

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 725 298**

51 Int. Cl.:

F01D 5/04 (2006.01)

F01D 5/14 (2006.01)

F04D 29/28 (2006.01)

F04D 29/30 (2006.01)

F04D 29/68 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **31.12.2013 PCT/US2013/078444**

87 Fecha y número de publicación internacional: **02.10.2014 WO14158285**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **31.12.2013 E 13879947 (3)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **03.04.2019 EP 2961936**

54 Título: **Álabe divisor de envergadura variable**

30 Prioridad:

26.02.2013 US 201361769466 P

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

23.09.2019

73 Titular/es:

**UNITED TECHNOLOGIES CORPORATION
(100.0%)
10 Farm Springs Road
Farmington, CT 06032, US**

72 Inventor/es:

**FISHLER, BENJAMIN E. y
THAYALAKHANDAN, NAGAMANY**

74 Agente/Representante:

ISERN JARA, Jorge

ES 2 725 298 T3

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

DESCRIPCIÓN

Álabe divisor de envergadura variable

5 **CAMPO TÉCNICO DE LA DESCRIPCIÓN**

La presente descripción se refiere en general a motores de turbina de gas y, más específicamente, a álabes divisores de compresor en un motor de turbina de gas.

10 **ANTECEDENTES DE LA DESCRIPCIÓN**

La mejora de la eficiencia de una etapa del compresor en un motor de turbina de gas puede lograrse mejorando la eficiencia del rodete, del difusor, y/o de los componentes de eliminación de turbulencia para mejorar la eficiencia total a total general del sistema. Los álabes/paletas divisoras (rodetes/difusores) se usan para aumentar las características de rendimiento de un componente de la etapa del compresor en un motor de turbina de gas impidiendo/minimizando la separación de flujo a través del paso de flujo con menos obstrucción y menos área superficial de álabe que aumentando el número de álabes de los álabes "principales". Pese a ello, aun así, se produce separación de flujo dentro del paso de flujo debido a un gradiente de presión adverso: el flujo se ralentiza con el aumento de distancia en el sentido de la corriente hasta el punto de detenerse, seguido por inversión, separación y recirculación del flujo.

Por lo tanto, aún son necesarias mejoras en la etapa del compresor de un motor de turbina de gas para minimizar o impedir la separación de flujo dentro del paso de flujo y aumentar la eficiencia de la etapa del compresor. Las realizaciones desveladas en la presente están dirigidas a esta necesidad. El documento de G-GUO y col.: "Research on Transonic Centrifugal Compressor Blades Tip Holgura Distribution of Vehicle Turbocharger", SAE INTERNATIONAL JOURNAL FUELS AND LUBRICANTS", vol. 1, N° 1, 26 de junio de 2008, presenta la investigación sobre distribución de holgura de las puntas de los álabes del compresor centrífugo del turbocompresor del vehículo. El documento de S RAMMAMURTHY y col.: "Theoretical Evaluation of Flow through a Mixed flow Compressor Stage", XIX INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON AIR BREATHING ENGINES 2009, vol. 1, 11 de septiembre de 2009, páginas 410-419, se refiere a la evaluación teórica del flujo a través de una etapa del compresor de flujo mixto. El documento US2007/059179 A1 se refiere a un rodete para un compresor centrífugo. El documento US6273671 B1 se refiere al control de la holgura de álabes para turbomaquinaria.

35 **RESUMEN DE LA DESCRIPCIÓN**

Las realizaciones desveladas en la presente utilizan el flujo procedente de una parte de energía superior de flujo dentro del recorrido de flujo del rodete y lo inyectan en la parte de energía inferior de la trayectoria de flujo para reenergizar el flujo, retrasando la aparición de, o minimizando, las grandes (e ineficientes, generadoras de entropía) zonas de recirculación en el campo de flujo. Realizando un corte en el sentido de la envergadura a lo largo de la longitud de la cuerda del álabe divisor (holgura de álabes variable desde el borde de ataque hasta el borde de salida), se produce flujo secundario adicional dentro de los pasos de flujo ya que el flujo de presión superior en el lado de presión del álabe ahora puede desbordarse por el lado de succión de baja presión del álabe.

En un primer aspecto de la presente invención se desvela un compresor de acuerdo con la reivindicación 1. Un segundo aspecto de la presente invención se desvela por un compresor de acuerdo con la reivindicación 6. Un tercer aspecto de la presente invención se desvela por un compresor de acuerdo con la reivindicación 7.

Otro aspecto de la presente invención está relacionado con un motor de turbina de gas de acuerdo con la reivindicación 8.

En otra realización, se desvela un procedimiento de aumento de una eficiencia de un compresor de turbina de gas de acuerdo con la reivindicación 9, comprendiendo el procedimiento la etapa de: a) hacer que una parte del flujo de gas en un lado de alta presión del álabe divisor fluya hacia un lado de baja presión del álabe divisor con el fin de impedir zonas de recirculación generadoras de entropía en el lado de baja presión del álabe divisor.

55 **BREVE DESCRIPCIÓN DE LOS DIBUJOS**

La fig. 1 es un diagrama en sección transversal esquemático de una realización de un motor de turbina de gas en una realización.

La fig. 2 es una proyección meridional esquemática de una parte de un motor de turbina de gas que muestra un álabe principal y un álabe divisor del compresor de acuerdo con una realización.

La fig. 3 es un gráfico de vectores de velocidad relativa (velocidad de flujo en relación con el álabe principal, que está rotando) calculado en una simulación de dinámica de fluidos computacional para una sección del compresor de un motor de turbina de gas de acuerdo con una realización.

La fig. 4 es un gráfico de entropía calculado en una simulación de dinámica de fluidos computacional para la sección del compresor de un motor de turbina de gas de la fig. 3 de acuerdo con una realización.

