

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 773 998**

51 Int. Cl.:

F03B 3/02 (2006.01)

F03B 11/04 (2006.01)

F03B 3/12 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **24.07.2017 E 17182724 (9)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **13.11.2019 EP 3276158**

54 Título: **Turbina hidráulica**

30 Prioridad:

25.07.2016 EP 16290143

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

16.07.2020

73 Titular/es:

**GE RENEWABLE TECHNOLOGIES (100.0%)
82 avenue Léon Blum
38100 Grenoble, FR**

72 Inventor/es:

**HOUELINE, JEAN-BERNARD;
MARTINEZ, LIONEL;
BERAL, CLAUDE y
DARONA, GEOFFREY**

74 Agente/Representante:

ELZABURU, S.L.P

ES 2 773 998 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

Turbina hidráulica

Antecedentes de la invención

5 La presente invención se refiere a la tecnología de máquinas hidráulicas. Se refiere a una turbina hidráulica según el preámbulo de la reivindicación 1.

Técnica anterior

10 Al diseñar una turbina hidráulica, se deben alcanzar múltiples objetivos simultáneamente. La eficiencia aparece como el predominante. Sin embargo, ampliar el intervalo operativo y garantizar un buen comportamiento de la máquina en términos de estabilidad y seguridad se vuelve cada vez más y más importante. Por ejemplo, el cliente ahora exige obtener un bajo nivel de vibración en el pozo de la turbina porque las vibraciones de alta intensidad pueden dañar la máquina.

Estas vibraciones son consecuencia de la respuesta mecánica de la estructura a las excitaciones hidráulicas provenientes de las interacciones entre el rotor (el rodete) y el estátor (RSI).

15 La Fig. 1 muestra como ejemplo las partes principales de una turbina hidráulica del tipo Francis. La turbina 10 hidráulica de la Fig. 1 comprende un rotor vertical con un rodete 12 y un eje 12a de turbina. El rodete 12 comprende una pluralidad de palas 16 de rodete distribuidos en un anillo alrededor del eje del rotor. El rotor 12, 12a está rodeado concéntricamente por un estátor 11, que está dispuesto entre el rotor 12, 12a y una cámara 13 espiral circundante. El estátor 11 está equipado con una pluralidad de álabes 15 de distribución fijos y móviles. Los álabes 15 de distribución dirigen la corriente de agua, que se suministra a través de la cámara 13 espiral de manera circunferencial, sobre las palas 15 del rodete para poner el rodete 12 en movimiento de rotación. El agua sale del rodete 12 en dirección axial a través de un tubo 14 de aspiración.

20 La posición del estátor 11 con respecto al rodete 12 (círculo discontinuo en la Fig. 1) se muestra en detalle en la Fig. 2. El álabe 15 de distribución del estátor 11 se extiende en dirección vertical entre un anillo 19 superior del estátor y un anillo 20 inferior del estátor. Las palas 16 del rodete se extienden en el rodete 12 entre una corona 17 del rodete y una banda 18 del rodete. Entre la banda 18 del rodete y el anillo 20 inferior del estátor circundante hay una holgura C predeterminada.

25 Ahora, el paso de los álabes 16 del rodete por delante de los álabes 15 de distribución, en el llamado huelgo VG sin álabes, produce un campo de presión oscilante local, especialmente en el caso de las turbinas de bomba de alta presión (véanse las pulsaciones 22 de presión en la Fig. 3). Este campo de presión dinámico se debe principalmente a la variación de presión, a ambos lados de los perfiles de los álabes 15 de distribución y de los álabes 16 del rodete, que evoluciona a diferentes frecuencias.

30 La reducción de este campo de presión oscilante (o nivel de fluctuación de presión) en el huelgo VG sin álabes es un desafío continuo para los diseñadores y fabricantes de máquinas hidráulicas, pero existen pocas técnicas para afrontar este desafío.

35 El documento WO 2008004877 A1 describe una turbina de agua del tipo de reacción, tal como una turbina Francis o Kaplan, que comprende un rotor y una carcasa circundante, con medios de sellado entre el rotor y la carcasa. En este tipo de turbina existe el problema de que una gran parte de las pérdidas está relacionada con fugas por el sello. A menudo se usan sellos laberínticos simples, pero requieren grandes holguras y, por lo tanto, tienen grandes pérdidas. En este contexto, se dice que es importante proporcionar un sistema de sellado de turbina de agua que permita holguras mucho más pequeñas que los otros diseños actuales de laberintos y otros sellos convencionales, a fin de obtener una mejora de la eficiencia en las turbinas Francis de alta presión, entre otras. Los medios de sellado propuestos comprenden sellos de escobillas situados a una distancia radial del eje del rotor, siendo una proporción importante de la dimensión radial máxima del rotor. La descripción tiene como objetivo disminuir drásticamente el nivel de fluctuación con una solución innovadora, fácil de configurar y de bajo costo.

