a un ángulo de 40 grados con relación al punto F en contra del sentido de giro del ventilador (1) alrededor del punto O como un centro se define como punto G, un punto que está situado a un ángulo de 40 grados con relación al punto F en un sentido de giro del ventilador (1) alrededor del punto O como un centro se define como punto H, un punto que está situado a un ángulo de 180 grados con relación al punto F en el sentido de giro del ventilador (1) alrededor del punto O como un centro se define como punto I, una longitud de un segmento de línea BC de un arco HFG aproximadamente circular que conecta el punto H, el punto F, y el punto G se define como X, y una longitud de un segmento de línea BC de un arco HIG aproximadamente circular que conecta el punto H, el punto I, y el punto G se define como Y.

3. Un método para diseñar un ventilador siroco que incluye una carcasa helicoidal (2) que incluye una entrada de succión (2a) para succionar dentro aire, una salida de soplado (2b) para soplar fuera el aire, y un camino de aire (2c) que va desde la entrada de succión (2a) hasta la salida de soplado (2b); un ventilador (1) alojado en la carcasa helicoidal (2), para succionar dentro el aire desde la entrada de succión (2a) y soplar fuera el aire desde la salida de soplado (2c) por medio de accionamiento giratorio; y una tobera (3) aplicada a la entrada de succión (2a) de la carcasa helicoidal (2), en el que la entrada de succión (2a) está formada en una línea de extensión de un eje de giro del ventilador (1) y en una superficie lateral de la carcasa helicoidal (2),

caracterizado por que
el método comprende:

un paso de satisfacer una ecuación: $g(k^4\xi) = 1,39788(k^4\xi)^2 - 2,1108(k^4\xi) + 1,8$, y una desigualdad: $1,5g(k^4\xi) \leq L/H \leq 2g(k^4\xi)$ dentro de un intervalo de $0,1 \leq k^4\xi \leq 0,4$,

cuando una resistencia a la ventilación en el camino de aire (2c) se define como P [Pa], una cantidad de aire succionado dentro desde la entrada de succión (2a) se define como Q [m³/min], una anchura en una dirección de un eje de giro del ventilador (1) se define como L [mm], k se define como una constante, una altura de la carcasa helicoidal (2) se define como H = 246k [mm], y P/Q^2 se define como un coeficiente de pérdida ξ [Pa/(m³/min)²].

4. El método para diseñar el ventilador siroco (100) según la reivindicación 3, que comprende además un paso de satisfacer la siguiente desigualdad: $X > Y \geq 0$ dentro del intervalo de $L/H \leq g(k^4\xi)$, cuando una porción curvada que se extiende desde el camino de aire (2c) hasta la salida de soplado (2b) de la carcasa helicoidal (2) que está más cerca de la porción periférica exterior del ventilador (1) sirve como una porción de lengua, y cuando en una sección transversal longitudinal de la tobera (3) un punto de extremo en una porción de abertura mínima de la tobera (3) se define como punto A, un punto que es simétrico al punto A alrededor de un centro de la tobera (3) se define como punto A', un punto de extremo en una porción de abertura máxima de la tobera (3) se define como punto B, un punto que es simétrico al punto B alrededor del centro de la tobera (3) se define como punto B', un punto de intersección de una línea recta trazada desde el punto B en una dirección hacia el ventilador (1) y una superficie lateral de la carcasa helicoidal (2) se define como punto C, un punto de intersección de una línea recta trazada desde el punto B' en la dirección hacia el ventilador (1) y la superficie lateral de la carcasa helicoidal (2) se define como punto C', un punto de intersección de un segmento de línea AA' y la línea de extensión del eje de giro del ventilador (1) se define como punto O, un punto en una línea de intersección de una superficie plana que pasa por el punto A, el punto O, y el punto A', y la porción de lengua (2b1, 4), que tiene la distancia menor desde el ventilador (1) se define como punto D, un punto en la tobera (3), que está más cerca del punto D se define como punto E, un punto que está situado a un ángulo de 65 grados con relación al punto E en un sentido en contra del giro del ventilador (1) alrededor del punto O como un centro se define como punto F, un punto que está situado a un ángulo de 40 grados con relación al punto F en contra del sentido de giro del ventilador (1) alrededor del punto O como un centro se define como punto G, un punto que está situado a un ángulo de 40 grados con relación al punto F en un sentido de giro del ventilador (1) alrededor del punto O como un centro se define como punto H, un punto que está situado a un ángulo de 180 grados con relación al punto F en el sentido de giro del ventilador (1) alrededor del punto O como un centro se define como punto I, una longitud de un segmento de línea BC de un arco HFG aproximadamente circular que conecta el punto H, el punto F, y el punto G se define como X, y una longitud de un segmento de línea BC de un arco HIG aproximadamente circular que conecta el punto H, el punto I, y el punto G se define como Y.

