



ESPAÑA

⑩ ES	⑪ NUMERO 483.641	⑬ A1
	⑫ FECHA DE PRESENTACION 25-8-1979	

**PATENTE DE INVENCION**

Concedido el Registro de acuerdo con los datos que figuran en la presente descripción y según el contenido de la Memoria adjunta.

⑬ PRIORIDADES: ⑭ NUMERO 936.695	⑮ FECHA 25-8-1978	⑯ PAIS EE.UU.
---------------------------------------	----------------------	------------------

CADUCADO

⑰ FECHA DE PUBLICIDAD	⑱ CLASIFICACION INTERNACIONAL F 01 D 5/02	⑳ PATENTE DE LA QUE ES DIVISIONARIA
-----------------------	--	-------------------------------------

⑲ TITULO DE LA INVENCION "UNA TURBOMAQUINA"
--

⑳ SOLICITANTE (S) CUMMINS ENGINE COMPANY, INC. (U.S. 936.695 Case 3390X)
---

DOMICILIO DEL SOLICITANTE 1000 Fifth Street, Columbus, Indiana 47201, EE.UU.
---

㉑ INVENTOR (ES) Patrick F. Flynn, Harold G. Weber y John M. Mulloy
---

㉒ TITULAR (ES)
----------------

㉓ REPRESENTANTE DON ALBERTO DE ELZABURU MARQUEZ (P.-72.822)
--

jga

POOR  
QUALITY

Desde principio de siglo se vienen usando turbomáquinas para aumentar el nivel energético de un fluido en respuesta a una entrada rotatoria, o bien para dar una salida rotatoria mediante extracción de energía de un fluido en movimiento. Esto se consigue dirigiendo una circulación de fluido por una serie de pasajes o canales de circulación de una forma o perfil adecuado. Un objetivo común viene siendo el de lograr una amplia gama o intervalo de variación de caudales de fluido utilizables.

Los intentos del pasado para ampliar el intervalo de trabajo de turbomáquinas del tipo descrito han incluido los de hacer variable la geometría de la sección de entrada y/o la de salida de dicha turbomáquina. Ahora bien, estos intentos tienen la desventaja de un mayor coste y una mayor complejidad, y pueden llegar a funcionar mal. Uno de los intentos de conseguir la ampliación del intervalo de trabajo con geometría fija es el de dar al rodete una curvatura hacia atrás o en retroceso, con álabes inclinados también en retroceso. Este enfoque de proyecto ofrece sólo una limitada ampliación del intervalo a velocidades de rodete comparables, y encima sólo con mayores diámetros de rodete, lo que da por resultado un mayor esfuerzo de fatiga.

El intervalo útil de trabajo de una turbomáquina a una relación de presiones dada (esto es, la presión de salida dividida por la presión de entrada) está limitado por dos fenómenos, conocidos como "estrangulación" ("choke") y "pulsación" ("surge"). La estrangulación limita la cantidad máxima de circulación de masa de fluido (gasto másico) que puede pasar por un compresor dado, y está normalmente producida por el hecho de que el flujo de circulación llega a

alcanzar una velocidad media próxima a la sónica en algún punto del trayecto de circulación por el compresor. La pulsación, por otra parte, limita el gasto másico mínimo estable, de circulación o paso de fluido, que es posible obtener para una relación de presiones dada. El trabajo de la turbomáquina en la condición de pulsación da por resultado un flujo de circulación pulsante, fuertemente inestable.

Dentro del intervalo usual de trabajo para un compresor centrífugo habitual, puede haber una variación de 30% a 40% en el caudal o gasto másico de paso por la máquina para una relación dada de presiones en la turbomáquina. De usarse tal turbomáquina en una aplicación que requiera variaciones de gasto másico a unas relaciones de presiones dadas, el intervalo de trabajo se limita al comprendido entre la estrangulación y la pulsación. Por ejemplo, cuando tal turbomáquina se use como compresor de turbosoplante o sobrealimentador, esta variación limita las revoluciones por minuto correspondientes al par de cresta, del motor de combustión interna de tipo alternativo o de vaivén que se esté atendiendo con la turbomáquina, a un 60%, aproximadamente, de sus revoluciones por minuto a la potencia nominal.

Así, pues, es objeto de la presente invención una turbomáquina perfeccionada del tipo descrito, que aumenta de modo apreciable el intervalo útil de variación del gasto másico de paso de fluido, a una relación dada cualquiera de presiones.

Otro objeto de la invención es el de realizar una turbomáquina perfeccionada, del tipo descrito, que tiene

una geometría fija.

Es objeto adicional de esta invención una turbomáquina perfeccionada capaz de funcionar en toda una amplia gama o intervalo de variación de caudales o gastos máscos de paso de fluido, a unas relaciones de presión superiores.

Otro objeto más de la invención reside en una turbomáquina perfeccionada capaz de operar con una apreciable reducción en los gastos máscos de paso en pulsación, a diversas velocidades de rotación.

Es también objeto de la presente invención una turbomáquina perfeccionada que pueda fabricarse usando métodos, prácticas y materiales habituales.

Estos y otros objetos adicionales se irán desprendiendo de la descripción que se da más adelante, así como de los dibujos adjuntos y las reivindicaciones finales.

Con arreglo a una forma de ejecución del invento, se habilita una turbomáquina de fluido compresible que comprende un rotor o rodete del cual sobresale una pluralidad de álabes. Cada álabe tiene un primer extremo próximo al eje geométrico del rotor y un segundo extremo próximo a la periferia de dicho rotor. Dicho segundo extremo está redondeado en general y se une o confunde con el álabe sin brusquedades. Los álabes cooperan entre sí definiendo, por lo menos en parte, una pluralidad de pasajes de fluido que se extienden entre un lugar próximo al eje geométrico del rotor y un lugar próximo a la periferia del rotor. Cada pasaje incluye un tramo o sección orientado en sentido axial en general, que tiene uno de sus extremos junto al eje geométrico del rotor, y su extremo opuesto en un tramo o sección orientado en sentido radial en general, con un extre-

mo junto a la periferia del rotor. Substancialmente dentro del tramo orientado en sentido radial en general, de un número prefijado de pasajes, hay dispuesto un puesto de referencia que tiene una configuración tal que la dimensión tangencial media de dicho pasaje, en dicho puesto de referencia, no es mayor de aproximadamente el 60% de la circunferencia del rotor en ese radio, dividida por el número de álabes en ese radio medio.

En los dibujos adjuntos:

10 - la figura 1 es una sección recta fragmentaria de una de las formas de la turbomáquina perfeccionada, tomada la sección en una dirección axial en general a través de unos pasajes dispuestos en lados contrarios;

15 - la figura 2 es una vista superior en perspectiva, de una forma de ejecución del rotor de compresor de la turbomáquina perfeccionada;

- la figura 2A es una vista superior en planta del rotor de compresor de la fig. 1;

20 - la figura 3 es una vista superior en planta de una variante de ejecución del rotor de compresor de la turbomáquina perfeccionada;

25 - la figura 4 es una vista superior fragmentaria en perspectiva, de una forma de ejecución del rotor de la turbomáquina perfeccionada, que incluye un perfil de velocidad de fluido para un gasto másico particular de paso;

- la figura 5 es una vista superior en planta de un rotor de compresor de turbomáquina normal;

30 - la figura 6 es una gráfica que comprende las características de trabajo de una turbomáquina normal que no lleva incorporadas las enseñanzas de la presente invención, compa-

radas con las de una turbomáquina perfeccionada que lleva incorporadas las enseñanzas de la presente invención;

- la figura 7 es una vista superior fragmentaria en perspectiva de un rotor de turbomáquina normal, e incluye unos perfiles de paso o circulación de fluido;

- la figura 8 es una vista superior fragmentaria en perspectiva de un rotor de turbomáquina perfeccionada, e incluye unos perfiles de circulación de fluido;

- la figura 9 es una vista superior en planta de un rotor de turbina de turbomáquina perfeccionada que incluye un puesto o estación de referencia y una extremidad de álabe de admisión redondeada;

- las figuras 10 y 11 son unas vistas superiores en planta de unas variantes de ejecución de rotores de turbina de turbomáquina perfeccionada, que incluyen puestos de referencia y extremidades de álabe de admisión redondeadas; y

- la figura 12 es una gráfica del caudal de paso o gasto másico en función de la velocidad del rotor, comparando una turbomáquina normal con unas turbomáquinas perfeccionadas que llevan incorporados los rotores de las figs. 7..9.

