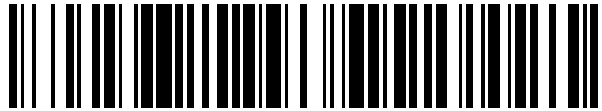


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 395 780**

51 Int. Cl.:

F04C 2/10 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **25.08.2004 E 04772131 (1)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **17.10.2012 EP 1666727**

54 Título: **Rotor de bomba de aceite**

30 Prioridad:

01.09.2003 JP 2003309348

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

15.02.2013

73 Titular/es:

**DIAMET CORPORATION (100.0%)
1-1, Kogane-cho 3-chome Higashi-ku Niigata-shi
Niigata-ken, JP**

72 Inventor/es:

HOSONO, KATSUAKI

74 Agente/Representante:

CARPINTERO LÓPEZ, Mario

ES 2 395 780 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 de bomba de aceite

Campo técnico

5 La presente invención versa acerca de un conjunto rotor de bomba de aceite usado en una bomba de aceite que succiona y descarga fluido por el cambio de volumen de celdas formadas entre un rotor interno y un rotor externo.

Técnica antecedente

10 Una bomba convencional de aceite comprende un rotor interno formado con "n" dientes externos ("n" es un número natural), un rotor externo formado con "n+1" dientes internos que son engranables con los dientes externos, y una carcasa en la que están formados un orificio de succión para succionar fluido y un orificio de descarga para descargar fluido. Se hace girar al rotor interno para que haga girar al rotor externo por medio del engranaje de los dientes externos con los dientes internos, se modo que el fluido sea succionado y descargado por medio de cambios en los volúmenes de celdas plurales formadas entre los rotores interno y externo.

15 Cada una de las celdas está delimitada en una porción delantera y en una porción trasera según se ve en la dirección de giro del rotor interno y el rotor externo por el contacto entre los dientes externos del rotor interno y los dientes internos del rotor externo, y está delimitada también en porciones a ambos lados por la carcasa, de modo que se forme una cámara independiente de transporte de fluido. Mientras los dientes externos y los dientes internos engranan entre sí, el volumen de la celda se vuelve mínimo. Después, cuando la celda se desplaza por el orificio de entrada, aumenta en volumen para succionar fluido y, por ello, tiene el volumen máximo. Luego, cuando la celda se desplaza por el orificio de descarga, disminuye de volumen, descargando fluido.

20 Dado que tales bombas de aceite dotadas de la construcción anterior son compactas y se construyen de forma simple, se usan de forma generalizada como bombas para el aceite de lubricación en automóviles y como bombas de aceite para transmisiones automáticas, etc. Cuando se monta una bomba de aceite en un automóvil, el medio para el accionamiento de la bomba de aceite incluye un procedimiento de conexión directa y de accionamiento del cigüeñal en el que un rotor interno está directamente conectado a un cigüeñal de un motor y el rotor interno es accionado por la rotación del motor.

25 Con referencia a la bomba de aceite descrita en lo que antecede, para reducir el ruido emitido desde una bomba de aceite y para mejorar la eficacia mecánica acompañada por la misma, se establece un tamaño apropiado de paso entre la punta de un diente del rotor interno y la punta de un diente del rotor externo en una fase rotatoria avanzando 180° desde una fase rotatoria en la que los rotores interno y externo engranan entre sí en su estado combinado.

30 A continuación, se describirán las condiciones que se requiere para determinar el perfil de los dientes de un rotor interno r_i y el perfil de los dientes de un rotor externo r_o . En primer lugar, con respecto al rotor interno r_i , deben completarse en un ciclo la distancia de rodamiento de un primer círculo rodante circunscrito D_i' (el diámetro del cual es $\varphi D_i'$) y la distancia rodante de un primer círculo rodante inscrito d_i' (el diámetro del cual es $\varphi d_i'$). Es decir, dado que la distancia de rodamiento del primer círculo rodante circunscrito D_i' y la distancia de rodamiento del primer círculo rodante inscrito d_i' deben ser iguales a la longitud de la circunferencia de un círculo base b_i' (el diámetro del cual es $\varphi b_i'$) del rotor interno r_i , se satisface la ecuación siguiente:

$$\varphi b_i' = n \cdot (\varphi D_i' + \varphi d_i')$$

35 Asimismo, con respecto al rotor externo r_o , dado que la distancia de rodamiento de un segundo círculo rodante circunscrito D_o' (el diámetro del cual es $\varphi D_o'$) y la distancia de rodamiento de un segundo círculo rodante inscrito d_o' (el diámetro del cual es $\varphi d_o'$) deben ser igual a la longitud de la circunferencia de un círculo base b_o' (el diámetro del cual es $\varphi b_o'$) del rotor externo r_o ,

$$\varphi b_o' = (n + 1) \cdot (\varphi D_o' + \varphi d_o')$$

Además, dado que el rotor interno r_i engrana con el rotor externo r_o , la distancia excéntrica e' entre los rotores interno y externo r_i y r_o satisface las siguientes ecuaciones:

$$\varphi D_i' + \varphi d_i' = \varphi D_o' + \varphi d_o' = 2e$$

Con base en las respectivas ecuaciones, se obtiene la siguiente ecuación:

$$n \cdot \varphi b_o' = (n + 1) \cdot \varphi b_i'$$

El perfil de los dientes del rotor interno r_i y el perfil de los dientes del rotor externo r_o son construidos para satisfacer las condiciones anteriores.

5 Aquí, para dividir el paso t en un paso de punta entre un espacio interdental y una punta del diente en una fase rotatoria en la que los rotores interno y externo engranan entre sí, y un paso de la punta entre las puntas de los dientes en una fase rotatoria avanzada 180° desde la fase rotatoria en la que los rotores interno y externo engranan entre sí, el círculo rodante circunscrito y el círculo rodante inscrito están construidos, respectivamente, para satisfacer las ecuaciones siguientes:

$$\varphi D_o' = \varphi D_i' + t/2,$$

y

$$\varphi d_o' = \varphi d_i' - t/2$$

10 Es decir, se hace mayor el círculo rodante circunscrito del rotor externo que el del rotor interno ($\varphi D_o' > \varphi D_i'$). En consecuencia, tal como se muestra en la FIG. 6, se forma un paso $2t$ entre un espacio interdental del rotor externo r_o y una punta de diente del rotor interno r_i en la fase rotatoria en la que los rotores interno y externo engranan entre sí. Por otra parte, se hace mayor el círculo rodante inscrito del rotor interno que el del rotor externo ($\varphi d_i' > \varphi d_o'$). En consecuencia, tal como se muestra en la FIG. 7, se forma un paso $t/2$ entre una punta de un diente del rotor externo r_o y un espacio interdental del rotor interno r_i en una fase rotatoria en la que los rotores interno y externo engranan entre sí (véase, por ejemplo, el documento de patente 1). Además, tal como se muestra en las FIGURAS 6 Y 7, no solo se forma un paso t de punta entre las porciones de punta de los dientes externos e internos de los rotores interno y externo, sino que también se forma un paso lateral t_s entre las superficies dentales de los dientes externos e internos de los rotores interno y externo.