45 El documento EP 0 565 805 A1 describe un sistema para controlar los pulsos de presión y potencia hidráulicas en una turbina hidráulica de reacción. El sistema comprende medios para introducir un flujo de agua adicional, controlado y pulsante en el codo del difusor, que consiste, en conjunción o alternativamente, en a) al menos un cuerpo móvil dentro del difusor entre una primera posición retraída y una segunda posición extendida; b) al menos un conducto auxiliar que es marcadamente paralelo al difusor y conectado a dicho difusor con sus propias aberturas de entrada y salida, estando la abertura de entrada situada en el extremo del codo del difusor controlado por una válvula y estando la abertura de salida situada adyacente a la cubeta piezométrica; estando dicho cuerpo móvil y válvula controlados de tal manera que el volumen del difusor varíe para reducir al mínimo los pulsos de presión en el difusor y para mantener constantes el flujo, el huelgo, el par y la potencia del rotor de la turbina.

55 El documento US 2004/037698 A1 describe un aparato predistribuidor de salida para turbinas hidráulicas Francis y de hélice. El propósito del aparato es eliminar la pérdida de eficiencia de la turbina y las fuertes pulsaciones en el tubo de

5 aspiración causadas por el vórtice circular axial en todos los regímenes de operación de la turbina que no sean óptimos sin una disminución notable en la eficiencia máxima. El aparato predistribuidor de salida tiene una corona y álabes fijos de salida asegurados a la corona. Cuando se instala en la turbina, la corona de predistribución de salida se encuentra inmediatamente después de la corona del rodete, que está truncada en la parte inferior por un plano perpendicular al eje central de la turbina. La corona de predistribución de salida junto con la corona de rodete truncada forma conductos de agua después de la salida del perfil de corona de la pala del rodete. Los álabes fijos de salida están dispuestos en un conjunto circular alrededor del eje de la turbina, situados después de las palas del rodete, y unidos en la periferia bien al cono del tubo de aspiración o bien a una brida del predistribuidor de salida asegurada al anillo de descarga de la turbina y al cono del tubo de aspiración.

10 El documento WO 2008/060158 A2 se refiere a una turbina de reacción hidráulica que comprende un rodete, un tubo de aspiración aguas abajo del rodete y medios de inyección para introducir agua en el tubo de aspiración para reducir las fluctuaciones de presión en el mismo, con una o más aberturas en la pared del tubo de aspiración adaptadas para distribuir de manera sustancialmente uniforme el agua inyectada en las direcciones axial y / o circunferencial del tubo de aspiración.

15 Se pueden encontrar ejemplos adicionales de sistemas de turbinas hidráulicas según la técnica anterior en los siguientes documentos: JP 55060666 que describe un método para miniaturizar una turbina; JP 55051964 que describe la provisión de aberturas en la turbina para reducir el empuje de agua; JP 06074138 que describe un sistema que busca reducir las pérdidas por fricción; y US 5290148, que se refiere al grosor de una banda de rodete y una corona, y a la rigidez con respecto a las cuestiones estructurales.

20 **Compendio de la invención**

La presente invención se define en las reivindicaciones adjuntas.

Es un objeto de la presente invención disminuir de manera simple y efectiva el nivel de fluctuación de presión en el espacio sin álabes, es decir, el huelgo entre el rodete y los álabes de distribución.

25 Según un aspecto de la invención, se proporciona una turbina hidráulica según se define en la reivindicación 1. Según otro aspecto de la invención, se proporciona una turbina hidráulica según se define en la reivindicación 6. Otras características ventajosas se definen en las reivindicaciones dependientes.

Se observa que la técnica anterior no considera el problema de cómo reducir el campo de presión oscilante. Además, la característica de proporcionar una holgura entre el rodete y el estátor, en donde la holgura está dispuesta para minimizar las pulsaciones de presión que se desarrollan en el huelgo sin álabes, no se describe en la técnica anterior.

30 El documento JP 55060666 proporciona un ejemplo de obtención y manipulación de datos geométricos para el diámetro interno y la anchura de un rodete. En una realización preferida de la invención, la holgura es mayor que la encontrada en la técnica anterior. De hecho, la enseñanza del documento JP 55060666 es reducir cualquier holgura entre el rodete y el estátor, lo que tendría un efecto perjudicial sobre las pulsaciones de presión. En la técnica anterior se proporcionan otras modificaciones, pero no se considera el impacto de ajustar la holgura para minimizar las pulsaciones de presión.

35

Breve descripción de los dibujos

La presente invención se explicará ahora más detalladamente mediante diferentes realizaciones y con referencia a los dibujos adjuntos.

La Fig. 1 muestra una turbina hidráulica típica del tipo Francis;

40 la Fig. 2 muestra como un detalle ampliado el espacio entre el rodete y el estátor de la turbina según la Fig. 1;

la Fig. 3 muestra los campos de presión y las pulsaciones de presión en el espacio de la Fig. 2 para un diseño de la técnica anterior;

la Fig. 4 muestra, en contraste con la Fig. 3, los campos de presión y las pulsaciones de presión en el espacio de la Fig. 2 para un huelgo aumentado según una realización de la invención;

45 la Fig. 5 muestra varios parámetros geométricos utilizados para especificar el aumento de holgura según una realización de la invención; y

la Fig. 6 muestra una reducción ejemplar en las amplitudes de pulsación de presión debida al aumento de holgura propuesto.

