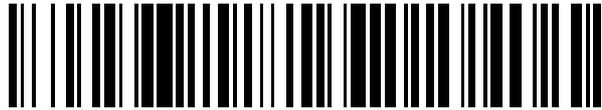


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 404 579**

51 Int. Cl.:

F01D 5/06

(2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **08.08.2008 E 08787065 (5)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **06.03.2013 EP 2173972**

54 Título: **Rotor para una turbomáquina de flujo axial**

30 Prioridad:

10.08.2007 EP 07015785

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

28.05.2013

73 Titular/es:

**SIEMENS AKTIENGESELLSCHAFT (100.0%)
Wittelsbacherplatz 2
80333 München, DE**

72 Inventor/es:

**ARRELL, DOUGLAS J.;
HUNT, DAVID W.;
KOLK, KARSTEN;
HOELL, HARALD y
NIMPTSCH, HARALD**

74 Agente/Representante:

CARVAJAL Y URQUIJO, Isabel

ES 2 404 579 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

Rotor para una turbomáquina de flujo axial

5 La invención se refiere a un rotor para una turbomáquina de flujo axial, con varios discos de rotor dispuestos apilados, que están tensados axialmente entre sí por medio de al menos un anclaje de tracción y presentan en cada caso un diámetro exterior.

10 Los rotores del tipo indicado al principio se conocen a partir del estado general de la técnica desde hace mucho tiempo. Los discos de rotor utilizados en el rotor llevan de manera conocida en sus lados exteriores unas palas de rodadura dispuestas en una corona, por medio de las cuales se puede comprimir un medio de trabajo o por medio de las cuales la energía contenida en un medio de trabajo se puede convertir en el movimiento giratorio del rotor. Los discos del rotor apilados adyacentes entre sí son tensados unos con los otros en este caso por al menos un anclaje de tracción. A tal fin, el anclaje de tracción se extiende a través de los discos de rotor y está pretensado por medio de tuercas enroscadas en el extremo. El anclaje de tracción garantiza la yuxtaposición fija de los discos de rotor.

15 Además, se conoce a partir del documento DE 199 14 227 B4 que un rotor soldado conjuntamente puede presentar una envolvente de aislamiento térmico exterior en forma de tambor para la protección de la zona interior del rotor.

Además, a partir de la publicación de patente DE 898 100 se conoce un rotor de turbina de gas refrigerado, cuya periferia exterior se forma por soportes de palas en forma de anillo, que están provistos con escotaduras opuestas dirigidas hacia el eje. En cada una de estas escotaduras encaja en cada caso un borde sobresaliente de un disco de rotor, de manera que el soporte respectivo de las palas está tensado en unión positiva entre dos discos de rotor.

20 Además, se conoce un rotor de tambor compuesto por varias partes para turbinas de gas a partir de la publicación de patente CH 238 207. El rotor de tambor comprende en este caso un tambor compuesto axialmente por varios anillos, que están soldados entre sí en la periferia exterior del tambor en los puntos de unión. En este caso, en la zona de los puntos de unión entre dos nervaduras vecinas está engastado en unión positiva el borde de un disco de rotor.

25 Se conoce a partir de la publicación de patente DE 972 310 un rotor modular para una turbomáquina en el tipo de construcción de discos. Las palas de rotor soportadas por el rotor están fijadas en detalle en anillos. Los anillos están retenidos en sus lados frontales en unión positiva por discos de rotor dispuestos en ambos lados.