FIG. 1

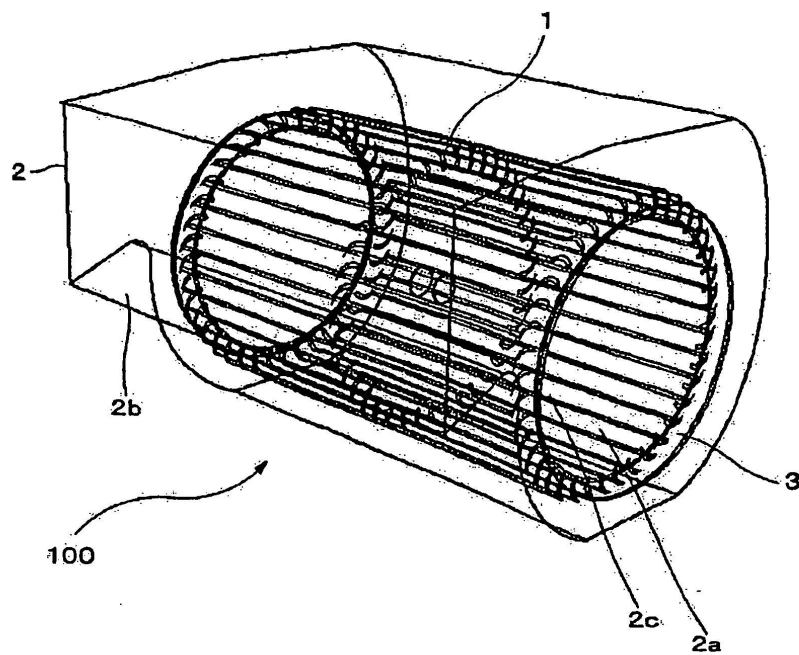


FIG. 2

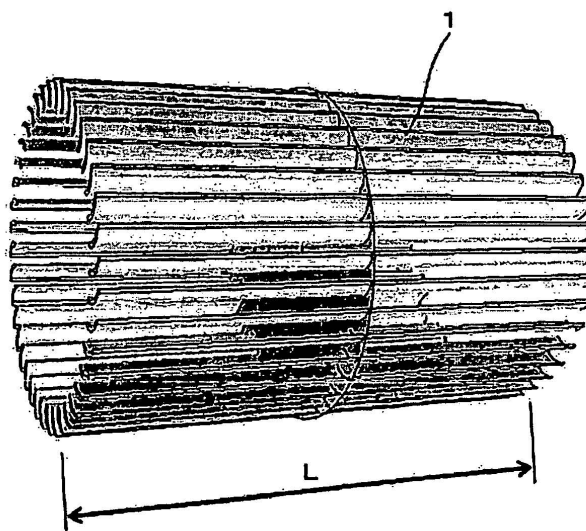


FIG. 3

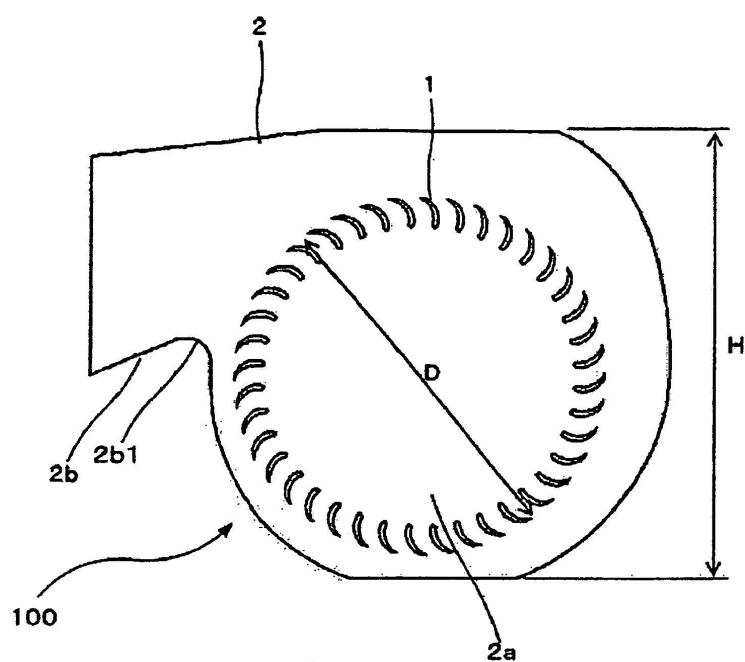


