

MINISTERIO DE INDUSTRIA
REGISTRO DE LA PROPIEDAD INDUSTRIAL



⑩ ES	⑪ NUMERO 443.181	⑩ A I
	⑫ FECHA DE PRESENTACION 3-12-75	

P.- 61.805
Case No. 10855/SPN
106 - po (CO)

PATENTE DE INVENCION

③① PRIORIDADES: ③② NUMERO	③③ FECHA	③④ PAIS
529.498	4-12-74	EE.UU.

④⑦ FECHA DE PUBLICIDAD	④⑧ CLASIFICACION INTERNACIONAL	④⑨ PATENTE DE LA QUE ES DIVISIONARIA
------------------------	--------------------------------	--------------------------------------

④④ TITULO DE LA INVENCION
"PERFECCIONAMIENTOS INTRODUCIDOS EN UN DIFUSOR PARA USO CON UN COMPRESOR CENTRIFUGO".

④⑤ SOLICITANTE (S)
DEERE & COMPANY

DOMICILIO DEL SOLICITANTE
Moline, Illinois 61265, Estados Unidos de América.

④⑥ INVENTOR (ES)
Merle LaVern Kaesser y Homer Jesse Wood.

④⑦ TITULAR (ES)

④⑧ REPRESENTANTE
DON ALBERTO DE ELZABURU MARQUEZ

LEG/

El invento se refiere a un difusor para compresores con una rueda directriz dispuesta concéntricamente a un rodete del compresor y que tiene canales de difusor que se ensanchan desde la periferia interior hacia fuera, estando dispuestas la parte exterior de cada canal de difusor con un curso curvado.

Las turbinas de gas de un solo árbol tienen por lo general un rodete o rueda impulsora que está unido de tal modo con una rueda directriz o de turbina que ambos giran con gran número de revoluciones. El agente a presión que entra entonces en el rodete tiene por lo general escasa presión, por ejemplo la atmosférica, y es entregado radialmente hacia fuera con una gran velocidad que tiene componentes tanto tangencial como radial. Encima del rodete está dispuesta una rueda directriz que recoge el gas que sale con gran velocidad y convierte la energía cinética del gas en presión estática. La economía y el necesario rendimiento exigen una gama de presiones que va de 6:1 a 10:1.

El rendimiento de una turbina de gas depende mucho de la temperatura y de la presión del gas que abandona la rueda directriz. Así, incluso pequeñas variaciones del rendimiento de la rueda motriz,

5 motivadas porque es transformada más energía cinética en presión estática y menos en calor, pueden resultar importantes para la potencia de la máquina. Esto es cierto, aunque sea parcialmente, para turbinas con recuperador de calor, donde la caída de temperatura puede compensarse en parte por un aumento en una salida de calor por el escape.

10 Por otra parte, la presión de trabajo abandona el rodete con grandes velocidades, con lo cual resulta extraordinariamente difícil la construcción de ruedas directrices óptimas. Si, por ejemplo, el diámetro de los canales de difusor crece con demasiada rapidez, el gas se puede separar de las paredes del difusor, con lo cual se produce en las paredes un reflujó muy indeseable. Por otra parte, si la sección transversal crece demasiado lentamente, aparecen pérdidas por rozamiento en las paredes del difusor. Se producen otras pérdidas por la incapacidad de los canales de difusor para contrarrestar los naturales impulsos de giro del gas que abandona el rodete. Todavía más compleja resulta la cuestión por la conversión de la velocidad ultrasónica en velocidades situadas por debajo de la del sonido.

25 En los álabes de difusor de los que parte el invento (Memoria de la patente norteamericana Nú

mero 3.333.762), existe el inconveniente de que los impulsos de giro, al recorrer el gas el canal del difusor, no se mantienen, por lo cual se prevé un canal de difusor relativamente largo lo que, a su vez, significa una caja relativamente grande. En ciertas circunstancias, se necesita otra rueda directriz para obtener la potencia necesaria.