Esta solicitud es una continuación de la de EE.UU., n.º de serie 936.965, presentada el 25 de Agosto de 1.978.

Con referencia ahora a la fig. 1, se muestra en ella una forma de ejecución de turbomáquina perfeccionada que comprende una envolvente 12 dotada de una cámara o cavidad 13 en la que hay montado un rotor 30 giratorio en torno a un eje geométrico X-X. La cavidad 13 de la envolvente de alojamiento está provista de una entrada de admisión 11 a través de la cual fluye un fluido comprensible procedente de una fuente de suministro adecuada, no representada.

El fluido entrante pasa por la entrada de admisión 11 en dirección substancialmente axial respecto al eje geométrico del rotor, y sale descargado de la cavidad 13 a través de una salida periférica 20. Al fluir desde la admisión a la salida, el fluido circula sucesivamente por un tramo o sección axial 14, y por un tramo o sección 16 de orientación radial; estos tramos definen, por lo menos en parte, unos pasos o pasajes de circulación. Puede preverse un tramo o sección de descarga 18 que coopere con la salida 20 formando un trayecto de circulación en voluta o espiral. La configuración de la cavidad de alojamiento 13 depende de la configuración del rotor 30. Como alternativa a la envoltura de alojamiento, al rotor 30 puede fijársele una corona o protección.

El rotor 30 está provisto de un árbol 32, adecuadamente apoyado a rotación, que se extiende en sentido axial a partir de uno de los lados de aquél. Cuando el rotor sea un compresor de turbosoplante, el árbol 32 irá normalmente conectado a un rodete de turbina (no representado). Es de notar que para mover el rotor pueden usarse otras entradas rotatorias. El rotor 30 tiene un cubo 36 con una primera cara 38 expuesta al fluido entrante y una segunda cara 40 a partir de la cual sobresale el árbol 32. Como se ilustra en la fig. 1, el cubo 36 tiene en sección recta una configuración triangular en pendiente, truncada en general, cuando del rotor 30 se toma un corte o sección axial. En la primera cara 38 hay montada una pluralidad de álabes 42 simétricamente dispuestos, que sobresalen de ella hacia fuera. Se sobrentiende que la disposición simétrica de los álabes no es crítica. Los álabes 42 forman un cierre de obturación

15109

AMS.

44, estanco en general a los fluidos, con la superficie de la cavidad 13 de la envolvente o con la protección, según el caso, y definen una pluralidad de pasajes de fluido 46 continuos que tienen unos tramos 14, 16 orientados en general en los sentidos axial y radial, respectivamente.

Las porciones de los álabes 42 dispuestas en el tramo 14 comprenden o constituyen un tramo "inductor" o aspirador de la turbomáquina 10, y las porciones de los álabes 42 dispuestas dentro del tramo 16 constituyen un tramo de circulación o flujo radial. El radio máximo  $R_2$  del tramo de flujo radial es mayor que el radio máximo  $R_1$  del tramo inductor (véase la figura 1). El fluido entrante reacciona con el tramo inductor antes de entrar en el tramo de flujo radial, y es orientado por aquél. Los tramos de flujo axial y radial para cada pasaje 46 se hallan dispuestos en relación de contigüidad.

Con referencia a las figs. 2 y 2A, se representan los álabes 42 formando curva desde el interior del tramo inductor hasta la periferia exterior del rotor 30. En la forma de ejecución ilustrada, el lado de presión 52 de cada álabe 42 en el tramo axial 14 es cóncavo en general; en tanto que el lado de presión 52A es convexo en general en el tramo radial 16. Este perfil de curvatura aerodinámico ofrece una eficaz transferencia de energía desde el fluido al rotor 30, o viceversa, a medida que el fluido, irrotacional y carente en general de viscosidad, tiene su dirección de circulación suavemente alterada, de axial a radial, respecto al rotor 30. Es de notar que la configuración de la superficie de los lados de presión de los álabes, como cosa susceptible de elección, puede variar substancialmente respec-

to de la indicada sin que ello afecte de modo adverso al comportamiento funcional.

La configuración y el número de pasajes vienen determinados por la cantidad total de fluido (gasto másico) que se vaya a hacer pasar por la turbomáquina, y depender también de la ecuación de estado y la relación o razón de calores específicos para el fluido. La ecuación de estado para dicho fluido es función de su singular estructura interna, y se expresa normalmente en la forma  $pv = RT$ , en la que  $p$  es la presión del gas,  $v$  es el volumen específico del gas,  $R$  es la constante específica del gas y  $T$  es la temperatura. La relación de calores específicos para dicho fluido es la razón o cociente de la variación de entalpía, respecto a la temperatura, dividida por la variación de energía interna respecto a la temperatura  $(dh/dT)/(du/dT)$ . El volumen total de fluido que pasa por la turbomáquina a cualquier presión dada es la suma del gasto por cada pasaje formado en la turbomáquina. Cada pasaje 46 tiene una dimensión tangencial, o distancia  $d$  de separación entre álabes, y una altura  $h$ , las cuales pueden variar ambas respecto a cualquier posición a todo lo largo del pasaje.

Las características o diseños de distribución de velocidad y de presión de la turbomáquina perfeccionada llevan al máximo la sujeción del fluido a las superficies de los álabes y, por tanto, amplían apreciablemente el intervalo o gama de operaciones en comparación con las máquinas usuales de este tipo general. En las áreas de separación, o falta de sujeción, del fluido respecto a las superficies de los álabes pueden aparecer inversiones del sentido de circulación. En algunas situaciones agravadas, el fluido

puede llegar a establecer un indeseable circuito de inversión de circulación de un pasaje a otro, a través de la entrada (admisión) o de la salida de descarga.

Para llevar al máximo y controlar la sujeción en toda una amplia gama de variación de gastos máxicos de paso de fluido, o para impedir cualquier inversión de flujos de circulación de fluido o cualquier interconexión de zonas de separación a lo largo del trayecto de circulación, se dispone un puesto de referencia 54 dentro del tramo radial 16 de cada pasaje. El puesto 54 estrecha el pasaje en su dimensión tangencial o distancia  $d$  de separación entre álabes. De convenir así, los puestos de referencia pueden estar arbitrariamente situados, dentro de los pasajes a distintos radios respecto del eje geométrico del rotor; ahora bien, la simplificación del proyecto favorece la colocación de puestos de referencia iguales, al mismo radio en cada pasaje. La dimensión tangencial media  $d$  de cada pasaje en dicho puesto de referencia 54 es de no más de un 60%, aproximadamente, de la circunferencia media del rotor, medida en el puesto de referencia, dividida por el número de álabes que cortan a la circunferencia. Para ofrecer la sujeción deseada es necesario reducir el pasaje en la dimensión tangencial. La reducción del área de sección recta, o sea de la dimensión  $h$ , conseguirá sólo una mejora mínima de sujeción, y eso sólo a costa de una grave reducción de rendimiento y una fuerte reducción de los gastos máxicos en estrangulación.

Si bien dicho estrechamiento tangencial puede adoptar una forma o perfil cualquiera, se hace de preferencia en suave disminución, adaptándose a las porciones de los

pasajes dispuestas aguas arriba y aguas abajo del mismo. Con el fin de obtener substancialmente el mismo gasto másico máximo de circulación por cada pasaje de la turbomáquina perfeccionada, tanto antes como después del puesto de referencia, y también en el puesto mismo, es necesario aumentar la altura o dimensión axial  $h$  del pasaje en el puesto de referencia, para así compensar la reducción de área que se habría producido de reducirse tan sólo la dimensión tangencial  $d$ .