30 De acuerdo con los esfuerzos generales para el incremento del rendimiento y la potencia de turbinas de gas utilizadas para la generación de energía, son necesarias corrientes de masas del compresor comparativamente grandes con relaciones de la presión del compresor al mismo tiempo altas. Corrientes de masas de compresión mayores aparecen, por ejemplo, en compresores de turbinas de gas, cuya potencia nominal es mayor que 50 MW. La relación de la presión del compresor es en este caso mayor que 1:16. En virtud de la relación de la presión comparativamente alta, se incrementa la temperatura del aire comprimido a varios cientos de grados Celsius. La temperatura alta del aire calienta los elementos vecinos del compresor, especialmente en la zona de las fases traseras del compresor, de manera que actualmente, en virtud de las relaciones incrementadas de la presión, los materiales utilizados hasta ahora no pueden resistir ya en una medida suficiente las temperaturas que aparecen ahora. En el caso de utilización de materiales más resistentes a la temperatura para discos de rotor aparecen, sin embargo, en virtud del tamaño de construcción de compresores con corrientes de masas grandes, otros inconvenientes en la resistencia y la capacidad de procesamiento, de manera que éstos solamente son adecuados con condiciones y solamente se pueden emplear con condiciones. Además, los materiales más resistentes a la temperatura son también más caros.

35 El cometido de la invención es, por lo tanto, la preparación de un rotor para una turbomáquina de flujo axial, con preferencia para un compresor de alta presión con una relación de la presión mayor que 1:16 y una corriente de masas del compresor comparativamente grande, en el que manteniendo el concepto con discos de rotor colocados adyacentes apilados, se puede indicar una construcción económica. Al mismo tiempo, el rotor debe presentar una duración de vida útil especialmente larga. Además, debe mejorarse adicionalmente la eficiencia del compresor.

40 Los cometidos mencionados se solucionan por medio de un rotor del tipo mencionado al principio, en el que al menos dos de los discos de rotor presentan un diámetro exterior más pequeño que uno de los discos de rotor adyacentes y la diferencia existente de los diámetros se compensa a través de un tambor circundante en forma anillo con diámetro exterior más pequeño, cuyo tambor rodea los discos de rotor respectivos con diámetro pequeño en su extensión axial total y presenta una nervadura circundante sin fin en su superficie interior, que está tensada axialmente entre los discos de rotor rodeados con diámetro más pequeño.

45 De esta manera, de acuerdo con la invención se propone un rotor de varias partes – visto en su dirección radial -, en el que los discos de rotor que se encuentran en el interior pueden estar fabricados de otro material que el tambor previsto en el exterior. Los materiales la mayoría de las veces adecuados se pueden seleccionar de esta manera

para las diferentes cargas del tambor y de los discos de rotor. De este modo, tanto el tambor como también los discos de rotor rodeados con diámetro más pequeño se pueden fabricar, respectivamente, de un material, con el que se puede conseguir una duración de vida útil especialmente larga del componente. Al mismo tiempo se indica un dispositivo, por medio del cual se puede conectar el tambor de forma fija contra giro con los discos de rotor de diámetro más pequeño. De esta manera, no es posible un movimiento relativo afectado por resbalamiento entre el tambor dispuesto en el exterior y los discos de rotor dispuestas radialmente más hacia el interior, con lo que, en general, se pueden transmitir libres de pérdidas los pares de torsión y las fuerzas que deben transmitirse entre los componentes implicados. Además, el tambor posibilita la obturación de intersticio entre los dos discos del rotor, de manera que se puede suprimir aquí una corriente de fuga que está presente en este lugar, dado el caso, en el estado de la técnica. Esto incrementa la eficiencia del compresor.

Además, los discos de rotor, en virtud de su diámetro más pequeño, se pueden investigar mejor, en lo que se refiere a las inclusiones de materiales existentes, dado el caso, a los puntos defectuosos y/o también a grietas por medio de los procedimientos de ultrasonido conocidos que los discos de rotos conocidos a partir del estado de la técnica con un diámetro mayor.

Las configuraciones ventajosas se indican en las reivindicaciones dependientes.

De acuerdo con un primer desarrollo ventajoso, el disco de rotor con el diámetro exterior mayor está dispuesto inmediatamente adyacente al disco de rotor con el diámetro exterior más pequeño. A este respecto, las palas de rodadura están amarradas directamente con el disco de rotor con diámetro mayor, en cambio en la sección axial del rotor, en la que está dispuesto el disco de rotor con diámetro más pequeño, las palas de rotor están amarradas directamente con el tambor. Por decirlo así, el rotor comprende una primera sección con un rotor de disco y una segunda sección con un rotor de tambor con discos de rotor colocados en el interior.