El problema que trata de resolver el invento consiste en una conservación mejorada de los impulsos de giro. Este problema es resuelto según el invento por el hecho de que la parte restante del canal de difusor está también curvada. De este modo se conserva por lo menos una gran parte de los impulsos de giro, con lo cual, a fin de cuentas, se consigue un mejor rendimiento en la conversión de velocidad en presión estática.

Otras características de acuerdo con el invento se detallarán en las reivindicaciones subordinadas, consiguiéndose con ellas que, en la zona de la abertura de admisión de cada canal de difusor, se produzca una onda de presión, con lo cual, a su vez, puede acortarse la longitud del canal de difusor lo que significa en definitiva una realización compacta de la turbina. Por ello no se necesita ya por lo general un paso difusor adicional.

En especial, por aproximación de las admisiones de los canales de difusor a la periferia exterior del rodete del compresor se consigue que la circulación de gas tenga una velocidad que es más alta que la velocidad del sonido cuando llega a los extremos de admisión de los canales de difusor. Con la onda de presión aparece un considerable crecimiento de la presión y un descenso de la velocidad aproximadamente en la relación $M_1 M_0 = 1$, siendo M_1 la velocidad del número de Mach en el lado de admisión y siendo M_0 la velocidad del número de Mach en el lado de salida del plano de presión. Las pérdidas en la capa límite se reducen por una difusión subsónica a velocidades que están situadas considerablemente bajo Mach 1. Como las mayores pérdidas aparecen en zonas de máxima velocidad en un difusor subsónico, la potencia de difusión subsónica es muy perjudicial.

En el dibujo se ha representado un ejemplo de ejecución del invento que explicamos en lo que sigue en detalle, mostrando:

La figura 1, una rueda directriz en representación en perspectiva;

la figura 2, una representación fragmentaria de una mitad de la rueda directriz; y

la figura 3, un corte dado por la línea 3-3

de la figura 2.

En la figura 1 del dibujo se ha designado con 10 una rueda directriz de ondas de presión super
sónicas que tiene un cuerpo de rueda directriz anular
5 que, a su vez, consiste en dos mitades 14 y 16 unidas
entre sí, que se aplican una contra la otra en un pla
ñó radial 18. En el cuerpo 12 de rueda directriz es
tán previstos dos taladros de alineación 20 y 22 ali
neados axialmente entre sí, que reciben espigas para
10 conseguir una exacta alineación entre las mitades pri
mera y segunda 14 y 16. Una pluralidad de agujeros 24
para pernos, que se extienden axialmente, están pre
vistas en el cuerpo 12 de la rueda directriz en la
zona de su periferia exterior 26 y están distribuidos
15 de tal modo que se extienden entre dos canales de di
fusor adyacentes. Unas espigas en los agujeros 24 pa
ra pernos sirven para mantener alineadas entre sí las
mitades primera y segunda 14 y 16 y para hacer que el
cuerpo 12 de la rueda directriz sea retenido en una
20 caja o en otro dispositivo, con lo cual la rueda di
rectriz 10 queda dispuesta en una relación concéntri
ca fija respecto a la periferia del rodete del compre
sor.

En la figura 2 se ha indicado que en la rue
25 da directriz 10 gira un rodete cuya periferia exterior

se ha señalado con 32. El rodete gira en torno a un eje 30 que está dispuesto perpendicular al plano de la figura 2. En esta forma de ejecución especial, el rodete del compresor y la rueda directriz 10 forman el paso de compresor para una turbina de gas de un solo árbol en máquinas industriales y agrícolas. A causa de las limitadas condiciones del espacio, en estas máquinas es muy importante que las dimensiones totales del motor o de la turbina sean tan pequeñas como resulte posible. En el presente ejemplo de realización, el diámetro exterior 32 asciende a unos 152,4 mm, el diámetro interior 34 del cuerpo 12 de la rueda directriz asciende a 153,06 mm y la periferia exterior 26 del cuerpo 12 de la rueda directriz asciende a unos 304,8 mm. El diámetro interior 34, convenientemente, se mantiene lo menor posible existiendo no obstante un espacio libre suficiente entre el diámetro exterior 32 y el diámetro interior 34, para evitar deterioros en el rodete del compresor. Al paso que pueden ser suficientes 16 canales de difusor, la rueda directriz de difusor tiene con preferencia al menos 20 canales de difusor, 28, y en el presente ejemplo se han previsto 24 de tales canales de difusor.

