

19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 561 939**

51 Int. Cl.:

**F04C 2/10** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **29.10.2003 E 03769987 (3)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **09.12.2015 EP 1559912**

54 Título: **Conjunto de rotor de bomba de aceite engranado internamente**

30 Prioridad:

**29.10.2002 JP 2002314070**

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

**01.03.2016**

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:

**FÚSTER OLAGUIBEL, Gustavo Nicolás**

**ES 2 561 939 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**

Conjunto de rotor de bomba de aceite engranado internamente

5 CAMPO TÉCNICO

La presente invención se refiere a un conjunto de rotor de bomba de aceite usado en una bomba de aceite del tipo de engranaje interior que aspira y descarga fluido mediante el cambio de volumen de celdas formadas entre un rotor interno y un rotor externo.

10 ANTECEDENTES DE LA TÉCNICA

De manera convencional, una bomba de aceite del tipo de engranaje interior incluye un rotor externo que tiene unos dientes interiores, un rotor interno que tiene unos dientes exteriores que pueden engranarse con los dientes interiores, y una carcasa en la que están formados un orificio de succión para aspirar fluido y un orificio de descarga para descargar fluido. Se hace rotar el rotor interno para que el rotor externo rote mientras los dientes exteriores engranan con los dientes interiores, lo que produce cambios en los volúmenes de las celdas formadas entre el rotor interno y el rotor externo, y de ese modo se aspira y se descarga fluido.

20 Cada una de las celdas está delimitada independientemente en una porción delantera y en una porción trasera según se ve en el sentido de rotación por los dientes exteriores del rotor interno y los dientes interiores del rotor externo. El volumen de cada una de las celdas se minimiza en una posición de rotación en la que una de las puntas de diente de los dientes exteriores del rotor interno coincide de manera posicional con uno de los espacios de diente de los dientes interiores del rotor externo y, desde esta posición de rotación, la celda aspira fluido a medida que  
25 aumenta el volumen de la misma mientras se mueve sobre el orificio de succión. El volumen de cada una de las celdas se maximiza en una posición de rotación en la que uno de los espacios de diente de los dientes exteriores del rotor interno coincide de manera posicional con uno de los espacios de diente de los dientes interiores del rotor externo, y, desde esta posición de rotación, la celda descarga fluido a medida que disminuye el volumen de la  
30 misma mientras se mueve sobre el orificio de descarga.

En la bomba de aceite del tipo de engranaje interior, el rotor interno se acciona de modo que rote, y se hace rotar el rotor externo porque las superficies de diente de los dientes exteriores empujan las superficies de diente de los  
35 dientes interiores. En este caso, se revisa el acoplamiento entre los rotores, mediante el que se transmite la fuerza de rotación. Se transmite la fuerza de rotación en la dirección sustancialmente perpendicular a las superficies de diente cuando los dientes están situados cerca de una posición en la que se minimiza el volumen de la celda. Por otro lado, cuando los dientes están situados cerca de una posición en la que se maximiza el volumen de la celda, debido a que las puntas de diente de los rotores entran en contacto entre sí, no se transmite la fuerza de rotación en la dirección sustancialmente perpendicular a las superficies de diente, y los componentes de deslizamiento y fricción son predominantes.

40 Cuando las superficies de diente de los rotores entran en contacto entre sí cuando es predominante el deslizamiento, los dientes no contribuyen a la transmisión de la fuerza de rotación, y aumenta la fricción de deslizamiento debido al contacto entre los dientes, lo que puede conducir a ruido de funcionamiento, y a una  
45 disminución de la eficiencia mecánica.

Para solucionar este problema, se han propuesto rotores en cada uno de los cuales está formado un rebaje en la superficie de diente para eliminar el contacto que no contribuye a la transmisión de la fuerza de rotación (véase, por ejemplo, la solicitud de patente japonesa no examinada, primera publicación n.º Hei 09-166091).

50 En general, en un conjunto de rotor de bomba de aceite del tipo de engranaje interior tal como se mencionó anteriormente, se forman holguras entre las superficies de diente de los rotores, que definen una celda. El principal motivo para proporcionar tales holguras es impedir problemas en los que se vuelve imposible la rotación de los rotores o se emite ruido debido a que las puntas de diente de los rotores interfieren entre sí debido a formas y precisión de montaje no deseadas de los rotores, y se han propuesto contramedidas prácticas de manera que los  
55 perfiles de los dientes del rotor externo se cortan uniformemente, la curva que define la forma de los dientes se aplanan parcialmente, o similar.

Sin embargo, cuando tales holguras se proporcionan meramente tomando medidas convencionales tales como el corte uniforme de los perfiles de diente, aplanado parcial de la superficie de diente, o proporcionando el rebaje, aumenta innecesariamente el juego entre los dientes; por lo tanto, se encuentra otro problema de que es difícil impedir el ruido debido a la oscilación irregular de los rotores durante la rotación.

Los documentos US 4.976.595 y US 6.077.059 divulgan respectivamente una bomba trocoidal y una bomba de aceite.

65 DIVULGACIÓN DE LA INVENCION

La presente invención se concibió en vista de las circunstancias anteriores, y un objeto de la presente invención es proporcionar un conjunto de rotor de bomba de aceite del tipo de engranaje interior que rota de manera estable sin emitir un ruido excesivo.

5 Para lograr el objeto anterior, la presente invención proporciona un conjunto de rotor de bomba de aceite que incluye: un rotor interno que tiene "n" dientes exteriores ("n" es un número natural); y un rotor externo que tiene (n+1) dientes interiores que pueden engranarse con los dientes exteriores, en el que el conjunto de rotor de bomba de aceite se usa como bomba de aceite que, durante la rotación de los rotores interno y externo, aspira y descarga fluido mediante el cambio de volumen de celdas formadas entre el rotor interno y el rotor externo, en el que cuando una holgura, que se define entre los dientes de los rotores interno y externo que forman juntos una de las celdas que tiene el volumen mínimo entre las celdas, se designa como "a", una holgura, que se define entre los dientes de los rotores interno y externo que forman juntos una de las celdas cuyo volumen aumenta durante la rotación de los rotores interno y externo, se designa como "b", y una holgura, que se define entre los dientes de los rotores interno y externo que forman juntos una de las celdas que tiene el volumen máximo entre las celdas, se designa como "c", se satisfacen las siguientes desigualdades:

$$a \leq b \leq c, \text{ y } a < c$$

20 y en el que cuando la holgura "b" en la celda situada hacia atrás según se ve en el sentido de rotación se designa además como "b1", y la holgura "b" en la celda situada hacia delante según se ve en el sentido de rotación se designa además como "b2", se satisface la siguiente desigualdad:

$$b1 \leq b2$$

25 en el que una holgura, que se define entre los dientes de los rotores interno y externo que forman juntos una de las celdas, aumenta de manera gradual y continua a medida que se mueve rotacionalmente la celda desde una posición en la que se minimiza el volumen de la celda hasta una posición en la que se maximiza el volumen de la celda.

30 En una configuración preferida del conjunto de rotor de bomba de aceite anterior, cuando una holgura, que se define entre los dientes de los rotores interno y externo que forman juntos una de las celdas cuyo volumen disminuye durante la rotación de los rotores interno y externo, se designa como "d", se satisfacen las siguientes desigualdades:

$$a \leq b \leq c, a < c \text{ y } a \leq d \leq c$$

35 y cuando la holgura "d" en la celda situada hacia atrás según se ve en el sentido de rotación se designa además como "d1", y la holgura "d" en la celda situada hacia delante según se ve en el sentido de rotación se designa además como "d2", se satisface la siguiente desigualdad:

$$40 \quad d1 \geq d2$$

En el conjunto de rotor de bomba de aceite anterior, la holgura, que se define entre los dientes de los rotores interno y externo que forman juntos una de las celdas, puede disminuir de manera gradual a medida que se mueve rotacionalmente la celda desde una posición en la que se maximiza el volumen de la celda hasta una posición en la que se minimiza el volumen de la celda.

Por consiguiente, debido a que la holgura entre los rotores que forman juntos la celda se minimiza en una región de engranado, y entonces la holgura aumenta de manera continua, sin disminuir, hasta un tamaño máximo, el juego en una posición en la que se minimiza que los dientes se engranen entre sí, y se garantiza una holgura suficiente en una posición de rotación en la que los dientes no contribuyen al engranado. Los dientes exteriores se engranan con los dientes interiores en una posición en la que se minimiza una componente de deslizamiento de modo que se transmita fuerza de rotación, y los dientes exteriores y los dientes interiores no contribuyen a transmitir fuerza de rotación en una posición en la que aumenta una componente de deslizamiento. Por tanto, puede obtenerse un conjunto de rotor de bomba de aceite del tipo de engranaje interior que no emite un ruido excesivo mientras que tiene bajos niveles de fricción y alta eficiencia mecánica.

Además, debido a que en el proceso en el que disminuye el volumen de la celda, la holgura entre los rotores disminuye de manera gradual, sin aumentar, hasta un tamaño mínimo, se garantiza una holgura suficiente en el que los dientes no contribuyen al engranado mientras que se minimiza el juego en el que los dientes se engranan entre sí, y por tanto puede obtenerse un conjunto de rotor de bomba de aceite del tipo de engranaje interior que no emite un ruido excesivo mientras que tiene bajos niveles de fricción.

En el conjunto de rotor de bomba de aceite anterior, las superficies de diente de los rotores interno y externo pueden formarse respectivamente usando curvas cicloides que se forman haciendo rodar círculos rodantes respectivos a lo largo de círculos base respectivos sin deslizamiento.

En el conjunto de rotor de bomba de aceite anterior, las superficies de diente del rotor interno pueden formarse usando una curva envolvente trocoide que se forma moviendo un círculo de trayectoria, cuyo centro está situado en una curva trocoide, a lo largo de la curva trocoide, y las puntas de diente del rotor externo pueden formarse usando un arco que tiene el mismo radio que el del círculo de trayectoria.