20 En las FIGURAS 5 a 7 se muestra un conjunto rotor de bomba de aceite construido para satisfacer las relaciones anteriores. En el rotor interno r_i , $\varphi b_i' = 52,00$ mm; $\varphi D_i' = 2,50$ mm; y $\varphi d_i' = 2,70$ mm; y $n = 10$, siendo $\varphi b_i'$ el diámetro del círculo base b_i' , siendo $\varphi D_i'$ el diámetro del primer círculo rodante circunscrito D_i' , siendo $\varphi d_i'$ el diámetro del primer círculo rodante inscrito d_i' , y siendo n el número de los dientes externos, y, en el rotor externo r_o , $\varphi = 70$ mm; $\varphi b_o' = 57,20$ mm; $\varphi D_o' = 2,56$ mm; $\varphi d_o' = 2,64$ mm; $n+1 = 11$; y $e' = 2,6$ mm, siendo φ el diámetro externo del rotor externo, siendo $\varphi b_o'$ el diámetro del círculo base b_o' , siendo $\varphi D_o'$ el diámetro del segundo círculo rodante circunscrito D_o' , y siendo $\varphi d_o'$ el diámetro del segundo círculo rodante inscrito d_o' , siendo $n+1$ el número de los dientes internos, y siendo e' la distancia excéntrica.

30 En el conjunto rotor de bomba de aceite que tiene la construcción anterior, los rotores interno y externo están formados de tal modo que el perfil de una punta de diente del rotor interno es menor que el perfil de un espacio interdental del rotor externo y el perfil de un espacio interdental del rotor interno es mayor que el perfil de una punta de diente del rotor externo. Así, se fija la holgura a un tamaño apropiado y se fija el paso t de la punta a un tamaño apropiado. En consecuencia, puede obtenerse con seguridad una gran holgura mientras el paso t de la punta se mantiene pequeño. Así, en particular, en un estado en el que la presión del aceite suministrado al conjunto rotor de la bomba de aceite y el par que impulsa el conjunto rotor de la bomba de aceite son estables, puede evitarse que se genere ruido causado por la colisión entre los dientes externos del rotor interno y los dientes internos del rotor externo.

La publicación de solicitud de patente japonesa no examinada nº 11-264381 (documento de patente 1) da a conocer el preámbulo de la reivindicación 1.

Divulgación de la invención

40 Sin embargo, cuando se ajustan el diámetro del segundo círculo rodante circunscrito D_o' y el diámetro del segundo círculo rodante inscrito d_o' para obtener el paso de la punta $t = 2t$, tal como se muestra en las FIGURAS 6 y 7, el paso lateral t_s puede volverse inevitablemente grande. En consecuencia, con respecto a la propiedad de silencio del conjunto rotor de la bomba de aceite, quedan sin resolver los siguientes problemas. Es decir, en un caso en el que la presión hidráulica generada en el conjunto rotor de la bomba de aceite sea sumamente baja y cambie el par que impulsa el conjunto rotor de la bomba de aceite, los dientes internos del rotor externo y los dientes externos del rotor interno colisionan entre sí. La energía de la colisión en ese momento se transforma en sonido. El sonido puede alcanzar el nivel de sonido audible, que se transforma en ruido.

50 La presente invención ha sido realizada en consideración de las circunstancias anteriores. Por lo tanto, es un objeto de la presente invención establecer apropiadamente el perfil de los dientes de un rotor interno y el perfil de los dientes de un rotor externo, y establecer apropiadamente los pasos entre los rotores interno y externo para que, aunque la presión hidráulica generada en el conjunto rotor de la bomba de aceite sea sumamente pequeña y cambie el par que impulsa el conjunto rotor de la bomba de aceite, pueda evitarse con seguridad que no se genera ruido.

Para resolver los anteriores problemas y lograr el objeto anterior, la presente invención propone los medios siguientes.

Según la presente invención, se proporciona un conjunto rotor de bomba de aceite que comprende: un rotor interno formado con "n" dientes externos ("n" es un número natural); y un rotor externo formado con (n+1) dientes internos que son engranables con los dientes externos, y una carcasa que tiene un orificio de succión para succionar fluido y un orificio de descarga para descargar fluido, en el que el fluido es transportado por succión y descarga del fluido por medio del cambio en volumen de celdas formadas entre las superficies de los dientes de los rotores interno y externo durante la rotación relativa entre los rotores interno y externo engranados entre sí. Cada uno de los perfiles de los dientes del rotor interno está formado de tal modo que el perfil de una punta del diente del mismo se forma usando una curva epicicloide que es generada haciendo rodar sin deslizamiento un primer círculo rodante circunscrito D_i a lo largo de un primer círculo base b_i , y el perfil de un espacio interdental del mismo se forma usando una curva hipocicloide que es generada haciendo rodar sin deslizamiento un círculo rodante inscrito d_i a lo largo del primer círculo base b_i . Cada uno de los perfiles de los dientes del rotor externo está formado de tal modo que el perfil de un espacio interdental del mismo se forma usando una curva epicicloide que es generada haciendo rodar sin deslizamiento un segundo círculo rodante circunscrito D_o a lo largo de un segundo círculo base b_o , y el perfil de una punta del diente del mismo se forma usando una curva hipocicloide que es generada haciendo rodar sin deslizamiento un segundo círculo rodante inscrito d_o a lo largo del segundo círculo base b_o . Los rotores interno y externo están contruidos para satisfacer las relaciones siguientes:

$$\varphi b_i = n \cdot (\varphi D_i + \varphi d_i),$$

$$\varphi b_o = (n + 1) \cdot (\varphi D_o + \varphi d_o),$$

$$\varphi D_i + \varphi d_i = 2e \quad \text{o} \quad \varphi D_o + \varphi d_o = 2e$$

$$\varphi D_o > \varphi D_i,$$

$$\varphi d_i > \varphi d_o,$$

y

$$(\varphi D_i + \varphi d_i) < (\varphi D_o + \varphi d_o),$$

en las que φb_i es el diámetro del primer círculo base b_i del rotor interno, φD_i es el diámetro del primer círculo rodante circunscrito D_i del rotor interno, φd_i es el diámetro del primer círculo rodante inscrito d_i del rotor interno, φb_o es el diámetro del segundo círculo base b_o del rotor externo, φD_o es el diámetro del segundo círculo rodante circunscrito D_o del rotor externo, φd_o es el diámetro del segundo círculo rodante inscrito d_o del rotor externo, y e es la distancia excéntrica entre los rotores interno y externo.

Es decir, para determinar los perfiles de los dientes de los rotores interno y externo, en primer lugar, dado que la distancia de rodamiento del círculo rodante circunscrito del rotor interno y la distancia de rodamiento del círculo rodante inscrito del rotor externo deben ser completadas en un ciclo, se satisfacen las ecuaciones siguientes:

$$\varphi b_i = n \cdot (\varphi D_i + \varphi d_i),$$

y

$$\varphi b_o = (n + 1) \cdot (\varphi D_o + \varphi d_o)$$

Para obtener una gran holgura entre las superficies de los dientes de los rotores interno y externo mientras engranan entre sí, el perfil de la punta de un diente del rotor interno formado por el primer círculo rodante circunscrito D_i con respecto al perfil de un espacio interdental del rotor externo formado por el segundo círculo rodante circunscrito D_o y el perfil de la punta de un diente del rotor externo formado por el segundo círculo rodante inscrito d_o con respecto al perfil de un espacio interdental del rotor interno formado por el primer círculo rodante inscrito d_i deben satisfacer las desigualdades siguientes:

$$\varphi D_o > \varphi D_i,$$

35 y

$$\varphi di > \varphi do$$

Aquí, la holgura significa un espacio que puede crearse entre la superficie del diente del rotor externo y la superficie del diente del rotor interno frente a la superficie del diente del mismo en la que se aplica carga cuando los rotores interno y externo engranan entre sí.

