

AÑO 1958.

Expediente núm.



240828

240828

REGISTRO DE LA PROPIEDAD INDUSTRIAL

PATENTE DE INVENCIÓN.

MEMORIA DESCRIPTIVA

que se acompaña a la solicitud de

una **PATENTE DE** invención por 20 años, en España

a favor de

la r. s. Paul Pollrich & Comp., de nacionalidad

alemana domiciliado en M. Gladbach (Alemania)

calle de Neusser Stre. núm. 172.

por:

« -Mejoras en la construcción de ventiladores radiales con rotor de tambor- »

Nº 5647

Bat.

Agente Sr. ROEB (D. Guillermo).

- 1 -



240828

Akte 11086/Sp.

Memoria Descriptiva

para

una patente de INVENCION, por 20 años,

a favor de la firma,

Paul Pollrich & Comp.

-sociedad alemana-

residente en

M. Gladbach (Alemania)

Neusser Str. 172,

por:

-Mejoras en la construcción de ventiladores radiales con rotor de tambor-.

Inventor/ Leonhard Bommes, alemán.

Prioridad / Sol.pat.alemana P 18210 Ia/27c del día
25 Marzo 1957.

Bat.



240828

5 El invento se refiere a ventiladores radiales con rotor de tambor, especialmente aquellos con aspas curvadas hacia delante. Tales ventiladores radiales resultan especialmente adecuados para instalaciones de ventilación para fines no industriales, porque poseen una cifra de suministro más elevada y, por consiguiente, menor dimensión constructiva, así como una más alta cifra de presión y por ello números de revoluciones más bajos deseables para la reducción de la formación de ruidos, que los usuales ventiladores radiales con aspas curvadas hacia atrás. Los rotores de tambor con aspas curvadas hacia delante son especialmente baratos en su fabricación a consecuencia de la pequeña dimensión constructiva.

10 A estas ventajas, sin embargo, se enfrentan los inconvenientes de bajos grados de rendimiento, que deben aceptarse en ventiladores individuales de reducida potencia, pero no en el caso de ventiladores individuales de potencia más alta o en el montaje de un número mayor de ventiladores.

15 El grado desfavorable de rendimiento de los rotores de tambor con aspas curvadas hacia delante debe achacarse a que, por la gran conversión de presión en un canal de aspa relativamente corto, se manifiestan interruptores de corrientes y por ello grandes pérdidas, lo que no es el caso en ventiladores con aspas curvadas hacia atrás, a consecuencia de sus canales de aspa más largos. También es conocido, para la elevación de la cifra de suministro, agrandar la anchura del rotor de tambor en dirección axial y subdividirle alveolarmente. Pero por esto no se mejora el grado de rendimiento.



240828

5 El invento se propone crear un rotor de tambor para ventiladores radiales, cuyas aspas de rueda rotora curvadas hacia delante de un modo especialmente fuerte, producen una alta cifra de suministro y de compresión, y cuyo grado de rendimiento está situado más alto que en las formas de construcción conocidas de rotores de tambor con aspas de chapa curvadas hacia delante.

10 Según el invento, esto se obtiene porque el ángulo de salida de las aspas de rueda rotora importa entre 0° y 10° y el ángulo total envolvente entre 115° y 145° . En ello pueden estar curvadas las aspas de rueda rotora pasando de un ángulo de salida de 0° hacia delante de modo que los extremos de las aspas se situen dentro del contorno de la rueda rotora, y el ángulo de salida puede desviarse por lo tanto de 0° hasta 10° también en la otra dirección.

15 Las relaciones y pérdidas de corriente en ventiladores radiales con aspas curvadas hacia delante, así como la disposición según el invento, se explican a continuación a base de los dibujos.

20 La figura 1ª muestra el triángulo de velocidad para la salida de aspas en un aspa de rueda rotora curvada hacia delante de clase conocida.

La figura 2ª muestra el canal de aspa entre dos aspas curvadas según la figura 1ª.

25 La figura 3ª muestra la ampliación del canal de aspa según la figura 2ª en la dirección de la corriente.

La figura 4ª muestra un aspa de rueda rotora según el



240828

invento, curvada hacia delante, con un ángulo de salida $\beta_2 = 0^\circ$.

La figura 5ª muestra un aspa de rueda rotora según la figura 4ª con un ángulo de salida de 10° .

5 La figura 6ª muestra un aspa de rueda rotora, curvada hacia delante pasando de un ángulo de salida de 0° , con extremo de aspa situado dentro del contorno de la rueda rotora, y con un ángulo de salida de 10° en dirección opuesta.

10 La figura 7ª muestra el canal de aspa entre dos aspas de rueda rotora según la figura 4ª con un ángulo de salida de 0° .