5 Por consiguiente, puede producirse un conjunto de rotor del tipo cicloide que se forma usando curvas cicloides y un conjunto de rotor del tipo trocoide que se forma usando curvas trocoides, que se han usado ambos de manera convencional, de modo que emita menos ruido y que tenga menores niveles de fricción.

10 En el conjunto de rotor de bomba de aceite anterior, cada uno de los perfiles de diente del rotor interno pueden formarse de manera que el perfil de punta de los mismos se forma usando una curva epicicloide que se forma haciendo rodar un primer círculo rodante circunscrito  $A_i$  a lo largo de un círculo base  $D_i$  sin deslizamiento, y el perfil de espacio de diente del mismo se forma usando una curva hipocicloide que se forma haciendo rodar un primer círculo rodante inscrito  $B_i$  a lo largo del círculo base  $D_i$  sin deslizamiento, y cada uno de los perfiles de diente del rotor externo se forma de manera que el perfil de punta de los mismos se forma usando una curva epicicloide que se forma haciendo rodar un segundo círculo rodante circunscrito  $A_o$  a lo largo de un círculo base  $D_o$  sin deslizamiento, y el perfil de punta de los mismos se forma usando una curva hipocicloide que se forma haciendo rodar un segundo círculo rodante inscrito  $B_o$  a lo largo del círculo base  $D_o$  sin deslizamiento, y el rotor interno y el rotor externo pueden formarse de manera que se satisfacen las siguientes ecuaciones:

$$\varnothing B_o = \varnothing B_i;$$

$$\varnothing D_o = \varnothing D_i \cdot (n+1)/n + t \cdot (n+1)/(n+2); \text{ y}$$

$$\varnothing A_o = \varnothing A_i + t/(n+2),$$

donde  $\varnothing D_i$  es el diámetro del círculo base  $D_i$  del rotor interno,  $\varnothing A_i$  es el diámetro del primer círculo rodante circunscrito  $A_o$ ,  $\varnothing B_i$  es el diámetro del primer círculo rodante inscrito  $B_i$ ,  $\varnothing D_o$  es el diámetro del círculo base  $D_o$  del rotor externo,  $\varnothing A_o$  es el diámetro del segundo círculo rodante circunscrito  $A_o$ ,  $\varnothing B_o$  es el diámetro del segundo círculo rodante inscrito  $B_o$ , y  $t (\neq 0)$  es una holgura entre la punta de diente del rotor interno y la punta de diente del rotor externo.

En este caso, cuando se determinan los perfiles de diente de los rotores interno y externo, debido a que la suma de las distancias de rodamiento del círculo rodante circunscrito y el círculo rodante inscrito del rotor interno debe ser igual a la longitud circunferencial del círculo base de los mismos, y la suma de las distancias de rodamiento del círculo rodante circunscrito y el círculo rodante inscrito del rotor externo debe ser igual a la longitud circunferencial del círculo base de los mismos, deben satisfacerse las siguientes ecuaciones:

$$\varnothing D_i = n \cdot (\varnothing A_o + \varnothing B_o); \text{ y}$$

$$\varnothing D_o = (n+1) \cdot (\varnothing A_o + \varnothing B_o);$$

Además, en esta configuración, los diámetros de los círculos rodantes inscritos de los rotores interno y externo se fijan para que sean iguales unos con respecto a otros, es decir,

$$\varnothing B_o = \varnothing B_i;$$

para reducir la holgura circunferencial entre el espacio de diente del rotor interno y la punta de diente del rotor externo.

El diámetro del círculo base del rotor externo es mayor que en el caso de un conjunto de rotor de bomba de aceite convencional, es decir,

$$\varnothing D_o = \varnothing D_i \cdot (n+1)/n + n + (n+1) \cdot t/(n+2)$$

Debido a que el total de un múltiplo de la distancia de rodamiento del círculo rodante circunscrito y un múltiplo de la distancia de rodamiento del círculo rodante inscrito debe concordar con la longitud de la circunferencia de un círculo base, el diámetro del círculo rodante circunscrito del rotor externo debe ajustarse de la siguiente manera:

$$\varnothing A_o = \varnothing A_i + t/(n+2).$$

Según este conjunto de rotor de bomba de aceite, debido a que se garantiza una holgura radial inapropiada entre los dientes exteriores del rotor interno y los dientes interiores del rotor externo, y las holguras circunferenciales entre los dientes de los rotores se reducen con respecto al que hay en el caso convencional, se reducen las vibraciones generadas entre los rotores, y puede mejorarse la propiedad de silencio de la bomba de aceite.

Como otra configuración de un conjunto de rotor de bomba de aceite, cada uno de los perfiles de diente del rotor interno pueden formarse de manera que el perfil de punta de los mismos se forma usando una curva epicicloide que se forma haciendo rodar un primer círculo rodante circunscrito  $D_i$  a lo largo de un círculo base "bi" sin deslizamiento, y el perfil de espacio de diente del mismo se forma usando una curva hipocicloide que se forma haciendo rodar un primer círculo rodante inscrito "di" a lo largo del círculo base "bi" sin deslizamiento, y cada uno de los perfiles de diente del rotor externo se forma de manera que el perfil de punta de los mismos se forma usando una curva epicicloide que se forma haciendo rodar un segundo círculo rodante circunscrito  $D_o$  a lo largo de un círculo base "bo" sin deslizamiento, y el perfil de punta de los mismos se forma usando una curva hipocicloide que se forma haciendo rodar un segundo círculo rodante inscrito "do" a lo largo del círculo base "bo" sin deslizamiento, y el rotor interno y el rotor externo pueden formarse de manera que se satisfacen las siguientes ecuaciones y desigualdades:

$$\varnothing_{bi} = n \cdot (\varnothing_{Di} + \varnothing_{di});$$

$$\varnothing_{bo} = (n+1) \cdot (\varnothing_{Do} + \varnothing_{do});$$

$$\text{uno de } \varnothing_{Di} + \varnothing_{di} = 2e \text{ y } \varnothing_{Do} + \varnothing_{do} = 2e;$$

$$\varnothing_{Do} > \varnothing_{Di};$$

$$\varnothing_{di} > \varnothing_{do}; \text{ y}$$

$$(\varnothing_{Di} + \varnothing_{di}) < (\varnothing_{Do} + \varnothing_{do}),$$

donde  $\varnothing_{bi}$  es el diámetro del círculo base "bi" del rotor interno,  $\varnothing_{Di}$  es el diámetro del primer círculo rodante circunscrito  $D_i$ ,  $\varnothing_{di}$  es el diámetro del primer círculo rodante inscrito "di",  $\varnothing_{bo}$  es el diámetro del círculo base "bo" del rotor externo,  $\varnothing_{Do}$  es el diámetro del segundo círculo rodante circunscrito  $D_o$ ,  $\varnothing_{do}$  es el diámetro del segundo círculo rodante inscrito "do", y "e" es la distancia de excentricidad entre los rotores interno y externo.

En este caso, cuando se determinan los perfiles de diente de los rotores interno y externo, debido a que la suma de las distancias de rodamiento del círculo rodante circunscrito y el círculo rodante inscrito del rotor interno debe ser igual a la longitud circunferencial del círculo base de los mismos, y la suma de las distancias de rodamiento del círculo rodante circunscrito y el círculo rodante inscrito del rotor externo debe ser igual a la longitud circunferencial del círculo base de los mismos, deben satisfacerse las siguientes ecuaciones:

$$\varnothing_{bi} = n \cdot (\varnothing_{Di} + \varnothing_{di});$$

$$\varnothing_{bo} = (n+1) \cdot (\varnothing_{Do} + \varnothing_{do});$$

El perfil de punta de diente del rotor interno que se forma mediante el primer círculo rodante circunscrito  $D_i$  con respecto al perfil de espacio de diente del rotor externo que se forma mediante el segundo círculo rodante circunscrito  $D_o$ , y el perfil de punta de diente del rotor externo que se forma mediante el segundo círculo rodante inscrito "do" con respecto al perfil de espacio de diente del rotor interno que se forma mediante el primer círculo rodante inscrito "di" se determinan de manera que se satisfacen las siguientes desigualdades:

$$\varnothing_{Do} > \varnothing_{Di}; \text{ y}$$

$$\varnothing_{di} > \varnothing_{do},$$

de modo que se garantiza un mayor juego, que se define entre las superficies de diente de los rotores durante el engranado. En este caso, el juego es una separación formada entre la superficie de diente del rotor interno, que es opuesta a la superficie de diente a la que se aplica fuerza durante el engranado, y la superficie de diente del rotor externo.

Además, debido a que el rotor interno y el rotor externo se engranan entre sí, debe satisfacerse una de las siguientes ecuaciones:

$$\varnothing_{Di} + \varnothing_{di} = 2e; \text{ y}$$

$$\varnothing_{Do} + \varnothing_{do} = 2e$$

Además, en esta invención, para hacer que el rotor interno rote suavemente en el rotor externo mientras que se garantiza la holgura de punta y un tamaño apropiado del juego, y una reducción de la resistencia al engranado, el diámetro del círculo base del rotor externo se hace que sea mayor que el que hay en un caso convencional de modo que el círculo base del rotor interno no entre en contacto con el círculo base del rotor externo en la región de engranado en la que el rotor interno se engrana con el rotor externo, es decir, se satisface la siguiente desigualdad:

$$(n+1) \cdot \varnothing_{bi} < n \cdot \varnothing_{bo}$$

Por consiguiente, se deriva la siguiente desigualdad:

$$5 \quad (\varnothing_{Di} + \varnothing_{di}) < (\varnothing_{Do} + \varnothing_{do})$$

Según la configuración anterior, debido a que las holguras circunferenciales (a lo largo de la circunferencia del círculo base) entre las superficies de diente de los rotores se hacen más pequeñas que en casos convencionales mientras que se garantizan holguras de punta entre los dientes exteriores del rotor interno y los dientes interiores del rotor externo, puede reducirse la holgura entre los rotores, y puede producirse una bomba de aceite silenciosa. Específicamente, pueden impedirse los impactos entre los dientes interiores del rotor externo y dientes exteriores del rotor interno incluso cuando el par de accionamiento para el conjunto de rotor de bomba de aceite cambia mientras que la presión de aceite en el conjunto de rotor de bomba de aceite es baja; por tanto, puede garantizarse la propiedad de silencio del conjunto de rotor de bomba de aceite.