FIG. 4

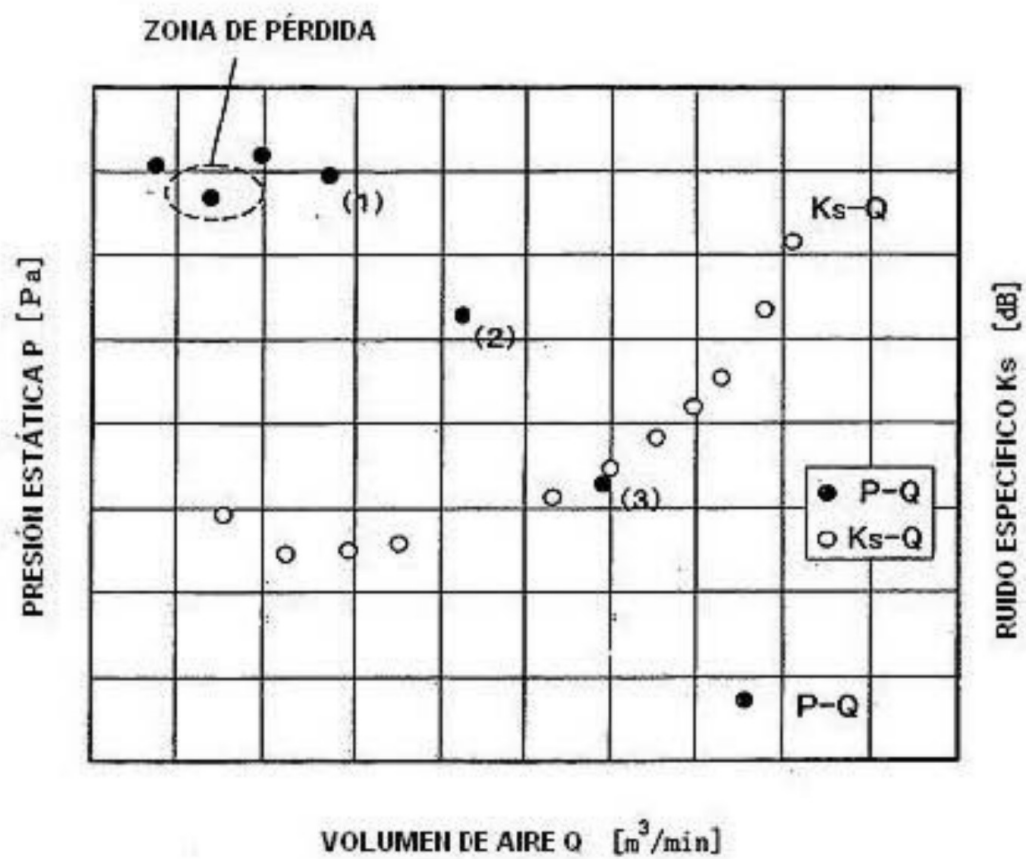


FIG. 5

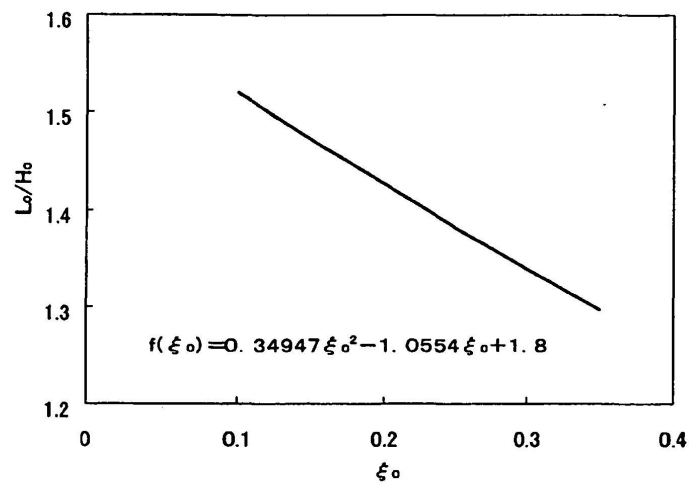


FIG. 6

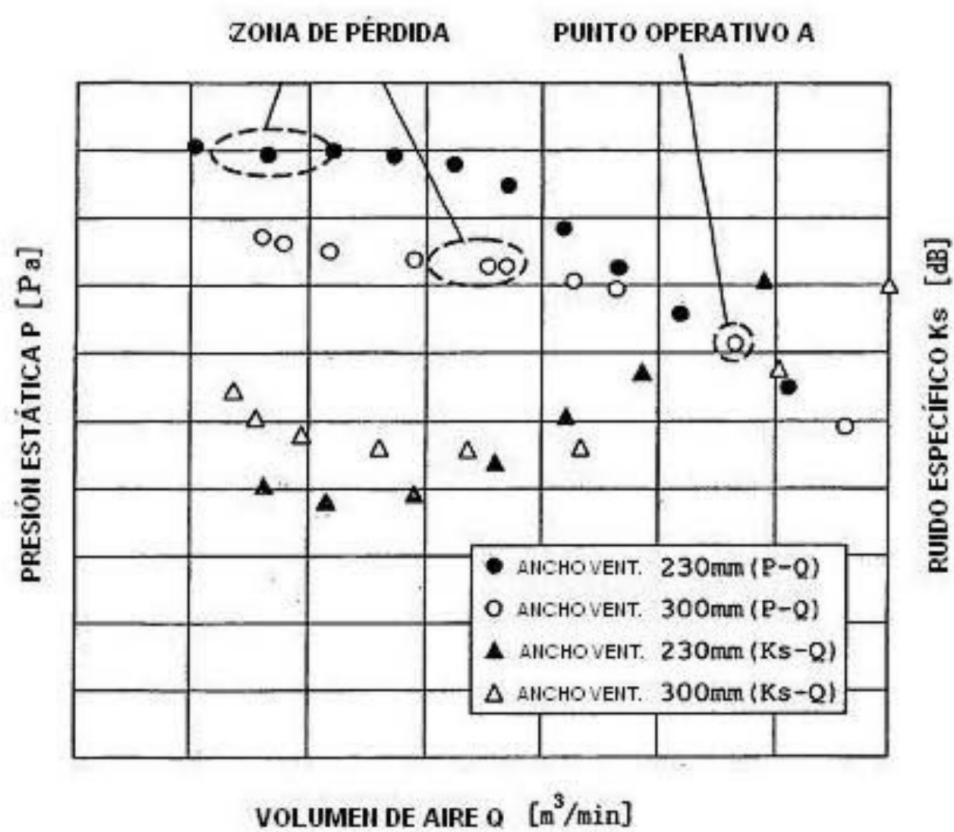


FIG. 7