Descripción detallada de diferentes realizaciones de la invención

50 Las soluciones conocidas para reducir las fluctuaciones de presión se centran esencialmente en el diseño y la forma de los componentes cerca del área del huelgo (VG) sin álabes.

Entre los métodos más conocidos e identificados para reducir las fluctuaciones de presión están:

cambiar el número de palas y / o el número de álabes de distribución;

cambiar el diámetro de la pala del rodete, el diámetro interno del álabe de distribución y / o el diámetro de paso;

5 cambiar el diseño del rodete en la entrada de la turbina, por ejemplo, la forma del borde de ataque (forma parabólica o lineal), el grosor de la pala y / o la curvatura de las palas.

Algunas de estas soluciones se identifican en la siguiente publicación: Zhigang et al. Pressure fluctuations in the vaneless space of high-head-pump-turbines - A review. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 41 (2015) 965-974.

10 Los medios anteriores tienen efectos contrarios como la disminución de la eficiencia hidráulica, el aumento de la inestabilidad hidráulica y, por lo tanto, se habrá de encontrar un compromiso para alcanzar niveles mínimos de pulsación de presión.

La presente invención significativamente aumenta de forma ventajosa la holgura mecánica entre el rotor y el estátor (rodete y anillo) en comparación con los estándares de la técnica anterior.

15 Las pruebas realizadas durante dos proyectos en dos rodetes muy diferentes han mostrado resultados impresionantes cuando se aumenta la holgura con respecto a los sistemas de la técnica anterior. La mayor holgura actúa como un amortiguador de la pulsación de presión, reduciendo el nivel general de pulsación de presión.

Una de las principales ventajas es la facilidad para configurar esta solución, y también que solamente tiene algunos inconvenientes.

El efecto de amortiguación del aumento sustancial de la holgura se ilustra en las figuras 3 y 4.

20 En la Fig. 3, la holgura C1 entre el rodete (banda 18 del rodete) y el estátor (anillo 20 inferior del estátor) es pequeña según la práctica de la técnica anterior. El movimiento relativo entre los álabes 15 de distribución y las palas 16 del rodete genera un campo de presión con pulsaciones 22 de presión que provienen de los álabes 15 de distribución y un campo de presión respectivo que proviene de las palas 16 del rodete (flechas en la Fig. 3 (a)). La interacción de ambos campos de presión aumenta la presión (P (t) en la Fig. 3 (b)), lo cual puede medirse mediante sensores 21 de presión adecuados.

25 El aumento significativo de la holgura radial C1 -> C2 (Fig. 4 (a)) tiene un efecto de amortiguación ya que las pulsaciones pueden escapar fácilmente del huelgo VG sin álabes a través de la holgura C2 ampliada. Las pulsaciones de presión medidas se reducen entonces drásticamente (P (t) en la Fig. 4 (b)).

30 Se ha realizado un aumento de holgura respectivo durante las pruebas de desarrollo de un proyecto real (salto nominal de 305 m) y ha mostrado resultados impresionantes en el nivel de fluctuaciones de presión en todo el intervalo de presiones (véase la Fig. 6), especialmente a carga parcial (0,5 en el eje x) donde el nivel disminuyó del 20 % al 10 %.

También se puede ver en un gráfico de fluctuaciones de presión que el efecto de la mayor holgura C propuesta aparece no solamente en todo el intervalo de presión sino también especialmente para una salida media (50 % 130 MW) a baja. Esto es particularmente interesante para aplicaciones que especifican valores muy bajos desde carga parcial hasta velocidad sin carga.

35 La Fig. 5 muestra la holgura CC de la corona entre el anillo 19 superior del estátor y la corona 17 del rodete y la holgura CB de la banda entre el anillo 20 inferior del estátor y la banda 18 del rodete. Aunque se muestran iguales en la Fig. 5, CC y CB pueden ser diferentes. El radio de la corona RC está relacionado con la holgura CC de la corona. El radio de banda RB está relacionado con la holgura CB de banda.

40 En máquinas de la técnica anterior, una relación típica de las relaciones CC / RC y CB / RB es de aproximadamente 0,007 (< 0,012). Según la presente invención, el aumento de la holgura puede especificarse para que la relación CC / RC = la relación CB / RB > 0,02 (probado 0,0224 y 0,0298).

Sin embargo, ambas relaciones CC / RC y CB / RB no necesitan ser iguales, pero pueden diferir, mientras que ambas relaciones sean superiores a 0,02 (CC / RC ≠ CB / RB y CC / RC > 0,02 y CB / RB > 0,02).

45 Además, la relación CC / RC entre dicha primera holgura CC y dicho primer radio RC puede ser ≤ 0,02, mientras que la relación CB / RB entre dicha segunda holgura CB y dicho segundo radio RB puede ser ≥ 0,02.