### 15 Breve descripción de los dibujos

La figura 1 es una vista en planta de un conjunto de rotor de bomba de aceite del tipo de engranaje interior según una primera realización de la presente invención, en el que se muestran las holguras entre dientes "a", "b" y "d".

La figura 2 es una vista en planta del conjunto de rotor de bomba de aceite del tipo de engranaje interior según la primera realización de la presente invención, en el que se muestra una holgura entre dientes "c".

La figura 3 es un gráfico en el que se comparan la holgura entre dientes del conjunto de rotor de bomba de aceite del tipo de engranaje interior de la presente invención mostrado en la figura 1 y el de un conjunto de rotor convencional, con respecto al ángulo de rotación del rotor interno.

La figura 4 es una vista en planta que muestra un conjunto de rotor de bomba de aceite según una primera realización de la presente invención en el que los rotores interno y externo del mismo satisfacen las siguientes ecuaciones:

$$\varnothing_{Bo} = \varnothing_{Bi};$$

$$35 \quad \varnothing_{Do} = \varnothing_{Di} \cdot (n+1)/n + n + (n+1) \cdot t/(n+2); \text{ y}$$

$$\varnothing_{Ao} = \varnothing_{Ai} + t/(n+2),$$

y t se ajusta para que sea 0,12 mm.

La figura 5 es una vista ampliada que muestra la región de engranado, indicada por V, de la bomba de aceite mostrada en la figura 4.

La figura 6 es un gráfico que muestra la comparación entre el ruido procedente de la bomba de aceite que incorpora el conjunto de rotor de bomba de aceite mostrado en la figura 4 y el ruido procedente de una bomba de aceite convencional.

La figura 7 es una vista en planta que muestra una tercera realización del conjunto de rotor de bomba de aceite según la presente invención.

La figura 8 es una vista ampliada que muestra la región de engranado, indicada por VIII, de la bomba de aceite mostrada en la figura 7.

La figura 9 es un gráfico que muestra una comparación entre el juego de una bomba de aceite que incorpora el conjunto de rotor de bomba de aceite mostrado en la figura 7 y el juego de una bomba de aceite convencional.

La figura 10 es un gráfico que muestra una comparación entre el ruido procedente de una bomba de aceite que incorpora el conjunto de rotor de bomba de aceite mostrado en la figura 7 y el ruido procedente de una bomba de aceite convencional.

### 60 MEJOR MODO DE LLEVAR A CABO LA INVENCION

A continuación, se explicará una primera realización de la presente invención con referencia a las figuras 1 a 3.

El conjunto de rotor de bomba de aceite del tipo de engranaje interior mostrado en las figuras 1 y 2 es un conjunto de rotor del tipo cicloide en el que los dientes de un rotor externo 10 y los dientes de un rotor interno 20 se forman usando curvas cicloides respectivas, cada una de las cuales se forma haciendo rodar un círculo rodante a lo largo de

un círculo base. Los parámetros de los rotores 10 y 20 se fijan de la siguiente manera:

el diámetro del círculo base  $D_o$  del rotor externo 10 es de 57,31 mm;

5 el diámetro del círculo rodante circunscrito  $A_o$  del rotor externo 10 es de 2,51 mm;

el diámetro del círculo rodante inscrito  $B_o$  del rotor externo 10 es de 2,70 mm;

el número de dientes  $Z_o$  del rotor externo 10 es de 11 (dientes);

10 el diámetro del círculo base  $D_i$  del rotor interno 20 es de 52,00 mm;

el diámetro del círculo rodante circunscrito  $A_i$  del rotor interno 20 es de 2,50 mm;

15 el diámetro del círculo rodante inscrito  $B_i$  del rotor interno 20 es de 2,76 mm;

el número de dientes  $Z_i$  del rotor interno 20 es de 10 (dientes); y

la distancia de excentricidad "e" es de 2,60 mm.

20 El rotor interno 20 se inscribe en el rotor externo 10 mientras que los dientes exteriores del rotor interno 20 se engranan con los dientes interiores del rotor externo 10, de modo que formen celdas R entre los dientes. Cada una de las celdas R se mueve rotacionalmente, mientras que el volumen de las mismas cambia cuando el rotor interno 20 junto con el rotor externo rota en el sentido indicado por las flechas en las figuras 1 y 2 (en el sentido antihorario).

25 Cuando la posición de rotación  $\theta$  del rotor interno 20 se designa como  $0^\circ$  en la parte inferior del dibujo, y se designa como  $180^\circ$  en la parte superior del dibujo, el volumen de cada una de las celdas R aumenta de manera gradual, a medida que rota el rotor interno 20, desde una posición en la que  $\theta = 0^\circ$  (figura 1) y se minimiza el volumen de las mismas ( $V_{min}$ ), hasta una posición en la que  $\theta = 198^\circ$  (figura 2) y el volumen de la misma se maximiza ( $V_{max}$ ).  
30 Cada una de las celdas R aspira fluido a través de un orificio de succión formado en una carcasa (no mostrado) durante el proceso en el que aumenta el volumen de la celda R.

En este caso, una holgura entre dientes se define como la región que cierra una de las celdas R en la dirección circunferencial, es decir, la región en la que se minimiza la separación entre los dientes de los rotores 10 y 20 que forman juntos la celda R.

40 Cuando una holgura entre dientes, que se define entre los dientes de los rotores 10 y 20 que forman juntos una de las celdas R que tiene el volumen mínimo ( $V_{min}$ ) entre las celdas, se designa como "a", una holgura entre dientes, que se define entre los dientes de los rotores 10 y 20 que forman juntos una de las celdas R cuyo volumen aumenta durante la rotación de los rotores 10 y 20, se designa como "b" (la figura 1), y una holgura entre dientes, que se define entre los dientes de los rotores 10 y 20 que forman juntos una de las celdas R que tiene el volumen máximo ( $V_{max}$ ) entre las celdas, se designa como "c" (figura 2), se satisfacen las siguientes desigualdades:

45  $a \leq b \leq c$ , y  $a < c$

Además, cuando una holgura entre dientes, que se define entre los dientes de los rotores 10 y 20 que forman juntos una de las celdas R cuyo volumen disminuye durante la rotación de los rotores 10 y 20, se designa como "d", se satisfacen las siguientes desigualdades:

50  $a \leq d \leq c$ .

La comparación entre la holgura entre el rotor externo 10 y el rotor interno 20 en el conjunto de rotor de bomba de aceite del tipo de engranaje interior de la presente realización y el que hay entre los rotores en un conjunto de rotor convencional se muestra en la figura 3.

55 La holgura en el conjunto de rotor convencional se maximiza cuando se minimiza el volumen de la celda, disminuye de manera gradual a medida que rota la celda, y se minimiza cuando se maximiza el volumen de la celda. Por consiguiente, en el conjunto de rotor convencional, los dientes de los rotores tienden a entrar en contacto entre sí incluso en zonas beta y gamma en las que la holgura es menor que el que hay en una zona de engranado alfa; por tanto, debido a la fricción, puede disminuir la eficiencia mecánica, y puede emitirse un ruido excesivo.

60 Por otro lado, en el caso de la presente realización, la holgura entre dientes entre los rotores que forman juntos la celda R aumenta de manera gradual y continua durante el proceso en el que el volumen de la celda R aumenta desde el volumen mínimo ( $V_{min}$ ) hasta el volumen máximo ( $V_{max}$ ), tal como se muestra en la figura 3. Más específicamente, con relación a la holgura "b" en un intervalo de  $0^\circ < \theta < 198^\circ$ , cuando la holgura "b" en la celda R

situada hacia atrás según se ve en el sentido de rotación se designa además como “b1”, y la holgura “b” en la celda R situada hacia delante según se ve en el sentido de rotación se designa además como “b2”, se satisface la siguiente desigualdad a lo largo de todo el intervalo de la posición de rotación  $\theta$ :

5  $b_1 \leq b_2$ .

Cuando el rotor interno 20 rota desde la posición de rotación  $\theta = 0^\circ$ , los dientes del rotor externo 10 y los dientes del rotor interno 20 se engranan entre sí de modo que se transmite fuerza de rotación en la zona  $\alpha$  mostrada en la figura 1. En la zona  $\alpha$  (es decir, la zona de efecto de engranado), la holgura aumenta de manera continua tal como se muestra en la figura 3, es decir, la holgura en la celda R situada hacia delante según se ve en el sentido de rotación es siempre mayor que el que hay en la celda R situada hacia atrás.

10 La holgura en la zona  $\beta$  en el que el rotor interno 20 se ha hecho rotar adicionalmente es mayor que el que hay en la zona  $\alpha$ , y la holgura aumenta más. Por consiguiente, los dientes de los rotores 10 y 20 tienden a no entrar en contacto entre sí en la zona P en comparación con la zona de efecto de engranado  $\alpha$ .

15 La holgura en la zona  $\gamma$  (es decir, una zona de efecto de rendimiento) en el que el rotor interno 20 se ha hecho rotar adicionalmente es mayor que el que hay en la zona  $\beta$ , y la holgura aumenta más, según la rotación, hasta un valor máximo en la posición de rotación del rotor interno  $\theta = 198^\circ$ . Por consiguiente, los dientes de los rotores 10 y 20 tienden a no entrar en contacto entre sí en la zona  $\gamma$  en comparación con la zona  $\beta$ .