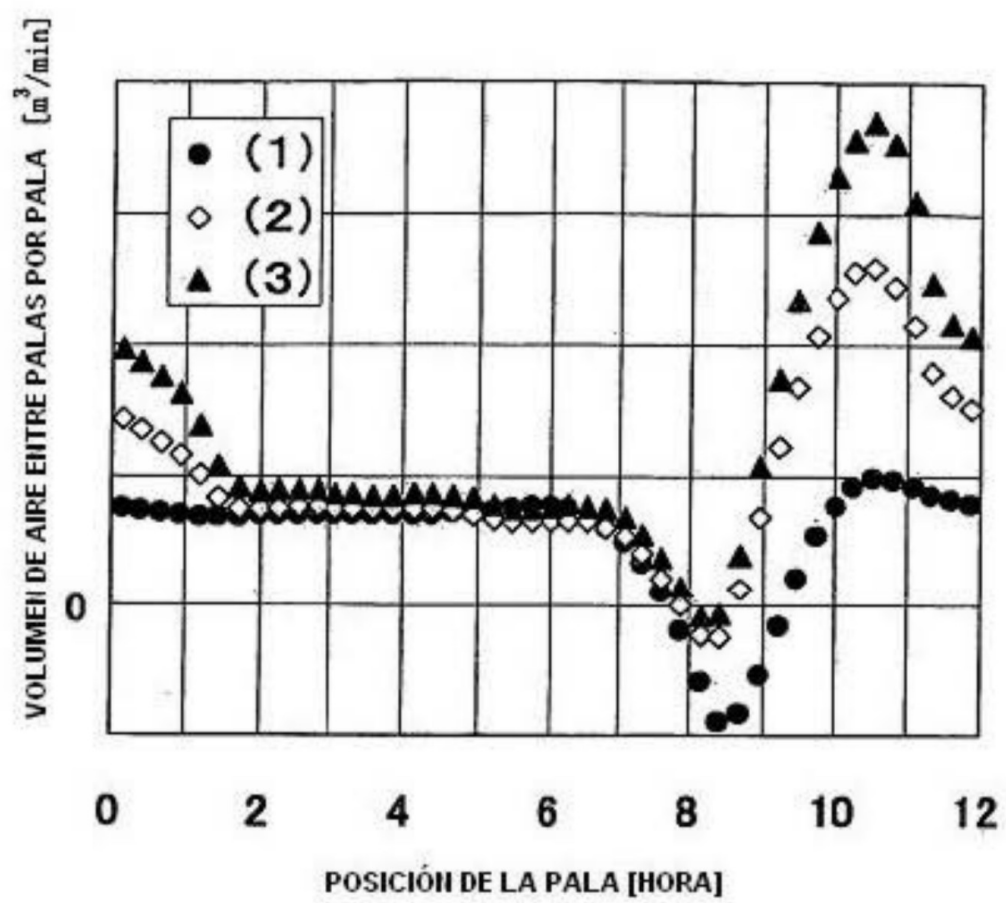


FIG. 8

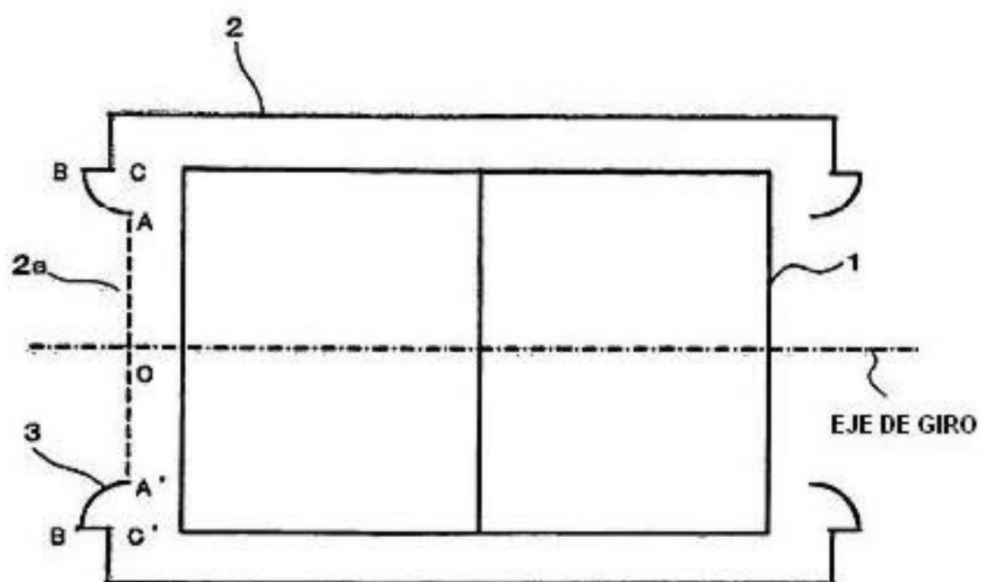


FIG. 9

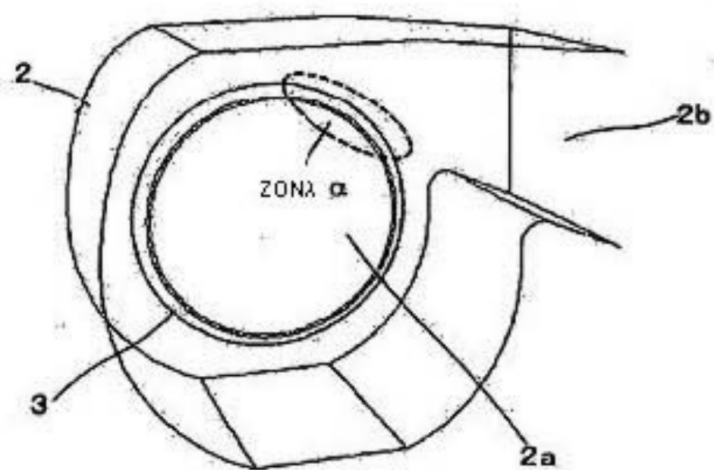


FIG. 10