Como resalta en especial del canal de difu

sor 40, cada canal de difusor 28 tiene una sección transversal circular situada en planos que discurren perpendiculares a un eje longitudinal 42 que, a su vez, está dispuesto en el plano radial 18. El eje longitudinal 42, con preferencia, sigue una espiral logarítmica que hace posible el mantenimiento de los impulsos de giro del gas que sale del rodete con una componente de velocidad tangencial. Sin embargo, la espiral logarítmica del eje longitudinal 42 puede considerarse también aproximadamente como un arco de círculo con un centro 50, cuyo radio R, en el presente ejemplo, asciende a unos 381 mm. El centro 50, con preferencia, se halla eligiendo un punto de referencia 52 en el punto de intersección del eje longitudinal 42 con la periferia interior 34. Una tangente 54 a la periferia interior 34 es establecida en el punto de referencia 52, estableciéndose asimismo en el punto de referencia 52 una tangente 56 al eje longitudinal 42. Por las tangentes 56 y 54 que se cortan se genera un ángulo θ que indica aproximadamente el ángulo en el cual el gas abandona el rodete con número de revoluciones normal. El centro 50 se encuentra entonces sobre un radio 58 que pasa por el punto de referencia 52 perpendicularmente a la tangente 56. A continuación servirá el radio perpendicular 58 co-

no punto de referencia de partida para los desplazamientos angulares α . El ángulo θ corresponde a 15° en el presente ejemplo de realización.

5 En un extremo de admisión 60 el canal de difusor 40 corta a los canales de difusor contiguos 62 y 64 en sus lados enfrentados. Si el ángulo de divergencia de los canales de difusor es pequeño en el extremo de admisión 60, entonces el punto de intersección de canales de difusor contiguos se halla en esencia en un plano que discurre paralelo al eje de giro 30 y forma un arco elíptico. La extensión del eje mayor del arco elíptico de cada superficie de intersección está situada entonces sobre un círculo 66 que forma la periferia máxima de un espacio 68 libre de difusor entre el extremo de admisión 60 a los canales de difusor y el diámetro exterior 32 del rodete del compresor. Como resalta además del dibujo, el extremo de admisión 70 de cada canal de difusor 28 - como se ha representado para el canal de difusor 40 - se halla en un plano que discurre perpendicular al eje longitudinal 42 y corta al círculo 66 en el plano 18 en el lado radialmente interior 72 del canal de difusor 40. Los diámetros de los canales de difusor 28 en los extremos de admisión son, con preferencia, relativamente pequeños con relación al número de

10

15

20

25

los canales de difusor 28 y a la periferia exterior 32, de modo que la zona libre de difusor pueda mantenerse relativamente pequeña. De este modo se consigue a su vez que la corriente gaseosa a velocidad ultrasónica no actúe con retardo en esencia en esta zona exenta de difusor 68 y que alcance los extremos de admisión de los canales de difusor con una velocidad lo mayor posible. Para un trabajo irreprochable, sin embargo, es necesario que esté presente una zona 68 exenta de difusor para conseguir cantos vivos entre canales de difusor contiguos para el gas que abandona el rodete del compresor. Los mejores resultados del trabajo se consiguen si aparecen ondas de presión en la zona de los canales del difusor. En el presente ejemplo de realización, el diámetro del círculo 66, que forma el diámetro máximo de la zona 68 exenta de difusor, asciende aproximadamente a 1,047 veces el diámetro exterior 32 que forma la periferia exterior del rodete del compresor. Esto corresponde a un diámetro de aproximadamente 1,042 veces el diámetro interior 34 del cuerpo 12 de la rueda directriz. En cualquier caso, el diámetro del círculo 66 no debe ascender a más de 1,06 veces el diámetro exterior 32. Esto corresponde aproximadamente a 1,055 veces el diámetro interior 34.