De acuerdo con otro desarrollo ventajosa, la nervadura del también se extiende radialmente más hacia el interior que el disco del rotor con diámetro exterior más pequeño y presenta en este caso una anchura axial tal que la nervadura se extiende al menos parcialmente hasta un orificio del cubo del disco del rotor con diámetro más pequeño. Esta configuración conduce a un tambor con capacidad de carga especial tanto mecánica como también térmica.

Con preferencia, los dos discos de rotor exteriores – vistos en la dirección axial del rotor – rodeados por el tambor están amarrados con éste para la absorción de cargas de fuerzas centrífugas. De esta manera, el tambor rodea al menos dos discos de rotor, de manera que en cada caso los dos discos de rotor exteriores – vistos en dirección axial- prevé en sus periferias exteriores, respectivamente, un anclaje, que se puede llevar a engrane en cada caso con un gancho o ranura correspondientes previsto en el lado interior del tambor. La dirección del anclaje se selecciona para que las cargas de fuerza centrífuga que actúan sobre el tambor puedan ser absorbidas, al menos parcialmente, por los discos de rotor. De esta manera, se puede distribuir la carga de fuerza centrífuga, que se produce en esta sección del rotor, de una manera uniforme desde el tambor sobre los discos de rotor dispuestos radialmente hacia el interior. En virtud de la facilidad de montaje necesaria de la construcción apilable con discos de rotor dispuestos radialmente en el interior y del tambor dispuesto radialmente en el exterior es necesario que al menos los dos discos de rotor exterior estén amarrados con el tambor. En una disposición, en la que el tambor rodea solamente dos discos de rotor, de esta manera ambo discos de rotor están amarrados con el tambor.

De acuerdo con una configuración especialmente ventajosa de la invención, el tambor está configurado de un material más resistente al calor que los discos de rotor. Especialmente de esta manera se puede indicar un rotor especialmente económico, puesto que el material más resistente al calor y más intensivo de costes solamente debe utilizarse para el tambor. La construcción de acuerdo con la invención se utiliza con preferencia en las fases traseras de un compresor axial, en las que durante el proceso de compresión se producen temperaturas especialmente alta en la zona de más de 400°C. Con un tambor más resistente al calor se puede mantener al menos la duración de vida útil del rotor, cuando no se puede prolongar adicionalmente. Puesto que en el interior del rotor en virtud de los gradientes de temperatura en el material del tambor predomina una temperatura más reducida que en el aire a comprimir, puede ser suficiente que los discos de rotor estén fabricados de un material, que cumple requerimientos reducidos con respecto a la resistencia a la temperatura. De manera correspondiente, el material de los discos de rotor puede ser más económico que el material del tambor. Por ejemplo, el tambor puede estar fabricado de una aleación a base de níquel y los discos de rotor rodeados por él pueden estar fabricados de un acero o aleación resistentes al calor.

Para poder indicar una unión especialmente fija y fiable entre el tambor y los discos de rotor, la nervadura presenta dos superficies frontales opuestas del tipo de pestaña, que se apoyan en superficies frontales del tipo de pestaña de discos de rotos adyacentes a ellas, con preferencia, la superficie frontal de los discos de rotor se apoya en unión positiva en la superficie frontal de la nervadura. Por ejemplo, la unión positiva se puede fabricar por medio de un dentado Hirth. De acuerdo con otra configuración, puede estar previsto que el tabor presente al menos una ranura para el alojamiento de al menos una pala de rodadura. Con preferencia, la ranura está configurada como ranura circunferencial, de manera que en la ranura circunferencial se pueden insertar todas las palas de rodadura de una corona de palas de rodadura. La utilización de ranuras circunferenciales posibilita un número especialmente grande

de palas de rotor por cada corona. Además, las ranuras circunferenciales son más económicas en su fabricación que las ranuras que se extienden en dirección axial para palas de rotor.

