



19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

11 Número de publicación: **2 279 483**

51 Int. Cl.:

F01D 1/24 (2006.01)

F02K 3/072 (2006.01)

F02C 3/067 (2006.01)

F02C 3/073 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Número de solicitud europea: **05251043 .5**

86 Fecha de presentación : **23.02.2005**

87 Número de publicación de la solicitud: **1577491**

87 Fecha de publicación de la solicitud: **21.09.2005**

54 Título: **Disposiciones de motor de turbina.**

30 Prioridad: **19.03.2004 GB 0406174**

45 Fecha de publicación de la mención BOPI:
16.08.2007

45 Fecha de la publicación del folleto de la patente:
16.08.2007

73 Titular/es: **ROLLS-ROYCE plc.**
65 Buckingham Gate
London, SW1E 6AT, GB

72 Inventor/es: **Taylor, Mark David y**
Harvey, Neil William

74 Agente: **Elzaburu Márquez, Alberto**

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

Disposiciones de motor de turbina.

La presente invención se refiere a disposiciones de motor de turbina y más particularmente a una disposición de motor de turbina contra-rotativa.

La operación de motores de turbina es bien conocida. En referencia a la Fig. 1, un motor de turbina de gas está indicado de forma general en 10 y comprende, en serie de flujo axial, una toma de aire 11, un ventilador propulsor 12, un compresor de presión intermedia 13, un compresor de alta presión 14, una cámara de combustión 15, una disposición de turbina que comprende una turbina de alta presión 16, una turbina de presión intermedia 17 y una turbina de baja presión 18, y una tobera 19 de salida.

El motor de turbina de gas 10 opera de una manera convencional para que el aire que entra por la toma 11 sea acelerado por el ventilador 12 que produce dos flujos de aire: un primer flujo de aire en el compresor de presión intermedia 13 y un segundo flujo de aire que proporciona empuje propulsor. El compresor de presión intermedia comprime el flujo de aire dirigido hacia él antes de suministrar ese aire al compresor de alta presión 14, donde tiene lugar más compresión.

El aire comprimido expulsado del compresor de alta presión 14 es dirigido hacia la cámara de combustión 15, donde es mezclado con combustible y la mezcla es quemada. Los productos de la combustión calientes resultantes se expanden a continuación a través de, y por ello activan, las turbinas de alta, intermedia y baja presión 16, 17 y 18 antes de ser expulsados a través de la tobera 19 para proporcionar empuje propulsor adicional. Las turbinas de alta, intermedia y baja presión 16, 17 y 18, respectivamente, activan los compresores de alta e intermedia presión 14 y 13 y el ventilador 12 mediante árboles de interconexión adecuados.

Con el fin de mejorar la eficiencia operacional del motor, es conocido proporcionar en las etapas de turbina de baja presión, es decir equivalente a las etapas 17, 18 de la Fig. 1, turbinas contra-rotativas para evitar la necesidad de proporcionar elementos de estator para una eficiencia mejorada entre esas etapas. Claramente, para lograr tal contra-rotación es necesario crear contra-rotación en los árboles sobre los cuales están fijados los álabes de la turbina o fijar esos álabes a carcasas para que haya contra-rotación entre esas carcasas y/o árboles de álabes de turbinas adyacentes. En estas circunstancias se ha de apreciar que se debe alcanzar un compromiso relativo entre los beneficios de eliminar el mayor peso de un estator en una posición intermedia entre las etapas de álabe de rotor de turbina y los problemas asociados con la consecución de tal contra-rotación.