20 La holgura “c” (la figura 2), que es la holgura cuando se maximiza el volumen de la celda R ( $V_{max}$ ), puede afectar al rendimiento de la bomba debido a que la celda R está en un punto de transición de aspiración a descarga, y la holgura “c” es sustancialmente igual que el que hay en el conjunto de rotor convencional; por tanto, no se degrada el rendimiento de la bomba.

25 Con relación a la holgura “d” (figura 1) en la celda R que está hacia delante con respecto a la celda R que tiene el volumen máximo ( $V_{max}$ ), la holgura “d” disminuye de manera gradual, según la rotación del rotor interno 20, hasta un valor mínimo en la posición de rotación del rotor interno  $\theta = 396^\circ$ . En otras palabras, con relación a la holgura “d” en el intervalo de  $198^\circ < \theta < 396^\circ$ , cuando la holgura “d” en la celda situada hacia atrás según se ve en el sentido de rotación se designa además como “d1”, y la holgura “d” en la celda situada hacia delante según se ve en el sentido de rotación se designa además como “d2”, se satisface la siguiente desigualdad a lo largo de todo el intervalo de la posición de rotación  $\theta$ :

35  $d_1 \geq d_2$ .

Por consiguiente, en el proceso en el que disminuye el volumen de la celda R, como en el proceso en el que aumenta el volumen de la celda R, los dientes tienden a no entrar en contacto entre sí en la zona de efecto de rendimiento  $\gamma$  en comparación con la zona de efecto de engranado  $\alpha$ .

40 Tal como se explicó anteriormente, en el conjunto de rotor de bomba de aceite del tipo de engranaje interior de la presente realización, se hace que la holgura sea pequeña en la zona de efecto de engranado  $\alpha$  en la que la fuerza de rotación se transmite de manera eficiente, se hace que la holgura sea grande en la zona de efecto de rendimiento  $\gamma$  en la que la fuerza de rotación no puede transmitirse de manera eficiente, y se hace que la holgura aumente de manera gradual entre las zonas  $\alpha$  y  $\gamma$ ; por tanto, se transmite la fuerza de rotación mediante el contacto entre los dientes principalmente en la zona de efecto de engranado  $\alpha$ , y los dientes tienden a no entrar en contacto entre sí en otras zonas. Como resultado, pueden impedirse un ruido excesivo y una degradación de eficiencia mecánica.

45 Cuando se aumenta la holgura desde “a” hasta “c”, se prefiere más que se satisfagan las desigualdades  $a < b$ ,  $b_1 < b_2$ , y  $b < c$ ; sin embargo, pueden ser aceptables condiciones en las que se satisfacen parcialmente las ecuaciones  $a = b$ ,  $b_1 = b_2$ , o  $b = c$  siempre que se satisfaga una desigualdad  $a < c$ , es decir, la holgura no disminuya.

50 De manera similar, cuando se disminuye la holgura desde “c” hasta “a”, se prefiere más que se satisfagan las desigualdades  $c > d$ ,  $d_1 > d_2$ , y  $d > a$ ; sin embargo, pueden ser aceptables condiciones en las que se satisfacen parcialmente las ecuaciones  $a = b$ ,  $b_1 = b_2$ , o  $b = c$  siempre que se satisfaga una desigualdad  $c > a$ , es decir, la holgura no aumenta.

55 En el conjunto de rotor de bomba de aceite de la presente realización que tiene las dimensiones mencionadas anteriormente, o en el conjunto de rotor de bomba de aceite que tiene dimensiones similares a estas, se prefiere que el valor “a” esté en el siguiente intervalo:

60  $0,010 \text{ mm} \leq a \leq 0,040 \text{ mm}$ .

Cuando se fija el valor “a” para que sea menor de 0,010 mm, el conjunto de rotor de bomba de aceite puede no rotar



suavemente, y puede perderse la función como bomba. En cambio, cuando se fija el valor "a" para que sea mayor de 0,040 mm, el juego puede volverse grande, y puede no reducirse el ruido de funcionamiento.

Además, se prefiere que el valor "c" esté en el siguiente intervalo:

5

$$0,040 \text{ mm} \leq a \leq 0,150 \text{ mm}.$$

Cuando se fija el valor "c" para que sea menor de 0,040 mm, puede volverse imposible el engranado en la región de engranado (a 0° en la figura 1). En cambio, cuando se fija el valor "c" para que sea mayor de 0,150 mm, se fuga aceite de manera excesiva a través de la separación entre los dientes, y se degradará extremadamente el rendimiento de descarga de la bomba.

10

A continuación, se explicará una segunda realización de la presente invención con referencia a las figuras 4 a 6.

15

El conjunto de rotor de bomba de aceite mostrado en la figura 4 incluye un rotor interno 110 dotado de "n" dientes exteriores ("n" indica un número natural, y n = 10 en esta realización), y un rotor externo 120 dotado de "n+1" dientes interiores (n+1 = 11 en esta realización) que pueden engranarse con los dientes exteriores. El rotor interno 110 y el rotor externo 120 se albergan en una carcasa 150.

20

Entre las superficies de diente del rotor interno 110 y el rotor externo 120, están formadas una pluralidad de celdas C en el sentido de rotación del rotor interno 110 y el rotor externo 120. Cada una de las celdas C está delimitada en una porción delantera y en una porción trasera según se ve en el sentido de rotación del rotor interno 110 y el rotor externo 120 por regiones de contacto entre los dientes exteriores 111 del rotor interno 110 y los dientes interiores 121 del rotor externo 120, y también está delimitada en cualquier porción lateral por la carcasa 150, de modo que se forma una cámara de transporte de fluido independiente. Cada una de las celdas C se mueve mientras que rotan el rotor interno 110 y el rotor externo 120, y el volumen de cada una de las celdas C aumenta y disminuye de manera cíclica de modo que se complete un ciclo en una rotación.

25

30

El rotor interno 110 se monta en un eje de rotación de modo que pueda rotar alrededor de un eje Oi. Cada uno de los perfiles de diente del rotor interno 110 se forma de manera que el perfil de punta de diente de los mismos se forma usando una curva epicloide que se forma haciendo rodar un primer círculo rodante circunscrito Ai a lo largo de un círculo base Di del rotor interno 110 sin deslizamiento, y el perfil de espacio de diente de los mismos se forma usando una curva hipocicloide que se forma haciendo rodar un primer círculo rodante inscrito Bi a lo largo del círculo base Di sin deslizamiento.

35

40

El rotor externo 120 se monta de modo que pueda rotar, en la carcasa 150, alrededor de un eje Oo que está dispuesto de modo que tenga una desviación (la distancia de excentricidad es "e") con respecto al eje Oi. Cada uno de los perfiles de diente del rotor externo 120 se forma de manera que el perfil de espacio de diente del mismo se forma usando una curva epicloide que se forma haciendo rodar un segundo círculo rodante circunscrito Ao a lo largo de un círculo base Do del rotor externo 120 sin deslizamiento, y el perfil de punta de diente de los mismos se forma usando una curva hipocicloide que se forma haciendo rodar un segundo círculo rodante inscrito Bo a lo largo del círculo base Do sin deslizamiento.

45

Cuando se supone que el diámetro del círculo base Di del rotor interno 110, el diámetro del primer círculo rodante circunscrito Ai, el diámetro del primer círculo rodante inscrito Bi, el diámetro del círculo base Do del rotor externo 120, el diámetro del segundo círculo rodante circunscrito Ao y el diámetro del segundo círculo rodante inscrito Bo son  $\varnothing Di$ ,  $\varnothing Ai$ ,  $\varnothing Bi$ ,  $\varnothing Do$ ,  $\varnothing Ao$  y  $\varnothing Bo$ , respectivamente, deben satisfacerse las ecuaciones que se analizarán a continuación entre el rotor interno 110 y el rotor externo 120. Obsérvese que se expresarán las dimensiones en milímetros.

50

55

En primer lugar, con relación al rotor interno 110, debido a que el total de un múltiplo de la distancia de rodamiento del primer círculo rodante circunscrito Ai y un múltiplo de la distancia de rodamiento del primer círculo rodante inscrito Bi debe concordar con la longitud de la circunferencia de un círculo base, es decir, la longitud de la circunferencia del círculo base Di del rotor interno 110 debe ser igual a la longitud obtenida multiplicando la suma de la distancia de rodamiento por revolución del primer círculo rodante circunscrito Ai y la distancia de rodamiento del primer círculo rodante inscrito Bi por un número entero (es decir, por el número de dientes del rotor interno 110),

$$\pi \cdot \varnothing Di = n \cdot \pi \cdot (\varnothing Ai + \varnothing Bi), \text{ es decir,}$$

60

$$\varnothing Di = n \cdot (\varnothing Ai + \varnothing Bi) \cdots (1a).$$

De manera similar, con relación al rotor externo 120, la longitud de la circunferencia del círculo base Do del rotor externo 120 debe ser igual a la longitud obtenida multiplicando la suma de la distancia de rodamiento por revolución del segundo círculo rodante circunscrito Ao y la distancia de rodamiento del segundo círculo rodante inscrito Bo por un número entero (es decir, por el número de dientes del rotor externo 120),

65

A continuación, se explicarán las condiciones requeridas para determinar perfiles de diente del rotor externo 120 según esta realización a continuación basándose en un rotor externo "ro" convencional (específicamente, el segundo círculo rodante circunscrito "ao" (cuyo diámetro es  $\varnothing_{ao}$ ), el segundo círculo rodante inscrito "bo" (cuyo diámetro es  $\varnothing_{bo}$ ) y el círculo base "do" (cuyo diámetro es  $\varnothing_{do}$ )).

5 El rotor externo "ro" se engrana con el rotor interno 110 según la presente realización con una holgura de "t" mientras que está dispuesto con respecto al rotor interno 110 de modo que tenga una desviación (la distancia de excentricidad es "e"). La holgura "t" es una separación formada entre una de las puntas de diente del rotor interno 110 y una de las puntas de diente del rotor externo 120 en una posición que está alejada de una región de engranado en  $180^\circ$  a lo largo del sentido de rotación cuando el rotor interno 110 y el rotor externo 120 están dispuestos de manera que una de las puntas de diente del rotor interno 110 entra en contacto directamente con uno de los espacios de diente del rotor externo 120 en la región de engranado.

