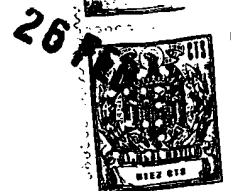


04178



195737

P.- 47.449

2)

Abgasturbolader"

Int. Cl. <sup>2</sup>	F02B
	F04C

Rehecha I

MEMORIA DESCRIPTIVA

para solicitar MODELO DE UTILIDAD por VEINTE años

a nombre de AKTIENGESELLSCHAFT KÜHNLE, KOPP & KAUSCH

entidad alemana

con domicilio en Friedrich-Ebert-Strasse 16, Frankenthal, República Federal Alemana

por:

" UN DISPOSITIVO TURBOCOMPRESOR ACCIONADO POR GASES DE ESCAPE PARA USO EN RELACIÓN CON MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA "

(Clase Internacional F04c F02b)

-----

071170

195737

20.12.57



5 La presente invención se refiere a un turbo-  
compresor o turbosoplante (en adelante agrupados bajo  
la denominación genérica de turbocompresor) accionado  
por gases de escape, para uso en conexión con motores  
de combustión interna, en el cual hay un rodete de tur-  
bina y un rodete de compresor operativamente conecta-  
dos, de preferencia por medio de un árbol o eje común  
sw accionamiento.

10 Los turbocompresores ya conocidos, accionados  
por gases de escape, para motores de combustión interna,  
se ajustan a un promedio de energía por unidad de tiem-  
po de los gases de escape que emanan de los cilindros  
respectivos de un motor de combustión interna.

15 Con potencias de salida relativamente bajas,  
y cantidades de gases de escape correspondientemente  
pequeñas, la turbina del turbocompresor se proyecta co-  
mo "turbina centrípeta", recorrida por los gases en sen-  
tido radial de fuera a dentro de la rueda de paletas o  
rodete de la turbina, de cuya parte interior salen es-  
tos gases en sentido axial. Ahora bien, estas turbinas  
centrípetas no se adaptan a una alimentación de energía  
que cambia o varía mucho periódicamente, a fin de lograr  
un óptimo empleo de las mismas. La forma del rodete, y  
en particular la de sus álabes o paletas, así como los  
del rodete de compresor, está proyectada y desarrollada

20  
25

10-r-74

195737

25 FEB.



con arreglo a ciertos puntos de vista que sólo tienen en cuenta las turbinas a las cuales se les introducen y administran gases de energía constante.

5 Los rodetes de compresor de los turbocompresores de gas de este género ya conocidos se proyectan en general como rodetes radiales cuyo diámetro, con arreglo a la técnica ya conocida, ha de ser en todo lo posible igual al diámetro del rodete de la turbina.

10 Por todo ello, es objeto de la invención habilitar medios que superen las desventajas de las formas de construcción hasta ahora conocidas y mejoren considerablemente el proyecto y construcción de los turbocompresores, de manera que se tengan en cuenta las variaciones de la energía de alimentación, así como su utilización, a los fines de obtener un mayor rendimiento durante el funcionamiento de estos cilindros de motor.

20 Además de estas consideraciones y de las ventajas resultantes, el turbocompresor de la invención será más ligero de peso y más pequeño que los de tipo o estructura ya conocidos. La reducción de peso tiene además la ventaja de que se emplean menores cantidades de costoso material de construcción, de manera que el turbocompresor alimentado por gases de escape conforme a la invención es más económico y menos costoso de fa-

195737

28



bricar que los grupos de este tipo alimentados por gases de escape.

Se conocen ya turbocompresores para mejorar el rendimiento de los motores de combustión interna accionados por émbolo, en los que los rodets de turbina y de compresor están dispuestos en un eje común; pero queda aún por resolver el problema planteado al hablar de esta invención, es decir, el de que el rodete de la turbina ha de ser recorrido por los gases diagonalmente desde el exterior hasta su parte interna, de modo que los bordes de entrada o ataque de los álabes del rodete de turbina, proyectados en planos meridianos, se extienden en esencia perpendicularmente a la dirección de la corriente de gases entrante proyectada en el mismo plano meridiano y, además, el de que las secciones rectas de los álabes del rodete de turbina han de estar radialmente dispuestos en planos de sección normales al eje. Los álabes del rodete de turbina forman en el borde de ataque, un ángulo de entrada de menos de 90°, mientras la envolvente de la turbina está ideada y construida como caja o envolvente en voluta o espiral de una sola corriente de circulación o flujo, que admite el fluido o medio previsto, dándole entrada en el rodete de la turbina en toda su superficie circunferencial, y en esa parte de entrada se unen por lo

3-11-73

195737

26 FEB. 1974



menos dos tuberías de gases de escape que vienen de  
los cilindros del motor de combustión interna, de tal  
manera que la sección recta de admisión en un borde  
de guía en forma de lengüeta de la envolvente en volu  
5 ta de un solo paso de corriente es sólo ligeramente  
mayor que la sección recta en la extremidad de salida  
o descarga de las tuberías de gases de escape indivi-  
duales.

Estos y otros objetos y ventajas se irán  
10 desprendiendo de la previsión de medios que permitan  
obtener un turbocompresor alimentado por gases de esca  
pe muy económico, que es de dimensiones reducidas y no  
ocupa un espacio considerable.

Los diversos rasgos característicos constitu  
15 tivos de novedad que caracterizan la invención se seña  
lan particularmente en las reivindicaciones anejas a  
esta exposición descriptiva y que forman parte de ella.  
Para mejor comprender la invención, sus ventajas operan  
tes y los objetos específicos alcanzados por su uso,  
20 ha de hacerse referencia a los dibujos adjuntos y a la  
descripción que sigue, en los cuales se ilustra una for  
ma preferida de ejecución del presente invento.