5 Además, dado que el rotor interno engrana con el rotor externo, debe satisfacerse cualquiera de las ecuaciones siguientes:

$$\varphi Di + \varphi di = 2e,$$

y

$$\varphi Do + \varphi do = 2e$$

10 Además, en la presente invención, para girar bien el rotor interno dentro del rotor externo, para mantener adecuadamente el tamaño de la holgura mientras se consigue con seguridad el paso de la punta, y para reducir la resistencia al engranaje, se hace mayor el diámetro del círculo base del rotor externo en comparación con el conjunto rotor de una bomba de aceite convencional, de tal modo que el círculo base del rotor interno no entra en contacto con el círculo base del rotor externo en una fase rotatoria en la que los rotores interno y externo engranan entre sí. Es decir, se satisface la desigualdad siguiente:

$$(n+1) \cdot \varphi bi < n \cdot \varphi bo$$

En consecuencia, se deriva la desigualdad siguiente:

$$(\varphi Di + \varphi di) < (\varphi Do + \varphi do)$$

15 Según la presente invención, el paso lateral entre las superficies de los dientes de los rotores interno y externo se hace pequeño en comparación con el conjunto rotor de una bomba de aceite convencional mientras se consigue con seguridad el paso de la punta entre los dientes externos del rotor interno y los dientes internos del rotor externo. Así, es posible realizar un conjunto rotor de bomba de aceite con una holgura pequeña entre los rotores interno y externo y una excelente propiedad de silencio. En particular, aunque la presión hidráulica generada en el conjunto rotor de la bomba de aceite sea sumamente pequeña y cambie el par que impulsa el conjunto rotor de la bomba de aceite, puede impedirse que los dientes internos del rotor externo colisionen con los dientes externos del rotor interno. Así, puede mejorarse con seguridad la propiedad de silencio del conjunto rotor de la bomba de aceite.

20

Según un segundo aspecto de la presente invención, se proporciona el conjunto rotor de una bomba de aceite según la invención en el que los rotores interno y externo están contruidos para que satisfagan la siguiente desigualdad:

$$0,005 \text{ mm} \leq (\varphi Do + \varphi do) - (\varphi Di + \varphi di) \leq 0,070 \text{ mm} \quad (\text{mm: milímetros})$$

25 Según la presente invención, los rotores interno y externo están contruidos para que satisfagan la siguiente desigualdad:

$$0,005 \text{ mm} \leq (\varphi Do + \varphi do) - (\varphi Di + \varphi di)$$

En consecuencia, puede mantenerse adecuadamente el tamaño de la holgura mientras puede obtenerse con seguridad el paso de la punta, y puede reducirse el ruido debido al engranaje entre los rotores interno y externo. Además, los rotores interno y externo están contruidos para que satisfagan la siguiente desigualdad:

$$(\varphi Do + \varphi do) - (\varphi Di + \varphi di) \leq 0,070 \text{ mm}$$

En consecuencia, puede evitarse que se reduzca la eficacia mecánica y puede evitarse que se genere ruido.

30 Según el rotor de la bomba de aceite relacionado con la presente invención, se consiguen con seguridad los pasos entre los dientes externos del rotor interno y los dientes internos del rotor externo y el paso lateral entre las superficies de los dientes de los rotores interno y externo se hace pequeño en comparación con el conjunto rotor de una bomba de aceite convencional. Así, es posible realizar un conjunto rotor de bomba de aceite con una holgura pequeña entre los rotores interno y externo y una excelente propiedad de silencio. En particular, aunque la presión hidráulica generada en el conjunto rotor de la bomba de aceite sea sumamente pequeña y cambie el par que impulsa el conjunto rotor de la bomba de aceite, puede impedirse con seguridad que se genere ruido.

35

Breve descripción de los dibujos

- La FIG. 1 es una vista en planta que ilustra una bomba de aceite según una realización de la presente invención;
 la FIG. 2 es una vista ampliada tomada a lo largo de la línea II, que ilustra las porciones que engranan de la bomba de aceite de la FIG. 1;
 la FIG. 3 es un gráfico que compara las holguras de la bomba de aceite mostrada en la FIG. 1 con las holguras de una bomba de aceite convencional;
 la FIG. 4 es un gráfico que compara el ruido causado por la bomba de aceite de la FIG. 1 con el ruido causado por la bomba de aceite convencional;
 la FIG. 5 es una vista en planta que ilustra la bomba de aceite convencional en la que los rotores interno y externo están contruidos para que satisfagan las relaciones siguientes:

$$\varphi bi = n \cdot (\varphi Di + \varphi di),$$

$$\varphi bo = (n + 1) \cdot (\varphi Do + \varphi do),$$

$$\varphi Di + \varphi di = 2e,$$

$$o \quad \varphi Do + \varphi do = 2e,$$

$$o \quad \varphi Do > \varphi Di,$$

y

$$\varphi di > \varphi do$$

y

$$(\varphi Do + \varphi do) - (\varphi Di + \varphi di) \text{ está fijado en } 0,009 \text{ mm};$$

- la FIG. 6 es una vista ampliada tomada a lo largo de la línea V, que ilustra las porciones que engranan de la bomba de aceite mostrada en la FIG. 5; y
 la FIG. 7 es una vista ampliada que ilustra las porciones que engranan de la bomba de aceite mostrada en la FIG. 5 en un estado en el que una punta de diente del rotor externo y un espacio interdental del rotor interno engranan entre sí.

Números de referencia

- 10 rotor interno
- 11 dientes externos
- 20 rotor externo
- 21 dientes internos
- 50 carcasa
- Di círculo rodante circunscrito del rotor interno (primer círculo rodante circunscrito)
- Do círculo rodante circunscrito del rotor externo (segundo círculo rodante circunscrito)
- di círculo rodante inscrito del rotor interno (primer círculo rodante inscrito)
- do círculo rodante inscrito del rotor externo (segundo círculo rodante inscrito)
- C celda
- bi círculo base del rotor interno
- bo círculo base del rotor externo
- Oi eje del rotor interno
- Oo eje del rotor externo

Mejor modo de realización de la invención

Ahora se describirá una realización de un conjunto rotor de bomba de aceite según la presente invención con referencia a las FIGURAS 1 a 4.

5 La bomba de aceite mostrada en la FIG. 1 comprende un rotor interno 10 formado con "n" dientes externos ("n" es un número natural, y n = 10 en esta realización), un rotor externo 20 formado con "n+1" dientes internos (n+1 = 11 en esta realización) que son engranables con los dientes externos, y una carcasa 50 que acomoda el rotor interno 10 y el rotor externo 20.

10 Entre las superficies de los dientes de los rotores interno y externo 10 y 20, hay formadas celdas plurales C en la dirección de giro de los rotores interno y externo 10 y 20. Cada una de las celdas C está delimitada en una porción delantera y en una porción trasera según se ve en la dirección de giro de los rotores interno y externo 10 y 20 por el contacto entre los dientes externos 11 del rotor interno 10 y los dientes internos 21 del rotor externo 20, y está delimitada también en porciones a ambos lados por la carcasa 50, de modo que se forme una cámara independiente de transporte de fluido. Cada una de las celdas C se mueve mientras giran los rotores interno y externo 10 y 20, y el volumen de cada una de las celdas C aumenta y disminuye cíclicamente para completar un ciclo en una rotación.