Hay un número de planteamientos diferentes tomados con respecto a configuraciones de motor contra-rotativas. Uno es proporcionar una turbina de baja presión que tiene dos etapas en una disposición convencional de un par estator/rotor en cada etapa. Sin embargo, la turbina de baja presión gira a una velocidad mucho mayor que las turbinas convencionales, proporcionando baja carga aerodinámica y por consiguiente más eficiencia. Esta mayor velocidad rotacional es alcanzada utilizando una caja de engranajes que transfiere potencia desde el árbol de turbina de alta velocidad y baja presión al ventilador del compresor que gira mucho más lentamente. Sin embargo,

se apreciará, colocando carga y potencia adicionales a través de la caja de engranajes que hay una reducción inherente en eficiencia y pérdidas de potencia a través de esa caja de engranajes. Una alternativa más reciente es proporcionar un rotor de una turbina de presión intermedia intercalado con dos rotores de turbinas de baja presión. Las dos turbinas de baja presión están conectadas mediante una carcasa rotativa de modo de hay una contra-rotación entre esas turbinas de baja presión y la turbina de presión intermedia. Mediante esta disposición la primera turbina de baja presión tiene una carga aerodinámica mucho mayor de lo que es convencional y por consiguiente el número de etapas de turbina de baja presión puede ser reducido. De nuevo, en otro refinamiento, puede disponerse una caja de engranajes entre los árboles de presión intermedia y presión baja. En cualquier caso, la potencia es transferida desde la turbina intermedia a la turbina de baja presión y así permite que se eliminen más etapas desde la turbina de baja presión sin pérdida operacional de la entrada de eficiencia. Sin embargo, se comprenderá que mediante el uso de carcasas contra-rotativas puede haber problemas adicionales.

El documento US-A-6 381 948 describe un motor de turbina de gas que tiene rotores contra-rotativos accionados por un único árbol accionado por turbina de una caja de engranajes epicicloidial. La caja de engranajes epicicloidial sirve para dividir la salida de potencia del árbol (y por consiguiente de la turbina) entre los dos rotores contra-rotativos.

El documento US-A-5 010 729 describe un motor de turbina de gas de alta derivación que tiene un ventilador accionado por dos árboles contra-rotativos por medio de un conjunto de engranajes de reducción situado adyacente al ventilador. Los árboles contra-rotativos que se extienden coaxialmente a lo largo de la longitud del motor son a su vez accionados por una turbina de baja presión contra-rotativa. La turbina de baja presión comprende primeros y segundos miembros de rotor contra-rotativos provistos de álabes de turbina que se extienden hacia el interior y hacia el exterior.

En el caso de la primera disposición, una única turbina de baja presión (no contra-rotativa) acciona dos rotores contra-rotativos interconectados por medio de una caja de engranajes mientras que en la última disposición una única turbina de baja presión que tiene porciones contra-rotativas interconectadas por medio de una caja de engranajes acciona un único rotor.

En resumen, los sistemas que no usan una caja de engranajes crean generalmente complejidad mecánica de configuración adicional y pueden también limitar significativamente la máxima velocidad de rotación para el árbol. Sin embargo, los sistemas que usan una caja de engranajes para permitir que la turbina de baja presión gire mucho más deprisa que las disposiciones convencionales tienen el potencial para pérdida de potencia a través de la caja de engranajes, así como generalmente el de no evitar o maximizar los beneficios de eliminar una fila de estator en el motor.

De acuerdo con la presente invención, se proporciona una disposición de motor de turbina que comprende una etapa de turbina de baja presión que comprende una primera turbina presentada sobre un primer árbol y una segunda turbina presentada sobre un segundo árbol, y conjunto de paletas de guía de entrada aguas arriba de la primera turbina, estando el pri-

mer árbol acoplado a un árbol de ventilador de compresor mientras que el segundo árbol está acoplado a una caja de engranajes, estando la primera turbina aguas arriba de la segunda turbina de modo que el conjunto de paletas de guía de entrada presenta un flujo de gas hacia esa primera turbina y flujo de gas desde la primera turbina es directamente presentado a una segunda turbina, girando la primera turbina y la segunda turbina, en uso, en sentido contrario una con respecto a la otra, girando la segunda turbina en una relación de velocidades de rotación pre-determinada, más rápida que la primera turbina y teniendo la segunda turbina un área de salida para proporcionar velocidades de gas de salida bajas inmediatamente aguas abajo de la segunda turbina.

Típicamente, la relación de velocidades de rotación pre-determinada es del orden de 1,9 o mayor.

Generalmente, el segundo árbol tiene una velocidad rotacional gobernada por la caja de engranajes.