5 La fig. 5 es un gráfico de vectores de velocidad relativa (velocidad de flujo en relación con el álabe principal, que está rotando) calculado en una simulación de dinámica de fluidos computacional para una sección del compresor de un motor de turbina de gas de acuerdo con la realización de la fig. 2.

10 La fig. 6 es un gráfico de entropía calculado en una simulación de dinámica de fluidos computacional para la sección del compresor de un motor de turbina de gas de acuerdo con la realización de la fig. 2.

La fig. 7A es un gráfico del número de Mach relativo calculado en una simulación de dinámica de fluidos computacional para una sección en el sentido de la envergadura de la geometría mostrada en la fig. 3.

15 La fig. 7B es un gráfico del número de Mach relativo calculado en una simulación de dinámica de fluidos computacional para una sección en el sentido de la envergadura de la geometría mostrada en la fig. 5.

La fig. 8 es un gráfico de la eficiencia total a total de la sección del compresor de un motor de turbina de gas de la fig. 3 y de la sección del compresor de un motor de turbina de gas de acuerdo con la realización de la fig. 2.

20 DESCRIPCIÓN DETALLADA DE LAS REALIZACIONES DESCRITAS

Con el fin de promover una comprensión de los principios de la invención, a continuación, se hará referencia a ciertas realizaciones y se usará lenguaje específico para describir la misma. No obstante, se comprenderá que de este modo no se pretende ninguna limitación del alcance de la invención, y en este documento se contemplan aplicaciones adicionales de los principios de la invención como se ilustra en la misma como se le ocurriría a un experto en la materia a la que se refiere la invención.

30 La fig. 1 ilustra un motor de turbina de gas (10), que comprende generalmente en comunicación de flujo en serie una sección de compresor (14) para presurizar el aire, una cámara de combustión (16) en la que el aire comprimido es mezclado con combustible y encendido para generar una corriente anular de gases de combustión calientes, y una sección de turbina (18) para extraer energía de los gases de combustión.

35 El paso de flujo (o trayectoria de flujo) de la sección de compresor (14) está definido como el paso delimitado por el cubo y la cubierta, con el gas entrando en el paso de flujo por una entrada y saliendo por una salida/escape. Como se discutió anteriormente, los álabes/paletas divisores (rodetes/difusores) se usan para aumentar las características de rendimiento de un componente de la etapa del compresor en un motor de turbina de gas impidiendo/minimizando la separación de flujo del flujo de gas a través del paso de flujo con menos obstrucción y menos área superficial de álabe que aumentando el número de álabes de los álabes "principales". Pese a ello, aun así se produce separación de flujo (cuando el gas de fluye a lo largo de una superficie deja de fluir paralelo a la superficie pero, en su lugar, fluye sobre una burbuja casi estancada) dentro del paso de flujo debido a un gradiente de presión adverso: la velocidad relativa del flujo de gas se ralentiza con el aumento de distancia en el sentido de la corriente hasta el punto de detenerse (velocidad relativa cero) seguido por inversión de flujo (velocidad relativa negativa en la dirección en el sentido positivo de la corriente), causando separación de gas del flujo principal, y recirculación del gas separado. En el compresor, el lado de baja presión del álabe divisor ha sido identificado como un área donde el flujo localizado se ralentiza significativamente hasta el punto de separación del flujo principal, lo que entonces comienza a perturbar las otras regiones del campo de flujo, propagando el flujo de velocidad inferior hacia el lado de presión del álabe principal. La zona de recirculación (que es un área del flujo que no sigue el paso definido por el álabe principal y el alabe divisor adyacente) aumenta la entropía, disminuyendo de ese modo la eficiencia.

50 Las realizaciones desveladas en la presente permiten que el flujo de energía superior se desborde por el álabe divisor y añada energía extra a las regiones de número de Mach bajo/de recirculación/de generación de entropía del flujo dentro del paso de flujo. Así, se aumenta la eficiencia del rodete, aumentando de este modo la eficiencia de toda la etapa del compresor. Además, existen beneficios estructurales para el corte del álabe divisor más lejos del lado de la cubierta del motor, ya que en las áreas en las que existe un orificio de sangrado en la cubierta, cuanto mayor es la distancia entre el álabe divisor y el orificio de sangrado, menos violenta es la interacción y las perturbaciones de presión resultantes. Además, existen fuerzas centrífugas inferiores actuando sobre el álabe divisor puesto que existe menos masa a un mayor radio. Como la aceleración centrífuga se define de la siguiente manera:

60

$$a_c = \frac{v^2}{r}, F_c = m \cdot a_c,$$

la fuerza es directamente proporcional a la aceleración, la aceleración es proporcional a la velocidad al cuadrado, y la velocidad tangencial aumenta de manera lineal con el radio creciente ($v_t = \omega r$). Así, el resultado neto es un

aumento lineal en la fuerza experimentada con el mayor radio. Además, reducir el tamaño del álabe divisor crea ahorros de peso debido a la reducción de material. Las realizaciones desveladas en este documento, por lo tanto, aumentan la eficiencia, aumentan la fiabilidad estructural, y disminuyen el peso.