La figura 8ª muestra el estrechamiento del canal de aspa según la figura 7ª en la dirección de la corriente.

15 En un ventilador radial induce la corriente transportadora que sale de la rueda rotora, en la carcasa entre la pared de la misma y la tapa de la rueda rotora, una corriente de rotación uniforme coaxial alrededor de la tobera de entrada, en tanto el ángulo de salida entre la corriente absoluta de la rueda rotora y la dirección periférica sea suficientemente pequeña.

20 En el caso de creciente volumen de flujo de paso, esto es de creciente velocidad meridiana, aumenta el ángulo de salida de la corriente absoluta de la rueda rotora, y esto tiene por consecuencia en grado creciente trastornos de la corriente de rotación que llevan a la completa disolución de la corriente uniforme de rotación y por ello a elevadas pérdidas de carcasa.

25 Según el invento, por ello se curvan los extremos de



240828

5 las aspas de la rueda rotora tan fuertemente hacia delante, que el ángulo de salida β_2 esté situado entre 0° y 10° . Como a consecuencia del número finito de aspas el ángulo de salida de la corriente absoluta es mayor de lo que resulta de la magnitud de la velocidad meridiana y del ángulo de salida β_2 del extremo de aspa, puede ser necesario curvar hacia delante las aspas de la rueda rotora pasando del ángulo de salida β_2 de 0° . El extremo de aspa está situado entonces dentro del contorno de la rueda rotora, sin que por ello se trastorne la corriente de la carcasa.

10

El ángulo de salida β_2 del aspa de la rueda rotora, por lo tanto según el invento deberá ser 0° o desviarse de 0° a ambos lados hasta 10° , es decir que la tangente en el extremo de salida del aspa coincide con la tangente aplicada a la circunferencia del contorno de la rueda rotora, en el punto de contacto de ambas o se desvía a ambos lados hasta 10° .

15

Hasta ahora se prestó poca atención a la pérdida de carcasa que se produce por trastorno de la corriente de rotación inducida que corre coaxialmente a la tobera de entrada en caso de elevado paso de flujo. Según el invento, como se expone abajo más detalladamente, la misma se reduce por fuerte, respectivamente extrema, curvatura hacia delante de los extremos de las aspas de la rueda rotora, por lo que transurre más plano el ángulo de salida de la corriente absoluta de rueda rotora que induce a la corriente de rotación.

20

25

En la construcción hasta ahora usual de rotores de tambor con aspas curvadas hacia delante, se daba el valor principal a una gran cifra de suministro con pequeño número de revoluciones. Para ello debe ser lo mayor posible el ángulo de en-



240828

trada del aspa β_1 .

Según la experiencia hasta ahora existente también es importante que el ángulo de salida β_2 sea menor que el ángulo de entrada β_1 , para evitar un mayor retardo local que va unido a desprendimientos. El ángulo envolvente total $\alpha = 180^\circ - (\beta_1 + \beta_2)$, en las aspas de chapa dobladas hacia delante de los rotores de tambor conocidos no es mayor que 90° ($\alpha \leq 90^\circ$), porque la conducción del canal de aspa se hace peor crecientemente con un ángulo envolvente α que crezca más de 90° , y por el retardo de la velocidad relativa lleva a desprendimientos y torbellinos en alto grado.

Para el cumplimiento de las mencionadas exigencias;

$$\alpha \leq 90^\circ$$

β_1 lo mayor posible

β_2 menor que β_1

resultan para el dimensionamiento del ángulo β_2 de salida de aspa límites estrechos, ya que en el caso de un favorable ángulo de entrada β_1 de cerca de 40° hasta 50° , tal como se elige en consideración a la cifra de suministro y en evitación de pérdidas de choque en rotores de tambor con aspas durvadas hacia delante, los límites para el ángulo de salida β_2 forzosamente están situados no por debajo de 50° a 40° , ya que el ángulo total envolvente α no debe estar situado por encima de 90° ($\alpha \leq 180^\circ - (\beta_1 + \beta_2) \leq 90^\circ$) al utilizar aspas de chapa no perfiladas.

La idea del invento de reducir la pérdida de la carcasa por fuerte, respectivamente extrema, curvatura hacia de-

240828

- 7 -



1958

5 lante del ángulo de salida β_2 , dá la posibilidad de formar un canal de aspa de sección transversal que se estrecha, cuando el ángulo envolvente total α es mayor que 90° y está situado dentro de los límites entre 115° y 145° . También el ángulo de entrada β_1 puede elegirse favorablemente con aproximadamente 40° hasta 50° , también el ángulo de salida β_2 es menor que el ángulo de entrada β_1 . Por ello están dadas las condiciones para reducidas pérdidas de rueda rotora con altas cifras de suministro. Al mismo tiempo, sin embargo, también solo se ha creado la premisa para que puedan mantenerse pequeñas las pérdidas de carcasa con volúmenes de paso de flujo extremadamente altos.