En una variante especialmente preferida de la invención, el número de las ranuras circunferenciales puede ser mayor que el número de los discos de rotor rodeados por el tambor. Hasta ahora en el estado de la técnica sucedía que por cada fase de palas del rotor estaba previsto un disco de rotor con una ranura circunferencial. Esto condicionaba un espacio de construcción comparativamente grande para la fijación de las palas de rodadura en el rotor. Con la solución propuesta ahora se puede conseguir, a pesar de la utilización del concepto de rotor modular con discos de rotor, un espacio de construcción axial comparativamente corto para el rotor y para la carcasa, puesto que, por ejemplo, en el caso de utilización de dos discos de rotor, es posible prever en la periferia exterior el tambor tres ranuras circunferenciales, en las que se pueden insertar en cada caso palas de rodadura de diferentes coronas de palas. De esta manera, se puede ahorrar espacio de construcción axial, lo que reduce especialmente los costes del material de la carcasa. Además, se puede reducir la masa del rotor. De este modo, en general, el lado exterior del tambor está configurado para el alojamiento de palas del rotor dispuestas en coronas, pudiendo ser el número de las coronas de palas que se pueden montar mayor que el número de los discos de rotor rodeados por el tambor.

La invención es especialmente conveniente cuando el rotor es empleado en un compresor con una relación de compresión mayor que 1:16, siendo el compresor con preferencia el compresor de una turbina de gas estacionaria, empleada para la generación de energía. Con preferencia, la potencia nominal de la turbina de gas es mayor que 50 MW. La invención se puede emplear, en principio, en este caso en cualquier sección de un compresor. Puesto que los problemas mencionados a partir del estado de la técnica aparecen especialmente en discos de rotor grandes con un diámetro exterior de 1200 mm y más, es especialmente ventajoso que especialmente los discos de rotor grandes de este tipo sean sustituidos por la construcción de acuerdo con la invención con discos de compresor de diámetro exterior más pequeño y con uno de estos tambores circundantes. Por lo tanto, de manera más preferida, también el tabor de acuerdo con la invención tiene un diámetro exterior de 1200 mm y más. Pero es evidente que la invención se puede emplear también en las secciones del compresor en las que – cuando se emplean solamente discos de compresor sin un tambor – éste presentaría un diámetro exterior inferior a 1200 mm. De esta manera, son posibles también diámetros exteriores del tambor inferiores a 120 mm.

La invención se explica en detalle con la ayuda de un dibujo. Otras características así como otras ventajas se deducen con la ayuda de la descripción de las figuras. En este caso:

La figura 1 muestra un fragmento a través de la sección longitudinal a través de un rotor de acuerdo con la invención.

La figura 2 muestra el mismo fragmento que la figura 1 con un tambor modificado, y

La figura 3 muestra un tambor de acuerdo con otra configuración con una zona de cubo que se proyecta radialmente hacia dentro.

La figura 1 muestra un fragmento a través de la sección longitudinal de un rotor 12, que comprende varios discos de rotor 10, de una turbina de gas no representada en detalle. El fragmento del rotor 12 está seleccionado en este caso de tal manera que éste se encuentra en la zona de alta presión del compresor axial de la turbina de gas. La dirección de la bomba del compresor axial es desde el lado izquierdo del dibujo hacia el lado derecho del dibujo.

Los discos de rotor 14, 16 están fabricados en configuración conocida y presentan en sus periferias exteriores 18, respectivamente, una ranura circunferencial 20, que se extiende en dirección circunferencial y que están previstas en cada caso para el alojamiento de palas de rodadura del compresor. Los discos del rotor 14, 16 se apoyan a modo de pestaña en una superficie de contacto 22, de manera que en esta superficie de contacto 22 está previsto un dentado Hirth para la conexión en unión positiva.