Típicamente, la carga mecánica sobre la segunda turbina está limitada de forma que AN^2 es igual o mayor que $2,3 \times 10^{12}$, donde A es el área de flujo de salida (metros²) y N es la velocidad rotacional del segundo árbol (rpm).

Normalmente, la caja de engranajes es de una naturaleza epicicloidal para facilitar el montaje en una carcasa de una disposición de motor de turbina.

Normalmente, hay una carga de trabajo repartida entre la primera turbina y la segunda turbina del orden de 50/50.

Generalmente, el conjunto de paletas de guía de entrada tiene un efecto de desviación de flujo bajo.

Generalmente, una paleta de guía de salida se presenta aguas abajo de una segunda turbina.

Posiblemente, se sitúa una turbina adicional aguas arriba de la primera turbina para distribución adicional del trabajo a través de la disposición, por lo que la primera turbina proporciona más trabajo en comparación con las turbinas segunda y adicional individualmente.

También de acuerdo con la presente invención, se sitúa un motor de turbina que incorpora una disposición de motor de turbina como la descrita anteriormente.

Una realización de la presente invención se describirá ahora a modo de ejemplo con referencia a la Fig. 2, que ilustra una sección transversal media esquemática de una disposición de motor de turbina de acuerdo con la presente invención.

Se hace referencia a la Fig. 2, que proporciona una sección recta esquemática parcial de una disposición de motor de turbina de acuerdo con la presente invención. Así, puede verse que turbinas de alta presión 100 están presentes aguas arriba de una primera turbina de baja presión 101 y una segunda turbina de baja presión 102. Aguas arriba de la primera turbina 101 está situado un conjunto de paletas de guía 103 de modo que un flujo de gas en la dirección de la flecha A pasa a través de las turbinas de alta presión 100 y es a continuación orientado apropiadamente y presentado a la primera turbina 101 por el conjunto de paletas de guía 103. Se ha de apreciar que la disposición es generalmente simétrica y cilíndrica, de modo que las turbinas 101, 102 giran alrededor de un eje central X-X.

La primera turbina 101 está fijada a un primer árbol 104 que, de acuerdo con la presente invención, está acoplado a un ventilador de compresor sobre el

lado del compresor de un motor de turbina. La segunda turbina 102 está acoplada a un segundo árbol 105 que a su vez está fijado a una caja de engranajes epicicloidal 106 que incorpora ruedas dentadas 107. Se ha de observar que el flujo de gas A que sale de la primera turbina 101 es directamente presentado a la segunda turbina 102 sin ningún otro conjunto de paletas de guía con el fin de crear orientación y presentación apropiadamente.

Los árboles 104, 105 son contra-rotativos entre sí con el fin de eliminar la necesidad de un estator o conjunto de paletas de guía entre las turbinas 101, 102. Aguas abajo de la segunda turbina 102 se presenta un conjunto de paletas de guía de salida 108. La caja de engranajes 106 está soportada sobre puntales 109 alrededor de la carcasa (no mostrada) de la disposición.

De acuerdo con la presente invención, la velocidad rotacional de la primera turbina 101 y la segunda turbina 102 están reguladas principalmente por la caja de engranajes 106, por lo que hay una diferencia pre-determinada de las velocidades de rotación entre las turbinas 101, 102. Típicamente, esta diferencia es tal que proporcione una diferencia de relación 1.9 entre las turbinas 101, 102, girando la segunda turbina esa magnitud más rápidamente que la primera turbina 101. Las velocidades rotacionales están gobernadas por medio de la caja de engranajes 106 que incorpora engranajes epicicloides 107 y cojinetes 110 apropiados.

Como se ha indicado previamente, un problema particular de los motores de turbina contra-rotativos que utilizan una caja de engranajes es la pérdida de potencia a través de esa caja de engranajes. Así, de acuerdo con la presente invención, mediante una apropiada configuración del conjunto de paletas de guía 103, orientación de los álabes de la turbina 101 y de la segunda turbina 102, es deseable que haya aproximadamente un 50/50 de reparto de trabajo o potencia entre las turbinas 101, 102.