En este caso, se satisfacen las siguientes ecuaciones:

$$\varnothing_{do} = \varnothing_{Di} (n+1)/n \dots (II);$$

$$\varnothing_{do} = (n+1) \cdot (\varnothing_{ao} + \varnothing_{bo}) \dots (III);$$

$$\varnothing_{ao} = \varnothing_{Ai} + t/2 \dots (IIIa); \text{ y}$$

$$\varnothing_{bo} = \varnothing_{Bi} - t/2 \dots (IIIb).$$

El rotor interno 110 que se engrana con el rotor externo "ro" satisface las siguientes ecuaciones genéricas:

$$\varnothing_{ai} + \varnothing_{bi} = \varnothing_{Ai} + \varnothing_{Bi} = 2e \dots (1); \text{ y}$$

$$\varnothing_{Di} = \varnothing_{do} - 2e \dots (2).$$

En esta realización, para disminuir las holguras circunferenciales  $t_2$  mientras que se garantiza la holgura radial  $t_1$  entre la punta de diente del rotor externo 120 y el espacio de diente del rotor interno 110 en la región de engranado, los diámetros se fijan de la siguiente manera:

$$\varnothing_{Bo} = \varnothing_{bi} = \varnothing_{Bi} \dots (IV).$$

Basándose en las ecuaciones anteriores (IV) y (1),

$$\varnothing_{ai} = \varnothing_{Ai} \dots (3).$$

Cuando el círculo rodante inscrito del rotor externo 120 se fija tal como se describió anteriormente, la holgura "t" que se expresa como

$t = (\varnothing_{Do} - \varnothing_{Bo} + \varnothing_{Ao}) - (\varnothing_{Di} + \varnothing_{Ai} + \varnothing_{Ai})$  puede expresarse, usando las ecuaciones anteriores (1) a (3) y (IV), de la siguiente manera:

$$t = (\varnothing_{Do} - \varnothing_{do}) - (\varnothing_{Ao} - \varnothing_{ai}) \dots (V).$$

Basándose en las ecuaciones anteriores (Ib), (III), (IV), y (V),

$$t = (\varnothing_{Ao} - \varnothing_{ai}) \cdot (n+2) \dots (VI); \text{ por tanto,}$$

$$\varnothing_{Ao} = \varnothing_{ai} + t/(n+2).$$

A continuación, va a hallarse el diámetro  $\varnothing_{Do}$  del círculo base Do. Basándose en las ecuaciones anteriores (Ib) y (III),

$$\varnothing_{Do} - \varnothing_{do} = (n+1) \cdot (\varnothing_{Ao} + \varnothing_{Bo}) - (n+1) \cdot (\varnothing_{ao} + \varnothing_{bo}).$$

Además, basándose en las ecuaciones anteriores (IIIa), (IIIb), y (IV),

$$\varnothing_{Do} - \varnothing_{do} = (n+1) \cdot (\varnothing_{Ao} - \varnothing_{ai}) \dots (VII).$$

Usando la ecuación (VI), la ecuación (VII) puede expresarse de la siguiente manera:

$$\varnothing_{Do} - \varnothing_{do} = (n+1) \cdot t/(n+2).$$

Además, usando la ecuación (II),  $\varnothing Do$  puede expresarse de la siguiente manera:

$$\varnothing Do = (n+1) \cdot \varnothing Di / n + (n+1) t / (n+2) \dots (A).$$

A continuación, usando la ecuación (Ib),

$$\varnothing Ao = \varnothing Do / (n+1) - \varnothing Bo;$$

por tanto, usando la ecuación (A),

$$\varnothing Ao = \varnothing Di / n + t / (n+2) - \varnothing Bo,$$

además, usando las ecuaciones (Ia) y (IV),

$$\varnothing Ao = \varnothing Ai + t / (n+2) \dots (B).$$

Resumiendo las ecuaciones anteriores, el rotor externo 120 se forma de manera que se satisfacen las siguientes ecuaciones:

$$\varnothing Bo = \varnothing bi = \varnothing Bi \dots (IV);$$

$$\varnothing Do = (n+1) \cdot \varnothing Di / n + (n+1) t / (n+2) \dots (A); \text{ y}$$

$$\varnothing Ao = \varnothing Ai + t / (n+2) \dots (B).$$

La figura 4 muestra el conjunto de rotor de bomba de aceite en el que el rotor interno 110 se forma de modo que se satisfaga la relación anterior (el diámetro  $\varnothing Di$  del círculo base Di es de 52,00 mm, el diámetro  $\varnothing Ai$  del primer círculo rodante circunscrito Ai es de 2,50 mm, el diámetro  $\varnothing Bi$  del primer círculo rodante inscrito Bi es de 2,70 mm y el número de dientes Zi, es decir, "n" es de 10), el rotor externo 120 se forma de modo que se satisfaga la relación anterior (el diámetro externo del mismo es de 70 mm, el diámetro  $\varnothing Do$  del círculo base Do es de 57,31 mm, el diámetro  $\varnothing Ao$  del segundo círculo rodante circunscrito Ao es de 2,51 mm y el diámetro  $\varnothing Bo$  del segundo círculo rodante inscrito Bo es de 2,70 mm), y se combinan los rotores con la holgura "t" de 0,12 mm, y la distancia de excentricidad "e" de 2,6 mm.

En la carcasa 150, un orificio de succión que tiene una forma curva (no mostrado) se forma en una región a lo largo de la cual se mueve cada una de las celdas C, que se forman entre los rotores 110 y 120, mientras que aumenta de manera gradual el volumen de la misma, y un orificio de descarga que tiene una forma curva (no mostrado) se forma en una región a lo largo de la cual se mueve cada una de las celdas C mientras que disminuye de manera gradual el volumen de la misma.

Cada una de las celdas C aspira fluido a medida que aumenta el volumen de la misma cuando la celda C se mueve por el orificio de succión tras minimizarse el volumen de la celda C en el proceso de engranado entre los dientes exteriores 111 y los dientes interiores 121, y la celda C descarga fluido a medida que disminuye el volumen de la misma cuando la celda C se mueve por el orificio de descarga tras maximizarse el volumen de la celda C.

Obsérvese que si la holgura "t" es demasiado pequeña, se genera una pulsación de presión al descargarse fluido de la celda C cuyo volumen disminuye, lo que conduce a la generación de ruido de cavitación, mediante lo cual aumenta el ruido de funcionamiento de la bomba. Además, los rotores pueden no rotar suavemente debido a la pulsación de presión.

Por otro lado, si la holgura "t" es demasiado grande, no se genera una pulsación de presión, disminuye el ruido de funcionamiento y disminuye la resistencia al deslizamiento entre las superficies de diente debido a un juego grande, mediante lo cual se mejora la eficiencia mecánica; sin embargo, se degrada el rendimiento estanco a los fluidos de cada una de las celdas, y degrada el rendimiento de la bomba, específicamente, la eficiencia volumétrica de la misma. Además, debido a que no se logra la transmisión de par de accionamiento en posiciones engranadas con precisión, y aumenta la pérdida en rotación, y finalmente, se degrada la eficiencia mecánica.

Para impedir los problemas anteriores, la holgura "t" se ajusta preferiblemente de modo que se satisfagan las siguientes desigualdades:

$$0,03 \text{ mm} \leq t \leq 0,30 \text{ mm}.$$

En esta realización, se fija la holgura "t" para que sea de 0,12 mm, que se considera que es lo más preferible.

En el conjunto de rotor de bomba de aceite formado de manera tal que se satisfagan las ecuaciones anteriores (IV),

(A), y (B), el perfil de la punta de diente del rotor externo 120 y el perfil del espacio de diente del rotor interno 110 tienen sustancialmente la misma forma unos con respecto a otros, tal como se muestra en la figura 5. Como resultado, tal como se muestra en la figura 5, pueden disminuirse las holguras circunferenciales  $t_2$  en la fase de engranado mientras que se garantiza la holgura radial  $t_1$  de manera que  $t/2$  es de 0,06 mm, que es igual que en rotores convencionales; por tanto, disminuyen los impactos de engranado entre los rotores 110 y 120 durante la rotación. Además, debido a que la dirección a lo largo de la que se transmite de manera perpendicular la presión de engranado a las superficies de diente, la transmisión del par de torsión entre los rotores 110 y 120 se realiza con alta eficiencia sin deslizamiento, y pueden reducirse la generación de calor y el ruido debidos a la resistencia al deslizamiento.

En esta realización, como en la primera realización, cuando una holgura, que se define entre los dientes de los rotores interno y externo 110 y 120 que forman juntos una de las celdas que tiene el volumen mínimo entre las celdas, se designa como "a", una holgura, que se define entre los dientes de los rotores interno y externo 110 y 120 que forman juntos una de las celdas cuyo volumen aumenta durante la rotación de los rotores interno y externo 110 y 120, se designa como "b", y una holgura, que se define entre los dientes de los rotores interno y externo 110 y 120 que forman juntos una de las celdas que tiene el volumen máximo entre las celdas, se designa como "c" (holguras "a", "b" y "c" no se muestran), se satisfacen las siguientes desigualdades:

$$a \leq b \leq c, \text{ y } a < c.$$

Además, cuando la holgura "b" de la celda situada hacia atrás según se ve en el sentido de rotación se designa además como "b1", y la holgura "b" en la celda situada hacia delante según se ve en el sentido de rotación se designa además como "b2", se satisface la siguiente desigualdad:

$$b_1 \leq b_2$$

Además, cuando una holgura, que se define entre los dientes de los rotores interno y externo 110 y 120 que forman juntos una de las celdas cuyo volumen disminuye durante la rotación de los rotores interno y externo 110 y 120, se designa como "d", se satisfacen las siguientes desigualdades:

$$a \leq b \leq c, \text{ y } a < c, \text{ y } a \leq d \leq c.$$

Además, cuando la holgura "d" en la celda situada hacia atrás según se ve en el sentido de rotación se designa además como "d1", y la holgura "d" en la celda situada hacia delante según se ve en el sentido de rotación se designa además como "d2", se satisface la siguiente desigualdad:

$$d_1 \geq d_2$$

La figura 6 es un gráfico que muestra una comparación entre el ruido procedente de una bomba que incorpora un conjunto de rotor de bomba de aceite convencional y el ruido procedente de otra bomba que incorpora el conjunto de rotor de bomba de aceite según la presente realización. Según el gráfico, el ruido procedente de la bomba de aceite que incorpora el conjunto de rotor de bomba de aceite según la presente realización es menor que el del conjunto de rotor de bomba de aceite convencional, es decir, el conjunto de rotor de bomba de aceite de la presente realización es más silencioso.