Inmediatamente curso abajo del disco de rotor 16, es decir, representados más hacia la derecha en la figura 2, están previstos otros dos discos de rotor 24, 26, que presenta, comparados con los discos de rotor 14, 16 dispuestos curso arriba de ellos, un diámetro exterior esencialmente más pequeño. Los conceptos de “curso abajo” y “curso arriba” se refieren en este caso a la dirección del aire comprimido que circula en el compresor axial.

Los dos discos de rotor 24, 26 son rodados por un tambor 28 de forma circular en la sección transversal, en forma de T en la sección longitudinal. El tambor 28 presenta en su lado interior 30 una nervadura 32 circundante sin fin dirigida radialmente hacia dentro, que está provista con dos superficies frontales 34 opuestas entre sí. Las superficies frontales 34 se apoyan en este caso, por un lado, en el disco del rotor 24 y, por otro lado, en el disco del rotor 26 en superficies de contacto 36, 38. Las superficies de contacto 36, 38 están estructuradas de tal manera que en cada caso está prevista una unión positiva en forma de un dentado Hirth.

Cada uno de los discos de rotor 24, 26 presenta en su zona exterior un gancho 40, 42 circundante que se extiende en dirección axial. De esta manera resulta en cada caso una ranura circunferencial 41, 43 abierta hacia el lado frontal. Los ganchos 40, 42 en forma de anillo encajan en cada caso en una ranura circundante 44, 46 sin fin abierta

hacia el lado frontal del tambor 28 y dispuesta en éste. Las ranuras 44, 46 forman de esta manera en cada caso un alojamiento para los ganchos 40, 42 dispuestos en los discos de rotor 24, 26.

El tambor 28 presenta en su lado exterior, además, unas ranuras de retención de las palas de rodadura 40, 50, 52 que se extienden en la dirección circunferencial, en las que se pueden insertar en cada caso unas palas de rodadura de una corona de palas. Las palas de rodadura presentan a tal fin unas patas de palas configuradas de manera correspondiente a las ranuras de retención de las palas de rodadura 48, 50, 52. Las palas de rodadura que se pueden insertar en las ranuras 48, 50, 52 pertenecen a las fases de las palas, que realizan las últimas elevaciones de la presión en el medio a comprimir. De manera correspondiente, a las ranuras de retención de las palas de rodadura 48, 50, 52 están asociadas las tres últimas coronas de palas de rodadura del compresor. En virtud de las temperaturas altas que se producen durante la compresión del medio (aire) en la zona del tambor 28, éste está fabricado de un material más resistente al calor que los discos de rotor 24, 26 rodeados por el tambor 28 y que se encuentran de esta manera más hacia dentro. Los discos de rotor 24, 26 se pueden fabricar de esta manera de un material menos resistencia a la temperatura, puesto que en su zona aparecen temperaturas más reducidas que en la zona del tambor 28. Además, la distancia axial entre las ranuras 48 y 50 así como entre las ranuras 50 y 52 es en comparación menor que la distancia en el caso de utilización de tres discos de rotor individuales en lugar del tambor 28, de manera que se puede ahorrar espacio de construcción axial en el compresor. El ahorro de espacio de construcción axial posibilita, en general, la construcción de una turbina de gas más económico o bien la construcción de un compresor más económico.

Aunque el tambor 28 está configurado en una sola pieza y de manera correspondiente es centrado por los discos de rotor 24, 26 previstos allí, se ha comprobado que es ventajoso que cada uno de los discos de rotor 24, 26 esté amarrado con el lado interior 30 del tambor 28. De esta manera se puede evitar incluso un ajuste insignificante de los dos extremos 54, 56 opuestos axialmente entre sí del tambor 28. Al mismo tiempo, se pueden transmitir, al menos parcialmente, las cargas de fuerzas centrífugas mecánica, que resultan de las palas de rodadura, desde el tambor 28 hasta los discos de rotor 24, 26, de manera que las cargas mecánicas en el borde del tambor 28 permanecen dentro de los límites admisibles del material del tambor.