Se ha de entender que la disposición representada en la Fig. 2 es de un formato esencialmente de dos árboles que reduce el peso probable. El motor de turbina que incorpora la presente disposición de motor de turbina comprende generalmente un ventilador seguido generalmente por un compresor de alta presión, cámara de combustión y a continuación turbina de alta presión con la presente disposición aguas abajo de este tren de flujo de gas. El conjunto de paletas de guía de entrada 103 desvía convencionalmente el flujo de gas A hacia la primera turbina de rotor 101 subsiguiente. Generalmente, los árboles respectivos para las turbinas de alta presión 100 y la primera turbina 101 pueden hacerse contra-rotativos. En esta situación el conjunto de paletas de guía 103 tendrá una desviación baja y por lo tanto carga de trabajo sobre el flujo de gas 101 con menos pérdida de potencia y por tanto más eficiencia de motor.

De acuerdo con la presente invención, la primera turbina 101 está directamente conectada al compresor o ventilador de baja presión por medio del primer árbol 104. En tales circunstancias, se apreciará que el árbol 104 gira a una velocidad relativamente baja y por tanto la primera turbina 101 gira también a una velocidad baja similar. La primera turbina 101 está dispuesta de forma que los álabes de la turbina 101 incorporan perfiles aerodinámicos de desviación alta. En tales circunstancias, el flujo de gas A que sale de la primera turbina 101 tendrá una velocidad de flujo

supersónica, estando típicamente el número Mach de salida relativo en el intervalo de 1,1 a 1,3. Se necesita una velocidad de salida alta del flujo desde la primera turbina 101 para proporcionar condiciones de entrada aceptables para la segunda turbina de rotor 102.

De acuerdo con la presente invención la segunda turbina 102 gira a velocidad relativamente alta para aumentar la eficiencia. La segunda turbina 102 debe girar tan rápidamente como sea mecánicamente aceptable en las circunstancias. La carga mecánica sobre la segunda turbina debe alcanzar una situación en la que AN^2 sea mayor que o igual a $2,3 \times 10^{12}$, donde A es igual al área del flujo de salida (metros cuadrados) y N es la velocidad rotacional (rpm) del árbol 105. Es deseable que el área de salida de la segunda turbina 102 sea suficientemente grande para mantener las velocidades de flujo absolutas en el conducto de salida, es decir inmediatamente aguas abajo de la segunda turbina 102, tan bajas como sea posible con el fin de evitar pérdidas inaceptablemente elevadas del flujo de gas por rozamiento contra la carcasa. A la vista de lo anterior se ha de entender que la eficiencia de la primera turbina 101 es comparable con una turbina de baja presión convencional menos cargada aerodinámicamente debido a su relación de velocidades relativamente alta con el mucho mayor número Mach de salida de lo que es habitual con primeras etapas de turbina de baja presión convencionales, pero tal que la primera turbina 101 de acuerdo con la presente invención realiza significativamente más trabajo que una primera turbina de baja presión convencional, es decir que tiene una relación de presiones mayor y una caída de temperatura mayor a través de la turbina, lo que compensa el efecto de números Mach mayores en la eficiencia de la etapa.

Como se ha indicado previamente la velocidad rotacional N del segundo árbol 105 debe ser tal que la relación sea mayor que o igual a 1,9 con respecto al primer árbol 104 acoplado al ventilador del compresor del motor. Esta diferencia relativa de las velocidades del primer árbol 101 y del segundo árbol 105 es necesaria para alcanzar una operación aceptable de la caja de engranajes 106, es decir dentro de su capacidad mecánica sin una pérdida de potencia demasiado grande.

Como puede verse, la segunda turbina 102 de velocidad relativamente alta a través del segundo árbol 105 está acoplada al primer árbol de baja velocidad 104 por medio de la caja de engranajes 106. Esta caja de engranajes 106 es de una naturaleza epicíclica con el fin de crear la necesaria regulación controlada entre las velocidades rotacionales relativas de los árboles 104, 105. La caja de engranajes 106 está soportada sobre los puntales 109 que a su vez están soportados sobre la carcasa a través de puntales (no mostrados) que pasan a través del conjunto de paletas de guía de salida 108 aguas abajo de las turbinas de baja presión 101, 102 de acuerdo con la presente invención. Se ha de entender que la necesaria lubricación y otros requisitos de superficie se proporcionarán a la caja de engranajes 106 a y los cojinetes 110 a través de los conductos apropiados en los puntales 109.