A continuación, se explicará una tercera realización de la presente invención a continuación con referencia a las figuras 7 a 10.

El conjunto de rotor de bomba de aceite mostrado en la figura 7 incluye un rotor interno 210 dotado de "n" dientes exteriores ("n" indica un número natural, y  $n = 10$  en esta realización), y un rotor externo 220 dotado de "n+1" dientes interiores ( $n+1 = 11$  en esta realización) que pueden engranarse con los dientes exteriores. El rotor interno 210 y el rotor externo 220 se albergan en una carcasa 250.

Entre las superficies de diente del rotor interno 210 y el rotor externo 220, están formadas una pluralidad de celdas C en el sentido de rotación del rotor interno 210 y el rotor externo 220. Cada una de las celdas C está delimitada en una porción delantera y en una porción trasera según se ve en el sentido de rotación del rotor interno 210 y el rotor externo 220 por regiones de contacto entre los dientes exteriores 211 del rotor interno 210 y los dientes interiores 221 del rotor externo 220, y también está delimitada en cualquier porción lateral por la carcasa 250, de modo que se forma una cámara de transporte de fluido independiente. Cada una de las celdas C se mueve mientras que el rotor interno 210 y el rotor externo 220 rotan, y el volumen de cada una de las celdas C aumenta y disminuye de manera cíclica de modo que se complete un ciclo en una rotación.

El rotor interno 210 se monta en un eje de rotación de modo que pueda rotar alrededor de un eje  $O_i$ . Cada uno de los perfiles de diente del rotor interno 210 se forma de manera que el perfil de punta de diente de los mismos se forma usando una curva epicicloide que se forma haciendo rodar un primer círculo rodante circunscrito  $D_i$  a lo largo de un círculo base "bi" del rotor interno 210 sin deslizamiento, y el perfil de espacio de diente del mismo se forma

usando una curva hipocicloide que se forma haciendo rodar un primer círculo rodante inscrito "di" a lo largo del círculo base "bi" sin deslizamiento.

5 El rotor externo 220 se monta de modo que pueda rotar, en la carcasa 250, alrededor de un eje Oo que está dispuesto de modo que tenga una desviación (la distancia de excentricidad es "e") con respecto al eje Oi. Cada uno de los perfiles de diente del rotor externo 220 se forma de manera que el perfil de espacio de diente del mismo se forma usando una curva epicicloide que se forma haciendo rodar un segundo círculo rodante circunscrito Do a lo largo de un círculo base "bo" del rotor externo 220 sin deslizamiento, y el perfil de punta de diente de los mismos se forma usando una curva hipocicloide que se forma haciendo rodar un segundo círculo rodante inscrito "do" a lo largo del círculo base "bo" sin deslizamiento.

10 Cuando se supone que el diámetro del círculo base "bi" del rotor interno 210, el diámetro del primer círculo rodante circunscrito Di, el diámetro del primer círculo rodante inscrito "di", el diámetro del círculo base "bo" del rotor externo 220, el diámetro del segundo círculo rodante circunscrito Do y el diámetro del segundo círculo rodante inscrito "do" son  $\varnothing bi$ ,  $\varnothing Di$ ,  $\varnothing di$ ,  $\varnothing bo$ ,  $\varnothing Do$  y  $\varnothing do$ , respectivamente, deben satisfacerse las ecuaciones que se analizarán a continuación entre el rotor interno 210 y el rotor externo 220. Obsérvese que se expresarán las dimensiones en milímetros.

20 En primer lugar, con relación al rotor interno 210, debido a que el total de un múltiplo de la distancia de rodamiento del primer círculo rodante circunscrito Di y un múltiplo de la distancia de rodamiento del primer círculo rodante inscrito "di" debe concordar con la longitud de la circunferencia de un círculo base, es decir, la longitud de la circunferencia del círculo base "bi" del rotor interno 210 debe ser igual a la longitud obtenida multiplicando la suma de la distancia de rodamiento por revolución del primer círculo rodante circunscrito Di y la distancia de rodamiento del primer círculo rodante inscrito "di" por un número entero (es decir, por el número de dientes del rotor interno 210),

$$\pi \cdot \varnothing bi = n \cdot \pi \cdot (\varnothing Di + \varnothing di), \text{ es decir,}$$

$$\varnothing bi = n \cdot (\varnothing Di + \varnothing di) \dots (Ia).$$

30 De manera similar, con relación al rotor externo 220, la longitud de la circunferencia del círculo base "bo" del rotor externo 220 debe ser igual a la longitud obtenida multiplicando la suma de la distancia de rodamiento por revolución del segundo círculo rodante circunscrito Do y la distancia de rodamiento del segundo círculo rodante inscrito "do" por un número entero (es decir, por el número de dientes del rotor externo 220),

$$\pi \cdot \varnothing bo = (n+1) \cdot \pi \cdot (\varnothing Do + \varnothing do), \text{ es decir,}$$

$$\varnothing bo = (n+1) \cdot (\varnothing Do + \varnothing do) \dots (Ib).$$

40 El perfil de punta de diente del rotor interno que se forma mediante el primer círculo rodante circunscrito Di con respecto al perfil de espacio de diente del rotor externo que se forma mediante el segundo círculo rodante circunscrito Do, y el perfil de punta de diente del rotor externo que se forma mediante el segundo círculo rodante inscrito "do" con respecto al perfil de espacio de diente del rotor interno que se forma mediante el primer círculo rodante inscrito "di" se determinan de manera que se satisfacen las siguientes desigualdades:

$$\varnothing Do > \varnothing Di; \text{ y}$$

$$\varnothing di > \varnothing do,$$

50 de modo que se garantiza un juego grande que se define entre las superficies de diente de los rotores durante el engranado. En este caso, el juego es una separación formada entre la superficie de diente del rotor interno, que es opuesta a la superficie de diente a la que se aplica fuerza durante el engranado, y la superficie de diente del rotor externo.

55 Además, debido a que el rotor interno y el rotor externo se engranan entre sí, debe satisfacerse una de las siguientes ecuaciones:

$$\varnothing Di + \varnothing di = 2e; \text{ y}$$

$$\varnothing Do + \varnothing do = 2e.$$

65 Además, en esta invención, para hacer que el rotor interno 210 rote suavemente en el rotor externo 220 mientras que se garantiza una holgura de punta y un tamaño apropiado del juego, y una reducción de la resistencia al engranado, se hace que el diámetro del círculo base "bo" del rotor externo 220 sea mayor que el que hay en un caso convencional de modo que el círculo base "bi" del rotor interno 210 no entre en contacto con el círculo base "bo" del rotor externo 220 en la región de engranado en la que el rotor interno 210 se engrana con el rotor externo 220, es

decir, se satisface la siguiente desigualdad:

$$(n+1) \cdot \varnothing_{bi} < n \cdot \varnothing_{bo}.$$

5 Usando esta desigualdad, y las ecuaciones (Ia) y (Ib), se deriva la siguiente desigualdad:

$$(\varnothing_{Di} + \varnothing_{di}) < (\varnothing_{Do} + \varnothing_{do}).$$

10 La región de engranado mencionada anteriormente es una región en la que la punta de diente de uno de los dientes interiores 221 del rotor externo 220 está orientado directamente hacia uno de los espacios de diente entre los dientes exteriores 211 del rotor interno 210.

El rotor interno 210 y el rotor externo 220 se forman de manera que se satisfacen las siguientes desigualdades:

15  $0,005 \text{ mm} \leq (\varnothing_{Do} + \varnothing_{do}) - (\varnothing_{Di} + \varnothing_{di}) \leq 0,070 \text{ mm}$  (a continuación en el presente documento,  $(\varnothing_{Do} + \varnothing_{do}) - (\varnothing_{Di} + \varnothing_{di})$  se designa simplemente como "A").

20 En la realización, el rotor interno 210 (el diámetro  $\varnothing_{bi}$  del círculo base es de 65,00 mm, el diámetro  $\varnothing_{Di}$  del primer círculo rodante circunscrito Di es de 3,90 mm, el diámetro  $\varnothing_{di}$  del primer círculo rodante inscrito "di" es de 2,60 mm y el número de dientes "n" es de 10) y el rotor externo 220 (el diámetro externo de los mismos es de 87,0 mm, el diámetro  $\varnothing_{bo}$  del círculo base "bo" es de 71,599 mm, el diámetro  $\varnothing_{Do}$  del segundo círculo rodante circunscrito Do es de 3,9135 mm y el diámetro  $\varnothing_{do}$  del segundo círculo rodante inscrito "do" es de 2,5955 mm), cada uno de los cuales se forma de modo que se satisfagan las condiciones mencionadas anteriormente, se combinan con la distancia de excentricidad "e" de 3,25 mm para formar el conjunto de rotor de bomba de aceite. En esta realización, la anchura de los dientes de los rotores (el tamaño en el sentido del eje de rotación) se fija para que sea de 10 mm. Debido a que el diámetro  $\varnothing_{di}$  del primer círculo rodante inscrito "di" se fija para que sea de 2,60 mm, el diámetro  $\varnothing_{Do}$  del segundo círculo rodante circunscrito Do se fija para que sea de 3,9135 mm y el diámetro  $\varnothing_{do}$  del segundo círculo rodante inscrito "do" se fija para que sea de 2,5955 mm, "A" es 0,009 mm (remítase a la figura 8).