10 En la forma de ejecución ilustrada, con el fin de alcanzar la separación  $d$  entre álabes deseada en el puesto de referencia, la porción de cada álabe así dispuesta en el tramo radial 16 del pasaje 46 tiene una configuración 56 de sección recta transversal substancialmente en forma 15 de cuña o bulbosa —es decir, el espesor del álabe aumenta en la proximidad del puesto de referencia, y puede disminuir después. Para reducir el peso del rodete, los álabes en el tramo radial pueden ser huecos, si así conviene.

20 Con el fin de poner de manifiesto el uso de la dimensión tangencial para impedir la inversión de flujo en el puesto de referencia, se bosquejará un procedimiento de cálculo simplificado. Se sobrentiende que los cálculos se han simplificado porque éste no es más que un ejemplo para 25 poner de manifiesto el esquema o entramado del método, aplicado a un rotor de compresor. Se supone que el flujo de circulación es invíscido, irrotacional e isentrópico, y que aguas arriba del tramo inductor del rotor es puramente axial. Se supone además que el área de canal por álabe ( $A$ ) en el 30 puesto de referencia se ha elegido de modo que satisfaga un gasto másico de estrangulación deseado.

15109

AMS.

La fig. 4 muestra un pasaje de circulación 70 próximo a la porción de salida 72 de la periferia del rotor 74, siendo las dos superficies de álabe del mismo substancialmente paralelas y radiales. Es de notar que los cálculos analíticos que más adelante se describen pueden usarse para otras formas o perfiles de pasaje; pero, en el ejemplo seleccionado, la matemática es mucho más fácil de comprender basándose en las hipótesis indicadas. Como puede demostrarse, la velocidad relativa del fluido contenido en el pasaje varía linealmente desde la superficie de aspiración a la superficie de presión de los álabes que forman el pasaje, y la diferencia de velocidad radial relativa de un lado a otro del pasaje en sentido tangencial es  $2d\omega$ , siendo  $\omega$  la velocidad angular del rotor, en radianes por unidad de tiempo.

El pasaje puede dar acomodo a una gama o intervalo de variación de gastos máxicos de circulación, pero el perfil de velocidad 80 indicado es el correspondiente a un gasto máxico particular que produce una velocidad radial relativa cero en el álabe de superficie de presión 78. Se supondrá que es éste el gasto máxico mínimo necesario, en el puesto de referencia 82, para controlar la pulsación o impulsión. Es de notar asimismo que, en tanto que la fig. 4 muestra el puesto de referencia 82 en la periferia del rotor, esto es sólo para mayor claridad de comprensión del ejemplo.

Con una velocidad radial relativa igual a cero en el álabe de superficie de presión 78, la temperatura total relativa en este lugar puede deducirse de la expresión:

$$T_{o_{rel}} = T_{o_{in}} + \left[ (r\omega)^2 / 2c_p \right]$$

en la que  $T_{o_{rel}}$  es la temperatura total relativa;  $T_{o_{in}}$  es

la temperatura total a la entrada del rotor;  $r$  es el radio en el puesto de referencia;  $\gamma c_p$  es el calor específico del fluido a presión constante ( $dh/dT$ ). La presión total relativa en este mismo punto del álabe de superficie de presión 78, en el puesto de referencia 82, puede entonces deducirse de la expresión:

$$P_{o_{rel}} = P_{o_{in}} \left( T_{o_{rel}} / T_{o_{in}} \right)^{\gamma / (\gamma - 1)},$$

en la que  $P_{o_{rel}}$  es la presión total relativa en el radio del puesto de referencia;  $P_{o_{in}}$  es la presión total de entrada o admisión en el rotor; y  $\gamma$  es la relación de calores específicos del fluido ( $dh/dT$ )/( $du/dT$ ).

Como en este punto del álabe de superficie de presión no hay flujo de paso, la presión estática es igual a la presión total relativa en el radio del puesto de referencia, o sea

$$P_{s_{sup. pres.}} = P_{o_{rel}},$$

siendo  $P_{s_{sup. pres.}}$  la presión estática del fluido en el álabe de superficie de presión en el puesto de referencia.

En el álabe 76 de superficie de aspiración, en el puesto de referencia 82, la velocidad radial relativa del fluido es  $2dw$ , y la temperatura estática local del fluido es:

$$T_{s_{sup. asp.}} = T_{o_{in}} + \left[ (rw)^2 - 2dw \right] / 2c_p$$

donde  $T_{s_{sup. asp.}}$  es la temperatura estática del fluido en el álabe de superficie de aspiración, en el puesto de referencia.

Como las velocidades relativas de fluido en el puesto de referencia se suponen radiales,  $T_{o_{ref}}$  es constante a todo lo ancho del puesto y puede hallarse por la expresión:

$$T_{o_{ref}} = T_{o_{in}} + \left[ (rw)^2 / c_p \right]$$

en la que  $T_{o_{ref}}$  es la temperatura total del fluido en el puesto de referencia.

Para un flujo isentrópico, se tiene

$$P_{o_{ref}} = P_{o_{in}} \left( T_{o_{ref}} / T_{o_{in}} \right)^{\gamma / (\gamma - 1)}$$

5 donde  $P_{o_{ref}}$  es la presión total del fluido en el puesto de referencia, luego la presión estática del fluido en el álabe 76 de superficie de aspiración, en el puesto de referencia 82, puede deducirse de la expresión:

$$P_{s_{sup.asp.}} = P_{o_{ref}} \left( T_{s_{sup.asp.}} / T_{o_{ref}} \right)^{\gamma / (\gamma - 1)},$$

10 en la que  $P_{s_{sup.asp.}}$  es la presión estática en el álabe de superficie de aspiración, en el puesto de referencia.

De un equilibrio de pares o momentos en el rotor (no ilustrado) puede deducirse la siguiente ecuación:

$$P_{s_{sup.pres.}} - P_{s_{sup.asp.}} = 2w \underline{m} d / \gamma_b,$$

15 en la que  $\gamma_b = dh$ , y  $\underline{m}$  es el gasto másico deseado por cada pasaje. Las ecuaciones dadas más arriba pueden resolverse mediante un procedimiento iterativo para obtener  $\underline{d}$ , la dimensión tangencial requerida del pasaje en los puestos de referencia.

20 Si bien puede parecer posible la provisión de pasajes estrechos añadiendo más álabes, este enfoque es impracticable por los efectos adversos producidos en el tramo axial 14 de la turbomáquina. El número de álabes dispuestos en un rotor determina la magnitud de bloqueo que los álabes  
25 originarán a la entrada de la turbomáquina. Las dimensiones de los álabes deben ser tales que proporcionen suficiente fortaleza o resistencia mecánica y estabilidad a los álabes, a elevadas velocidades de rotación, y controlan las frecuencias críticas de vibración. La inclusión de álabes adicionales  
30 normales normalmente requiere que se aumente el radio  $R_1$  del

tramo axial 14 para mantener el mismo gasto másico de paso de fluido, con el resultado de que se produce una circulación supersónica del fluido de admisión respecto a las puntas de álabe del tramo inductor, creándose una serie de ondas de choque. Según se ha descubierto, el paso de fluido por estas ondas de choque origina una sensible degradación del rendimiento. Es también impracticable la inserción de álabes adicionales a modo de partidores en el tramo radialmente orientado, porque la separación que se produce aguas arriba en el inductor daría por resultado que algunos pasajes casi no llevasen fluido alguno, o tuviesen un flujo o paso de fluido en sentido inverso.

La Fig. 3 ilustra una variante de ejecución del rotor perfeccionado 130 en la que los pasajes 146 del mismo están estrechados o restringidos en la dimensión tangencial, formando unos puestos de referencia 154 que quedan dispuestos más cerca de la periferia del rotor que en el caso del rotor 30. La configuración tanto de los álabes como de los pasajes puede modificarse adicionalmente, respecto de las formas de ejecución ilustradas, de modo que se satisfagan ciertos requisitos o limitaciones en cuanto a diseño, esfuerzos e inercia.