La utilización de contra-rotación entre la primera turbina 101 y la segunda turbina 102 asegura generalmente que la segunda turbina 102 pueda tratar con las mayores velocidades de torbellino del flujo de gas A cuando sale desde la primera turbina 101. En realidad tales velocidades de torbellino más altas son necesari-

rias para alcanzar un giro útil del flujo A cuando entra a la segunda turbina 102. Se ha de entender que la velocidad de torbellino relativa a la entrada de la turbina 102 es igual a la velocidad de torbellino relativa a la salida de la primera turbina 102, menos la suma media de las velocidades de álabe de turbina de las turbinas 101, 102 que, como se ha indicado previamente, serán grandes.

Se ha de entender que las bajas velocidades relativas de entrada a la segunda turbina 102 hacen que haya allí una relación de velocidades mayor a través de la segunda turbina 102. Esta relación de velocidades mayor, junto con la menor carga aerodinámica como resultado de que esa segunda turbina 102 tenga una alta velocidad rotacional, tiene como resultado una mayor eficiencia aerodinámica para la segunda turbina 102. Una ventaja adicional es que por el uso de contra-rotación de la primera turbina 101 y la segunda turbina 102 se ha de entender que no se requiere un conjunto de paletas o estator de guía entre estas turbinas 101, 102. Así, hay un significativo ahorro de coste y peso por el uso de tal contra-rotación entre las turbinas 101, 102. De forma similar, evitando el uso de carcasas exteriores rotativas sobre las cuales están montados álabes de turbina respectivos, se ha de entender que se presenta menos tensión a la turbinas, lo que es particularmente importante con respecto a la segunda turbina 102, permitiendo a esa turbina alcanzar la requerida gran área de salida y alta velocidad de rotación. En resumen, la presente disposición permite un conjunto mucho más simple y fácil de fabricar en comparación con disposiciones anteriores. Se ha de entender también que la segunda turbina 102 puede más aceptablemente alcanzar las deseadas altas velocidades rotacionales cuando se presenta con menores temperaturas de gas, y esto a su vez limita las tensiones sobre los álabes de la turbina 102.

Limitando la proporción de potencia de turbina de baja presión que pasa a través de la caja de engranajes 106, se ha de entender que hay pérdidas de transmisión significativamente reducidas en comparación con anteriores disposiciones que transmiten toda su potencia a través de la caja de engranajes. En tales circunstancias puede usarse una caja de engranajes más pequeña y más ligera con respecto a anteriores disposiciones.

La caja de engranajes 106 es generalmente integral con las etapas de turbina de baja presión y así preserva la modularidad en un motor, es decir, las etapas de turbina de baja presión permanecen separadas de las turbinas de aguas arriba de alta presión de una disposición.

Se ha de entender que en otras realizaciones de configuración de la presente invención, pueden proporcionarse más de dos turbinas, pero sin embargo el número de conjuntos de paletas o estator de guía necesarios se reducirán. Así, en un conjunto de dos paletas de guía y tres disposiciones de turbina de baja presión, una primera etapa será generalmente de un diseño convencional en la forma de un conjunto de estator/paletas de guía para acoplamiento de rotor de turbina. El rotor de turbina gira a la velocidad del árbol de baja presión y está directamente conectado a ese árbol a través de su disco de rotor. Una segunda etapa de turbina es de un alto rendimiento de trabajo e incorpora álabes de perfil aerodinámico de alta desviación con números Mach de flujo de gas de salida relativos supersónicos. Esta segunda turbina tam-

bién gira a la velocidad del árbol de baja presión y está directamente conectada a él. De acuerdo con la presente invención, una tercera turbina se dispone entonces para girar en sentido contrario con respecto a la segunda turbina descrita anteriormente a una alta velocidad sobre su propio árbol. Esta tercera turbina está conectada al árbol de baja presión a través de una caja de engranajes, estando su máxima velocidad establecida por el área del conducto de salida requerida y el límite de tensión del rotor de la turbina. En tales circunstancias se debe apreciar que la segunda y tercera turbinas son respectivamente equivalentes a la primera y segunda turbinas descritas con relación a la Fig. 2. En este conjunto de dos paletas de guía/estator y disposición de tres turbinas se ha de entender que se transmitirán niveles de potencia relativamente más altos que mediante la tecnología convencional con una división de trabajo aproximada entre las tres etapas de turbina del orden de 30:40:30.