Como la separación sobre el eje longitudinal 42 desde el extremo de admisión 70 crece radialmente hacia fuera del eje de giro, aumenta la zona de sección transversal de los canales de difusor cada vez más. Ahora bien, si el ángulo de divergencia del canal difusor 40 es demasiado grande y la superficie aumenta con demasiada rapidez con respecto a la longitud arqueada L sobre el eje longitudinal 42, entonces aparecerá una separación del gas circulante en una capa límite en la zona de las paredes del difusor lo que, a su vez, significa pérdidas sustanciales de energía cinética que se transforma en calor y no en presión estática. Por otra parte, si el ángulo de divergencia es demasiado pequeño y la superficie de la sección transversal aumenta demasiado lentamente con relación a la longitud arqueada L del eje longitudinal 42, el canal de difusor 40 resulta innecesariamente demasiado largo y las pérdidas por rozamiento que se producen entre las paredes de los canales de difusor 40 y el gas circulante son mayores de lo necesario.

En la presente realización, se aprovechan ventajosamente las características de gases que permiten que el ángulo de divergencia pueda ser aumentado sin que se produzca una separación del gas si la velocidad del gas decrece al aumentar el diámetro del canal de di-

fusor, haciéndose hincapié todavía sobre el hecho de
 que el diámetro se haga mayor al crecer la distancia
 al extremo de admisión 70 sobre el eje longitudinal
 42. En el presente ejemplo de realización, el diáme-
 5 tro en el extremo de entrada asciende a 7,16 mm, al
 paso que el diámetro en el extremo de salida 74 ascien-
 de a 16,01 mm. El extremo de salida 74 tiene un ángulo
 α de 17,0703° con respecto a la línea de salida 58
 mientras que el ángulo α del extremo de entrada 70
 10 con la línea de salida 58 es de 3,1320°. La longitud
 arqueada del eje longitudinal 42 entre el extremo de
 salida 74 y el extremo de admisión 70 asciende; así,
 aproximadamente a

$$(17,0703^\circ - 3,1320^\circ) \times \frac{381 \text{ mm}}{57,296^\circ/\text{radio}} = 92,68 \text{ mm}$$

La superficie de sección transversal del canal de difu-
 sor en el extremo de salida 74 asciende aproximadamen-
 te al quíntuplo de la superficie de la sección trans-
 20 versal del canal de difusor 40 en el extremo de admi-
 sión 70. Esto corresponde aproximadamente a la máxima
 relación superficial en la cual puede tener lugar una
 difusión que mantenga la presión efectiva. Partiendo
 del extremo de admisión 70, la segunda derivada del
 25 canal de difusor con el diámetro D con relación a la

longitud de arco L del eje longitudinal 42 asciende a $\frac{d^2D}{dL^2}$ y da como resultado una constante de $K_1 = 1,33$ mm por cada 6,45 centímetros cuadrados. Suponiendo un ángulo de divergencia de salida en el extremo de salida 74, la derivada del diámetro D del canal de difusor con relación a la longitud de arco L asciende a $\frac{dD}{dL} = K_1 L$, ascendiendo el diámetro D a $1/2 K_1 L^2 + 7,16$. Radialmente hacia dentro del extremo de admisión 70, los canales de difusor están hechos cilíndricos, sin divergencia.