5 Con referencia ahora a la fig. 2, se ilustra una proyección meridional (axial-radial) esquemática de una parte de un motor de turbina de gas que muestra un álabe de compresor y un álabe divisor de acuerdo con una realización, indicado en general en (100). La entrada (102) a un paso de flujo (103) está formada entre el cubo de paso de flujo (104) y la cubierta de paso de flujo (106). Uno de los álabes de compresor (108) se muestra en paso de flujo. Como el álabe (108) está acoplado al cubo de paso de flujo, no existe espacio entre el álabe (108) y el cubo de paso de flujo (104), aunque se mantiene una estrecha holgura entre el álabe (108) y la cubierta de paso de flujo (106). Como se usa en este documento, el término "acoplado" pretende englobar cualquier tipo de conexión, incluyendo elementos que están acoplados estando formados a partir de una pieza unitaria de material (tal como mecanizando los elementos acoplados a partir de una única palanquilla de metal), elementos que se sueldan entre sí, elementos que se sueldan entre sí con soldadura, fuerte, o elementos que se unen entre sí por cualquier otro medio. Junto al álabe (108) en el paso de flujo (103) está un álabe divisor (110) formado de acuerdo con una realización de la presente descripción. Como el álabe divisor (110) está acoplado al cubo de paso de flujo, no existe espacio entre el álabe divisor (110) y el cubo de paso de flujo (104), aunque existe una holgura variable entre el álabe divisor (110) y la cubierta de paso de flujo (106) a lo largo de la longitud de la cuerda (es decir, la distancia entre el borde de ataque y el borde de salida) del álabe divisor (110). Si las distancias entre la entrada y la salida del paso de flujo (103) tanto en el cubo de paso de flujo (104) y la cubierta de paso de flujo (106) están normalizadas, puede definirse la "envergadura" como la distancia entre el cubo de paso de flujo (104) y la cubierta de paso de flujo (106) a incrementos normalizados comunes en el cubo de paso de flujo (104) y la cubierta de paso de flujo (106). En una realización, la holgura entre el álabe divisor (110) y la cubierta de paso de flujo (106) puede estar comprendida entre aproximadamente el 50 % de la envergadura (112) en la ubicación del borde de ataque (114) del álabe divisor (110), y aproximadamente la misma holgura que el álabe (108) en la ubicación del borde de salida (118) del álabe divisor (110). En otra realización, la holgura entre el álabe divisor (110) y la cubierta de paso de flujo (106) puede estar comprendida entre aproximadamente del 10 % a < 100 % de la envergadura (112) en la ubicación del borde de ataque (114) del álabe divisor (110), y aproximadamente la misma holgura que el álabe (108) (normalmente menos del 1,5 % de la envergadura) en la ubicación del borde de salida (118) del álabe divisor (110). En otra realización, la holgura entre el álabe divisor (110) y la cubierta de paso de flujo (106) puede estar comprendido entre aproximadamente la misma holgura que el álabe (108) en la ubicación del borde de ataque (114) del álabe divisor (110), y aproximadamente del 10 % a < 100 % de la envergadura (116) en la ubicación del borde de salida (118) del álabe divisor (110). En otras realizaciones, la holgura entre el álabe divisor (110) y la cubierta de paso de flujo (106) puede estar comprendida entre aproximadamente del 10 % a < 100 % de la envergadura (112) en la ubicación del borde de ataque (114) del álabe divisor (110), y aproximadamente del 10 % a < 100 % de la envergadura (116) en la ubicación del borde de salida (118) del álabe divisor (110). En las diversas realizaciones, la holgura entre el álabe divisor (110) y la cubierta de paso de flujo (106) a lo largo de la longitud de la cuerda entre el borde de ataque (114) y el borde de salida (118) del álabe divisor (110) es variable y puede presentar cualquier forma, ya sea lineal, no lineal, o una combinación de segmentos lineales y no lineales. En un compresor de la técnica anterior típico, la holgura entre el álabe divisor y la cubierta de paso de flujo es nominalmente igual que el álabe (108) a lo largo de toda la longitud de la cuerda del álabe divisor.

Se realizó una simulación de dinámica de fluidos computacional (CFD, del inglés "computational fluid dynamics") sobre una sección de compresor de la técnica anterior similar a la mostrada en la fig. 2 pero que tiene un álabe divisor que presenta espacio mínimo con la cubierta de paso de flujo (106). La fig. 3 representa los vectores de velocidad relativa (velocidad de flujo en relación con el álabe principal, que está rotando) calculados en la simulación CFD al 90 % de envergadura (es decir, una superficie de corriente a una envergadura que es el 90 % de la distancia de envergadura desde el cubo de paso de flujo (104) hasta la cubierta de paso de flujo (106)), representados como theta (eje y) frente a meridional (eje x). Se muestran la ubicación de álabe principal (300) y la ubicación de álabe divisor (302), con los vectores ilustrando la velocidad relativa y la dirección del flujo de gas en cada punto nodal en la malla de simulación. En una situación ideal, los vectores de velocidad relativa seguirán la trayectoria de separación de álabe, pero debido a un gradiente de presión adverso, se produce separación de flujo, se crean zonas de recirculación y se genera mayor entropía. Puede verse que el lado de succión del álabe divisor en la ubicación (302) presenta pérdida de velocidad de flujo significativa hasta el punto de inversión de flujo, como se indica en la región (304). Este flujo de baja velocidad finalmente se propaga hacia el borde de salida de la ubicación de álabe principal (300). La misma simulación se representa en la fig. 4, que muestra los niveles de entropía, con la zona de recirculación (400) generando niveles significativos de entropía.

A continuación, la simulación CFD fue modificada para incluir el álabe divisor de envergadura variable (110) de la fig. 2. La fig. 5 representa los vectores de velocidad relativa calculados en la simulación CFD al 90 % de envergadura, representados como theta (eje y) frente a meridional (eje x). Se muestran las ubicaciones del álabe (108) y del álabe divisor (110), con los vectores ilustrando la velocidad relativa y la dirección del flujo de gas en cada punto nodal en la malla de simulación. Puede verse que el lado de succión del álabe divisor de envergadura variable (110) presenta una zona reducida significativamente (500) de pérdida de velocidad de flujo. La misma simulación se representa en la fig. 6, que muestra niveles de entropía reducidos significativamente en el área (600) en comparación con el álabe divisor sin cortar simulado en la fig. 4.