La presente disposición de motor de turbina es más eficiente, más barata y más ligera que las disposiciones convencionales cuando se tienen en cuenta las pérdidas de potencia por fricción, etc en una configuración del tipo de caja de engranajes y la complejidad y coste adicionales junto con el peso. Es también posible alcanzar una reducción significativa de longitud del motor longitudinal, debido al reducido número de etapas, que a su vez puede reducir la resistencia aerodinámica de la barquilla y así reducir relativamente el quemado de combustible.

La presente invención se refiere a la configuración general de una turbina de trabajo relativamente alto pero de baja velocidad antes de una turbina de alta velocidad de forma que se presenta menos potencia a través de la caja de engranajes, permitiendo que la caja de engranajes sea de menor tamaño. Las dos turbinas giran en sentidos contrarios para evitar la necesidad de un conjunto de paletas de guía/estator entre los rotores de la turbina, reduciendo de nuevo el peso. El área de conducto de salida desde la segunda turbina es suficientemente grande para evitar pérdidas aerodinámicas durante la operación actuando eficientemente sobre la turbina. En esta configuración general de una disposición de acuerdo con la presente invención, se apreciará que la particular orientación de las paletas de guía en el conjunto 103 y la presentación de las respectivas turbinas 102, 102 en términos de los ángulos de perfil aerodinámico de los álabes, número de álabes, tamaños, separaciones y otros factores se elegirán con dependencia del rendimiento y objetivos operacionales deseados. De forma similar, la caja de engranajes 106 en términos de la relación de velocidades de rotación predeterminada entre los árboles 104, 105 y por tanto las turbinas 101, 102, se elegirán por los requisitos de rendimiento operacional deseados. Las paletas del conducto de salida 108 se elegirán también para alcanzar el flujo B de salida o de expulsión deseado desde la disposición hasta subsiguientes etapas del motor tal como sea requerido.

REIVINDICACIONES

1. Una disposición de motor de turbina que comprende una etapa de turbina de baja presión que comprende una primera turbina (101) presentada sobre un primer árbol (104) y una segunda turbina (102) presentada sobre un segundo árbol (105), y conjunto de paletas de guía de entrada (103) aguas arriba de la primera turbina (101), **caracterizada** porque el primer árbol (104) está acoplado al árbol de ventilador del compresor mientras que el segundo árbol (105) está acoplado a una caja de engranajes (106), estando la primera turbina (101) aguas arriba de la segunda turbina (102) de forma que el conjunto de paletas de guía de entrada (103) presenta un flujo de gas a esa primera turbina (101) y el flujo de gas desde la primera turbina (101) es directamente presentado a la segunda turbina (102), estando la primera turbina (101) y la segunda turbina (102), en uso, en contra-rotación entre sí, girando la segunda turbina (102) a una relación de velocidades de rotación predeterminada, más rápida que la primera turbina (101), y teniendo la segunda turbina (102) un área de salida para proporcionar velocidades de gas de salida bajas inmediatamente aguas abajo de la segunda turbina (102).

2. Una disposición de acuerdo con la reivindicación 1, **caracterizada** porque la relación de velocidades pre-determinada es del orden de 1,9 o mayor.

3. Una disposición de acuerdo con la reivindicación 1 ó la reivindicación 2, **caracterizada** porque el segundo árbol (105) tiene una velocidad rotacional gobernada por la caja de engranajes (106).