Alternativamente, la relación CC / RC entre dicha primera holgura CC y dicho primer radio RC puede ser ≥ 0,02, mientras que la relación CB / RB entre dicha segunda holgura CB y dicho segundo radio RB puede ser ≤ 0,02.

Las ventajas de la presente invención incluyen:

50 La solución propuesta se puede aplicar de manera general a bombas / turbinas hidráulicas. También se puede aplicar a las turbinas Francis (principalmente para máquinas a alta presión).

Da una ganancia inmediata sin costos adicionales.

Es fácil de configurar. No existe una restricción particular, ya que se tiene en cuenta directamente en el diseño mecánico.

En una base instalada, únicamente hay que aumentar la holgura si esto es suficiente (rápido y más barato).

- 5 En nuevos proyectos: hay un efecto adicional y positivo para un diseño dedicado a la disminución del nivel de fluctuación de presión en el espacio sin palas.

En una turbina hidráulica según la invención, el tamaño y la localización de la holgura pueden depender de las dimensiones y formas del estátor y del rotor.

Lista de numerales de referencia

- 10 10 Turbina hidráulica (p. ej., tipo Francis)
- 11 Estátor
- 12 Rodete
- 12a Eje de turbina
- 13 Cámara espiral
- 15 14 Tubo de aspiración
- 15 Álabe de distribución
- 16 Pala de rodete
- 17 Corona de rodete
- 18 Banda de rodete
- 20 19 Anillo superior del estátor
- 20 Anillo inferior del estátor
- 21 Sensor de presión
- 22 Pulsación de presión
- 23 Eje del rotor
- 25 C Holgura (radial)
- C1, C2, CB Holgura de banda
- CC Holgura de corona
- RC Radio de corona
- RB Radio de banda
- 30 VG Huelgo sin álabes

REIVINDICACIONES

1. La turbina (10) hidráulica que comprende:
- un rodete (12) que comprende una corona (17) de rodete, una banda (18) de rodete y una pluralidad de palas (16) de rodete que se extienden entre la corona (17) de rodete y la banda (18) de rodete; y
- 5 un estátor (11) que rodea al rodete, comprendiendo el estátor un anillo (19) superior del estátor, un anillo (20) inferior del estátor y una pluralidad de álabes (15) de distribución que se extienden entre el anillo (19) superior del estátor y el anillo (20) inferior del estátor,
- 10 en la cual se establece una holgura (C, C1, C2, CB, CC) entre el rodete (12) y el estátor (11) para minimizar las pulsaciones (22) de presión que se desarrollan en un huelgo (VG) sin álabes entre las palas (16) de rodete del rodete (12) y los álabes (15) de distribución del estátor (11),
- en la cual la holgura (C, C1, C2, CB, CC) comprende:
- una primera holgura (CC) entre la corona (17) del rodete y el anillo (19) superior del estátor, y se define una primera relación (CC / RC) entre la primera holgura (CC) y el radio (RC) de la corona (17) del rodete;
- 15 caracterizada por que la primera relación (CC / RC) es mayor o igual a 0,02.
2. La turbina hidráulica según la reivindicación 1, caracterizada por que la holgura comprende:
- una segunda holgura (CB) entre la banda (18) del rodete y el anillo (20) inferior del estátor, y se define una segunda relación (CB / RB) entre la segunda holgura (CB) y el radio (RB) de la banda (18) del rodete.
3. La turbina hidráulica según la reivindicación 2, caracterizada por que la segunda relación (CB / RB) es 0,02.
4. La turbina hidráulica según la reivindicación 2, caracterizada por que la segunda relación (CB / RB) es inferior a 0,02.
5. La turbina hidráulica según la reivindicación 2, caracterizada por que la segunda relación (CB / RB) es mayor que 0,02.
6. La turbina (10) hidráulica que comprende:
- 25 un rodete (12) que comprende una corona (17) de rodete, una banda (18) de rodete y una pluralidad de palas (16) de rodete que se extienden entre la corona (17) de rodete y la banda (18) de rodete; y
- un estátor (11) que rodea al rodete, comprendiendo el estátor un anillo (19) superior de estátor, un anillo (20) inferior de estátor y una pluralidad de álabes (15) de distribución que se extienden entre el anillo (19) superior del estátor y el anillo (20) inferior del estátor,
- 30 una holgura (C, C1, C2, CB, CC) entre el rodete (12) y el estátor (11) dispuesta para minimizar las pulsaciones (22) de presión que se desarrollan en un huelgo (VG) sin álabes entre las palas (16) de rodete del rodete (12) y los álabes (15) de distribución del estátor (11),
- en la cual la holgura (C, C1, C2, CB, CC) comprende:
- una primera holgura (CC) entre la corona (17) del rodete y el anillo (19) superior del estátor, y se define una primera relación (CC / RC) entre la primera holgura (CC) y el radio (RC) de la corona (17) del rodete;
- 35 una segunda holgura (CB) entre la banda (18) del rodete y el anillo (20) inferior del estátor, y se define una segunda relación (CB / RB) entre la segunda holgura (CB) y el radio (RB) de la banda (18) del rodete;
- caracterizada por que la primera relación (CC / RC) es menor o igual a 0,02 y la segunda relación (CB / RB) es mayor o igual a 0,02.
7. La turbina hidráulica según cualquiera de las reivindicaciones 2 a 6, caracterizada por que la primera relación (CC / RC) es sustancialmente igual a la segunda relación (CB / RB).
- 40