Ha resultado ser conveniente, para facilidad de fabricación, que la divergencia preferida de los canales de difusor pueda conseguirse del mejor modo por el hecho de que cada canal 40 de difusor esté hecho por fresado en tres partes cónicas individuales rectificadas después en las transiciones vivas que se producen en los puntos de intersección de las partes cónicas mutuamente enfrentadas. En el ejemplo de ejecución, las partes cónicas situadas todas hacia dentro del extremo de admisión 70 se han designado con 76, siendo la primera parte cónica algo diferente en cuanto que forma un cilindro sin divergencia, que tiene un diámetro de 7,16 mm. aproximadamente constante. Una segunda parte cónica 78 está situada entre el extremo de admisión 70 y una parte intermedia 80 y forma con la línea de par

tida 58 un ángulo $\alpha = 5,6112^\circ$. Esta parte es el inicio de la región de difusión de velocidad subsónica en condiciones de trabajo a preferir, apareciendo ondas de presión en la zona del extremo de admisión 70. La segunda parte cónica 78 tiene un ángulo de divergencia efectivo de 3° y un diámetro de 8,02 mm en la parte intermedia 80 poco antes de que se convierta en la otra parte. Esta otra, o tercera, parte cónica está designada con 82 y encierra la zona que se encuentra radialmente fuera de la parte intermedia 80. El ángulo de divergencia de esta tercera parte cónica 82 asciende a 6° .

Durante el funcionamiento, circula gas desde el rodete o rotor en su diámetro exterior 32 con una velocidad situada más allá de la del sonido y que sólo disminuye ligeramente incluso cuando el gas llega a través de la zona 68 exenta de difusión. Tiene lugar una primera onda de presión de compresión cerca del extremo de admisión 70, ya en la zona 68 exenta de difusión y radialmente hacia dentro del extremo de admisión 70, ya en el canal de difusor 40 radialmente hacia fuera del extremo de admisión 70. El punto exacto en el cual aparece la onda de presión varía con las condiciones de trabajo del compresor y, en especial, con la presión estática en la salida. Co

mo la presión estática decrece en la salida, la onda de presión tiende a moverse radialmente hacia fuera al extremo de admisión de los canales de difusor 28. Cuando la presión estática es demasiado baja, se forma una onda de presión secundaria, con lo cual la potencia disminuye considerablemente. La onda de presión secundaria se mueve radialmente hacia fuera a través de la segunda parte cónica 78 si la presión estática de salida sigue disminuyendo. En las condiciones de trabajo preferidas, la segunda onda de presión puede evitarse, teniendo lugar la primera onda de presión cerca del extremo de admisión 70. Los gases en el extremo de admisión del plano de presión de compresión tienen, con preferencia, una velocidad con un número de Mach de 1,5 aproximadamente, ascendiendo el número de Mach en el ejemplo de realización que hemos descrito en lo que antecede a 1,35 aproximadamente. Cuando el número de Mach en el lado de admisión sube más allá de 1,7 aproximadamente, se comprobó un considerable descenso en la eficacia de la onda de presión.

En las condiciones preferidas de funcionamiento, tiene lugar una difusión a nivel subsónico en la zona de la segunda parte cónica 78 y en la zona de la tercera parte cónica 82. Como la velocidad del

gas en el lado de salida de la primera onda de presión está sustancialmente por bajo de Mach 1, pueden evitarse las pérdidas por viscosidad en la capa límite que se producen al pasar por canales de difusor subsónicos con velocidades cercanas a Mach 1, reduciéndose de modo importante la energía cinética del gas, no recuperable de nuevo, después de una relación de difusión de 5:1 de conservación de la presión máxima. En el caso de que debe aparecer una segunda onda de presión en la segunda parte cónica 78, se produce en flujo descendente una difusión subsónica. La longitud necesaria de los canales de difusor 28 se reduce sustancialmente gracias a la considerable reducción de velocidad y al aumento de la presión que aparece en la onda de presión relativamente corta, pudiendo disminuirse la periferia exterior 26 del cuerpo anular de la rueda directriz, 12, por el empleo del pequeño ángulo θ y por la disposición curva de los canales de difusor con sección transversal circular. Todas estas posibilidades dan un canal de difusor con una longitud arqueada efectiva sobre el eje longitudinal L de 92,68 mm, que se halla a una distancia radial de 69,03 mm sobre la línea central del canal de difusor con respecto al eje de giro 30. El cuerpo 12 de la rueda directriz puede de este modo hacerse más estrecho y más

compacto, con lo cual pueden disminuirse las dimensiones de la turbina de gas de un modo considerable.