Con referencia ahora a la fig. 5, un rotor de compresor 84 de una turbomáquina normal, tal como se conoce en la técnica anterior a este invento, incluye un tramo de circulación 86 orientado en sentido axial y un tramo de circulación 88 orientado en sentido radial, con una pluralidad de álabes 90 de pared delgada que cooperan formando unos pasajes de fluido 92. Ahora bien, como se desprende fácilmente de la fig. 5, los álabes 90 de pared delgada dan por

—resultado unos pasajes que se van ensanchando cada vez más, al aumentar la distancia  $d$  de separación entre álabes. Por consiguiente, dichos pasajes aumentan constantemente en anchura  $d$ , proporcionalmente a la distancia desde el eje geométrico 94 del rotor, y no tienen puesto alguno de referencia como el que aquí se describe.

Con referencia a la gráfica de la fig. 6, un "mapa" o diagrama X de compresor que ilustra el intervalo útil operativo o de trabajo (representado con línea llena) de una turbomáquina normal no perfeccionada (véase la fig. 5), se ha superpuesto a un "mapa" o diagrama similar Y de compresor que ilustra el intervalo útil de trabajo (representado con líneas de trazo interrumpido) de una turbomáquina perfeccionada (véase la fig. 2). El aumento del intervalo útil de trabajo de la turbomáquina perfeccionada es fácilmente evidente. Como antes se ha explicado, el intervalo útil de trabajo de una turbomáquina viene limitado por dos fenómenos conocidos como "estrangulación" y "pulsación". La estrangulación limita la cantidad máxima de gasto másico de fluido capaz de pasar por un compresor, y la pulsación limita el gasto másico estable mínimo de paso de fluido que puede obtenerse a una relación dada de presiones. Por consiguiente, la turbomáquina ha de hacerse funcionar entre estos dos límites, para mantener rendimientos aceptables y un funcionamiento estable. La relación de presiones es la presión de salida dividida por la presión de admisión o de entrada (en ordenadas, en la gráfica de la figura 6), y varía típicamente de uno a cuatro, pero puede ser mayor. El gasto másico es la masa de fluido que pasa por la turbomáquina en la unidad de tiempo (en abscisas,

en la gráfica de la fig. 6), y varía con arreglo al diseño o proyecto particular de rotor. Como se pone de manifiesto en la fig. 6, usando turbomáquinas de rendimientos y gastos máxicos comparables, ambas turbomáquinas tienen gastos máxicos similares en el intervalo de gastos superior, pero el rotor perfeccionado tiene apreciablemente ampliado el intervalo de gastos máxicos en los valores de gasto máxico inferiores. Esto da por resultado unas relaciones o razones apreciablemente mejoradas de gasto máxico en estrangulación a gasto máxico en pulsación, para cualquier relación de presiones dada.

El uso de una turbomáquina perfeccionada como la descrita mediante las enseñanzas de la presente invención puede ofrecer muchas ventajas para el funcionamiento de un sistema global en una diversidad de aplicaciones. Con el fin de ilustrar algunas de estas ventajas, considérese una turbomáquina de éstas usada como compresor en dos sistemas diferentes en los que se emplean turbocompresores: la turbosobrealimentación (por turbosoplantes) de motores de combustión interna, y los compresores de aire movidos por motor.

Cuando una turbomáquina perfeccionada como la aquí descrita se emplea como compresor en un turbosoplante de motor de combustión interna, el intervalo admisible, más amplio, de gastos máxicos de paso de fluido permite un margen o intervalo de variación más amplio de las velocidades de motor, dentro del intervalo de funcionamiento estable del turbosoplante. Esto permite disponer un menor número de relaciones de marcha en la transmisión, cuando tal motor se usa en servicio de tracción. Además, cuando un com-

presor de éstos se use con una turbina de geometría variable en un turbosoplante, existe una mayor flexibilidad en el perfilado de la curva de par, en unión de la posibilidad de hacer marchar el motor a mayores niveles de par en todo un intervalo de velocidades más amplio. Además, el hecho de estar situada la línea limitativa de pulsación del compresor en una región de gastos máxicos reducidos permite hacer funcionar el motor a altitudes elevadas, sin que se tropiece con el efecto de pulsación del compresor como constricción limitativa.

Cuando una turbomáquina perfeccionada como la aquí descrita se usa en la etapa de compresor de unos sistemas de compresor de aire movidos por motor, es posible lograr una gran reducción de las necesidades parciales de energía de salida. Cuando se usa un sistema habitual, por ejemplo, como instalación de suministro de aire, el sistema está dimensionado para dar el gasto máximo requerido a la presión deseada en el sistema. Muchos de estos sistemas funcionan durante una cantidad de tiempo considerable en condiciones que demandan sólo una pequeñísima fracción de la capacidad máxima de salida del sistema, e incluso en una modalidad de espera o de reserva. Si se emplea tal sistema con compresores usuales, proyectados de acuerdo con los conocimientos de la técnica anterior al presente invento, la falta de estabilidad del compresor con reducidos gastos máxicos exige que la máquina opere a elevados gastos máxicos aun cuando la demanda del sistema sea escasa. Esto origina un consumo de energía malgastada, y el exceso de gasto o flujo máxico, sobre la demanda, se descarga en el ambiente circundante. Durante tales momentos o circunstancias, el amplio

intervalo de trabajo del compresor perfeccionado aquí expuesto permite un funcionamiento estable del sistema a la presión de salida deseada y con gastos máxicos reducidos, reduciéndose con ello el consumo total de energía del sistema y conservándose al propio tiempo la aptitud de proporcionar gastos máxicos superiores, a la presión deseada.

Naturalmente, es obvio que aunque la mayor parte del estudio aquí presentado se refiere hasta ahora al uso de tal turbomáquina como compresor, las relaciones descritas no se ven afectadas por el sentido de circulación del fluido a través del rotor. Así, los conceptos aquí presentados son tan aplicables a las turbinas de flujo de admisión radial como lo son a los compresores de flujo de admisión axil.

Cuando la turbomáquina se hace funcionar como turbina, con flujo de admisión radial y de salida axil, los ángulos de admisión de flujo de gas respecto al rodete varían substancial y rápidamente, incluso durante el funcionamiento de régimen permanente. Estas variaciones se producen en tiempos del orden de los milisegundos, y pueden provenir en parte de una fuente de fluido pulsante, tal como el flujo de escape de un motor de combustión interna.

La fig. 7 es una vista superior fragmentaria en perspectiva de la porción radial de un rotor de turbomáquina normal 200 dotado de unos álabes 202 que se extienden cruzándolo y forman, en parte, unos pasajes de fluido 204. Dichos álabes son delgados, y planos en general por sus extremos periféricos 205. El fluido entrante está esquemáticamente representado en 206 y 208, que indican dos de los diversos ángulos de incidencia. Estas variaciones del ángulo

15109

AMS.

relativo de admisión de gas producen unas áreas indeseables de separación del fluido 210 respecto del álabe 202, en la porción radial del rodete, al circular el fluido por sobre los extremos periféricos 205. Estas zonas de separación, según se cree, prolongan la longitud del pasaje entre el fluido 204 en ciertas condiciones, limitando con ello los intervalos de trabajo.

Con referencia ahora a las figs. 8 y 9, un rotor de turbomáquina 230 perfeccionado tiene un álabe 232 que se extiende cruzándolo y forma, en parte, unos pasajes de fluido 234. Para suprimir el efecto de separación de admisión, el extremo 236 del álabe, en la periferia del rodete, tiene un perfil de forma roma o redondeada en general, de tipo aerodinámico, que se une o confunde con el álabe sin brusquedades. Este perfil se adapta en general al flujo de aire, esquemáticamente ilustrado en 238, reduciendo con ello la separación y aumentando el gasto másico a partir del diseño. El extremo de álabe redondeado puede convenientemente usarse en unión de un puesto de referencia 254 como ya se ha expuesto, y los álabes anchos a ello asociados permiten un radio de curvatura máximo en el extremo del álabe, para reducir al mínimo la separación. Si los ángulos de incidencia varían ampliamente, el extremo de álabe 236 redondeado adopta, de preferencia, una sección recta semicircular en general, para dar acomodo a una diversidad de dichos ángulos. Dichos álabes, así como los de las figs. 10 y 11, pueden ser huecos o macizos, de modo compatible con otros requisitos o conveniencias de proyecto.