En lugar de un anclaje de tracción 48, que se extiende en el centro a través de orificios de cubos 57 de los discos de rotor 10, se pueden prever, evidentemente también una pluralidad de varios anclajes de tracción dispuestos de forma descentralizada alrededor del eje de la máquina 60, para presionar los discos de rotor fijamente entre sí.

La figura 2 muestra el mismo fragmento de la turbina de gas que la figura 1, estando rotulados los mismos componentes con idénticos signos de referencia.

A diferencia de la figura 1, el tambor 28 representado en la figura 2 presenta una nervadura 32 modificada. La nervadura 32 de acuerdo con la segunda configuración del tambor 28 representada en la figura 2 se extienden hacia el interior no sólo hasta aquellas superficies frontales 34, que se apoyan en las superficies de contacto 22 de los discos de rotor 24, 26, sino más allá de esta zona. De esta manera, la nervadura 32 puede comprender también otra zona de cubo 62, cuyo extremo radial se encuentra esencialmente más hacia el interior que las superficies de contacto 22 de los discos de rotor 24, 26. De esta manera se puede conseguir una capacidad de carga mayor del tambor 28.

En la figura 3 se muestra otra configuración alternativa de la invención, en la que las características idénticas están provistas con signos de referencia idénticos. Las características idénticas presentan, además, la misma función, de modo que la descripción precedente se aplica también aquí para características de construcción idénticas en la figura 3. A continuación se explican en detalle entonces sólo todavía las diferencias estructurales con relación a la figura 2.

Comparado con la figura 2, el tambor 28 según la figura 3 presenta una zona de cubo 63 que se proyecta radialmente todavía más hacia dentro. Esta zona de cubo 63 es tan ancha, además, también todavía en su extensión axial que ésta se encuentra radialmente dentro de las zonas del cubo 74 de los discos del rotor 24, 26. Con otras palabras: la zona del cubo 63 de la nervadura 32 tiene una extensión axial tal que ésta se extiende parcialmente hasta el interior del orificio del cubo 57 de los discos de rotor 24, 26 con diámetro más pequeño. Por medio de una zona de cubo 63 de este tipo se pueden mantener comparativamente pequeñas 24 las tensiones mecánicas en el tambor, con lo que éste puede resistir también mejor las cargas térmicas.

En general, la invención se refiere, por lo tanto, a un rotor 12 para una turbomáquina de flujo axial con varios discos de rotor 10, 14, 16, 24, 26 que están dispuestos apilados, que están tensados entre sí por medio de al menos un anclaje de tracción 58 y presentan, respectivamente, un diámetro exterior. Para indicar un rotor 12 especialmente económico con un tipo de construcción compacto, que está diseñado especialmente para relaciones de presión especialmente altas con corrientes de masas de compresor comparativamente grandes, se propone que al menos dos discos de rotor 24, 26 del rotor 12 presenten un diámetro exterior más pequeño que uno de los discos de rotor 16 vecinos y que la diferencia de diámetro existente sea compensada por un tambor 28 que rodea en forma de anillo el disco de rotor 24, 26 con diámetro exterior más pequeño. El tambor 28 rodea los discos de rotor 24, 26 con

5 diámetro más pequeño en toda su extensión axial y presenta una nervadura 32 circundante sin fin en su superficie exterior 30, que está tensada axialmente entre los discos de rotor 24, 26 circundantes con diámetro más pequeño. En este caso, solamente el tambor 28 puede estar fabricado de un material más resistencia al calor. En cambio, los discos de rotor 24, 26 rodeados por él pueden estar fabricados de un material más económico, lo que conduce a un ahorro de costes. Además, el tambor 28 puede llevar al menos una corona de palas más que los discos de rotor 24, 26, que están rodeados por ella.