En los dibujos:

- la figura 1 es un corte axil de un turbo-  
compresor alimentado por gases de escape, realizado

10-1-74



conforme a la invención;

- la figura 2 ilustra, en un diagrama de presiones, las condiciones de los gases de escape que llegan a la turbina, en función del ángulo del cigüeñal;

5

- la figura 3 es una representación esquemática de la parte de admisión o entrada de un juego de álabes de una turbina de flujo radial ya conocida, y su diagrama vectorial de velocidades asociado;

10

- la figura 4 ilustra esquemáticamente cómo el rendimiento depende de la característica de una turbina de flujo radial como la de la figura 3;

15

- la figura 5 es una representación esquemática de la parte de admisión de un juego de álabes para una turbina de flujo diagonal conforme al presente invento, así como el diagrama vectorial de velocidades asociado a la misma.

20

- la figura 6 muestra, en un diagrama, cómo su rendimiento depende de un coeficiente de velocidad de un turbocompresor alimentado por gases de escape como el de la figura 5;

- la figura 7 ilustra una sección tomada por las líneas 7-7 de la figura 1;

- la figura 8 es una sección tomada por la línea 8-8 de la figura 7;

25

- la figura 9 ilustra, a escala ampliada, un

10-1-74

105737

25



detalle de la parte izquierda de la figura 1, a la cual se hace referencia en la descripción;

- la figura 10 ilustra un diagrama vectorial de velocidades derivado de la figura 9; y

5 - la figura 11 ilustra en desarrollo una parte del rodete de álabes de la figura 9.

Con referencia ahora más concretamente a los dibujos y, en particular, a la figura 1, se describe un rodete de turbina 1 con álabes 2. La línea de trazo y punto 3 indica la trayectoria de una línea central o eje de flujo de circulación filamentario (proyectado circularmente en el corte axial de la fig. 1). La admisión de gases al rodete de turbina 1 se produce diagonalmente, según la dirección 36. El paso del flujo tiene lugar igualmente en dirección esencialmente diagonal a la sección meridiana representada.

El rodete de turbina 1 sobresale, por el borde de entrada del álabe 4, en una magnitud  $L$  en dirección al cojinete 14, respecto a la pared posterior 5 de dicho rodete, de modo que la longitud  $L$  del rodete es extremadamente pequeña en la dirección del eje geométrico, y el centro de gravedad del rodete 2 está desplazado hacia el cojinete 14 del árbol 15. Esta disposición mejora la suavidad de marcha del turbocompresor.

0-11-73

37



El rodete de turbina resulta así más ligero de peso y, por tanto, menos costoso, debido al elevado precio del material resistente a altas temperaturas que en él se emplea.

5

El borde de entrada 4 del rodete está inclinado en un ángulo  $\beta_3$  respecto a la dirección del eje geométrico de rotación. Esto tiene por efecto lo siguiente:

10

1) que el diámetro medio D1 en el borde de entrada 4 se conserva más pequeño que el diámetro máximo D2 en el borde de salida 16; y además

15

2) que la longitud L del rodete se reduce en la diferencia entre la longitud del borde de entrada 4, y su proyección en el eje geométrico, de manera que se ahorrará material.

20

Si se dispone de mucha energía en la admisión a la turbina, es decir, si es grande el gradiente de presión en la turbina y si pasa o circula por la turbina gran cantidad de los gases de escape, la velocidad con que salen los gases de los álabes 2 es muy alta.

25

Es preciso dejar que estas velocidades de salida sean altas, para que los diámetros de rodete sean muy pequeños y, por tanto, los rodetes de turbina sean menos costosos. La componente circunferencial de esta gran velocidad de salida puede utilizarse en un difusor radial 6.

10-1-74



Recuperando una parte de la velocidad de salida, se obtiene una presión inferior a la atmosférica en el espacio comprendido entre el borde de salida 16 y la tapa de cierre 9.

5 El diámetro exterior D2 del borde de salida 16 del rodete de turbina 1 es el diámetro máximo del rodete 1. Esto tiene la ventaja de que la caja 7 en voluta, si es necesario en unión de la caja en voluta de descarga que define un difusor radial 6, pueden conectarse rígidamente o bien de manera difícilmente desmontable con la caja 8 del cojinete, e incluso hacerse de una misma pieza con ella. No obstante, el rodete de turbina 1 puede desmontarse en la dirección que va hacia el costado derecho. La tapa 9 puede mantenerse relativamente pequeña. En ciertas circunstancias, el rodete 1 puede retirarse también por una brida de tubo de escape corta y centrada (que no se representa).

15 En el rodete de turbina 1 recorrido transversalmente, conforme a la invención, el diámetro medio D1 es menor que el diámetro exterior (diámetro máximo) D2 del borde de salida 16. Ello se debe al hecho (señalado más arriba) de que el borde de entrada 4 está oblicuamente cortado formando un ángulo  $\beta_3$ . Esto tiene la ventaja de que, a igual área de sección recta 25 de la caja 7 en voluta, el radio  $R_s$  del centro de gravedad

07:78

195737

26



de ésta área de sección recta 25 disminuye. La caja en voluta 7, pues, se conserva más pequeña y de construcción más económica.

5 La parte izquierda de la figura 1 muestra el rodete de compresor 37 con álabes 12 para un flujo de circulación transversal de aire desde el interior hacia el borde periférico 13 o el exterior (de dentro a fuera). El diámetro medio  $D_{12}$  del borde de salida 13 de los álabes 12 no ha de ser mayor del 88% del diámetro exterior (máximo)  $D_2$  del borde de salida 16 del rodete de 10 turbina 1.