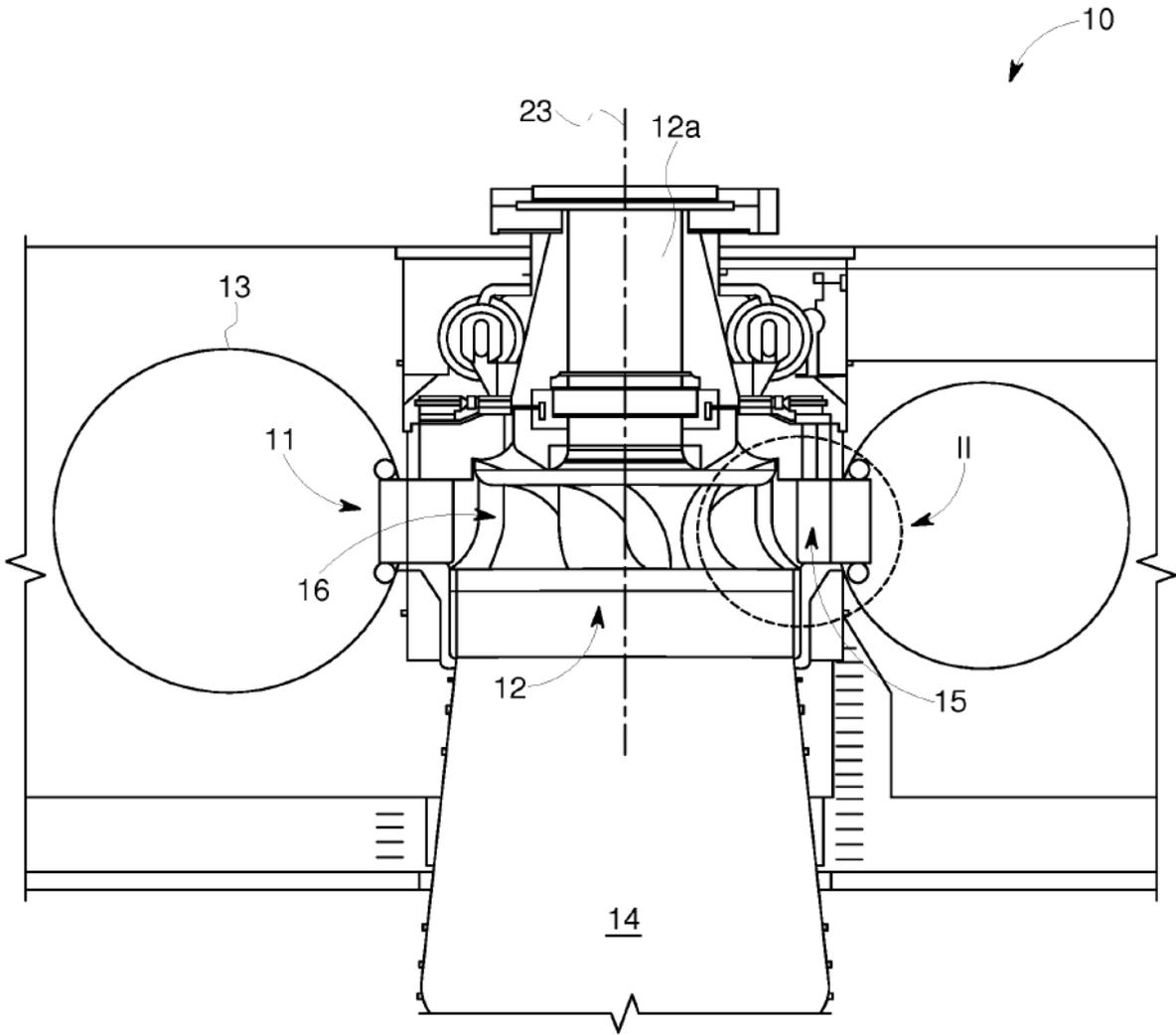


FIG. 1

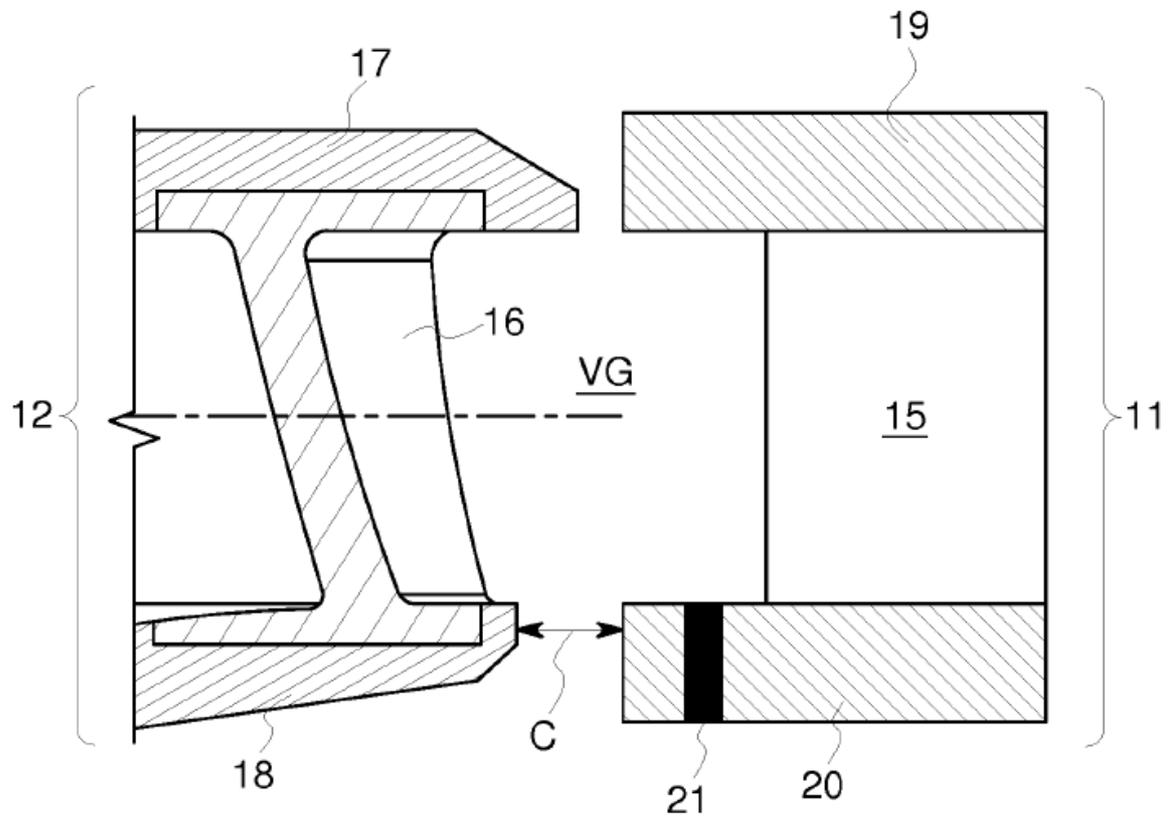