- 5 Las figs. 7A-B ilustran el número de Mach relativo cuando se ve mirando radialmente hacia el interior desde la ubicación (116) de la fig. 2. En la fig. 7A, se simula la geometría estándar (álabe divisor sin cortar), que muestra regiones de número de Mach relativo significativamente bajo que se originan desde el lado de alta presión del álabe principal y que se propagan hacia el lado de baja presión del álabe divisor. La fig. 7B ilustra una simulación CFD que ilustra el álabe divisor de envergadura variable (110) de la fig. 2, que muestra regiones de número de Mach relativo reducido en gran medida en el paso de flujo (103), ya que el flujo procedente del lado de alta presión del álabe divisor (110) es capaz de desbordarse hasta el lado de baja presión del álabe divisor (110), reenergizando el flujo.
- 10 La fig. 8 ilustra el mapa de eficiencia total a total del compresor (es decir, el compresor entero, de entrada a salida). Puede verse que se produjo una ganancia de eficiencia usando el álabe divisor de envergadura variable (110) frente al álabe divisor sin cortar estándar.
- 15 Se apreciará por los expertos en la materia, a partir de la descripción anterior, que anteriormente se desvela sólo un diseño de un álabe divisor de envergadura variable, pero la presente descripción no se limita al diseño desvelado. Pueden lograrse mejoras de rendimiento similares aplicando los principios desvelados a álabes divisores del difusor, y el uso de la frase "álabe divisor" en la presente descripción y las reivindicaciones adjuntas englobará ambos tipos de álabes. La intención de las realizaciones desveladas en la presente es que engloben cualquier álabe divisor en el que se hace un corte en el sentido de la envergadura a lo largo de la longitud de la cuerda del álabe divisor con el fin
- 20 de producir un álabe divisor de envergadura variable. Las dimensiones exactas del corte dependerán de la aplicación específica, las condiciones de funcionamiento del motor, y las geometrías de otros componentes del motor y su colocación en relación con el álabe divisor.
- 25 Así, aunque la invención se ha ilustrado y desvelado en detalle en los dibujos y la descripción precedente, lo mismo ha de considerarse como de carácter ilustrativo y no restrictivo, entendiéndose que sólo se han mostrado y desvelado ciertas realizaciones y que se desea que sean protegidos todos los cambios y modificaciones que entren dentro del alcance de la invención.

REIVINDICACIONES

1. Un compresor (14) para un motor de turbina de gas (10), comprendiendo el compresor (14):
- 5 una cubierta de paso de flujo (106); un cubo de paso de flujo (104); álabes principales (108) acoplados al cubo de paso de flujo (104);
- una pluralidad de álabes divisores (110), acoplados al cubo de paso de flujo y dispuestos adyacentes a la cubierta de paso de flujo (106), donde el álabe divisor (110) incluye un borde de ataque (114), un borde de salida (118), y una longitud de la cuerda; y donde una holgura entre el álabe divisor (110) y la cubierta de paso de flujo (106) es variable a lo largo de la longitud de la cuerda del álabe divisor (110); caracterizado porque
- 10 la holgura en el borde de ataque (114) es entre el 10 % y el 100 % de una primera envergadura (112) entre el cubo de paso de flujo (104) y la cubierta de paso de flujo (106) en el borde de ataque (114); y porque la holgura en el borde de salida (118) es menos del 1,5 % de una segunda envergadura (116) entre el cubo de paso de flujo (104) y la cubierta de paso de flujo (106) en el borde de salida (118).
- 15
2. El compresor (14) de acuerdo con la reivindicación 1, donde la holgura entre el álabe divisor (110) y la cubierta de paso de flujo (106) a lo largo de la longitud de la cuerda del álabe divisor (110) varía de manera lineal.
- 20
3. El compresor (14) de acuerdo con la reivindicación 1, donde la holgura entre el álabe divisor (110) y la cubierta de paso de flujo (106) a lo largo de la longitud de la cuerda del álabe divisor (110) varía de manera no lineal.
- 25
4. El compresor (14) de acuerdo con la reivindicación 1, donde la holgura entre el álabe divisor (110) y la cubierta de paso de flujo (106) a lo largo de la longitud de la cuerda del álabe divisor (110) varía de manera lineal en al menos un segmento y de manera no lineal en al menos otro segmento.
- 30
5. El compresor (14) de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones anteriores, donde la holgura en el borde de ataque (114) es el 50 % de una primera envergadura (112) entre el cubo de paso de flujo (104) y la cubierta de paso de flujo (106) en el borde de ataque (114) y la holgura en el borde de salida (118) es menos del 1,5 % de una segunda envergadura (116) entre el cubo de paso de flujo (104) y la cubierta de paso de flujo (106) en el borde de salida (118).
- 35
6. Un compresor (14) para un motor de turbina de gas (10), comprendiendo el compresor (14):
- una cubierta de paso de flujo (106); un cubo de paso de flujo (104); álabes principales (108) acoplados al cubo de paso de flujo (104);
- 40 una pluralidad de álabes divisores (110), acoplados al cubo de paso de flujo y dispuestos adyacentes a la cubierta de paso de flujo (106), donde el álabe divisor (110) incluye un borde de ataque (114), un borde de salida (118), y una longitud de la cuerda; y donde una holgura entre el álabe divisor (110) y la cubierta de paso de flujo (106) es variable a lo largo de la longitud de la cuerda del álabe divisor (110); caracterizado porque
- 45 la holgura en el borde de ataque (114) es menos del 1,5 % de una primera envergadura (112) entre el cubo de paso de flujo (104) y la cubierta de paso de flujo (106) en el borde de ataque (114); y la holgura en el borde de salida (118) es de entre el 10 % y el 100 % de una segunda envergadura (116) entre el cubo de paso de flujo (104) y la cubierta de paso de flujo (106) en el borde de salida (118).
- 50
7. Un compresor (14) para un motor de turbina de gas (10), comprendiendo el compresor (14):
- una cubierta de paso de flujo (106); un cubo de paso de flujo (104); álabes principales (108) acoplados al cubo de paso de flujo (104);
- 55 una pluralidad de álabes divisores (110), acoplados al cubo de paso de flujo y dispuestos adyacentes a la cubierta de paso de flujo (106), donde el álabe divisor (110) incluye un borde de ataque (114), un borde de salida (118), y una longitud de la cuerda; y donde una holgura entre el álabe divisor (110) y la cubierta de paso de flujo (106) es variable a lo largo de la longitud de la cuerda del álabe divisor (110); caracterizado porque
- 60 la holgura en el borde de ataque (114) es de entre el 10 % y el 100 % de una primera envergadura (112) entre el cubo de paso de flujo (104) y la cubierta de paso de flujo (106) en el borde de ataque (114); y la holgura en el borde de salida (118) es de entre el 10 % y el 100 % de una segunda envergadura (116) entre el cubo de paso de flujo (104) y la cubierta de paso de flujo (106) en el borde de salida (118).
- 65
8. Un motor de turbina de gas (10), que comprende el compresor (14) de cualquiera de las reivindicaciones anteriores.