Con referencia ahora a la fig. 10, se expone una variante de ejecución de un rotor 255 dotado de un extremo

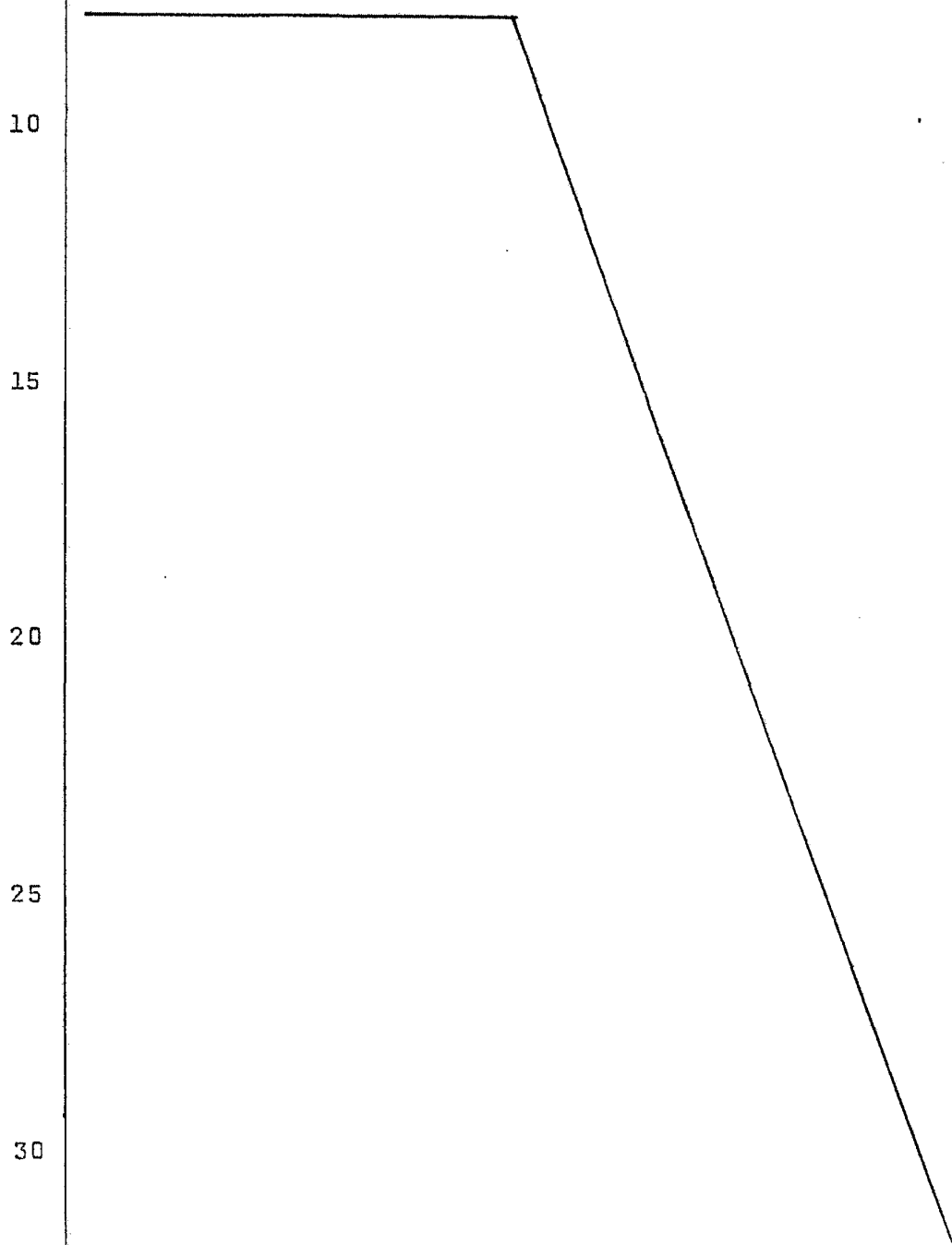
de álabe 256 redondeado. Si los ángulos de incidencia del fluido entrante se limitan en general a un menor intervalo o gama de variaciones, ya conocido, los extremos de álabe 256 redondeados pueden estar curvados hacia el fluido entrante permitiendo un radio de curvatura máximo, para reducir al mínimo la separación. El rodete 258 puede incluir también un puesto de referencia 260.

Con referencia ahora la fig. 11, se expone otra variante de ejecución de rotor 276, El álabe 270 tiene su extremo 272 redondeado, parcialmente circular, y el pasaje 274 se ensancha dando acomodo a un mayor gasto másico de paso de fluido a velocidades de rotor relativamente altas. El rodete puede incluir también un puesto de referencia 278.

Con referencia a la fig. 12, una gráfica de gastos másicos en función de velocidades de rotor compara una turbomáquina normal (línea 1) con las turbomáquinas perfeccionadas que llevan incorporados los rotores de las figs. 7... 9. Todos los rodetes perfeccionados ponen de manifiesto unos importantes aumentos de gasto másico, fuera de diseño; y los diferentes diseños permiten llevar aun grado óptimo el comportamiento funcional en un intervalo limitado o en todo el intervalo de operaciones.

Como se aprecia por las variantes de ejecución aquí descritas, es evidente que esta invención es susceptible de diversas modificaciones en los perfiles de los pasajes y álabes. Las ensoñanzas de esta invención pueden también incorporarse para uso con diversos difusores y fuentes de fluido, tanto con álabes como sin ellos. Asimismo, un rodete de compresor o de turbina manufacturado con arreglo a

las enseñanzas de esta invención puede construirse de cualquier manera apropiada, usando métodos y materiales habituales. Por consiguiente, si bien la invención aquí expuesta se ha descrito con referencia a una forma de ejecución preferida, se sobrentiende que esta exposición ha de interpretarse en su más amplio sentido, y abarcando el uso de aparatos y mecanismos equivalentes.



REIVINDICACIONES

5            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:

10            1ª - Una turbomáquina para fluidos compresibles que comprende un rotor montado a rotación en torno a un eje geométrico transversal substancialmente centrado, incluyendo dicho rotor un cubo y una pluralidad de álabes montados en dicho cubo y que sobresalen de una de las superficies, de dicho cubo, estando cada álabe entre el eje geométrico  
15 del rotor y la periferia del rotor y teniendo, en dicha periferia, un extremo de álabe redondeado en general que se une o confunde sin brusquedades con dicho álabe, cooperando los álabes adyacentes para definir por lo menos en parte un pasaje de fluido que tiene un tramo orientado en general en sentido axial junto al eje geométrico del rotor y un tramo orientado en general en sentido radial que se extiende desde dicho tramo orientado en sentido axial hasta  
20 llegar a la periferia del rotor; habiendo un número prefijado de dichos pasajes que tienen cada uno un puesto de referencia dispuesto dentro de su tramo radialmente orientado,  
25 teniendo la configuración del pasaje en dicho puesto de referencia una dimensión tangencial media no mayor de aproximadamente el 60% de la circunferencia media del rotor, medida en dicho puesto de referencia dividida por el número  
30 de álabes que cortan a dicha circunferencia.

15109

AMS.

2ª - La turbomáquina de la reivindicación 1ª, en la que el rotor va montado dentro de una cavidad circular formada en una envolvente, teniendo dicha envolvente un tramo de lumbrera de paso de flujo orientado en general en sentido axial y un tramo de lumbrera de paso de flujo orientado radialmente en general, comunicando dichos tramos con la citada cavidad.

3ª - La turbomáquina de la reivindicación 2ª, en la que uno de los extremos de cada álabe está dispuesto junto a uno de los tramos de lumbrera de paso de flujo y un extremo opuesto de cada álabe está dispuesto junto al otro tramo de lumbrera de paso de flujo.