10

REIVINDICACIONES

- 5 1.- Rotor (12) para una turbomáquina de flujo axial, con varios discos de rotor (10, 14, 16, 24, 26) dispuestos apilados, que están tensados entre sí por medio de al menos un anclaje de tracción (58) y presentan en cada caso un diámetro exterior, caracterizado porque al menos dos discos de rotor (24, 26) del rotor (12) presentan un diámetro exterior más pequeño que uno de los discos de rotor (16) vecino y la diferencia de diámetro existente se compensa por medio de un tambor (28) que rodea en forma de anillo los discos de rotor (24, 26) con diámetro exterior más pequeño, cuyo tambor (28) rodea los discos de rotor (24, 26) con diámetro más pequeño en toda su extensión axial y presenta una nervadura (32) circundante sin fin en su superficie interior (30), que está tensada axialmente entre los discos de rotor (24, 26) rodeados con diámetro más pequeño.
- 10 2.- Rotor (12) de acuerdo con la reivindicación 1, caracterizado porque el disco de rotor (14, 16) con el diámetro exterior mayor está dispuesto directamente adyacente al disco de rotor (24, 26) con el diámetro exterior más pequeño.
- 15 3.- Rotor (12) de acuerdo con una de las reivindicaciones 1 ó 2, en el que la nervadura del tambor (28) se extiende radialmente más hacia el interior que el disco de rotor (24, 26) con diámetro exterior más pequeño y en este caso presenta una anchura axial tal que la nervadura (32) se extiende, al menos parcialmente, hasta un orificio de cubo (57) del disco de rotor (24, 26) con diámetro exterior más pequeño.
- 20 4.- Rotor (12) de acuerdo con una de las reivindicaciones 1 a 3, en el que los dos discos de rotor (24, 26) exteriores – vistos en la dirección axial del rotor (12)- rodeados por el tambor (28) están amarados con éste para el alojamiento de cargas de fuerza centrífuga.
- 5.- Rotor (12) de acuerdo con la reivindicación 4, en el que los dos discos del rotor (24, 26) presentan en su lado circunferencial un gancho (40, 42) en forma de anillo, que se extiende en dirección axial, que encajan en cada caso en una ranura (44, 46) prevista en el tambor (28).
- 25 6.- Rotor (12) de acuerdo con una de las reivindicaciones anteriores, en el que el tambor (28) está configurado de un material más resistente al calor que el disco del rotor (24, 26) con diámetro más pequeño.
- 7.- Rotor (12) de acuerdo con una de las reivindicaciones anteriores, en el que la nervadura (32) presenta dos superficies frontales (34) del tipo de pestaña opuestas, que se apoyan en superficies frontales (36, 38) del tipo de pestaña de los discos de rotor (24, 26) vecinos.
- 30 8.- Rotor (12) de acuerdo con la reivindicación 7, en el que las superficies frontales (36, 38) de los discos de rotor (24, 26) y las superficies frontales (34) de la nervadura (32) se apoyan en unión positiva entre sí.
- 9.- Rotor (12) de acuerdo con la reivindicación 8, en el que la unión positiva está formada por medio de un dentado Hirth.
- 10.- Rotor (12) de acuerdo con una de las reivindicaciones 1 a 9, en el que el tambor (28) presenta al menos una ranura (48, 50, 52) para el alojamiento de al menos una pala de rotor.
- 35 11.- Rotor (12) de acuerdo con la reivindicación 10, en el que la ranura (48, 50, 52) está configurada como ranura circunferencial.
- 12.- Rotor (12) de acuerdo con la reivindicación 11, en el que están previstas una pluralidad de ranuras circunferenciales (48, 50, 52), que es mayor que el número de los discos de rotor (24, 26) rodeados por el tambor (28).
- 40 13.- Rotor (12) de acuerdo con la reivindicación 12, en el que el lado exterior del tambor (28) está configurado para el alojamiento de palas de rotor dispuestas en coronas, en el que la pluralidad de las coronas de palas que se pueden montar es mayor que el número de los discos de rotor (24, 26) rodeados por el tambor (28).
- 14.- Compresor con un rotor (12) de acuerdo con una de las reivindicaciones anteriores.
- 15.- Turbina de gas con un compresor de acuerdo con la reivindicación 14.