9. Un procedimiento de aumento de una eficiencia de un compresor de turbina de gas (14) de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones 1 a 7 dispuesto en un paso de flujo (103) con un flujo de gas en el mismo, comprendiendo el procedimiento la etapa de hacer que una parte del flujo de gas en un lado de alta presión del álabe divisor (110) fluya a un lado de baja presión del álabe divisor (110) con el fin de disminuir la entropía en el lado de baja presión del álabe divisor (110).
- 5

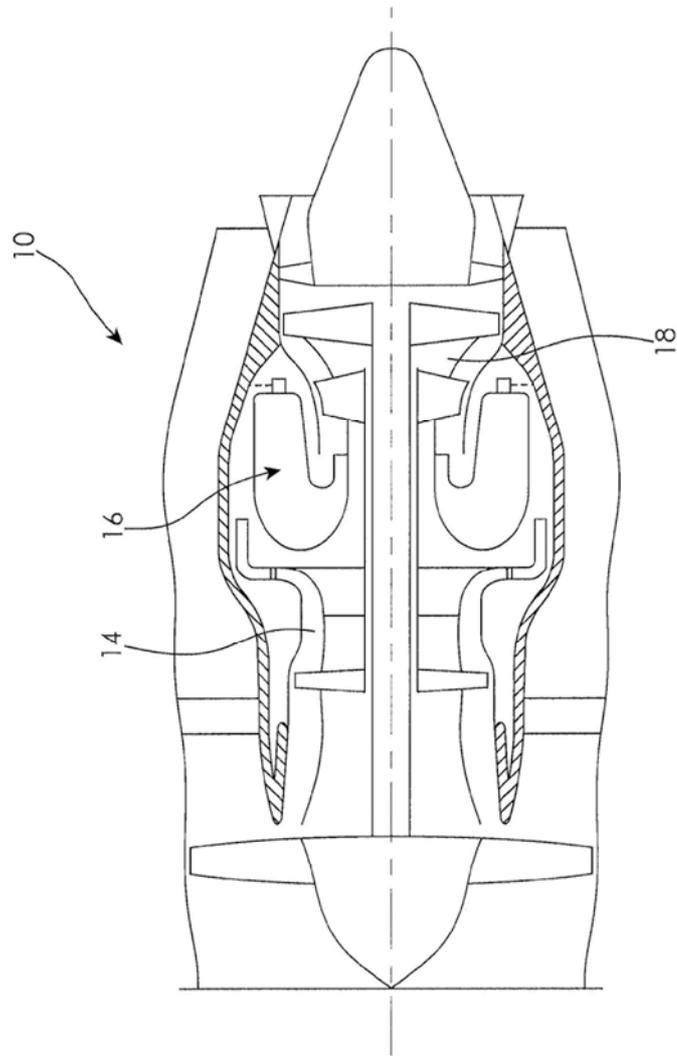


Fig. 1

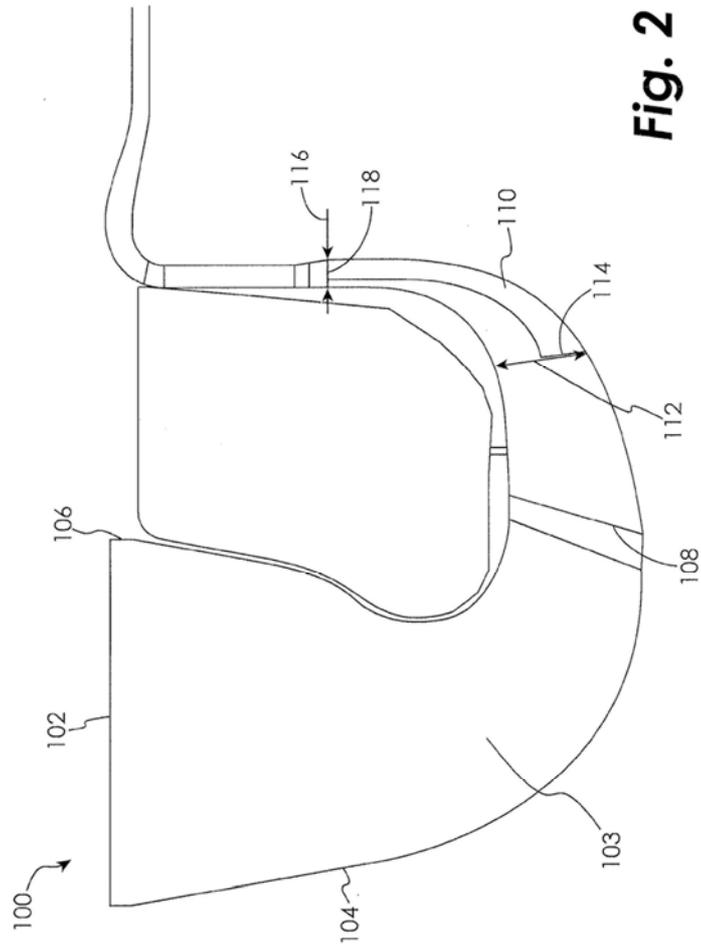


Fig. 2

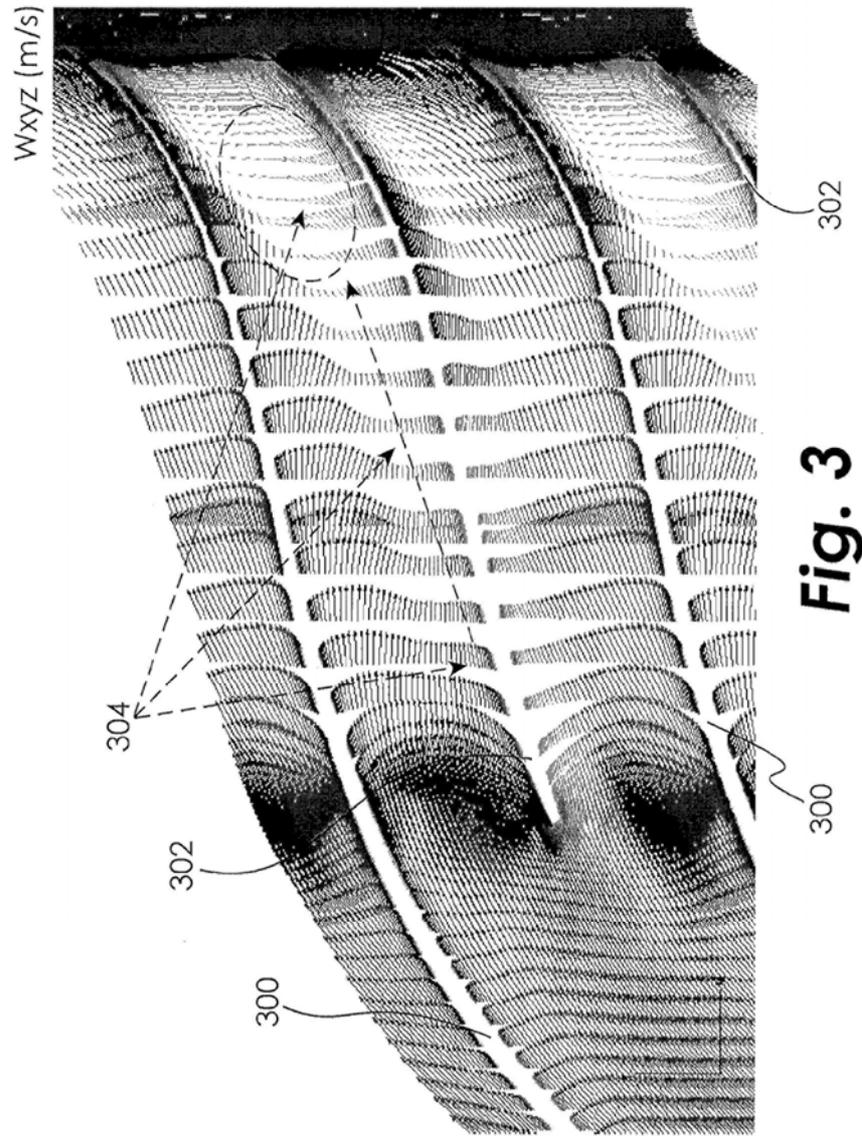


Fig. 3