15 El rotor interno 10 está montado sobre un eje de giro para que sea susceptible de giro en torno al eje Oi. El perfil de una punta de diente del rotor interno 10 se forma usando una curva epicicloide que es generada haciendo rodar sin deslizamiento un primer círculo rodante circunscrito Di a lo largo del círculo base bi del rotor interno 10, y el perfil de un espacio interdental del rotor interno 10 se forma usando una curva hipocicloide que es generada haciendo rodar sin deslizamiento un primer círculo rodante inscrito di a lo largo del círculo base bi.

20 El rotor externo 20 está soportado para que sea susceptible de giro en torno al eje Oo en la carcasa 50, y el eje Oo del mismo está situado para que tenga un desplazamiento (la distancia excéntrica es "e") desde el eje Oi del rotor interno 10. El perfil de un espacio interdental del rotor externo 20 se forma usando una curva epicicloide que es generada haciendo rodar sin deslizamiento un segundo círculo rodante circunscrito Do a lo largo de un círculo base bo, y el perfil de una punta de diente del mismo se forma usando una curva hipocicloide que es generada haciendo rodar sin deslizamiento un segundo círculo rodante inscrito do a lo largo del círculo base bo.

25 Cuando ϕ_{bi} es el diámetro del círculo base bi del rotor interno 10, ϕ_{Di} es el diámetro del primer círculo rodante circunscrito Di del mismo, ϕ_{di} es el diámetro del primer círculo rodante inscrito di del mismo, ϕ_{bo} es el diámetro del círculo base bo del rotor externo 20, ϕ_{Do} es el diámetro del segundo círculo rodante circunscrito Do del mismo y ϕ_{do} es el diámetro del segundo círculo rodante inscrito do del mismo, han de satisfacerse las siguientes relaciones entre los rotores interno y externo 10 y 20. Obsérvese que las dimensiones serán expresadas en milímetros.

30 En primer lugar, con referencia al rotor interno 10, la distancia de rodamiento del primer círculo rodante circunscrito Di y la distancia de rodamiento del primer círculo rodante inscrito di deben completarse en un ciclo. Es decir, dado que la distancia de rodamiento del primer círculo rodante circunscrito Di y la distancia de rodamiento del primer círculo rodante inscrito di deben ser iguales a la longitud de la circunferencia del círculo base bi,

$$\pi \cdot \phi_{bi} = n \cdot \pi \cdot (\phi_{Di} + \phi_{di}),$$

35 es decir,

$$\phi_{bi} = n \cdot (\phi_{Di} + \phi_{di}) \quad \dots \quad (Ia)$$

Asimismo, con referencia al rotor externo 20, dado que la distancia de rodamiento del segundo círculo rodante circunscrito Do y la distancia de rodamiento del segundo círculo rodante inscrito do deben ser iguales a la longitud de la circunferencia del círculo base bo,

$$\pi \cdot \phi_{bo} = (n + 1) \cdot \pi \cdot (\phi_{Do} + \phi_{do}),$$

es decir,

$$\phi_{bo} = (n + 1) \cdot (\phi_{Do} + \phi_{do}) \quad \dots \quad (Ib)$$

40 Para obtener una gran holgura entre las superficies de los dientes de los rotores interno y externo mientras engranan entre sí, el perfil de la punta de un diente del rotor interno formado por el primer círculo rodante circunscrito Di con respecto al perfil de un espacio interdental del rotor externo formado por el segundo círculo rodante circunscrito Do y el perfil de la punta de un diente del rotor externo formado por el segundo círculo rodante inscrito do con respecto al perfil de un espacio interdental del rotor interno formado por el primer círculo rodante inscrito di deben satisfacer las
45 siguientes desigualdades:

$$\varphi D_o > \varphi D_i,$$

y

$$\varphi d_i > \varphi d_o$$

Aquí, la holgura significa un espacio que puede crearse entre la superficie del diente del rotor externo y la superficie del diente del rotor interno frente a la superficie del diente del mismo en la que se aplica carga cuando los rotores interno y externo engranan entre sí.

- 5 Además, dado que el rotor interno engrana con el rotor externo, debe satisfacerse cualquiera de las ecuaciones siguientes:

$$\varphi D_i + \varphi d_i = 2e,$$

y

$$\varphi D_o + \varphi d_o = 2e$$

- 10 Además, en la presente invención, para girar bien el rotor interno 10 dentro del rotor externo 20, para mantener adecuadamente el tamaño de la holgura mientras se consigue con seguridad el paso de la punta, y para reducir la resistencia del engranaje, se hace mayor el diámetro del círculo base b_o del rotor externo 20, de tal modo que el círculo base b_i del rotor interno 10 no entra en contacto con el círculo base b_o del rotor externo 20 en una fase rotatoria en la que los rotores interno y externo 10 y 20 engranan entre sí. Es decir, se satisface la desigualdad siguiente:

$$(n+1) \cdot \varphi b_i < n \cdot \varphi b_o$$

Con base en la desigualdad anterior y las ecuaciones (Ia) y (Ib), se obtiene la desigualdad siguiente:

$$(\varphi D_i + \varphi d_i) < (\varphi D_o + \varphi d_o)$$

- 15 Además, la fase rotatoria en la que los rotores interno y externo engranan entre sí significa una fase rotatoria en la que la punta de un diente de cada uno de los dientes internos 21 del rotor externo está enfrentada directamente con un espacio interdental de cada uno de los dientes externos 11 del rotor interno 10, tal como se muestra en la FIG. 2.

Aquí, los rotores interno y externo 10 y 20 están contruidos de tal forma que se satisfaga la desigualdad siguiente:

$$0,005 \text{ mm} \leq (\varphi D_o + \varphi d_o) - (\varphi D_i + \varphi d_i) \leq 0,070 \text{ mm} \quad (\text{mm: milímetros}) \quad \dots \quad (\text{Ic})$$

En lo sucesivo, se hará referencia a " $(\varphi D_o + \varphi d_o) - (\varphi D_i + \varphi d_i)$ " simplemente como "A".

- 20 Además, en la presente realización, el rotor interno 10 ($\varphi b_i = 65,00 \text{ mm}$; $\varphi D_i = 3,90 \text{ mm}$; $\varphi d_i = 2,60 \text{ mm}$; y $n = 10$, siendo φb_i el diámetro del círculo base b_i , siendo φD_i el diámetro del primer círculo rodante circunscrito D_i , siendo φd_i el diámetro del primer círculo rodante inscrito d_i , y siendo n el número de dientes) y el rotor externo 20 ($\varphi = 87,0 \text{ mm}$; $\varphi b_o = 71,599 \text{ mm}$; $\varphi D_o = 3,9135 \text{ mm}$; $\varphi d_o = 2,5955 \text{ mm}$, siendo φ el diámetro externo del rotor externo, siendo φb_o el diámetro del círculo base b_o , siendo φD_o el diámetro del segundo círculo rodante circunscrito D_o , y siendo φd_o el diámetro del segundo círculo rodante inscrito d_o), que satisfacen las relaciones anteriores, se combinan entre sí con la distancia excéntrica of $e = 3,25 \text{ mm}$, para construir un conjunto rotor de bomba de aceite. Además, en la
- 25 presente realización, la anchura de los dientes de los rotores interno y externo (el tamaño de los dientes en la dirección del eje de giro de cada rotor) se fija en 10 mm . Además, el diámetro φD_i del primer círculo rodante circunscrito D_i se fija en $3,90 \text{ mm}$, el diámetro φd_i del primer círculo rodante inscrito d_i se fija en $2,60 \text{ mm}$, el diámetro φD_o del segundo círculo rodante circunscrito D_o se fija en $3,9135 \text{ mm}$, y el diámetro φd_o del segundo círculo rodante inscrito se fija en $2,5955 \text{ mm}$. En consecuencia, "A" se fija en $0,009$ (véase la FIG. 2).