30 En la carcasa 250, un orificio de succión que tiene una forma curva (no mostrado) se forma en una región a lo largo de la cual cada una de las celdas C, que se forman entre los rotores 210 y 220, se mueve mientras que aumenta de manera gradual el volumen de la misma, y un orificio de descarga que tiene una forma curva (no mostrado) se forma en una región a lo largo de la cual cada una de las celdas C se mueve mientras que disminuye de manera gradual el volumen de la misma.

35 Cada una de las celdas C aspira fluido a medida que aumenta el volumen de la misma cuando la celda C se mueve por el orificio de succión tras minimizarse el volumen de la celda C en el proceso de engranado entre los dientes exteriores 211 y los dientes interiores 221, y la celda C descarga fluido a medida que disminuye el volumen de la misma cuando la celda C se mueve por el orificio de descarga tras maximizarse el volumen de la celda C.

40 Si "A" es demasiado pequeño, la holgura de punta y el juego no pueden fijarse apropiadamente, y no puede reducirse el ruido de engranado entre los dientes exteriores 211 del rotor interno y los dientes interiores 221 del rotor externo.

45 Si "A" es demasiado grande, la diferencia entre la altura (el tamaño de un diente a lo largo de la normal del círculo base) de los dientes exteriores 211 del rotor interno y la altura de los dientes interiores 221 del rotor externo, y la diferencia entre la anchura (el tamaño de un diente a lo largo de la circunferencia del círculo base) de los dientes exteriores 211 del rotor interno y la anchura de los dientes interiores 221 del rotor externo no pueden fijarse apropiadamente; por tanto, el juego puede volverse cero en algunas regiones durante la rotación de los rotores 210 y 220 interno y externo. En este caso, los rotores no pueden rotar suavemente; por tanto, puede degradarse la eficiencia mecánica, y puede emitirse un ruido excesivo debido a impactos entre los dientes exteriores 211 y los dientes interiores 221.

55 Por consiguiente, se prefiere que se fije "A" en el intervalo de desde 0,005 mm hasta 0,070 mm, y en esta realización, "A" se fija para que sea de 0,009 mm.

60 En el conjunto de rotor de bomba de aceite configurado tal como se explicó anteriormente, el perfil de punta de diente del rotor externo 220 coincide sustancialmente con el perfil de espacio de diente del rotor interno 210. Como resultado, tal como se muestra en la figura 8, se hace que las holguras circunferenciales "ts" a lo largo del círculo base sean pequeños mientras que se mantiene la holgura de punta "tt" como en un caso convencional; por tanto, los impactos aplicados a los rotores 210 y 220 durante la rotación se vuelven pequeños. Por consiguiente, pueden impedirse los impactos entre los dientes interiores 221 del rotor externo 220 y dientes exteriores 211 del rotor interno 210 incluso cuando cambia el par de accionamiento para el conjunto de rotor de bomba de aceite mientras que la presión de aceite en el conjunto de rotor de bomba de aceite es baja; por tanto, puede garantizarse la propiedad de silencio del conjunto de rotor de bomba de aceite. Además, debido a que se transmite la fuerza de rotación en la dirección sustancialmente perpendicular a las superficies de diente, se transmite par de torsión entre los rotores 210

y 220 sin deslizamiento y con alta eficiencia, pueden reducirse la generación de calor y el ruido debidos a la fricción de deslizamiento.

La figura 9 es un gráfico que muestra una comparación entre un juego (mostrado mediante una línea discontinua en la figura 9) de un conjunto de rotor de bomba de aceite convencional con respecto a la posición de rotación del rotor interno y un juego (mostrado mediante una línea continua en la figura 9) del conjunto de rotor de bomba de aceite de la presente realización con respecto a la posición de rotación del rotor interno. Según este gráfico, en el conjunto de rotor de bomba de aceite de la presente realización, el juego en la región de engranado, el juego en el proceso en el que aumenta el volumen de la celda C, y el juego en el proceso en el que disminuye el volumen de la celda C, son menores que los que hay en el conjunto de rotor de bomba de aceite convencional, y el juego en una posición en la que se maximiza el volumen de la celda C es sustancialmente igual al que hay en el conjunto de rotor de bomba de aceite convencional. Por consiguiente, en el conjunto de rotor de bomba de aceite de la presente realización, debido a que puede garantizarse el rendimiento estanco a los fluidos de la celda C que tiene el volumen máximo, y puede mantenerse la eficiencia de transporte de fluido sustancialmente igual a la que hay en una bomba convencional. En la figura 9, sólo se muestra el juego en una posición de rotación del rotor interno desde 0° hasta 198° debido a que el juego en una posición de rotación del rotor interno desde 198° hasta 396° es similar (simétrico) al que hay desde 198° hasta 0° mostrado en la figura 9.

La figura 10 es un gráfico que muestra una comparación entre el ruido procedente de una bomba de aceite que incorpora un conjunto de rotor de bomba de aceite convencional y el ruido procedente de la bomba de aceite que incorpora el conjunto de rotor de bomba de aceite de la presente realización. Según este gráfico, el conjunto de rotor de bomba de aceite de la presente realización hace posible reducir el ruido en comparación con el conjunto de rotor de bomba de aceite convencional, es decir, puede producirse una bomba de aceite silenciosa, debido a que el juego en la región de engranado, el juego en el proceso en el que aumenta el volumen de la celda C, y el juego en el proceso en el que disminuye el volumen de la celda C, son menores que los que hay en el conjunto de rotor de bomba de aceite convencional tal como se muestra en la figura 9.

Los diversos elementos, dimensiones de los mismos, y combinaciones de los mismos explicados en las realizaciones anteriores son meramente ejemplos, y pueden realizarse diversas modificaciones según los requisitos de diseño sin apartarse del alcance de la presente invención.

Por ejemplo, en las realizaciones anteriores, los rotores que forman el conjunto de rotor de bomba de aceite del tipo de engranaje interior se denominan rotores cicloides que tienen dientes que se forman usando curvas cicloides; sin embargo, puede usarse cualquier rotor que satisfaga las condiciones de holgura mencionadas anteriormente, tales como los denominados rotores trocoides que incluyen un rotor interno que tiene dientes que se forman usando una curva envolvente trocoide que se forma moviendo un círculo de trayectoria, cuyo centro está situado en una curva trocoide, a lo largo de la curva trocoide, y un rotor externo que puede engranarse con el rotor interno.

#### APLICABILIDAD INDUSTRIAL

Tal como se explicó anteriormente, según el conjunto de rotor de bomba de aceite del tipo de engranaje interior de la presente invención, debido a que la holgura entre los rotores que forman juntos la celda se minimiza en una región de engranado, y entonces la holgura aumenta de manera continua, sin disminuir, hasta un tamaño máximo, el juego en una posición en la que se minimiza que los dientes se engranen entre sí, y se garantiza una holgura suficiente en una posición de rotación en la que los dientes no contribuyen al engranado.

Según otro conjunto de rotor de bomba de aceite del tipo de engranaje interior de la presente invención, debido a que la holgura entre los rotores que forman juntos la celda se maximiza, y entonces la holgura disminuye de manera continua, sin aumentar, hasta un tamaño mínimo en la región de engranado, el juego en una posición en la que se minimiza que los dientes se engranen entre sí, y se garantiza una holgura suficiente en una posición de rotación en la que los dientes no contribuyen al engranado.

Por consiguiente, los dientes exteriores se engranan con los dientes interiores en una posición en la que se minimiza una componente de deslizamiento de modo que se transmita fuerza de rotación, y los dientes exteriores y los dientes interiores no contribuyen a transmitir fuerza de rotación en una posición en la que aumenta una componente de deslizamiento. Por tanto, puede obtenerse un conjunto de rotor de bomba de aceite del tipo de engranaje interior que no emite un ruido excesivo mientras que tiene bajos niveles de fricción y alta eficiencia mecánica.

Según otro conjunto de rotor de bomba de aceite del tipo de engranaje interior de la presente invención, pueden producirse un conjunto de rotor del tipo cicloide que se forma usando curvas cicloides y un conjunto de rotor del tipo trocoide que se forma usando curvas trocoides, que se han usado ambos de manera convencional, de modo que emita menos ruido y que tengan un menor nivel de fricción; por tanto, puede obtenerse una bomba de aceite del tipo de engranaje interior que tiene un alto rendimiento.

**REIVINDICACIONES**

1. Conjunto de rotor de bomba de aceite que comprende:

5 un rotor interno (20) que tiene "n" dientes exteriores ("n" es un número natural); y  
 un rotor externo (10) que tiene (n+1) dientes interiores que pueden engranarse con los dientes exteriores,  
 en el que el conjunto de rotor de bomba de aceite se usa como bomba de aceite que, durante la rotación de  
 10 los rotores interno y externo, aspira y descarga fluido mediante el cambio de volumen de celdas formadas  
 entre el rotor interno y el rotor externo

en el que una holgura, que se define entre los dientes de los rotores interno y externo que forman juntos  
 15 una de las celdas que tiene el volumen mínimo entre las celdas, se designa como "a", una holgura, que se  
 define entre los dientes de los rotores interno y externo que forman juntos una de las celdas cuyo volumen  
 aumenta durante la rotación de los rotores interno y externo, se designa como "b", y una holgura, que se  
 define entre los dientes de los rotores interno y externo que forman juntos una de las celdas que tiene el  
 volumen máximo entre las celdas, se designa como "c",

20 caracterizado porque se satisfacen las siguientes desigualdades:

$$a \leq b \leq c, \text{ y } a < c, \text{ y}$$

en el que cuando la holgura "b" de la celda situada hacia atrás según se ve en el sentido de rotación se  
 25 designa además como "b1", y la holgura "b" en la celda situada hacia delante según se ve en el sentido de  
 rotación se designa además como "b2", se satisface la siguiente desigualdad:

$$b1 \leq b2$$

30 en el que una holgura, que se define entre los dientes de los rotores interno y externo que forman juntos  
 una de las celdas, aumenta de manera gradual y continua a medida que se mueve rotacionalmente la celda  
 desde una posición en la que se minimiza el volumen de la celda hasta una posición en la que se maximiza  
 el volumen de la celda.