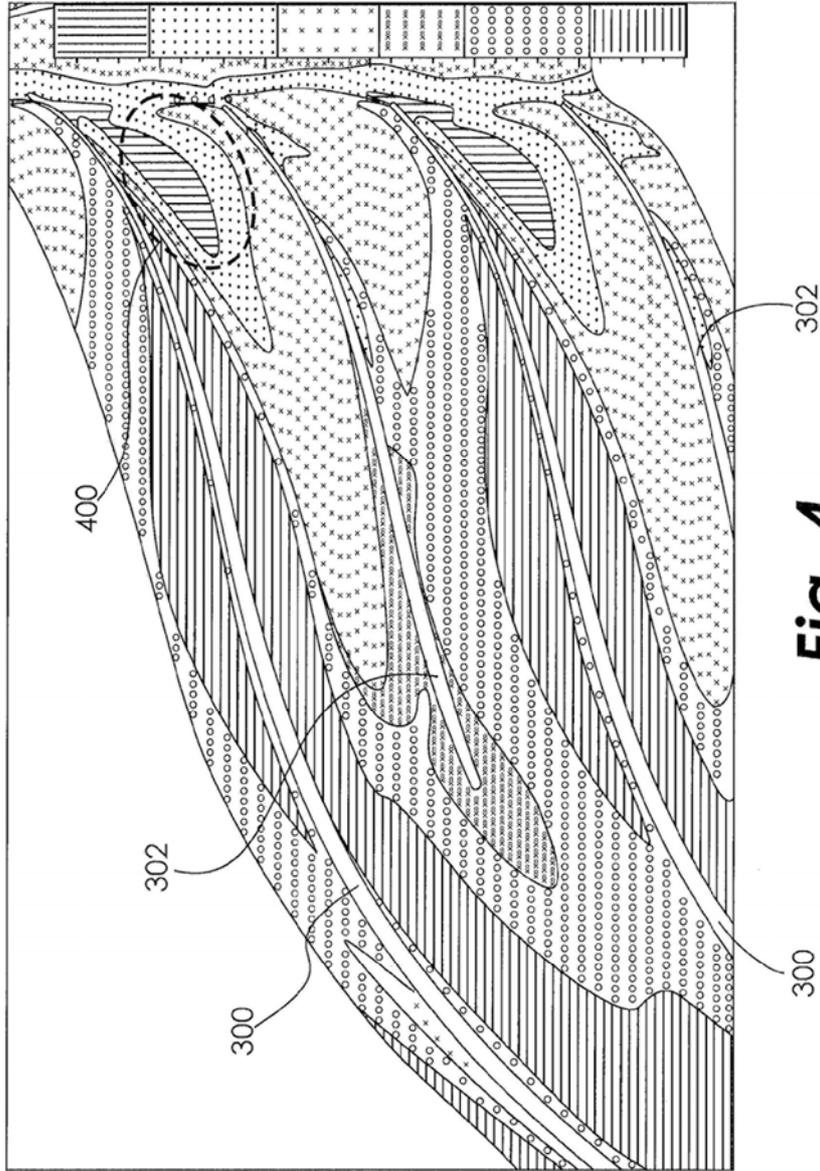


Fig. 4

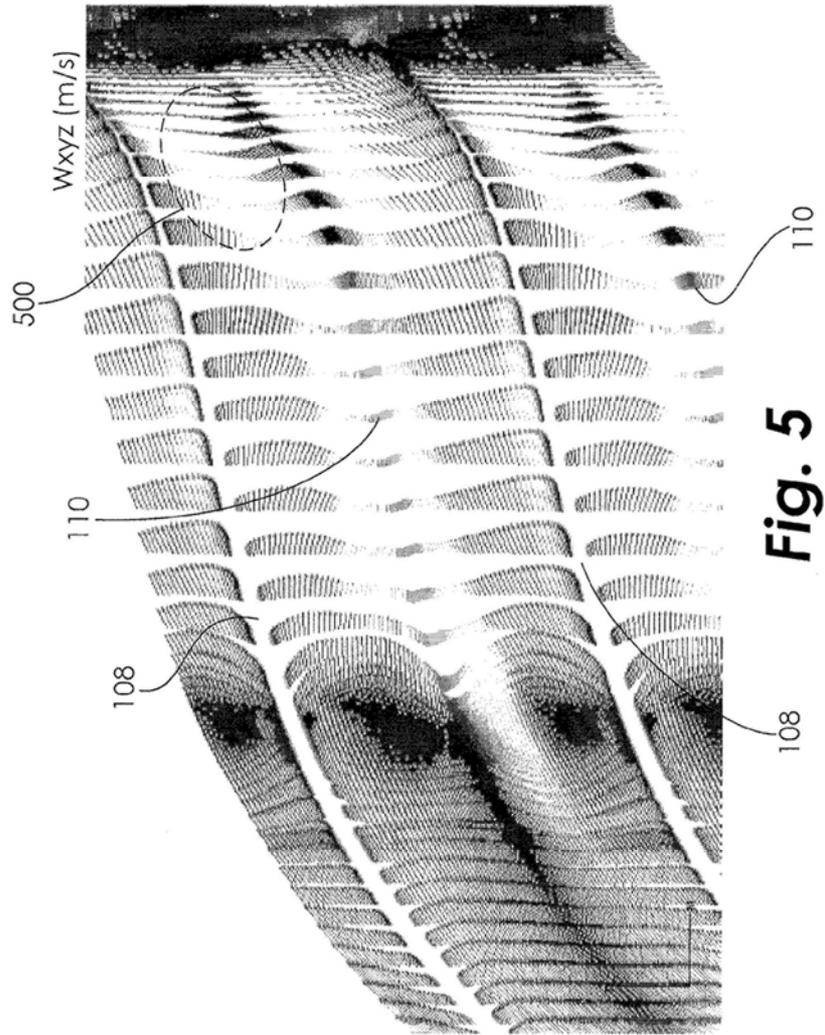


Fig. 5

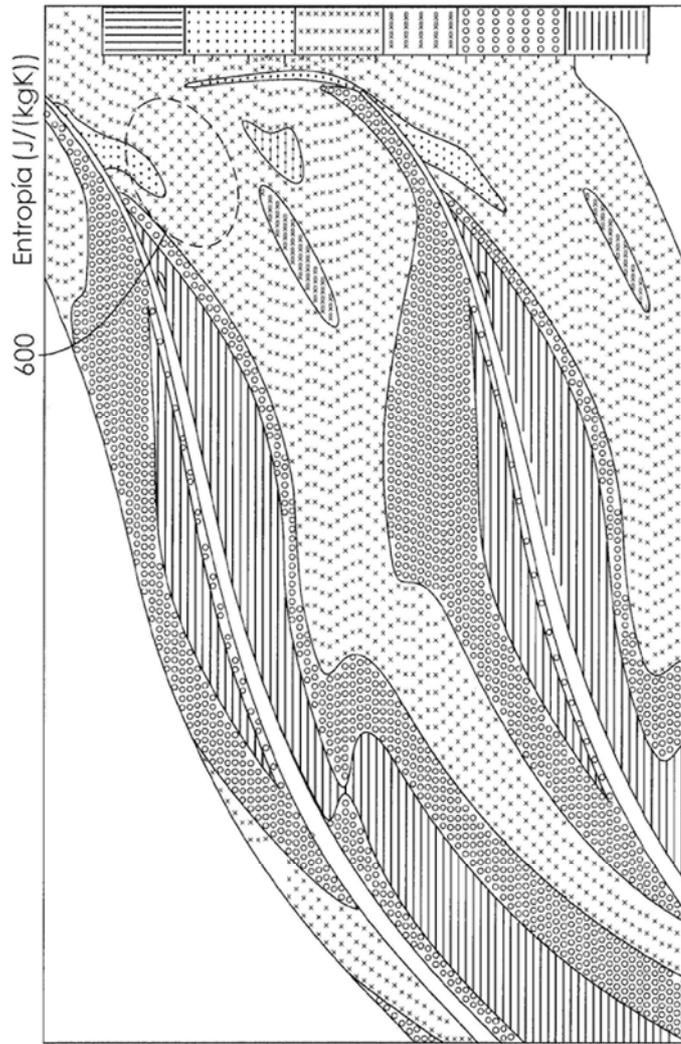
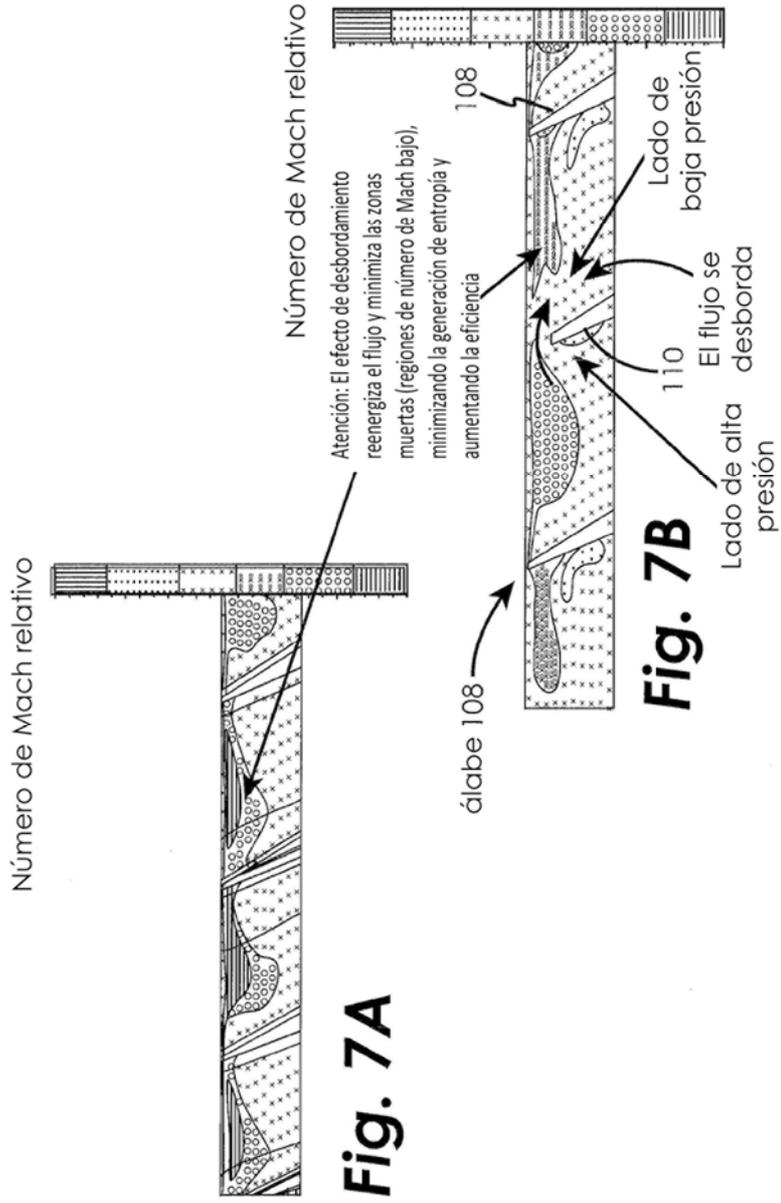


Fig. 6



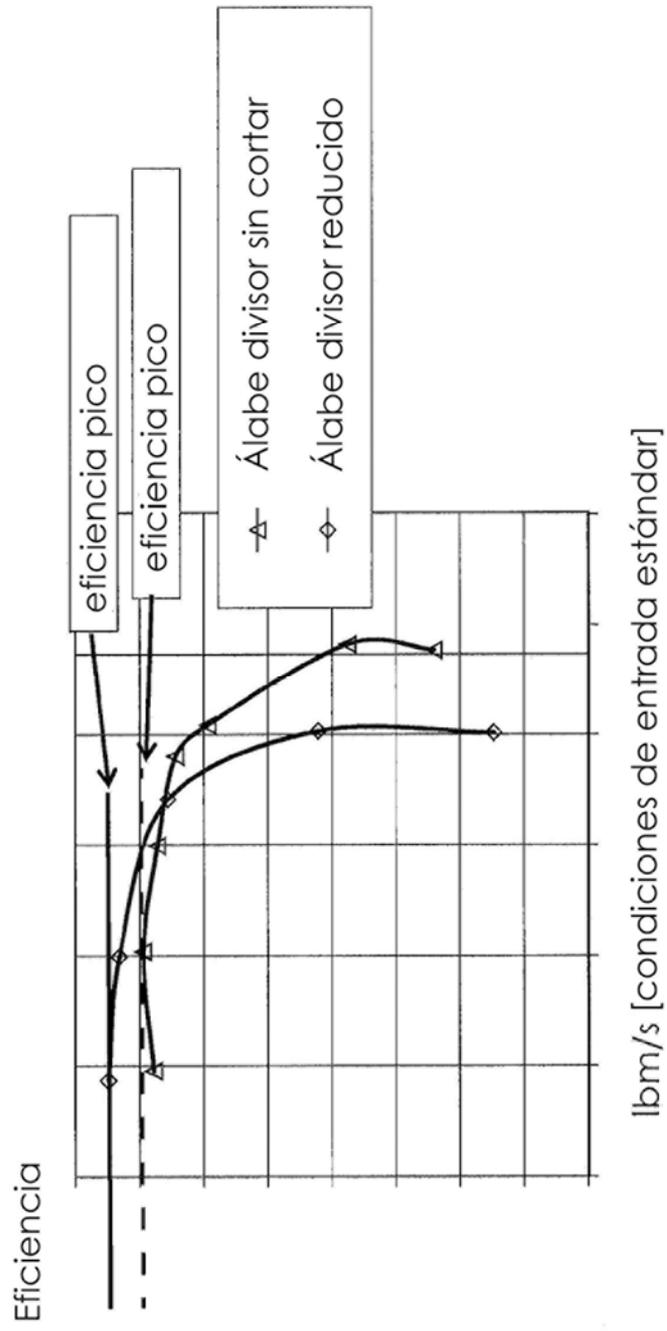


Fig. 8