- 30 La carcasa 50 está formada con un orificio de entrada con forma de arco circular (no mostrado) a lo largo de una celda C cuyo volumen está aumentando, entre celdas C formadas entre las superficies de los dientes de los rotores interno y externo 10 y 20, y la carcasa también está formada con un orificio de descarga con forma de arco circular
- 35 (no mostrado) a lo largo de una celda C cuyo volumen está disminuyendo.

Mientras los dientes externos 11 y los dientes internos 21 engranan entre sí, la celda C se hace del menor volumen. Después, cuando la celda se desplaza por el orificio de entrada, aumenta en volumen para succionar fluido y, por ello, tiene el volumen mayor. Luego, cuando la celda se desplaza por el orificio de descarga, disminuye de volumen, descargando fluido.

Cuando "A" es demasiado pequeña, el paso de la punta y el tamaño de la holgura no pueden mantenerse de forma adecuada, y no puede reducirse el ruido generado cuando los dientes externos 11 del rotor interno y los dientes internos 21 del rotor externo engranan entre sí.

5 Por otra parte, cuanto "A" es demasiado grande, la diferencia entre la altura de diente (el tamaño de los dientes en la dirección normal al círculo base) de los dientes externos 11 del rotor interno y la altura de diente de los dientes internos 21 del rotor externo, y la diferencia entre el grosor (el tamaño de los dientes en la dirección circunferencial del círculo base) de los dientes externos 11 y el grosor de los dientes internos 21 no pueden mantenerse de forma adecuada, de modo que puede crearse una porción sin ninguna holgura durante la rotación de un conjunto rotor de la bomba de aceite. En este caso, el conjunto rotor de la bomba de aceite no puede rotar bien, de modo que puede 10 reducirse la eficacia mecánica y pueden generarse ruidos diferentes debido a la colisión entre los dientes externos 11 y los dientes internos 21.

Por lo tanto, es preferible que "A" se fije en un intervalo que satisfaga la desigualdad siguiente:

$$0,005 \text{ mm} \leq A \leq 0,070 \text{ mm}$$

En la presente realización, es sumamente preferible que "A" se fije en 0,009 mm.

15 En el conjunto rotor de la bomba de aceite que tiene la construcción anterior, el perfil de las puntas de los dientes del rotor externo 20 es sustancialmente igual al perfil de los espacios interdentes del rotor interno 10. En consecuencia, tal como se muestra en la FIG. 2, dado que el paso lateral ts se hace pequeño mientras el paso tt de la punta se consigue con seguridad, de forma similar a la técnica relacionada, el impacto aplicado a los rotores interno y externo 10 y 20 durante el giro de los mismos se hace pequeño. En consecuencia, aunque la presión hidráulica generada en el conjunto rotor de la bomba de aceite sea sumamente pequeña, y cambie el par que impulsa el conjunto rotor de la bomba de aceite, puede evitarse que los dientes internos 21 del rotor externo y los 20 dientes externos 11 del rotor interno colisionen entre sí. Así, puede mejorarse con seguridad la propiedad de silencio del conjunto rotor de la bomba de aceite. Además, dado que la dirección de la presión cuando los rotores interno y externo engranan entre sí es perpendicular a las superficies de los dientes, puede llevarse a cabo con eficiencia la transmisión del par entre los rotores interno y externo 10 y 20 sin deslizamiento, y puede reducirse el calor y el ruido causados por la resistencia al deslizamiento.

La FIG. 3 es un gráfico que compara las holguras (una línea discontinua en la FIG. 3) para cada ángulo rotatorio de un rotor interno en un conjunto rotor de bomba de aceite de la técnica relacionada con las holguras (una línea continua en la FIG. 3) para cada ángulo rotatorio de del rotor interno en el conjunto rotor de una bomba de aceite según la presente invención. Puede entenderse por el gráfico que la holgura en el conjunto rotor de una bomba de 30 aceite según la presente realización puede hacerse menor que la del conjunto rotor de una bomba de aceite convencional en la fase rotatoria en la que los rotores interno y externo engranan entre sí y mientras el volumen de la celda C aumenta o disminuye, y la holgura en el conjunto rotor de una bomba de aceite según la presente realización puede ser igual que la del conjunto rotor de una bomba de aceite convencional en una fase rotatoria en la que el volumen de la celda C se vuelve máximo. En consecuencia, puede entenderse que, en este caso, puede 35 obtenerse con seguridad la estanqueidad a los líquidos de la celda c cuando el volumen de la celda c se vuelve máximo, y la eficiencia de transporte puede mantenerse al mismo nivel que en el conjunto rotor de una bomba de aceite convencional. Además, en la FIG. 3 solo se muestran las holguras para el ángulo rotatorio del rotor interno que oscilan entre 0° y 180°, y las otras holguras s e omiten. Esto se debe a que un cambio en las holguras para el ángulo rotatorio del rotor interno que oscilan entre 180° y 360° (0°) es igual al de las holguras para el ángulo rotatorio del rotor interno entre 180° y 0°.

Además, la FIG. 4 es un gráfico que compara el ruido generado cuando se usa el conjunto rotor de la bomba de aceite de la técnica relacionada con el ruido generado cuando se usa el conjunto rotor de la bomba de aceite de la presente realización. Puede entenderse por el gráfico que las holguras en el conjunto rotor de la bomba de aceite según la presente realización, tal como se muestra en la FIG. 3, se vuelven menores que las del conjunto rotor de la 45 bomba de aceite convencional en la fase rotatoria en la que los rotores interno y externo engranan entre sí y mientras el volumen de la celda C aumenta o disminuye, de modo que pueda disminuir el ruido en comparación con el conjunto rotor de la bomba de aceite convencional y pueda mejorar la propiedad de silencio.

El alcance técnico de la presente invención no está limitado a la realización mencionada en lo que antecede, sino que pueden realizarse diversas modificaciones sin apartarse del alcance de la presente invención tal como es 50 definida por las reivindicaciones adjuntas.

Aplicabilidad industrial

El perfil de los dientes del rotor interno y el perfil de los dientes del rotor externo están se establecen de manera apropiada, y el paso entre los rotores interno y externo se establece de manera apropiada. En consecuencia, aunque la presión hidráulica generada en el conjunto rotor de la bomba de aceite sea sumamente pequeña y cambie 55 el par que impulsa el conjunto rotor de la bomba de aceite, puede suprimirse con seguridad la generación de ruido.