El rodete de compresor 37, como se indica en el dibujo, es recorrido por el aire diagonalmente, esto es, se alimenta en sentido axial, teniendo lugar el flujo de salida entre el borde 26 y el borde de salida 13 15 en la dirección diagonal 38. El borde de salida 13 está inclinado en un ángulo  $\alpha$  respecto a la dirección del eje geométrico de rotación de modo que se extiende perpendicularmente a la dirección 38 del flujo de aire que sale o escapa. 20

Con arreglo a la figura 1, el diámetro máximo (el exterior)  $D_{11}$  del borde de entrada 26 de los álabes 12 del rodete de compresor 37 es también mayor que el diámetro medio  $D_{12}$  del borde de salida 13. Esto tiene 25 la ventaja, ya señalada, de que el diámetro máximo (el exterior)  $D_2$  del borde de salida 16 del rodete de tur-

10-1-74



bina es mayor que el diámetro medio  $D_1$  del borde de entrada 4.

La figura 2 representa la presión  $P$  delante de la turbina, en función del ángulo del cigüeñal (de 630° a 188°) de uno de los cilindros del motor de combinación conectado al turbocompresor accionado por gases de escape. Cada cilindro individual de una carrera de presión con una máxima y un mínimo periódicamente recurrentes. El recorrido de la presión en su totalidad, por delante de la turbina, se obtiene mediante superposiciones de estas curvas de presión presentes en los cilindros individuales. El recorrido de la curva puede aproximarse por medio de una curva escalonada, de escalones designados con A, B, C y D, El punto muerto superior se designa con OT y el inferior con UT.

Basándose en la alimentación de energía periódicamente variable de la figura 2, se compara la utilización del suministro de energía tanto para una cascada de álabes ya conocida (figuras 3 y 4), como para una cascada de álabes conforme a este invento (figuras 5 y 6).

La figura 3 representa esquemáticamente, en la parte inferior, la parte de entrada o admisión de la cascada de álabes de una turbina usual de flujo radial (turbina centrípeta). En la parte superior de la



figura 3 se representa el diagrama vectorial de velocidades en el borde de entrada de los álabes, para dos presiones distintas predominantes delante de la turbina: es decir, para los valores A y C. Con arreglo a la figura 2, C es la presión media. La turbina de flujo radial ya conocida está construída de acuerdo con esta presión media C.

Con esta diferencia media C, se obtiene una velocidad de paso de gases  $C_{1C}$ , teniendo en cuenta la velocidad circunferencial  $U_1$  del borde de entrada del álabes, de modo que se obtiene una velocidad relativa  $W_{1C}$ , que tiene la dirección de la parte de entrada o admisión de los álabes (es decir, un ángulo de entrada o admisión  $\beta_1$  de  $90^\circ$ ). La entrada del flujo de gases tangencialmente a la parte de admisión de los álabes, asociada al valor medio C de la presión, tiene por resultado que no hay impulso transitorio de entrada, de modo que puede producirse un flujo ordenado de circulación entre los álabes. Por consiguiente, la presión media C para el máximo rendimiento, se halla en la curva de rendimiento asociado de la figura 4, que indica el rendimiento K por encima del coeficiente  $U_1/c_0$ , donde  $U_1$  es la velocidad circunferencial del rodete de turbina en su diámetro exterior, y  $c_0$  la velocidad absoluta teórica de acercamiento o aproximación del rodete, correspondiente a la diferencia de presiones.

10-1-73

195737

26 FEB



La presión máxima A, en cambio, se halla en esta curva a un nivel de rendimiento muy inferior. En la parte superior de la figura 3, la velocidad absoluta de los gases para esta presión máxima A se designa con el símbolo  $C_{1A}$ . Teniendo en cuenta que no cambia la velocidad circunferencial  $U_1$ , se obtiene una velocidad relativa  $W_{1A}$ . Como esta velocidad relativa  $W_{1A}$  forma un ángulo con la tangente al álabe, aparece un transitorio de admisión, de modo que no es posible que se produzca un flujo ordenado entre los álabes de la turbina. Esta es la razón principal por la que la etapa de máxima energía A sólo puede usarse con bajo rendimiento, en las turbinas ya conocidas.

Por la figura 4 puede colegirse otra razón para que el rendimiento K de las turbinas de gases de escape ya conocidas sea bajo: el rendimiento K de las turbinas de gases de escape depende del coeficiente  $U_1/c_0$ . Por ser relativamente bajo el valor del coeficiente  $U_1/c_0$  en la etapa A de presiones más altas, el rendimiento total de las turbinas de gases de escape ya conocidas es relativamente bajo.

La presente invención tiende, por consiguiente, a mejorar el rendimiento de energía del turbocompresor.

Como el ángulo de admisión  $\beta_1$ , con arreglo a la figura 5, es menor de  $90^\circ$  conforme a la invención

195737

26



(y preferiblemente de  $45^\circ$  a  $70^\circ$ ), los álabes 2 del rodete de turbina están inclinados en su parte de entrada o admisión  $2_a$  de tal modo que este ángulo de inclinación es igual al ángulo  $\beta_1$  de la velocidad relativa  $W_{1A}$  en el instante de la llegada del choque de energía (correspondiente a la etapa A de más alta presión). Además, la velocidad circunferencial  $U_1$  en el borde de entrada del álabe es, conforme a la invención, mayor que la velocidad circunferencial  $U_1$  correspondiente de un rodete radial ya conocido como el de la figura 3.

Esto dá por resultado, conforme a la figura 6, que ilustra en correspondencia con la figura 4 el rendimiento K en función del coeficiente  $U_1/c_o$ , que la etapa A de más alta presión está dentro del ámbito del rendimiento máximo.