4ª - La turbomáquina de la reivindicación 1ª, en la que la configuración del pasaje en cada puesto de referencia tiene una dimensión axial que excede de la dimensión tangencial.

5ª - La turbomáquina de la reivindicación 1ª, en la que una porción de superficie de uno de los álabes, dispuesta dentro del tramo de pasaje radialmente orientado, tiene una configuración convexa en general y se halla junto a un lado de presión del flujo de paso de fluido por el tramo de pasaje radialmente orientado, y una porción de superficie de uno de los álabes, dispuesta dentro del tramo de pasaje orientado en sentido axial, tiene una configuración cóncava en general y se halla junto a un lado de presión del flujo de paso de fluido por el tramo de pasaje orientado en sentido axial.

6ª - La turbomáquina de la reivindicación 1ª, en la que la porción de un pasaje que se extiende desde el tramo orientado en general en sentido axial hasta el puesto de

referencia tiene una dimensión tangencial media decreciente hacia la dimensión tangencial media que hay en dicho puesto de referencia.

5 7ª - La turbomáquina de la reivindicación 1ª, en la que la porción de un pasaje que se extiende desde el puesto de referencia a la periferia del rotor tiene una dimensión tangencial media creciente respecto a la dimensión tangencial media presente en dicho puesto de referencia.

10 8ª - La turbomáquina de la reivindicación 1ª, en la que la porción de cada álabe a partir del tramo orientado en sentido axial hasta el puesto de referencia tiene una área de sección recta tangencial creciente.

15 9ª - La turbomáquina de la reivindicación 2ª, en la que cada pasaje que se extiende desde un tramo de lumbrera de paso al otro tramo de lumbrera de paso es substancialmente continuo y está sin dividir.

20 10ª - La turbomáquina de la reivindicación 2ª, en la que los álabes de dicho rotor se aplican con cierre hermético o de obturación a unas superficies formantes de cavidad de dicha envolvente.

25 11ª - La turbomáquina de la reivindicación, 1ª en la que los álabes están simétricamente dispuestos en dicha superficie de cubo, y dichos puestos de referencia se hallan uniformemente distanciados del eje geométrico del rotor.

30 12ª - La turbomáquina de la reivindicación 1ª, en la que los bordes de dichos álabes distanciados de la superficie del cubo están fijamente asegurados a una corona o protección sin perforar, de tal modo que dicha prote

ción, dichos álabes y dicha superficie de cubo cooperan formando los citados pasajes de fluido.

5 13ª - La turbomáquina de la reivindicación 1ª, en la que cada extremo de álabe contiguo a la periferia del rotor tiene una configuración de sección recta semicircular en general.

10 14ª - La turbomáquina de la reivindicación 1ª, en la que el tramo de lumbrera de paso orientado radialmente en general constituye un tramo de entrada o admisión de flujo, y cada extremo de álabe contiguo a la periferia del rotor está curvado hacia la dirección del fluido entrante, respecto al álabe.

15 15ª - Una turbomáquina.

Tal y como se ha descrito en la Memoria que antecede, representado en los dibujos que se acompañan y con los fines que se ha especificado.

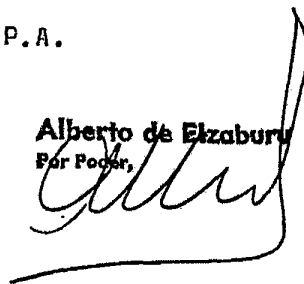
Esta Memoria consta de veinticinco hojas escritas a máquina por una sola cara.

Madrid, 23. NOV. 1979

20

P.A.

Alberto de Elizaburu  
Por Poder,



25

30

FIG. 1

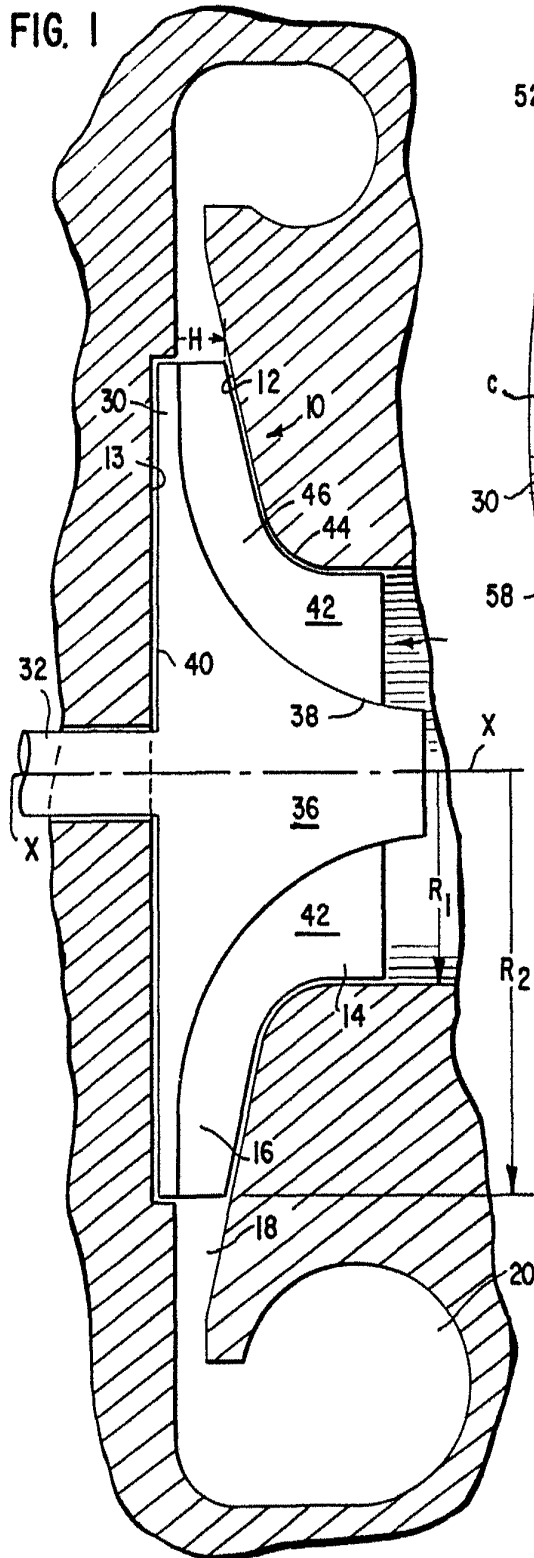


FIG. 2

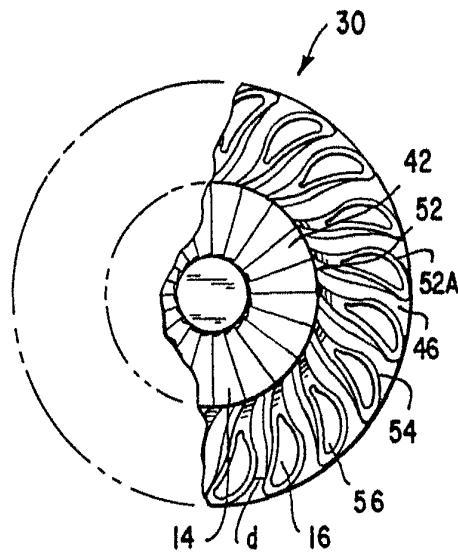
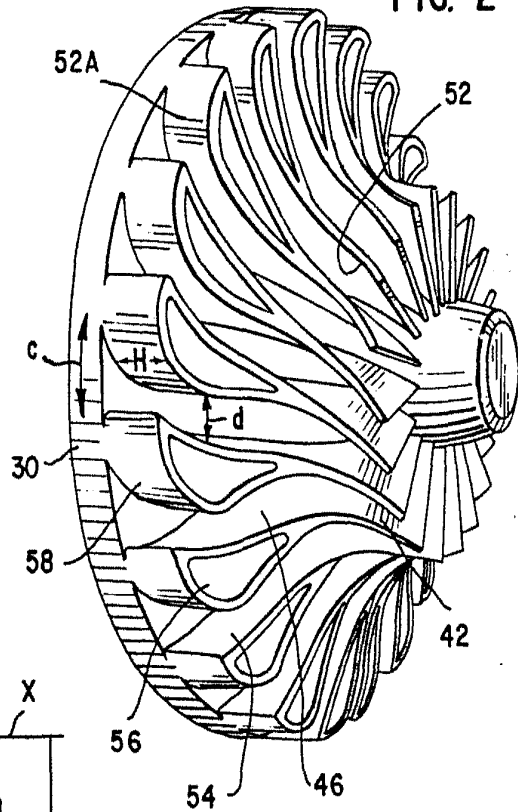


FIG. 2A

*Alberto de Elzaburo*  
Por Poder.