5

REIVINDICACIONES

10

Los puntos de invención propia y nueva, que se presentan para que sean objeto de esta solicitud de Patente de Invención en España, por VEINTE años, son los que se recogen en las reivindicaciones siguientes:

15

1ª.- Perfeccionamientos introducidos en un difusor para uso con un compresor centrífugo, que incluye un anillo con una circunferencia interior para disposición concéntrica alrededor de la periferia del compresor centrífugo y con canales de difusión cada uno de los cuales tiene una parte exterior que tiene una superficie de sección transversal que aumenta cada vez más a medida que crece la distancia desde la circunferencia interior, caracterizados porque cada canal

20

25

aumenta en área de sección transversal cada vez más desde su entrada a su salida.

5 2ª.- Perfeccionamientos según la reivindicación 1ª, particularmente perfeccionamientos introducidos en un difusor para compresores con una rueda directriz dispuesta concéntricamente a un rodete del compresor y que tiene canales de difusor que se ensanchan desde la periferia interior hacia fuera, discurrendo en forma curva la parte exterior de cada canal de difusor, caracterizados porque la parte restante del canal del difusor está también curvada.

10 3ª.- Perfeccionamientos según la reivindicación 2ª, caracterizados porque las partes de cada canal de difusor tienen un eje longitudinal que está formado por una espiral logarítmica.

15 4ª.- Perfeccionamientos según la reivindicación 3ª, caracterizados porque el eje longitudinal de los canales de difusor está situado en un plano común.

20 5ª.- Perfeccionamientos según las reivindicaciones 3ª o 4ª, caracterizados porque a cada canal de difusor le está asociada una tangente al eje longitudinal, que corta a una tangente al diámetro interior de la rueda directriz en un punto de referencia bajo un ángulo de unos 15º, siendo el punto de referencia el

25

punto de intersección del eje longitudinal de cada canal de difusor con el diámetro interior.

5 6ª.- Perfeccionamientos según una o más de las reivindicaciones 2ª a 5ª, caracterizados porque la parte restante del canal de difusor tiene un diámetro que aumenta en medida más ligera que el de la parte exterior.

10 7ª.- Perfeccionamientos según la reivindicación 6ª, caracterizados porque el diámetro de cada canal de difusor corresponde a la relación $D = 1/2 K_1 L^2 + K_2$, siendo D el diámetro del difusor, L la longitud del canal de difusor medida a lo largo del eje longitudinal desde el extremo de admisión, K_1 una constante y K_2 el diámetro del difusor en el extremo de admisión.

15 8ª.- Perfeccionamientos según la reivindicación 7ª, caracterizados porque K_1 asciende aproximadamente a 1,34 mm por 6,45 centímetros cuadrados.

20 9ª.- Perfeccionamientos según la reivindicación 6ª, caracterizados porque la segunda derivada de cada canal de difusor con respecto al eje longitudinal curvado es esencia constante para cada canal de difusor entre un extremo de admisión y un punto sobre el eje longitudinal en el cual la superficie de la sección transversal asciende al quíntuplo de la superficie de la sección transversal en el extremo de admisión.

25

10ª.- Perfeccionamientos según la reivindicación 9ª, caracterizados porque la segunda derivada asciende aproximadamente a 0,35 mm por 6,45 centímetros cuadrados.

5
11ª.- Perfeccionamientos según una o más de las reivindicaciones 2ª a 10ª, con un rodete de compresor, caracterizados porque el diámetro máximo de la región exenta de difusor entre el diámetro exterior del rodete y el extremo de admisión de los canales de difusor asciende a no más de 1,05 veces al diámetro de la periferia interior de la rueda directriz.