Además, conforme a la invención, el borde de entrada  $2_a$  de cada álabe 2 se le da un perfil aerodinámico. Como consecuencia de ello, el nivel de rendimiento K sigue siendo muy alto, aún con pequeñas desviaciones del ángulo de entrada o admisión respecto al ángulo ideal de admisión  $\beta_1$ , en relación con la velocidad relativa W. En la curva de rendimientos de la figura 6, como puede verse, se pone de manifiesto que el máximo grado de rendimiento del rodete, conforme a la invención, es mucho más amplio que el máximo del grado

10-1-74

195737

26 FEB



de rendimiento K de una forma de ejecución de rodete radial ya conocida, como la de la figura 3.

5 Conforme a la invención, los álabes 2 son curvos en el intervalo de sus bordes de entrada 4 en secciones de cilindro, y están cortados o rebajados (ángulo  $\beta_3$ ) de manera que el borde de entrada 4, en el plano meridiano, es sensiblemente perpendicular a la velocidad relativa  $W_1$  (dirección 36). Por consiguiente, las secciones rectas de álabe pueden disponerse radialmente en unos planos de sección perpendiculares al eje geométrico, aunque el ángulo de entrada  $\beta_1$  sea menor de  $90^\circ$ .

10 En los rodetes de álabes de caracter radial (como los de las turbinas centrípetas arriba mencionadas), las secciones rectas de álabe no pueden disponerse radialmente en planos de sección perpendiculares al eje con ángulos de entrada menores de  $90^\circ$ ; esta disposición radial tiene ciertas ventajas en relación con la resistencia mecánica del rodete que, por otra parte, sólo pueden obtenerse con un rodete radial que tenga los bordes de entrada de álabe en ángulo recto.

15 La figura 7 ilustra una sección tomada por la línea 7-7, de la mitad derecha de la turbina de la figura 1. En la figura 7 se representa sólo el radio medio  $r_1$  del rodete 1, que es igual a la mitad del diámetro

10-1-74



1951

metro D1 indicado en la figura 1.

La figura 8 representa un corte por la línea 8-8 de la figura 7.

5 En la forma de realización de las figuras 7 y 8 se supone que del motor vienen dos tuberías 40 y 41 de gases de escape, que en la envolvente de admisión de la turbina, diseñada como caja en voluta o espiral 7, se van a combinar de manera que exista una favorabilísima utilización de la energía intermitentemente pulsante, a saber:

- 10 a) una combinación de los flujos de escape, en general justamente delante de la turbina, a fin de conducir el choque o impacto con toda su fuerza a la turbina; y
- 15 b) una admisión en toda la circunferencia de la turbina, para obtener el rendimiento óptimo.

A este fin, la envolvente de admisión de la turbina está diseñada en forma de caja en voluta 7 de un solo flujo. La figura 8 indica cómo las secciones rectas  $F_p$  de las dos tuberías de gas 40 y 41, separadas por el tabique 40a pasan formando la sección recta de alimentación  $F_{sp}$  de la caja en voluta 7 de un solo flujo, por el borde de guía 30 a modo de lengüeta. La sección recta de alimentación  $F_{sp}$  en el borde de lengüeta 30 de la caja en voluta 7 de un solo flujo ha de ser

04:17:38

195737

26 FEB



igual a cada una de las secciones rectas  $F_p$  de los dos conductos o tuberías 40 y 41 de gases de escape, de modo que la velocidad  $C_p$  en la sección recta  $F_p$  pase sin variación, esto es, sin que se produzca retardo ni aceleración sustancial alguna, ni cambio alguno sustancial en la dirección, a transformarse en la velocidad  $C_1$  (véase también la figura 5) en la sección recta de alimentación  $F_{sp}$  de la caja en voluta 7. En la práctica, por razones de construcción, resultó factible hacer  $F_{sp}$  de cinco a quince veces mayor que  $F_p$ ; ahora bien, no deben sobrepasarse estos valores. La velocidad  $C_p$  de los gases de escape en el interior de la tubería de gases de escape 40 o 41 debe ser tan alta que los gases de escape procedentes de una de las tuberías, la que justamente lleve un impacto o choque de presión de gas en un momento dado, no puedan pasar a la otra tubería de gases.

La distancia más pequeña  $r_0$  desde el eje de rotación, en la dirección del flujo gaseoso que entra con la velocidad  $C_p$ , ha de ser a lo sumo igual a un valor de 1,0 a 1,4 veces el radio medio  $r_1$  del rodete, a fin de evitar que haya mayores variaciones de velocidad en el flujo de gases de escape, hasta que entra en el rodete 1.

La figura 9 muestra un detalle de la parte

195737

26 FEB.



195737

izquierda de la figura 1 y, por tanto, del rodete de compresor. Este rodete de compresor 37 lleva unos álabes 12 con el borde de salida 13 cortado en bisel u oblicuamente ( $\beta_4$ ). La figura 10 muestra un diagrama vectorial de velocidades en el punto E del borde de salida 13. Con  $U_2$  se designa la velocidad circunferencial en el punto E;  $C_2$  es la velocidad absoluta de salida del aire, y  $W_2$  la velocidad relativa del aire saliente. Es fácil darse cuenta de que el ángulo de salida  $\alpha_2$ , conforme a la invención, es menor de  $90^\circ$ ; es decir, los álabes están inclinados hacia la parte posterior en el borde de salida 13, y contra la dirección circunferencial. Los álabes de compresor inclinados hacia atrás en la salida ( $\beta_2$  menor que  $90^\circ$ ) tienen la ventaja de que la presión de carga depende menos de la capacidad, que cuando los álabes tienen extremidades de terminación radiales.