FIG. 3

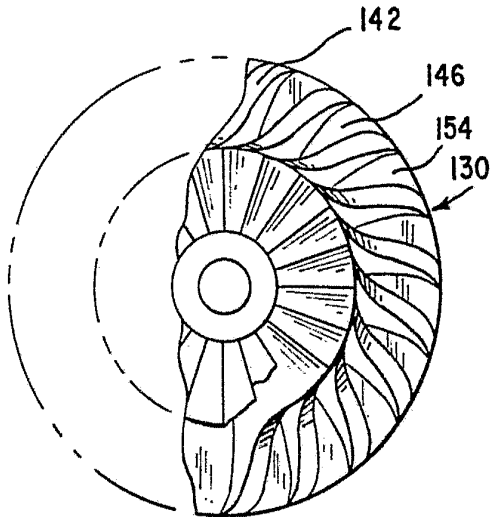


FIG. 5

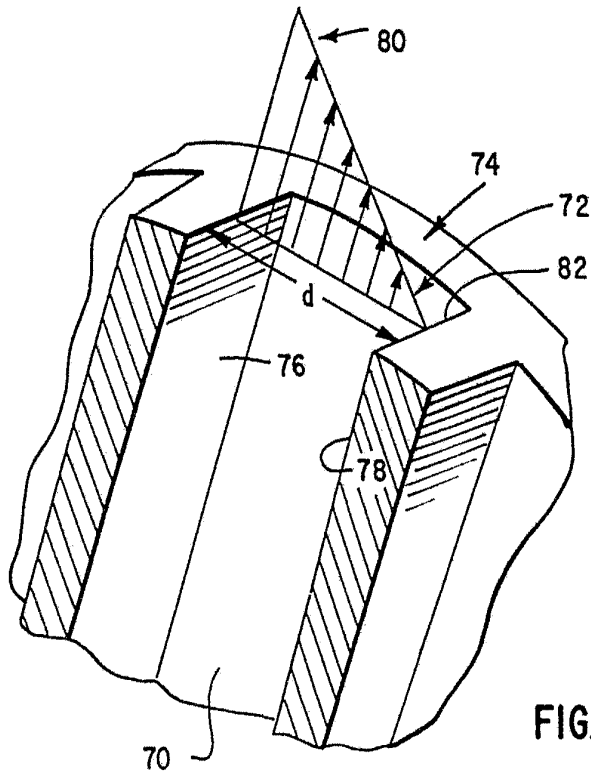
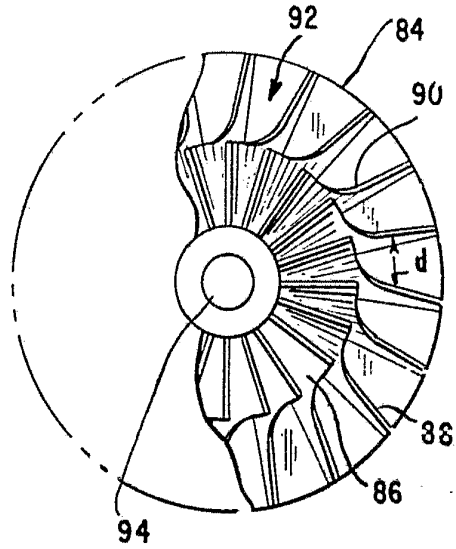
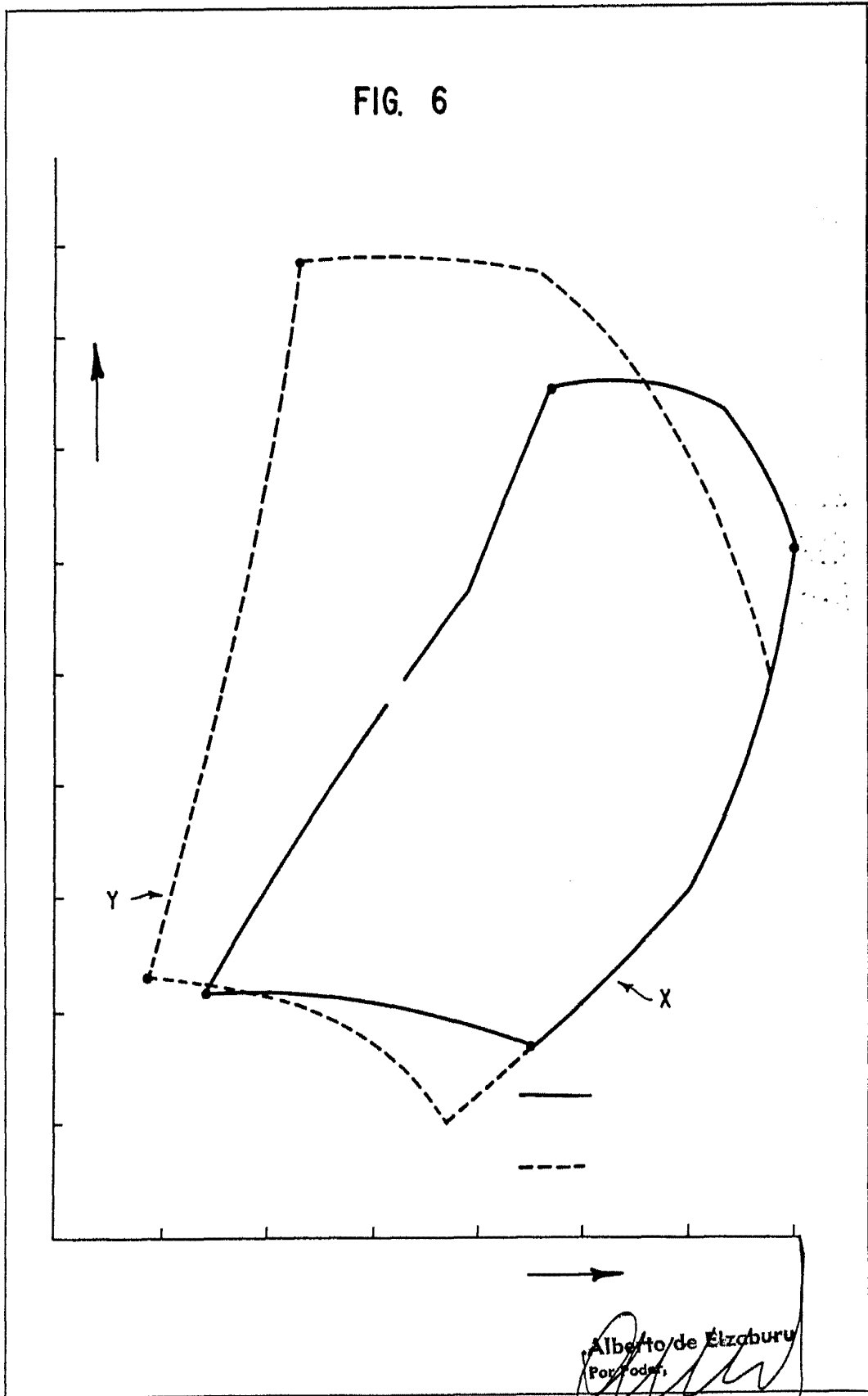
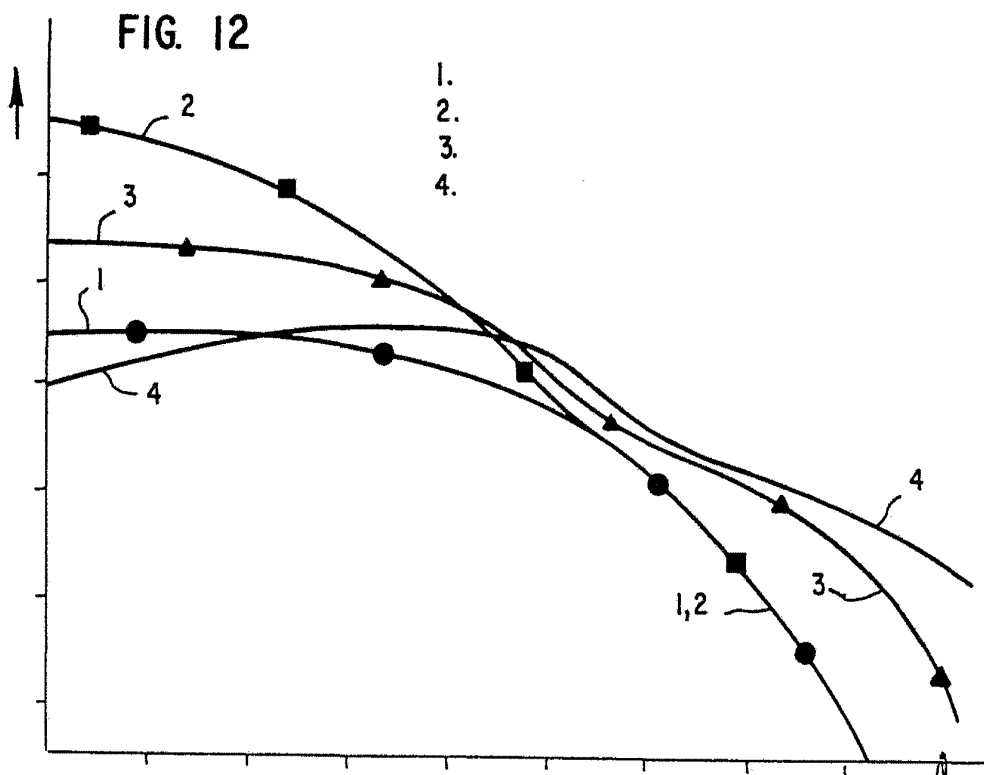
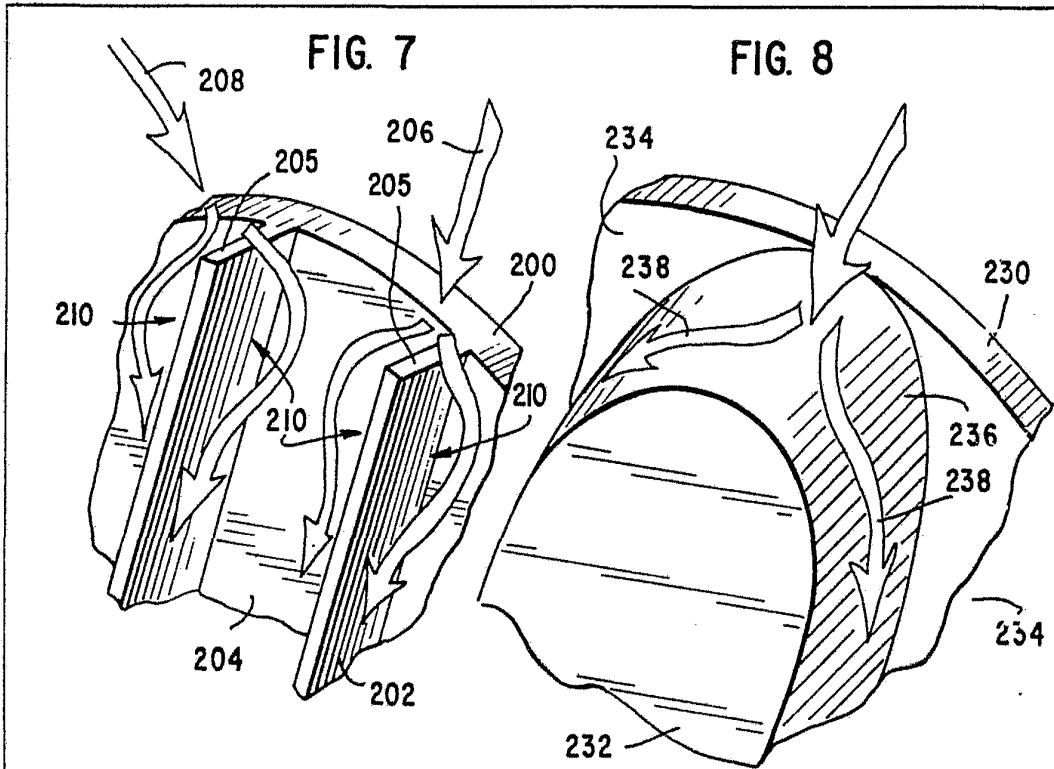