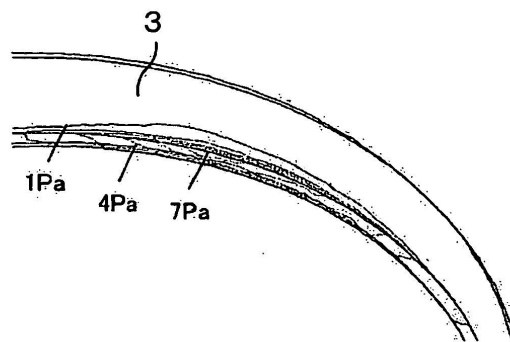


FIG. 11

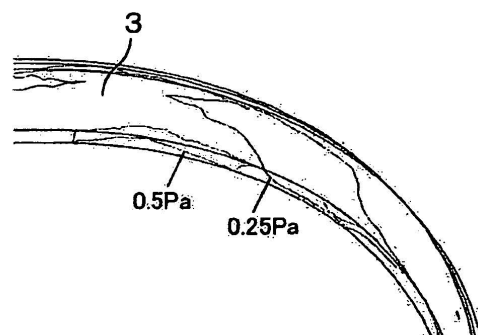


FIG. 12

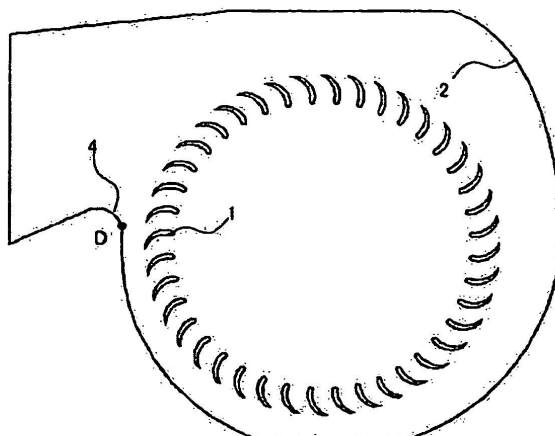


FIG. 13