4. Una disposición de acuerdo con las reivindicaciones 1, 2 ó 3, **caracterizada** porque la carga mecá-

nica sobre la segunda turbina (102) está limitada de tal forma que AN^2 es igual o mayor que $2,3 \times 10^{12}$, donde A es el área del flujo de salida en metros cuadrados y N es la velocidad rotacional del segundo árbol (105) en revoluciones por minuto.

5. Una disposición de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones precedentes, **caracterizada** porque la caja de engranajes (106) es de una naturaleza epicíclica para facilitar el montaje en una carcasa de una disposición de motor de turbina.

6. Una disposición de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones precedentes, **caracterizada** porque hay un reparto de carga entre la primera turbina (101) y la segunda turbina (102) del orden de 50/50.

7. Una disposición de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones precedentes, **caracterizada** porque el conjunto de paletas de guía de entrada (103) tiene un bajo efecto de desviación del flujo.

8. Una disposición de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones precedentes, **caracterizada** porque una paleta de guía de salida (103) es presentada aguas abajo de una segunda turbina (102).

9. Una disposición de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones precedentes, **caracterizada** porque se proporciona una turbina adicional (100) aguas arriba de la primera turbina (101) para distribución adicional del trabajo a través de la disposición, por lo cual la primera turbina (101) proporciona más trabajo en comparación con cualquiera de las turbinas segunda (102) y adicional (100) individualmente.

10. Un motor de turbina, **caracterizado** porque el citado motor de turbina incorpora una disposición de motor de turbina de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones precedentes.

Fig.1.

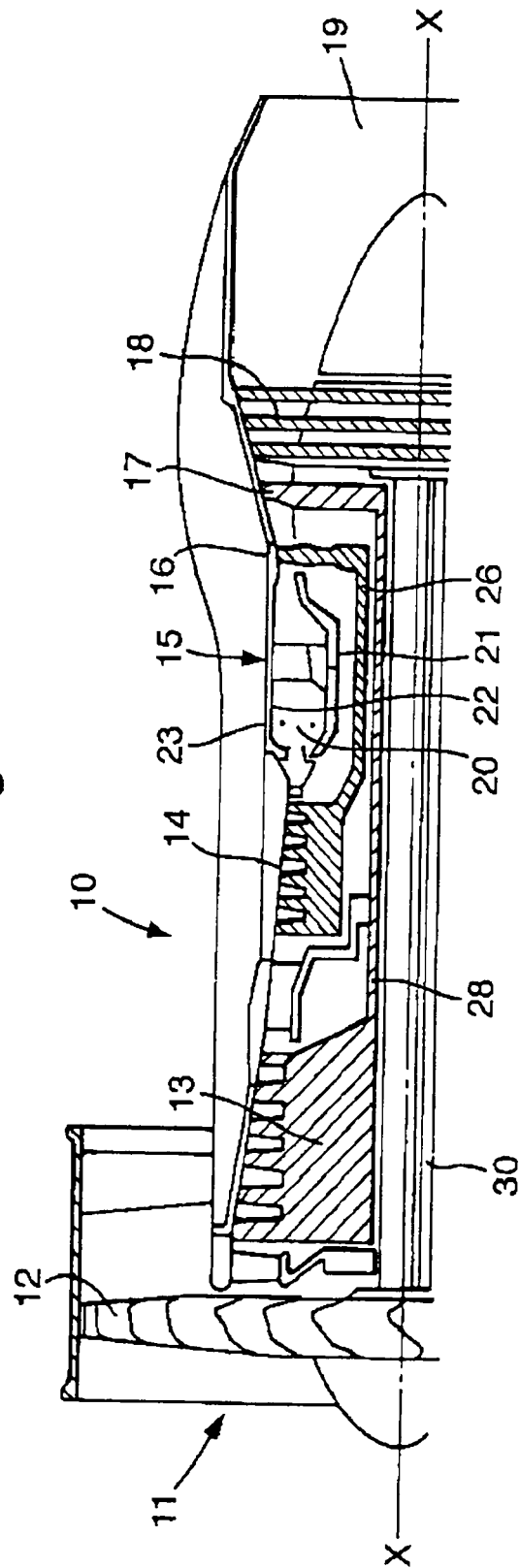


Fig.2.