FIG. 2

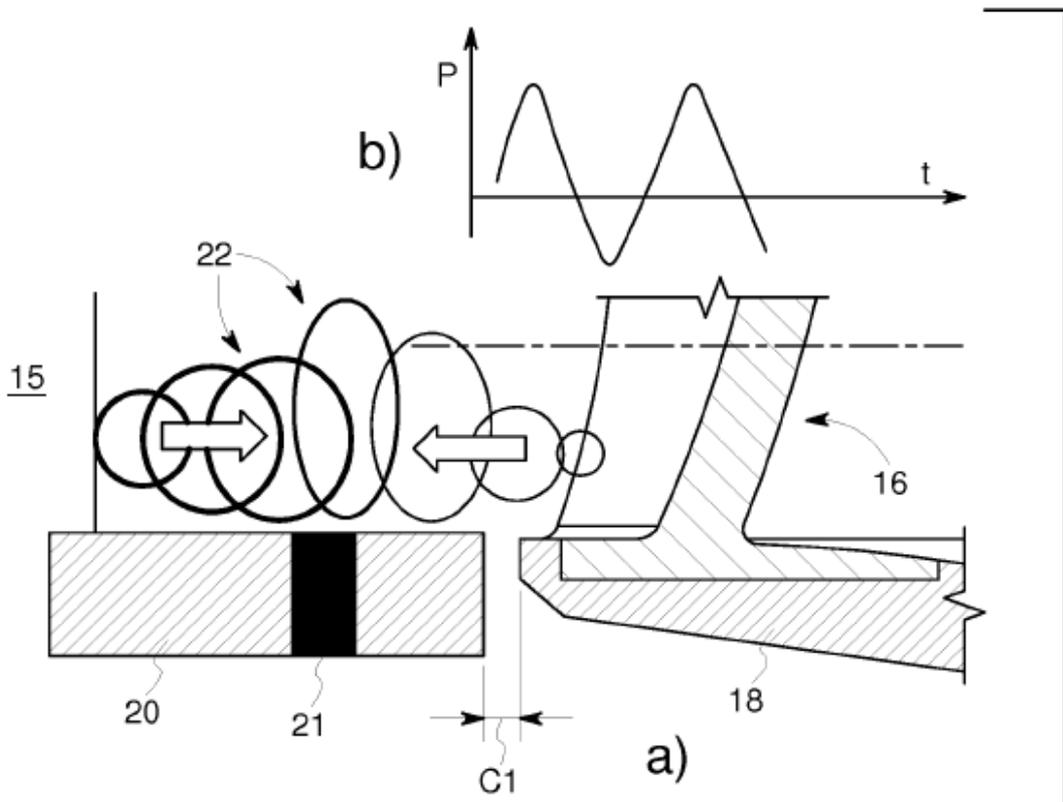


FIG. 3