Por razones de robustez, los álabes del rodete de compresor 37 están diseñados de manera que las secciones rectas de álabes estén dispuestas radialmente en planos seccionales perpendiculares al eje geométrico. De cómo esto es posible en el rodete de compresor recorrido diagonalmente conforme a la invención, en contraste con los rodetes radiales de tipo usual, aún siendo  $\beta_2$  menor que  $90^\circ$ , se dará una explicación basa-

10-1-74

195737

26



da en las figuras 9, 10 y 11, de las cuales la figura 11 ilustra una parte de la circunferencia del rodete de la figura 9 en forma desarrollada.

5 El punto E es el del borde de salida 13 en la raíz 42 de un álabe. En la sección meridiana vista en la figura 9, la componente  $W_{2m}$  de la velocidad relativa de salida del aire aparece en este punto E. El diagrama vectorial de velocidades representado en la figura 10 se hizo girar en torno a  $W_{2m}$  hasta el plano en el que la velocidad  $W_2$ , con la que el aire sale del rodete de compresor (velocidad relativa), aparece en su tamaño correcto. La velocidad absoluta de salida  $C_2$  y la velocidad circunferencial  $U_2$  en el punto E, así como los ángulos, aparecen también en la figura 10 en su verdadera dimensión. Se supone que la raíz 42 del álabe es recta, en la sección meridiana representada, entre los puntos E' y C. Por la proyección de E' en el plano del diagrama vectorial de velocidades (figura 10) se obtiene en la figura 10 la dirección de  $W_2$ , es decir, el ángulo  $\beta_2$ , que es menor de  $90^\circ$ . No obstante, el punto F, por ejemplo, está dispuesto radialmente por encima de E', como se ilustra en la figura 11; es decir, las secciones rectas de álabe están dispuestas radialmente en unos planos de sección perpendiculares al eje geométrico.

10

15

20

25

5:1:75

1957/67

26 FEB.



Si bien se ha ilustrado y descrito con detalle una forma específica de realización del invento para ilustrar la aplicación de los principios del mismo, se sobrentiende que la invención puede realizarse de otro modo sin apartarse de tales principios.

La presente solicitud que corresponde a la presentada en República Federal Alemana, con fecha 2 de Mayo de 1970, bajo el número P 2021601.7, reivindicaciones 10, 11, 12, 13, 14 y 15; 18 de Agosto de 1970, Número P 2040901.2, reivindicaciones 1 y 5; 2 de Mayo de 1970, Número P 2021602.8, reivindicaciones 1, 2, 3, 4, 6, 7, 8, 9 y 16, se acoge a los beneficios del artículo 51 del vigente Estatuto sobre Propiedad Industrial.

#### REIVINDICACIONES

Los puntos que como característica de novedad se presentan para que sean objeto de esta solicitud de MODELO DE UTILIDAD en España, por VEINTE años, son los que se recogen en las reivindicaciones siguientes:

1a.- Un dispositivo turbocompresor accionado por gases de escape, para uso en relación con motores

195737

26 FEB



de combustión interna, que tiene rodetes de turbina y de compresor dispuestos en un árbol o eje común, y caracterizado porque dicho rodete de turbina está provisto de álabes de guía estructurados para ser recorridos por los gases diagonalmente desde el exterior del rodete al interior del mismo; teniendo dichos álabes unos bordes de entrada esencialmente inclinados, de modo que el flujo de gases entrante se dirige perpendicularmente a dichos bordes de entrada proyectados en el plano meridiano; estando dispuesta la sección recta de dichos álabes de rodete de turbina radialmente en planos de sección perpendiculares al eje geométrico del rodete; formando dichos álabes del citado rodete de turbina en dicho borde de entrada, un ángulo de admisión menor de 90º con el eje geométrico del rodete; teniendo dicha turbina una envolvente de alojamiento construída en forma de caja en voluta de un solo flujo, para la admisión de los gases al rodete de turbina en toda la superficie circunferencial de éste, a cuya parte de admisión o entrada van conectados por lo menos dos conductos de gas que vienen de los cilindros del motor unidos de tal manera que la sección recta de entrada de dichos conductos en dicha caja en voluta de un solo flujo es sólo ligeramente mayor que cada una de las secciones rectas individuales en las extremidades de dichos conductos de gas.

10-1-74

1957 57



2a.- El dispositivo turbocompresor accionado por gases de escape de la reivindicación 1<sup>a</sup>, caracterizado porque los álabes del rodete de turbina tienen en el borde de entrada un ángulo de admisión comprendido entre

5 45° y 70°.

3a.- El dispositivo turbocompresor accionado por gases de escape de la reivindicación 1 ó la 2, caracterizado porque los bordes de entrada de dichos álabes del rodete de turbina tienen una forma aerodinámica y un perfil aerodinámico.

10

4a.- El dispositivo turbocompresor accionado por gases de escape de la reivindicación 1a o las siguientes, caracterizado porque el diámetro exterior en el borde de salida de cada álabe de dicho rodete de turbina es el diámetro máximo del rodete de turbina.

15

5a.- El dispositivo turbocompresor accionado por gases de escape de la reivindicación 1a ó las siguientes, caracterizado porque la sección recta de entrada o admisión en la entrada de dicha caja en voluta de un solo flujo es de un 5% a un 15% mayor que la sección recta en la extremidad de cada una de las citadas tuberías de gas que vienen de dicho motor.

20

6a.- El dispositivo turbocompresor accionado por gases de escape de la reivindicación 1a ó las siguientes, caracterizado porque la mínima distancia des-

25

195737

26 FEB 1974



de el eje de rotación, en la dirección del flujo gaseoso entrante, es a lo sumo igual a un valor de 1,0 a 1,4 veces el radio medio del rodete en el borde de entrada de dichos álabes del citado rodete de turbina.