FIG. 4

FIG. 6





Alberto de Elizaburu  
Por Poder

FIG. 9

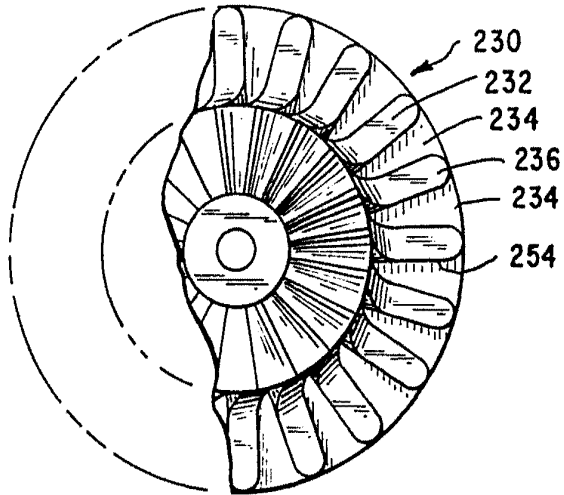


FIG. 10

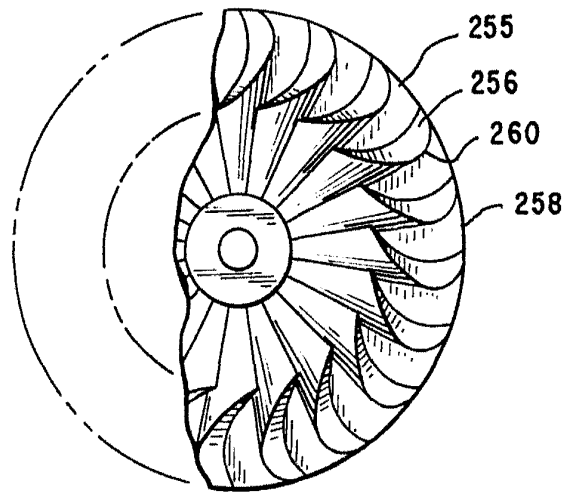
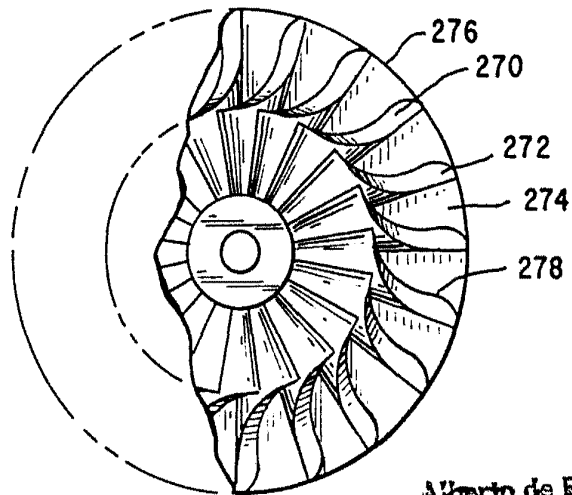


FIG. 11



Alberto de Elizabeth  
For Patent