15
12ª.- Perfeccionamientos según una o más de las reivindicaciones 2ª a 11ª, con un rodete de compresor, caracterizados porque el diámetro máximo de la región exenta de difusor entre el diámetro exterior del rodete y el extremo de admisión de los canales de difusor asciende a no más de 1,06 veces el diámetro exterior del rodete.

20
13ª.- Perfeccionamientos según la reivindicación 2ª, caracterizados porque los canales de difusor tienen una superficie de sección transversal que aumenta de modo constante desde el extremo de admisión hasta el extremo de salida.

25
14ª.- Perfeccionamientos según la reivindicación 1ª, introducidos en un difusor en el cual ca-

da canal tiene sección circular.

5 15ª.- Perfeccionamientos según las reivindicaciones 3ª, 5ª, 7ª, a 11ª y 14ª, introducidos en un difusor en el cual el eje longitudinal tiene un radio mayor que el radio de la circunferencia exterior del difusor.

16ª.- Perfeccionamientos según la reivindicación 15ª, en un difusor en el cual dicho radio es de 38₁ mm.

10 17ª.- Perfeccionamientos según la reivindicación 10ª, en un difusor en el cual cada canal tiene una parte interior y una parte exterior realizándose el aumento de la superficie de sección transversal de la parte interior a un primer régimen creciente y realizándose el aumento de la superficie de la sección transversal de la parte exterior a un segundo régimen creciente, y siendo el segundo régimen mayor que el primero.

15 18ª.- Perfeccionamientos según cualquiera de las reivindicaciones 1ª a 17ª, en combinación con un compresor en el cual el compresor está dispuesto para tener una salida del gas desde él a velocidades supersónicas y las entradas a los canales de difusión están situadas suficientemente cerca de la periferia del rodete del compresor para que ocurran ondas de presión junto a las entradas a los canales en condiciones de trabajo nor-

20

25

males.

19ª.- Perfeccionamientos según la reivin-
dicación 18ª, en los cuales el rotor del compresor tie-
ne una circunferencia exterior que tiene 152,4 mm de diá-
metro, el difusor tiene una circunferencia exterior de no
5 más de 304,8 mm y el número de canales de difusión está
entre 20 y 24.

20ª.- Perfeccionamientos introducidos en
un difusor para uso con un compresor centrífugo.

10 Tal y como se ha descrito en la Memoria
que antecede, representado en los dibujos que se acom-
pañan y con los fines que se han especificado.

Esta Memoria consta de veintidos hojas es-
critas a máquina por una sola cara.

15

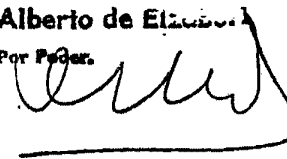
MADRID,

09.OCT.1975

P.A.

Alberio de Elizola

Por Poder.