5                   7a.- El dispositivo turbocompresor accionado por gases de escape de la reivindicación la ó las siguientes, caracterizado porque las distancias desde el eje de rotación a los centros de gravedad de las secciones rectas de la caja en voluta se mantienen lo más pequeñas posible en todas las secciones meridianas.

10

8a.- El dispositivo turbocompresor accionado por gases de escape de la reivindicación la ó las siguientes, caracterizado por tener un difusor radial que comunica con la salida del rodete de la turbina.

15

9a.- El dispositivo turbocompresor accionado por gases de escape de la reivindicación la ó las siguientes, caracterizado porque la caja en espiral de la turbina y el difusor radial van conectados de manera enteriza con una caja de alojamiento de cojinete.

20

10a.- El dispositivo turbocompresor accionado por gases de escape de la reivindicación la ó las siguientes, caracterizado porque el diámetro medio del rodete, medido en el borde de salida de cada álabe del rodete de compresor, es menor que el 88% del diámetro máximo exterior del álabe del rodete de turbina.

25

195737



11a.- El dispositivo turbocompresor accionado por gases de escape de la reivindicación 10, caracterizado porque el rodete de compresor es recorrido en diagonal, desde el centro a la periferia de dicho rodete.

5 12a.- El dispositivo turbocompresor accionado por gases de escape de la reivindicación 10 ó la 11, caracterizado porque los bordes de salida de los álabes del rodete de compresor, proyectados en planos meridianos, son esencialmente perpendiculares a la dirección del flujo de peso de aire proyectada en los mismos planos meridianos.

10 13a.- El dispositivo turbocompresor accionado por gases de escape de la reivindicación 10 ó las siguientes, caracterizado porque las secciones rectas de los álabes del rodete de compresor están dispuestas radialmente en unos planos de sección perpendiculares al eje geométrico del rodete.

15 14a.- El dispositivo turbocompresor accionado por gases de escape de la reivindicación 10a ó las siguientes, caracterizado porque cada uno de los álabes del rodete de compresor forma en el borde de salida respectivo un ángulo de salida menor de 90°.

20 15a.- El dispositivo turbocompresor accionado por gases de escape de la reivindicación 10a ó las siguientes, caracterizado porque el diámetro medio de sa-

195737

26 FEB.



lida del rodete de compresor es a lo sumo igual al diámetro exterior del borde de admisión o entrada de compresor.

5           16a.- El dispositivo turbocompresor accionado por gases de escape de la reivindicación la ó las siguientes, caracterizado porque cada borde de salida del rodete de compresor y cada borde de entrada del rodete de turbina sobresale más allá de la pared posterior del rodete correspondiente.

10           17a.- Un dispositivo turbocompresor accionado por gases de escape para uso en relación con motores de combustión interna.

15           Tal y como se ha descrito en la Memoria que antecede, representado en el dibujo que se acompaña y para los fines que se han especificado.

Esta Memoria consta de veinticinco hojas escritas a máquina por una sola cara.

Madrid, 26 FEB. 1974

P. A.

Óscar de Zizaola  
P. A.

195737

12

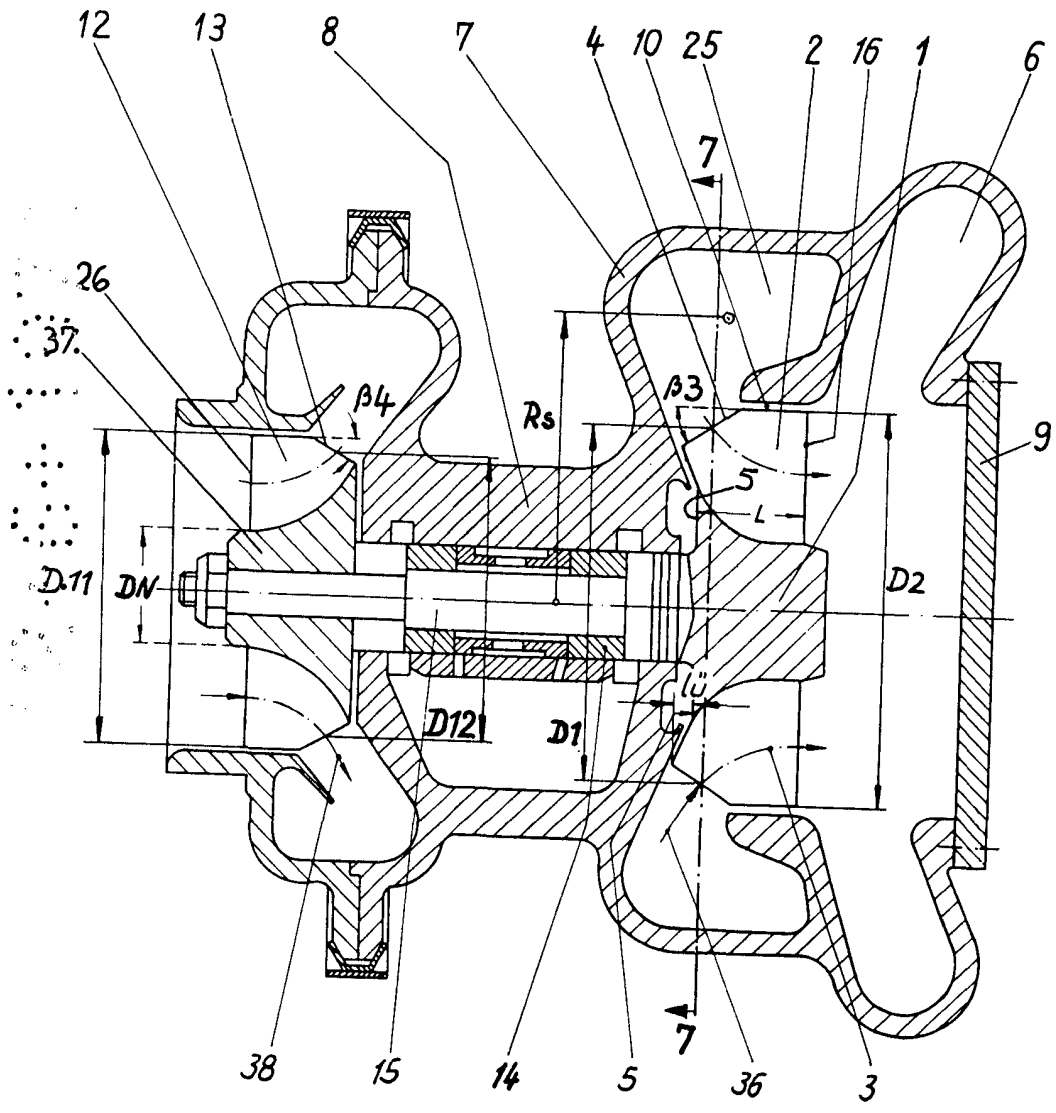
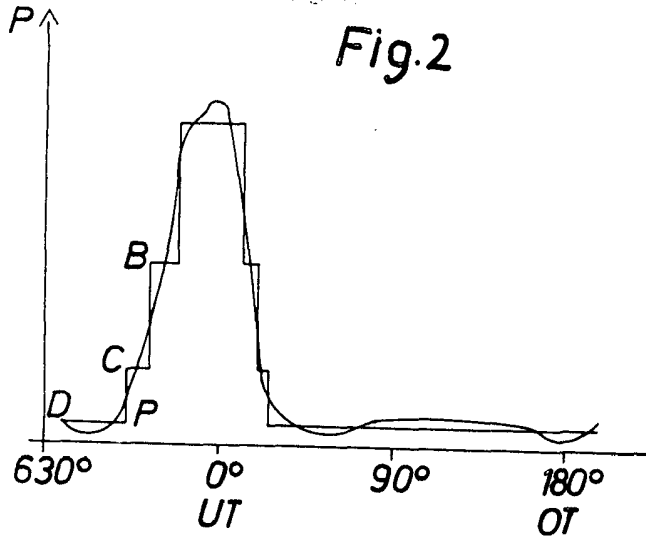