REIVINDICACIONES

1. Un conjunto rotor de bomba de aceite que comprende: un rotor interno (10) formado con "n" dientes externos ("n" es un número natural); y un rotor externo (20) formado con (n+1) dientes internos que son engranables con los dientes externos, y una carcasa (50) que tiene un orificio de succión para succionar fluido y un orificio de descarga para descargar fluido, en el que el fluido es transportado por succión y descarga del fluido por medio del cambio en el volumen de celdas formadas entre las superficies de los dientes de los rotores interno y externo durante la rotación relativa entre los rotores interno y externo engranados entre sí, en el que cada uno de los perfiles de los dientes del rotor interno (10) está formado de tal modo que el perfil de una punta del diente del mismo se forma usando una curva epicicloide que es generada haciendo rodar sin deslizamiento un primer círculo rodante circunscrito (Di) a lo largo de un primer círculo base (bi), y el perfil de un espacio interdental del mismo se forma usando una curva hipocicloide que es generada haciendo rodar sin deslizamiento un círculo rodante inscrito (di) a lo largo del primer círculo base (bi), en el que cada uno de los perfiles de los dientes del rotor externo (20) está formado de tal modo que el perfil de un espacio interdental del mismo se forma usando una curva epicicloide que es generada haciendo rodar sin deslizamiento un segundo círculo rodante circunscrito (Do) a lo largo de un segundo círculo base (bo), y el perfil de una punta del diente del mismo se forma usando una curva hipocicloide que es generada haciendo rodar sin deslizamiento un segundo círculo rodante inscrito (do) a lo largo del segundo círculo base (bo), y **caracterizado porque** los rotores interno y externo están contruidos para satisfacer las relaciones siguientes:

$$\varphi bi = n \cdot (\varphi Di + \varphi di),$$

$$\varphi bo = (n + 1) \cdot (\varphi Do + \varphi do),$$

$$\varphi Di + \varphi di = 2e \quad \text{o} \quad \varphi Do + \varphi do = 2e$$

$$\varphi Do > \varphi Di,$$

$$\varphi di > \varphi do,$$

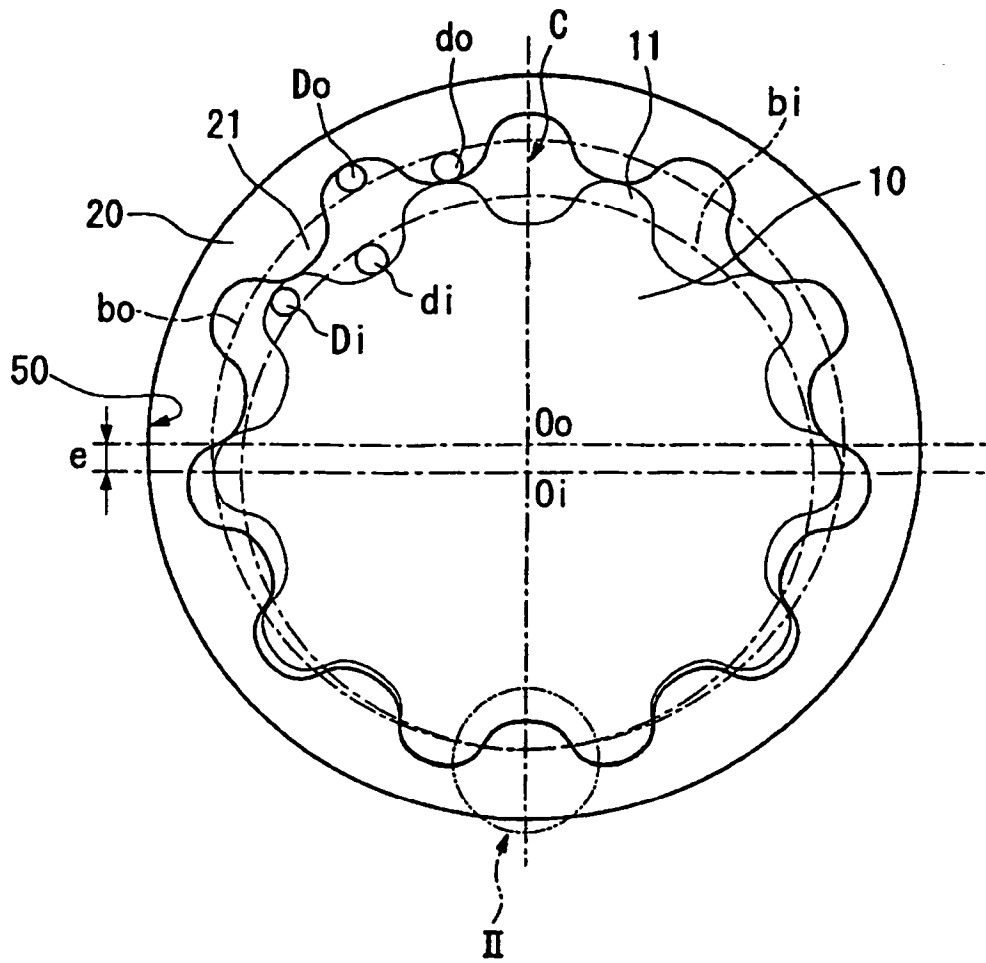
y

$$(\varphi Di + \varphi di) < (\varphi Do + \varphi do),$$

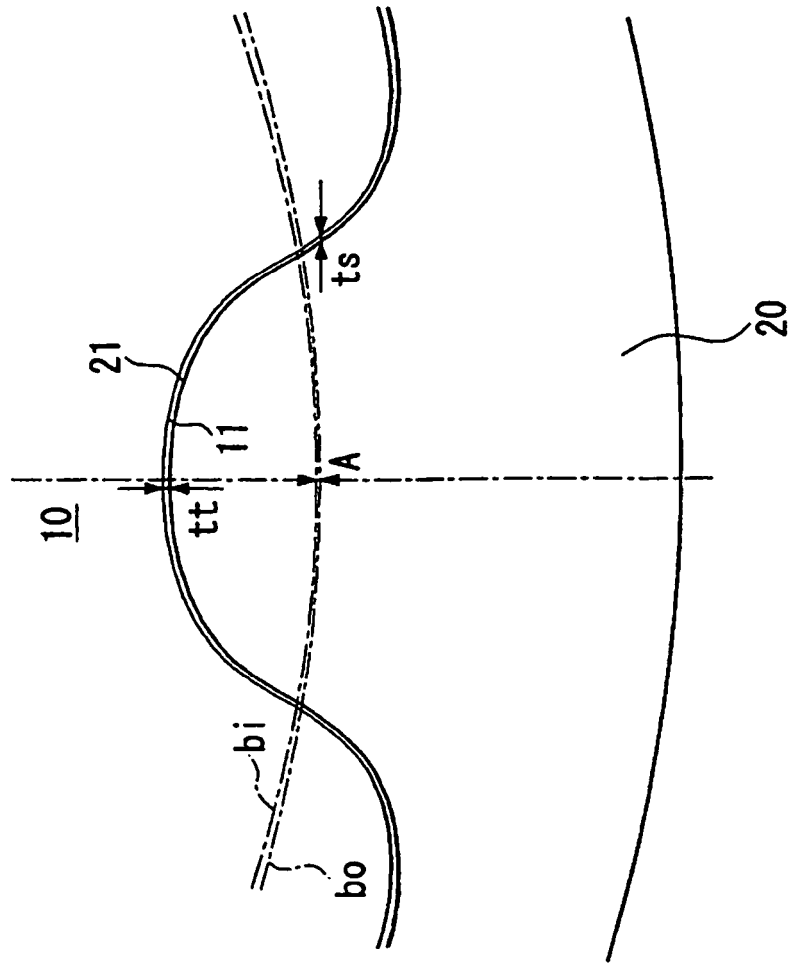
- 20 en las que φbi es el diámetro del primer círculo base (bi) del rotor interno, φDi es el diámetro del primer círculo rodante circunscrito (Di) del rotor interno, φdi es el diámetro del primer círculo rodante inscrito (di) del rotor interno, φbo es el diámetro del segundo círculo base (bo) del rotor externo, φDo es el diámetro del segundo círculo rodante circunscrito (Do) del rotor externo, φdo es el diámetro del segundo círculo rodante inscrito (do) del rotor externo, y e es la distancia excéntrica entre los rotores interno y externo.
- 25 2. El conjunto rotor de bomba de aceite según la reivindicación 1 en el que los rotores interno y externo están contruidos para satisfacer la siguiente desigualdad:

$$0,005 \text{ mm} \leq (\varphi Do + \varphi do) - (\varphi Di + \varphi di) \leq 0,070 \text{ mm} \quad (\text{mm: milímetros})$$

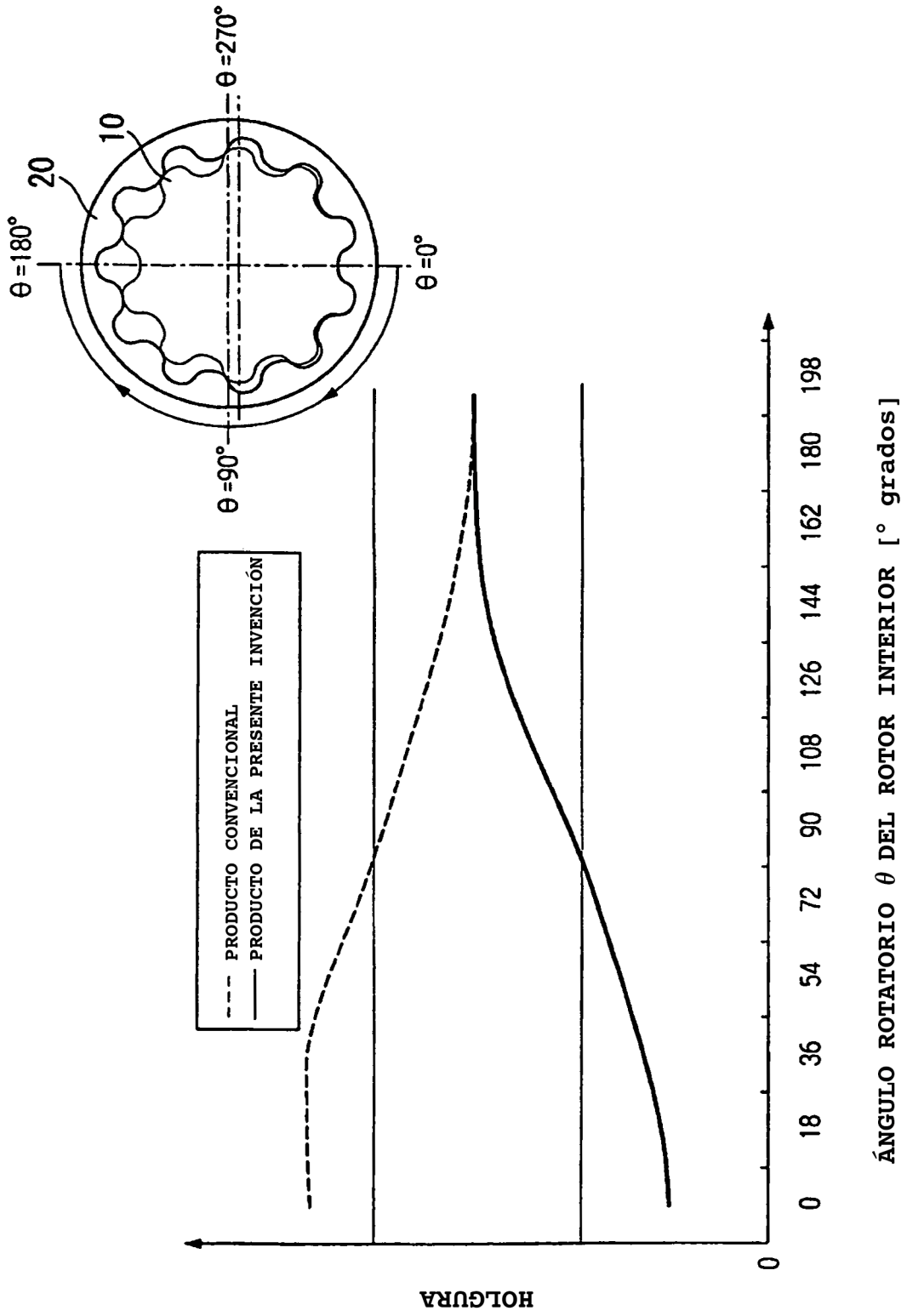
[Figura 1]



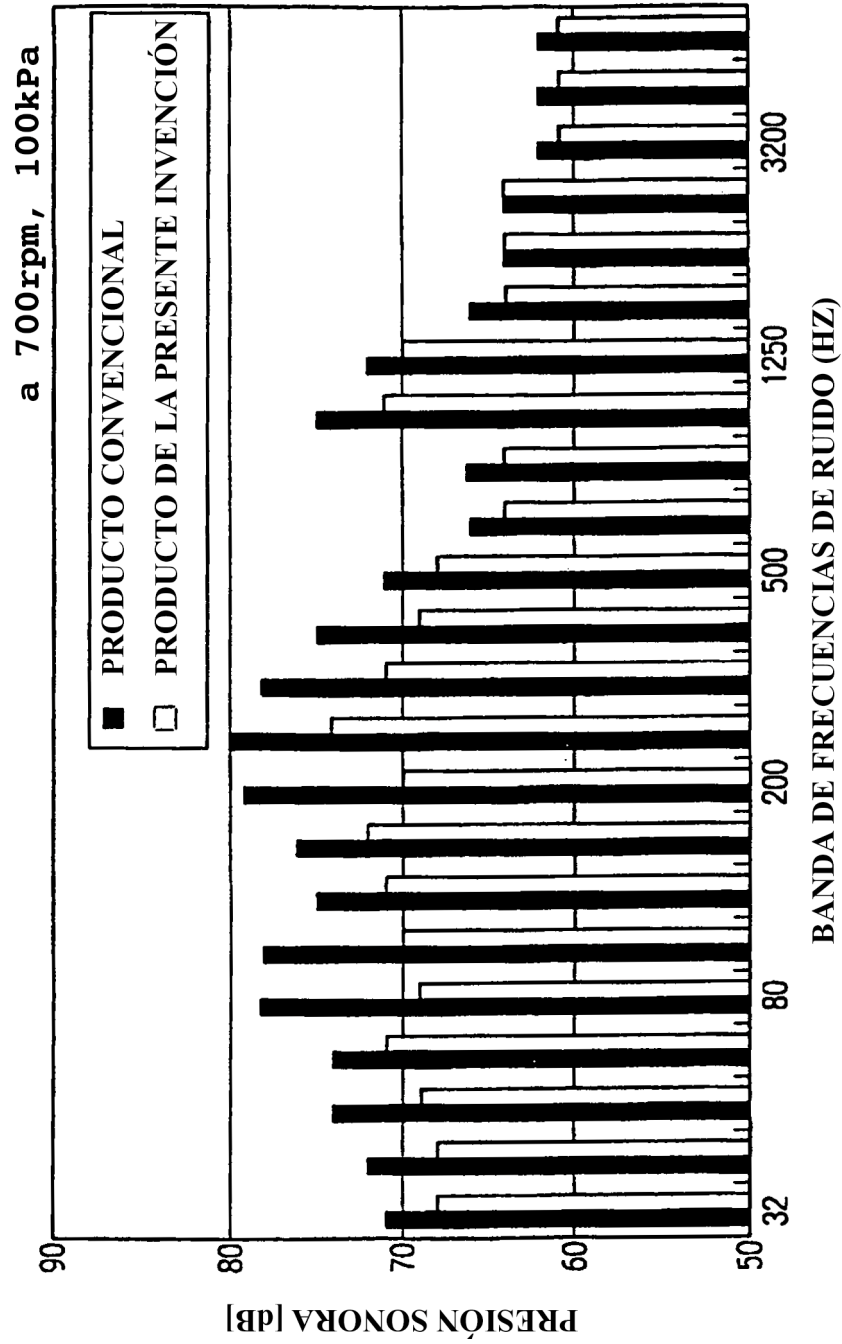
[Figura 2]