10 En la figura 1 se representa el aspa de rueda rotora curvada hacia delante de un rotor de tambor de construcción conocida con el ángulo de entrada β_1 , el ángulo de salida β_2 , y el ángulo envolvente total $\alpha < 90^\circ$.

15 Del triángulo de velocidad para la salida del aspa se deduce, que la inclinación del ángulo de dirección γ_2 de la velocidad absoluta de salida c_2 , además de la velocidad u_2 periférica fija, depende del ángulo de salida β_2 de aspa y de la velocidad meridiana c_{2m} , y además el hecho conocido de que, a consecuencia de la influencia del número finito de aspas, se produce una velocidad absoluta c_3 con un ángulo de dirección γ_3 que es mayor que γ_2 .

20 En la figura 2^a está ilustrado el canal de aspa entre dos aspas de rueda rotora según la figura 1^a. Este canal de aspa se amplía algo según la figura 3^a, como resulta de los diámetros crecientes de las circunferencias aplicadas sobre el hi-

25



1958

240828

lo central de corriente.

En la figura 4^a es según el invento, el ángulo de salida $\beta_2 = 0^\circ$ y en las figuras 5^a y 6^a están representadas las desviaciones posibles del ángulo de salida β_2 con hasta 10° hacia ambos lados. El ángulo envolvente total α según las figuras 4^a, 5^a y 6^a está situado entre 115° y 145° ($\alpha = 180^\circ - (\beta_1 + \beta_2) \geq 115^\circ \leq 145^\circ$).

El canal de aspa, correspondiente a la figura 4^a, según la figura 7^a es formado por dos aspas con $\beta_2 = 0^\circ$ con un ángulo envolvente total $\alpha \geq 115^\circ \leq 145^\circ$.

Este canal de aspa se estrecha, como puede observarse de los diámetros decrecientes de las circunferencias aplicadas sobre los hilos centrales de corriente según la figura 8^a, y da por resultado una buena aceleración, que actúa contra desprendimientos con formación de torbellinos, por consiguiente actúa para obtener un buen grado de rendimiento de rueda rotora.

Pudiera haberse opuesto a una curvatura más fuerte hacia delante de las aspas de la rueda rotora de lo que hasta ahora era usual, y por ello a la idea de una elevación del grado total de rendimiento, el razonamiento de que en ángulos de salida de 0° o pasando de ello, el cateto W_2 del triángulo de velocidad en la salida de aspa alcanza un valor infinito.

Los ensayos que sirven de base al invento han demostrado, sin embargo, que estos razonamientos no son correctos, sino que por reducción de las pérdidas de carcasa, resultantes por el enrollamiento de la corriente de carcasa en rotación uniforme, puede obtenerse un considerable aumento del grado total de rendimiento.



1958

240828

Los grados totales de rendimiento de rotores de tambor con aspas curvadas hacia delante de construcción conocida, importan como máximo hasta 55 % con una cifra de suministro de $\gamma = 0,6$ a $0,8$. Al elevarse el volumen de paso de flujo, es decir en el caso de cifra de suministro extremadamente alta de $\gamma = 1$ hasta $1,2$, desciende el grado de rendimiento hasta por debajo de 40 a 45 %. Esto debe achacarse a que la velocidad meridiana c_{2m} , que se hace mayor con un volumen de paso de flujo creciente, como una de las componentes determinantes, agranda al ángulo de dirección γ_2 de la corriente absoluta de la rueda rotora y por ello ocasiona un arrollamiento de la corriente de rotación con pérdidas de carcasa.

Según el invento, se actúa contra esto manteniéndose lo menor posible la segunda componente determinante, esto es el ángulo de salida de aspa β_2 .

Los ensayos demostraron que no solo se eleva el grado total de rendimiento hasta 70 %, sino también que en ello la cifra de suministro es $\gamma \geq 1$. De ello resulta frente a los conocidos ventiladores radiales un ahorro en rendimiento impulsor de aproximadamente 27 % enfrentando iguales cifras de suministro de $\gamma \geq 1$ incluso de aproximadamente 55 %.

El progreso del invento reside en que se mejoran considerablemente el grado de rendimiento total y la cifra de compresión, y que estas mejoras se manifiestan especialmente en el caso de muy altos volúmenes de paso de flujo. El número de revoluciones es bajo, a consecuencia de la alta cifra de presión, por lo que se influye favorablemente sobre la carencia



1958

240828

de ruido, seguridad de funcionamiento y duración, Los costes de fabricación son los mismos que los de rotores de tambor de construcción usual.

.....