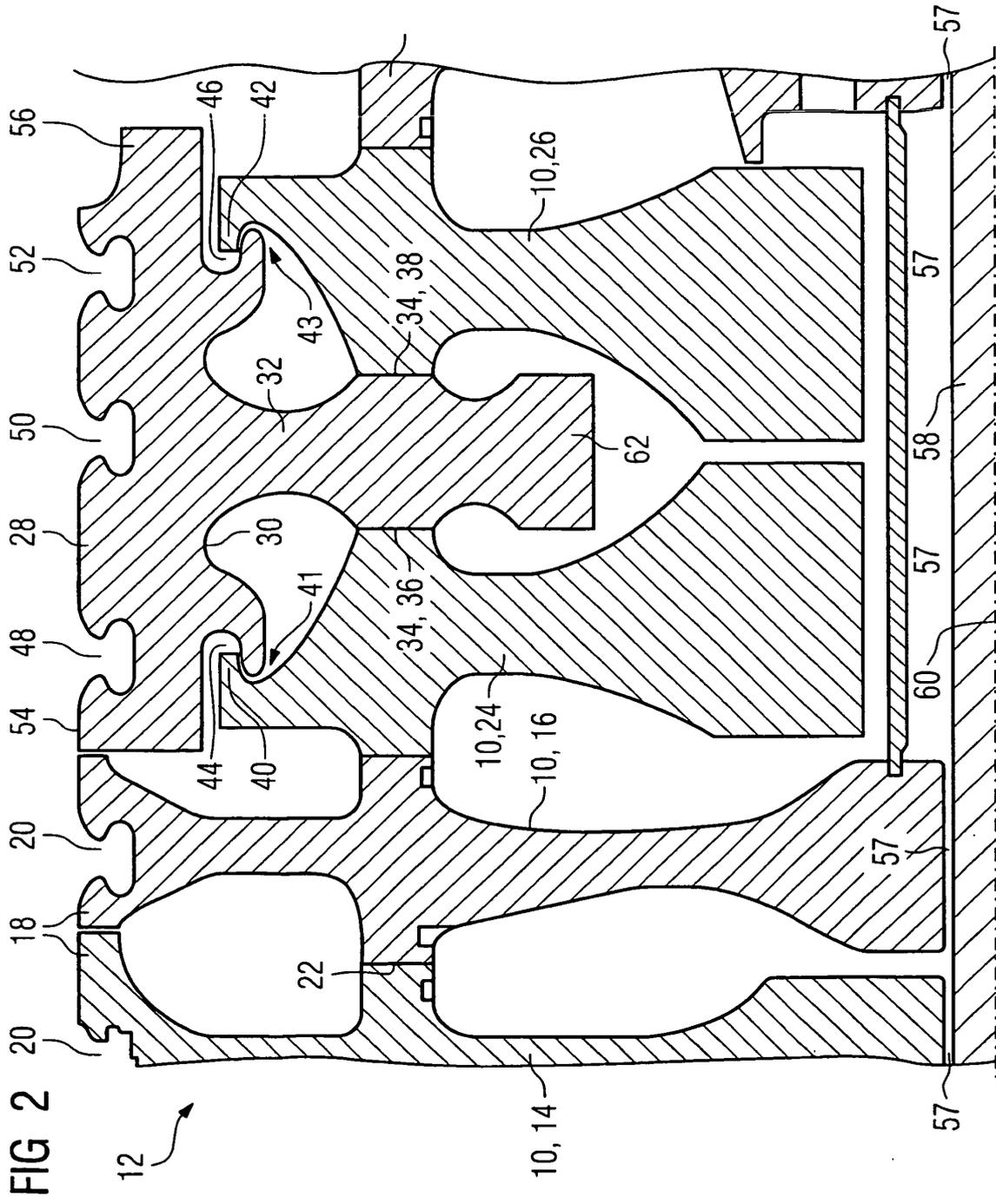


FIG 3