Fig. 1

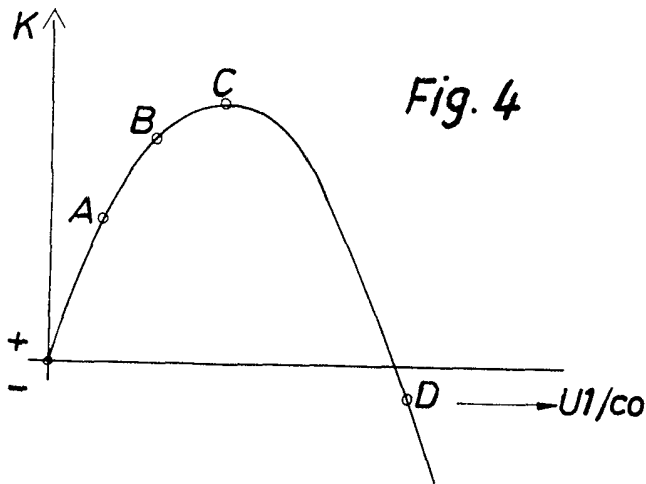
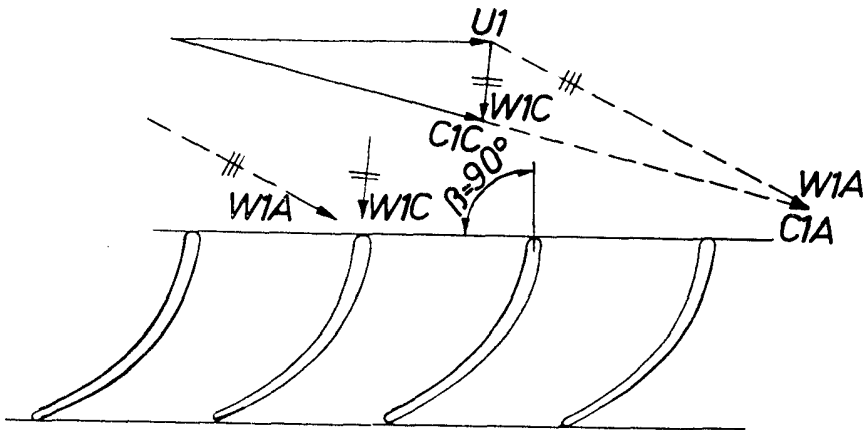
Albert K. Kuhnle  
Pat. Anwalt  
*Albert K. Kuhnle*