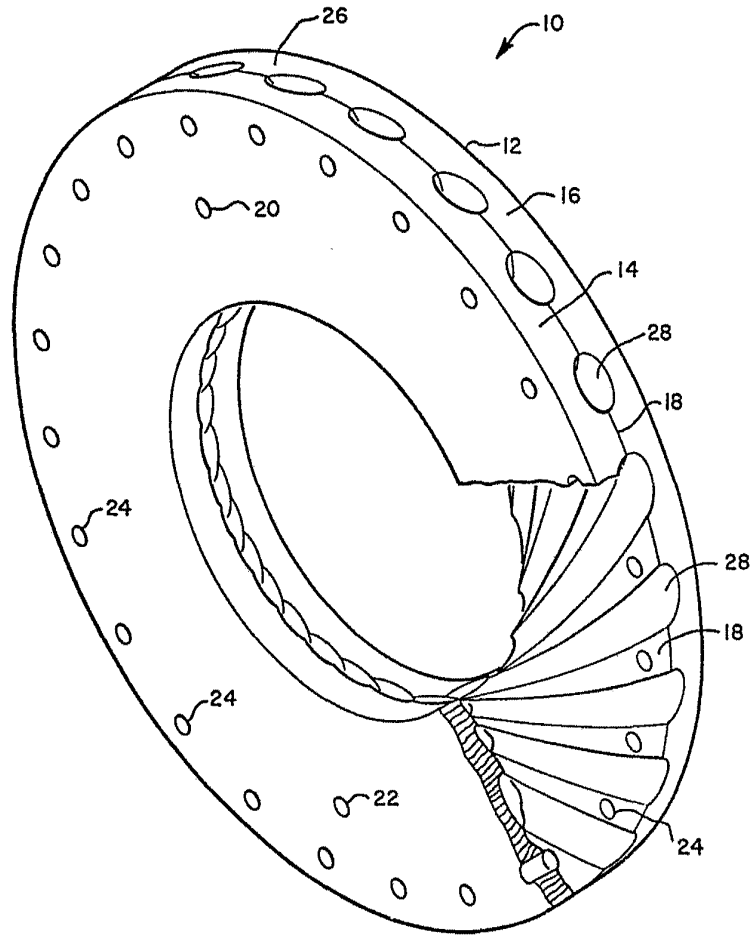


FIG. 1

Alberto de E...
Per Poder...

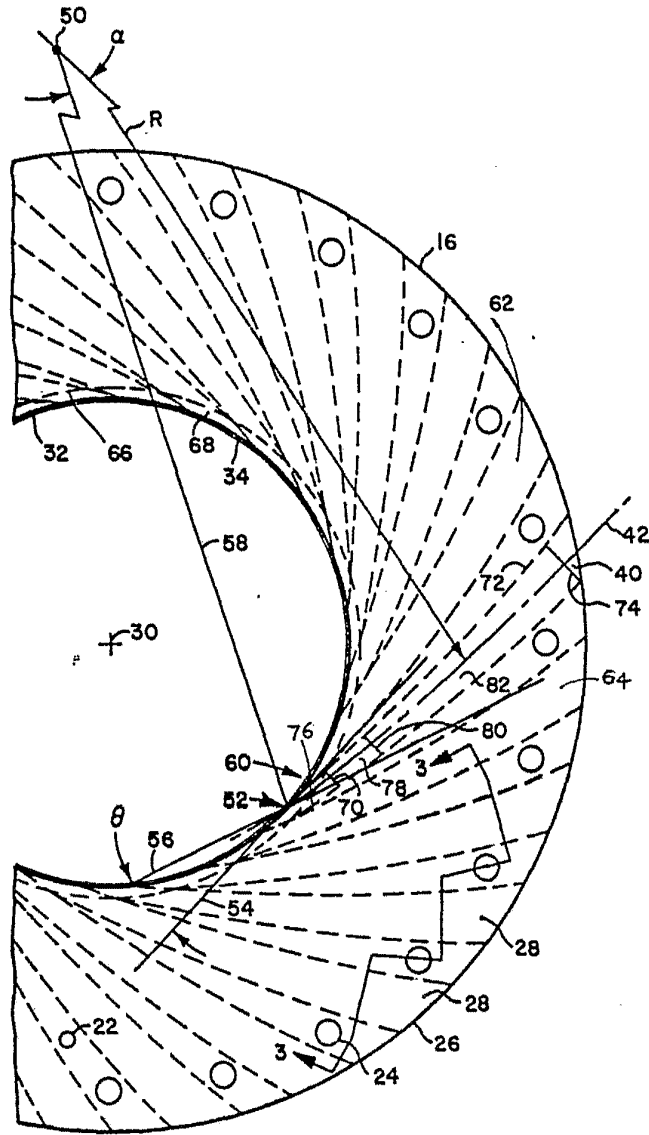


FIGURA 2

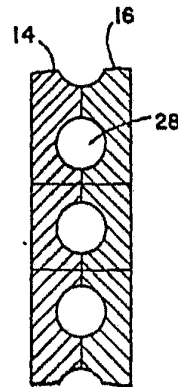


FIGURA 3

Alberto de *[Signature]*
for Deere