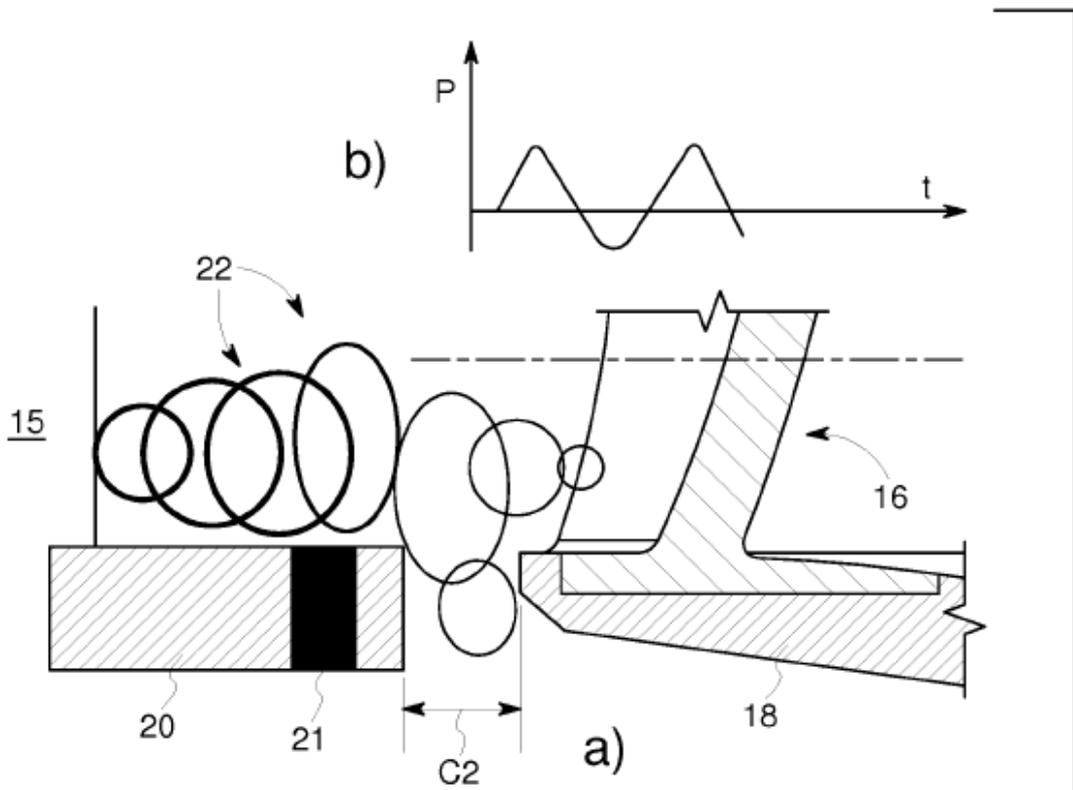


FIG. 4

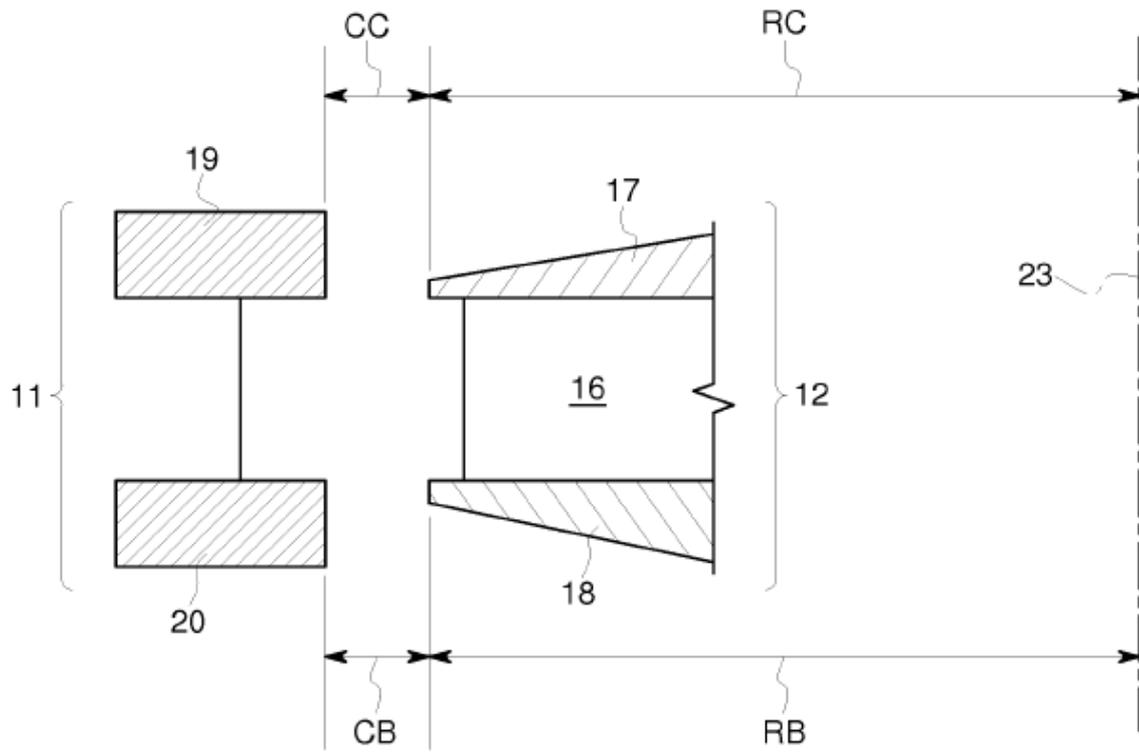