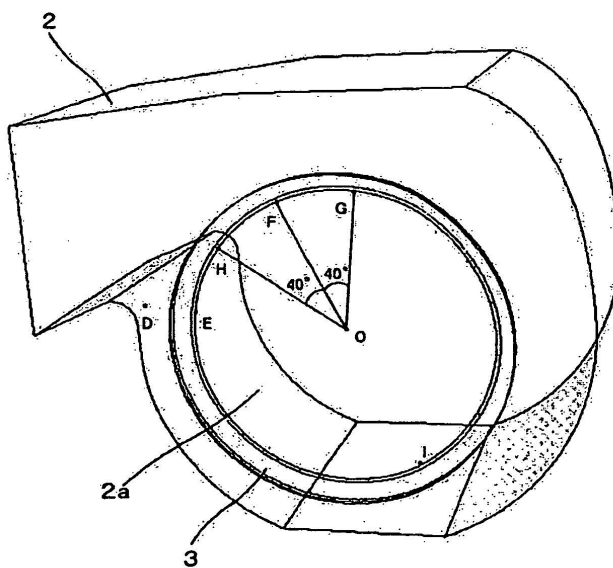


FIG. 14

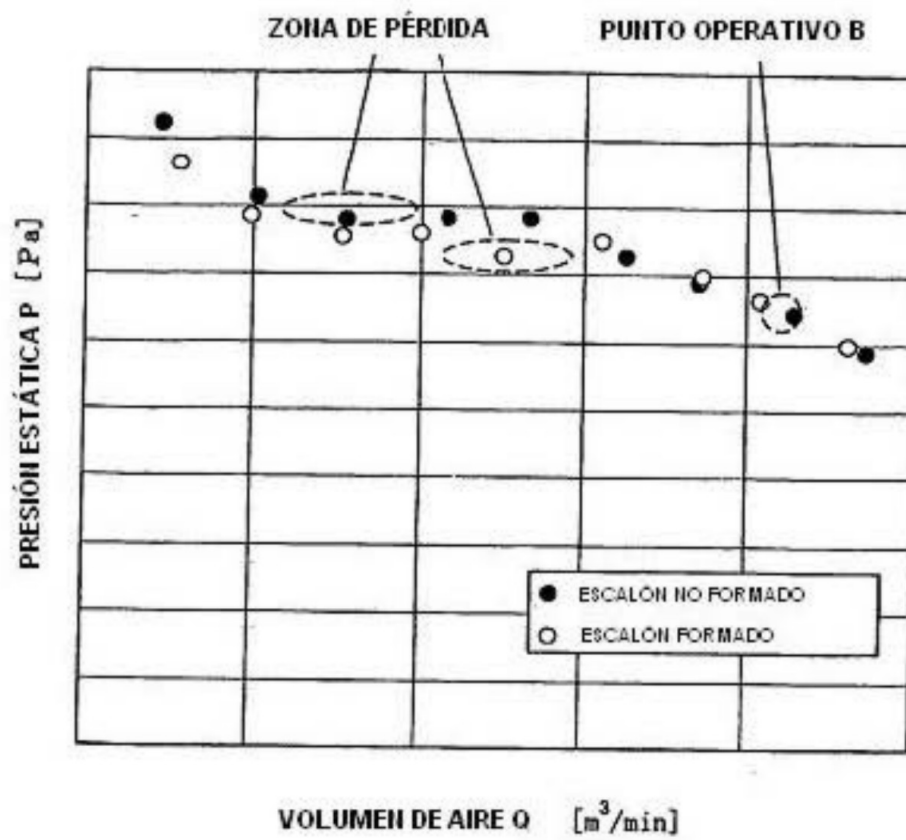


FIG. 15

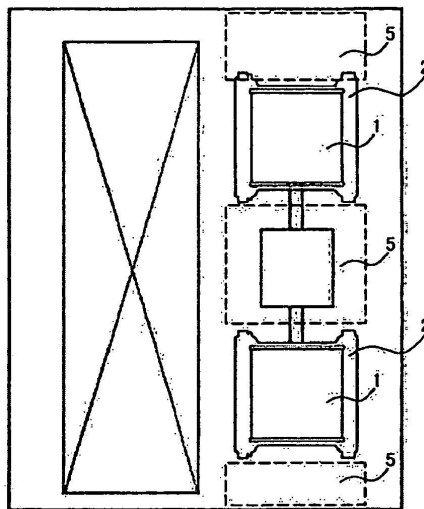


FIG. 16

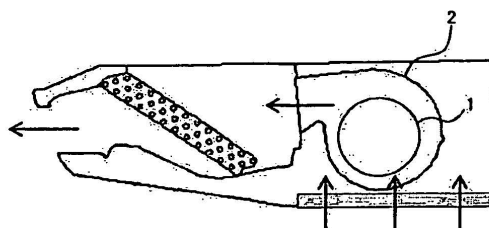


FIG. 17

ZONA DEL ARCO CIRCULAR HFG	VALOR DEL RUIDO [dB]
ESCALÓN NO FORMADO	44,0
ESCALÓN FORMADO	42,4

FIG. 18