1958

240828

N O T A

Este registro consta de las siguientes reivindicaciones:

5 1ª.- Mejoras en la construcción de ventiladores radiales con un rotor de tambor que está provisto de aspas de rueda rotora curvadas hacia delante, caracterizadas porque el ángulo de salida de las aspas de rueda rotora tiene un valor entre 0° y 10° , y el ángulo envolvente total importa entre 115° y 145° .

10 2ª.- Mejoras en la construcción de ventiladores radiales según la reivindicación 1ª, caracterizadas porque las aspas de rueda rotora están curvadas hacia delante pasando más allá de un ángulo de salida ($\beta_2 = 0^{\circ}$), y porque el ángulo de salida, con los extremos de las aspas situados dentro de la periferia de la rueda rotora, en la otra dirección se desvía de 0° hasta 10° .

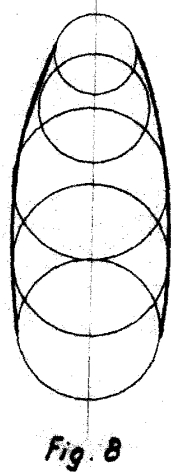
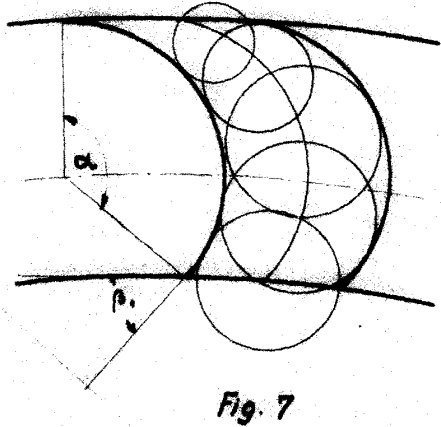
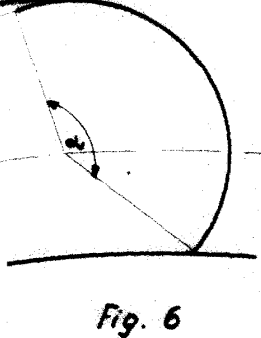
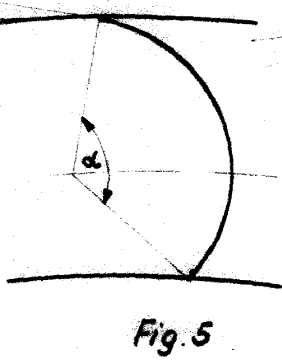
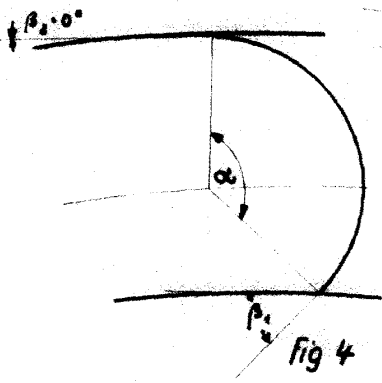
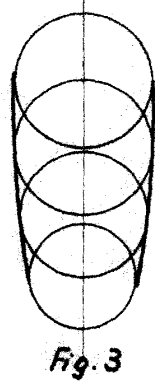
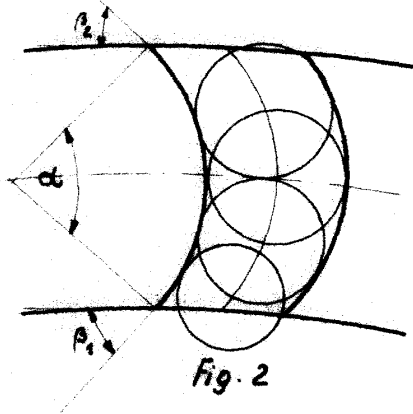
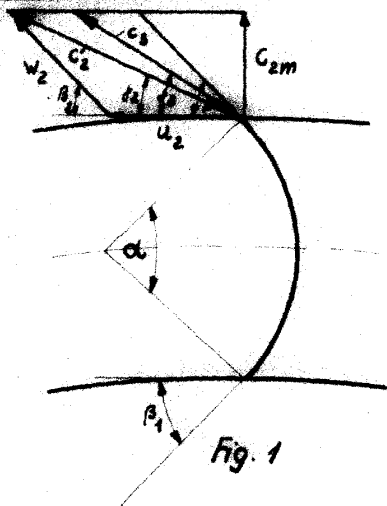
15 3ª.- Mejoras en la construcción de ventiladores radiales con rotor de tambor.

20 Según se describe y reivindica en esta memoria descriptiva.

Se detalla e ilustra con los planos que a la misma se acompañan.

Y cuya memoria consta de 11 hojas, foliadas y escritas a máquina por una sola de sus caras.

Madrid, a 18 Marzo 1958.



ESCALA VARIABLE
Alm