FIG. 5

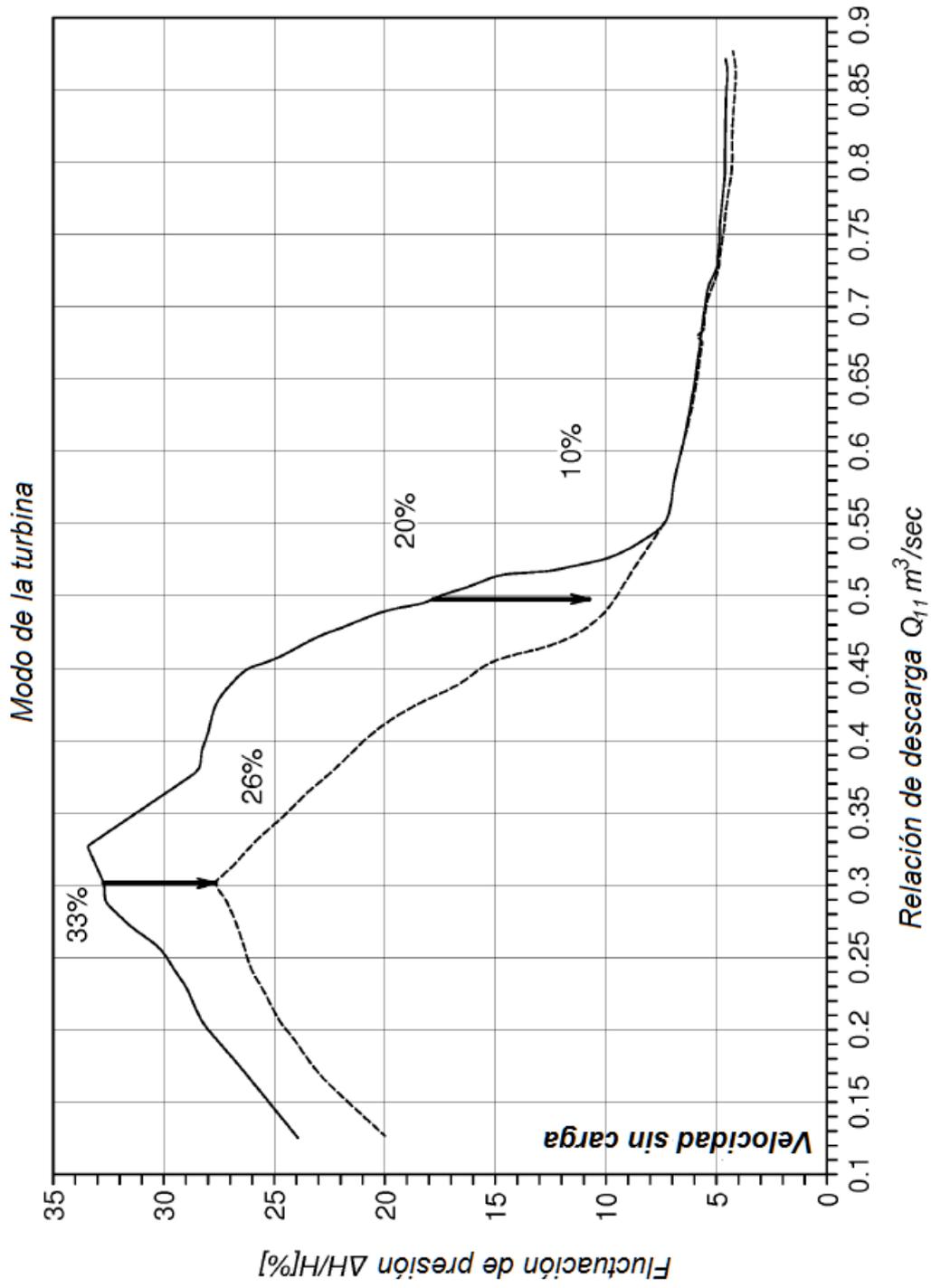


FIG. 6