1197

12 50



**Fig. 3**



Alberto de Elzaburu  
For Podes

*Handwritten signature*

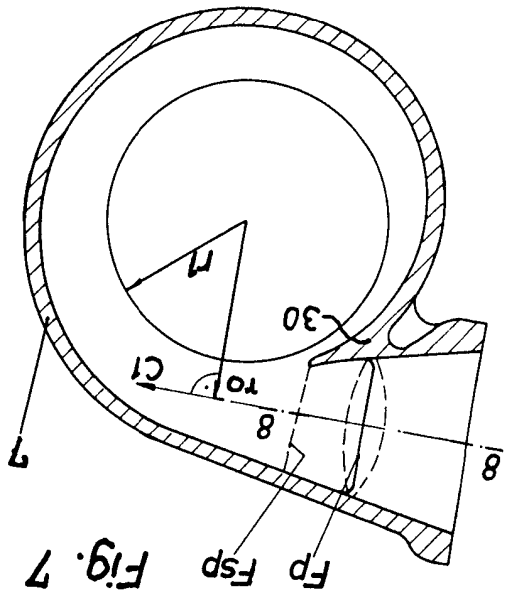


Fig. 7

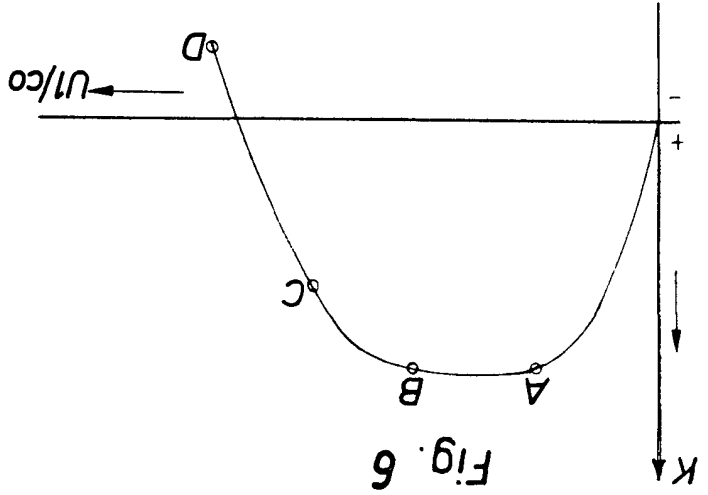


Fig. 6

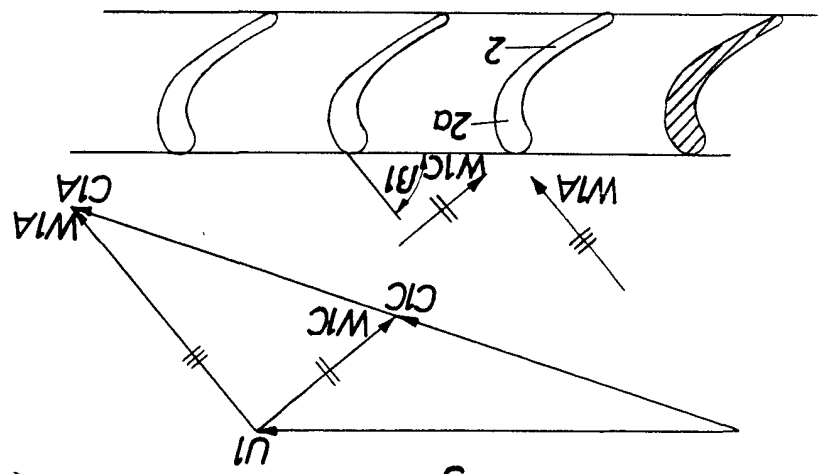
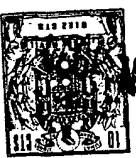


Fig. 5



12 JUN 1953

847449  
III/IV

AKTIENGESELLSCHAFT KUHNLE, KOPF & KAUSCH

12 JUN.

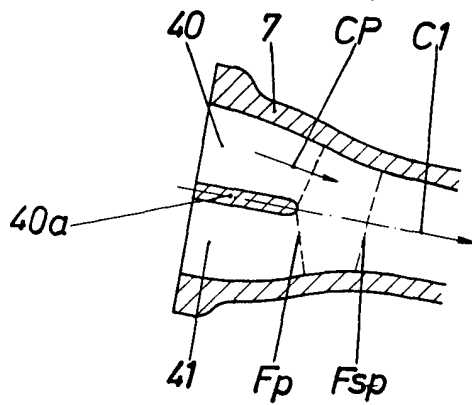


Fig. 8

Fig. 9

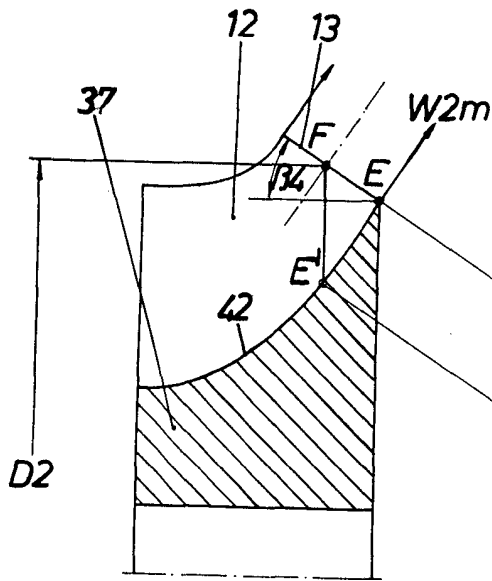


Fig. 10

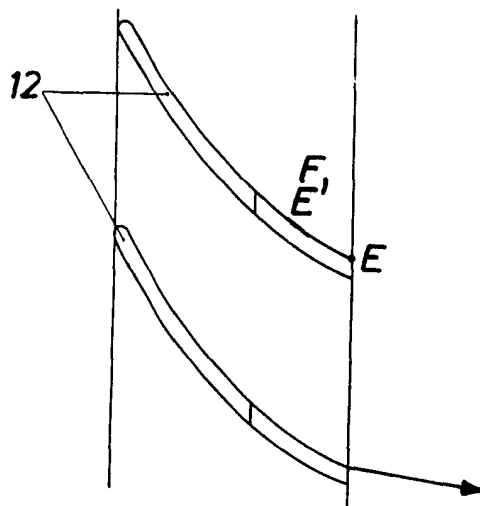
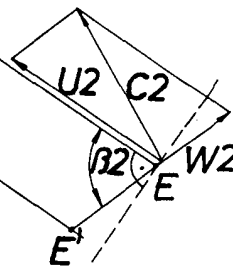


Fig. 11

Alberto de BIZCARRA  
Per Foddy