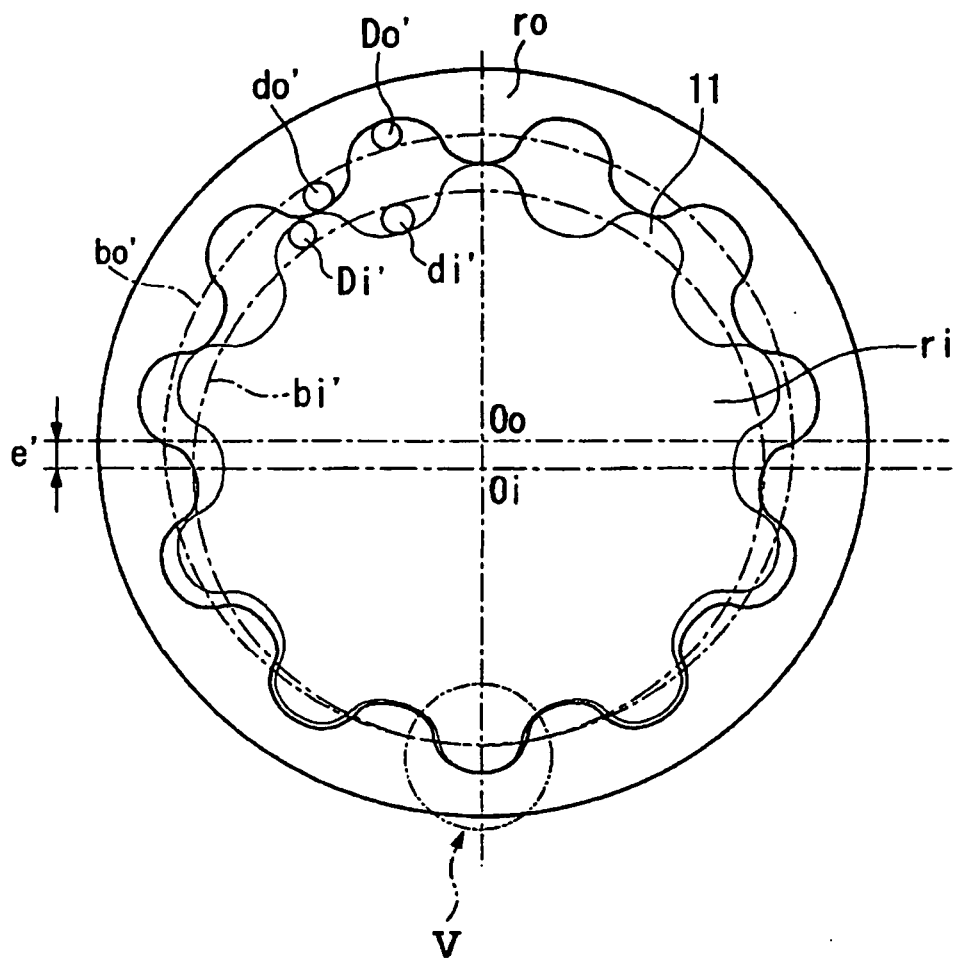
[Figura 3]



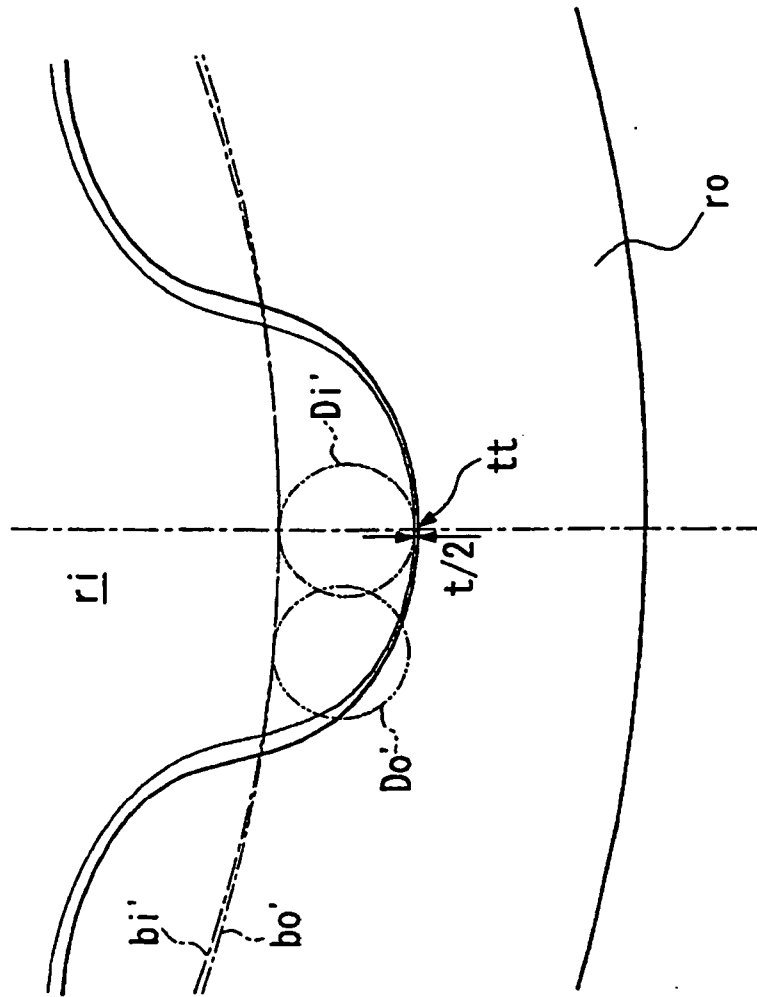
[Figura 4]



[Figura 5]



[Figura 6]



[Figura 7]