35 2. Conjunto de rotor de bomba de aceite según la reivindicación 1,

en el que cuando una holgura, que se define entre los dientes de los rotores interno y externo que forman  
 juntos una de las celdas cuyo volumen disminuye durante la rotación de los rotores interno y externo, se  
 40 designa como "d", se satisfacen las siguientes desigualdades:

$$a \leq b \leq c, \text{ y } a < c, \text{ y } a \leq d \leq c, \text{ y}$$

en el que cuando la holgura "d" en la celda situada hacia atrás según se ve en el sentido de rotación se  
 45 designa además como "d1", y la holgura "d" en la celda situada hacia delante según se ve en el sentido de  
 rotación se designa además como "d2", se satisface la siguiente desigualdad:

$$d1 \geq d2$$

50 3. Conjunto de rotor de bomba de aceite según la reivindicación 1, en el que la holgura, que se define entre los  
 dientes de los rotores interno y externo que forman juntos una de las celdas, disminuye de manera gradual a medida  
 que se mueve rotacionalmente la celda desde una posición en la que se maximiza el volumen de la celda hasta una  
 posición en la que se minimiza el volumen de la celda.

55 4. Conjunto de rotor de bomba de aceite según una de las reivindicaciones 1 a 3, en el que las superficies de diente  
 de los rotores interno y externo se forman respectivamente usando curvas cicloides que se forman haciendo rodar  
 círculos rodantes respectivos a lo largo de círculos base respectivos sin deslizamiento.

60 5. Conjunto de rotor de bomba de aceite según una de las reivindicaciones 1 a 3, en el que las superficies de diente  
 del rotor interno se forman usando una curva envolvente trocoide que se forma moviendo un círculo de trayectoria,  
 cuyo centro está situado en una curva trocoide, a lo largo de la curva trocoide, y las puntas de diente del rotor  
 externo se forman usando un arco que tiene el mismo radio que el del círculo de trayectoria.

6. Conjunto de rotor de bomba de aceite según la reivindicación 1,

65 en el que cada uno de los perfiles de diente del rotor interno se forma de manera que el perfil de punta de  
 los mismos se forma usando una curva epicicloide que se forma haciendo rodar un primer círculo rodante



circunscrito  $A_i$  a lo largo de un círculo base  $D_i$  sin deslizamiento, y el perfil de espacio de diente del mismo se forma usando una curva hipocicloide que se forma haciendo rodar un primer círculo rodante inscrito  $B_i$  a lo largo del círculo base  $D_i$  sin deslizamiento, y cada uno de los perfiles de diente del rotor externo se forma de manera que el perfil de punta de los mismos se forma usando una curva epicicloide que se forma haciendo rodar un segundo círculo rodante circunscrito  $A_o$  a lo largo de un círculo base  $D_o$  sin deslizamiento, y el perfil de punta de los mismos se forma usando una curva hipocicloide que se forma haciendo rodar un segundo círculo rodante inscrito  $B_o$  a lo largo del círculo base  $D_o$  sin deslizamiento, y

en el que el rotor interno y el rotor externo se forman de manera que se satisfacen las siguientes ecuaciones:

$$\varnothing B_o = \varnothing B_i;$$

$$\varnothing D_o = \varnothing D_i \cdot (n+1)/n + t \cdot (n+1)/(n+2); \text{ y}$$

$$\varnothing A_o = \varnothing A_i + t/(n+2),$$

donde  $\varnothing D_i$  es el diámetro del círculo base  $D_i$  del rotor interno,  $\varnothing A_i$  es el diámetro del primer círculo rodante circunscrito  $A_o$ ,  $\varnothing B_i$  es el diámetro del primer círculo rodante inscrito  $B_i$ ,  $\varnothing D_o$  es el diámetro del círculo base  $D_o$  del rotor externo,  $\varnothing A_o$  es el diámetro del segundo círculo rodante circunscrito  $A_o$ ,  $\varnothing B_o$  es el diámetro del segundo círculo rodante inscrito  $B_o$ , y  $t$  ( $\neq 0$ ) es una holgura entre la punta de diente del rotor interno y la punta de diente del rotor externo.

7. Conjunto de rotor de bomba de aceite según la reivindicación 1,

en el que cada uno de los perfiles de diente del rotor interno se forma de manera que el perfil de punta de los mismos se forma usando una curva epicicloide que se forma haciendo rodar un primer círculo rodante circunscrito  $D_i$  a lo largo de un círculo base "bi" sin deslizamiento, y el perfil de espacio de diente del mismo se forma usando una curva hipocicloide que se forma haciendo rodar un primer círculo rodante inscrito "di" a lo largo del círculo base "bi" sin deslizamiento, y cada uno de los perfiles de diente del rotor externo se forma de manera que el perfil de punta de los mismos se forma usando una curva epicicloide que se forma haciendo rodar un segundo círculo rodante circunscrito  $D_o$  a lo largo de un círculo base "bo" sin deslizamiento, y el perfil de punta de los mismos se forma usando una curva hipocicloide que se forma haciendo rodar un segundo círculo rodante inscrito "do" a lo largo del círculo base "bo" sin deslizamiento, y

en el que el rotor interno y el rotor externo se forman de manera que se satisfacen las siguientes ecuaciones y desigualdades:

$$\varnothing b_i = n \cdot (\varnothing D_i + \varnothing d_i);$$

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

$$\text{uno de } \varnothing D_i + \varnothing d_i = 2e \text{ y } \varnothing D_o + \varnothing d_o = 2e;$$

$$\varnothing D_o > \varnothing D_i;$$

$$\varnothing d_i > \varnothing d_o; \text{ y}$$

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

donde  $\varnothing b_i$  es el diámetro del círculo base "bi" del rotor interno,  $\varnothing D_i$  es el diámetro del primer círculo rodante circunscrito  $D_i$ ,  $\varnothing d_i$  es el diámetro del primer círculo rodante inscrito "di",  $\varnothing b_o$  es el diámetro del círculo base "bo" del rotor externo,  $\varnothing D_o$  es el diámetro del segundo círculo rodante circunscrito  $D_o$ ,  $\varnothing d_o$  es el diámetro del segundo círculo rodante inscrito "do", y "e" es la distancia de excentricidad entre los rotores interno y externo.

FIG. 1

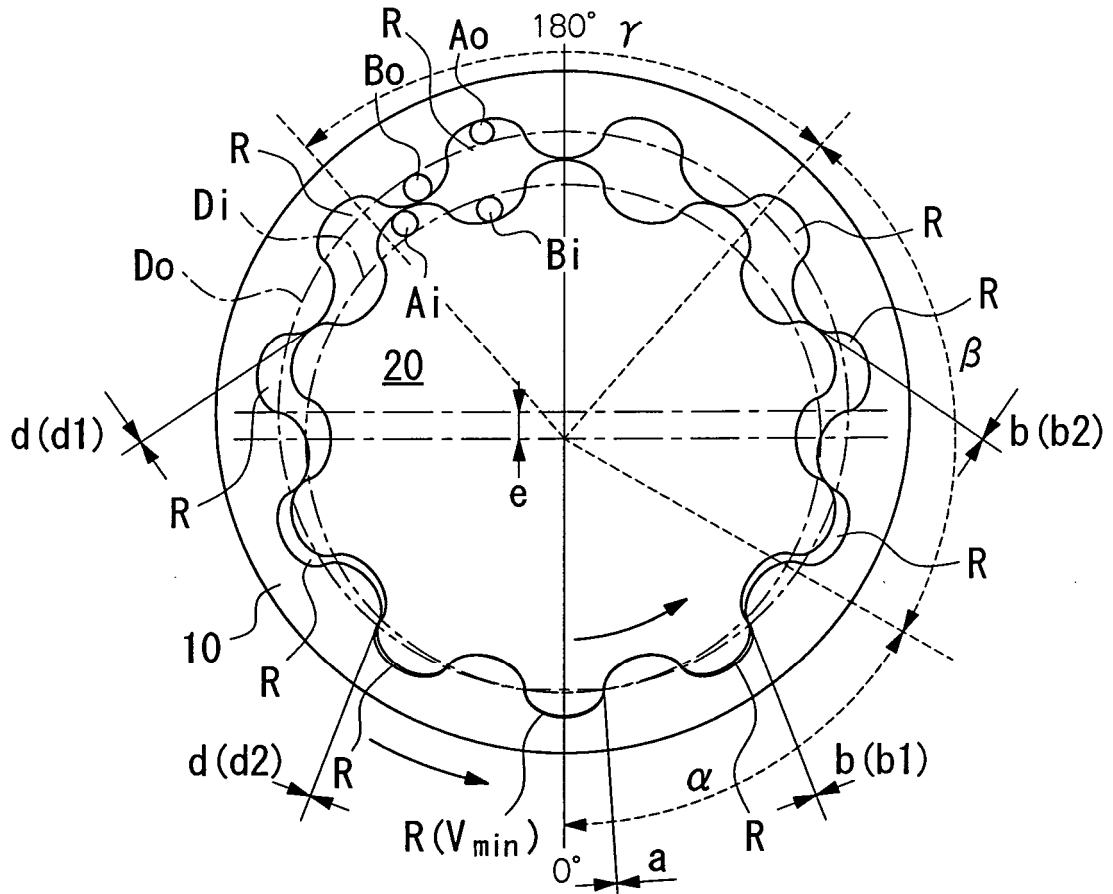




FIG. 3

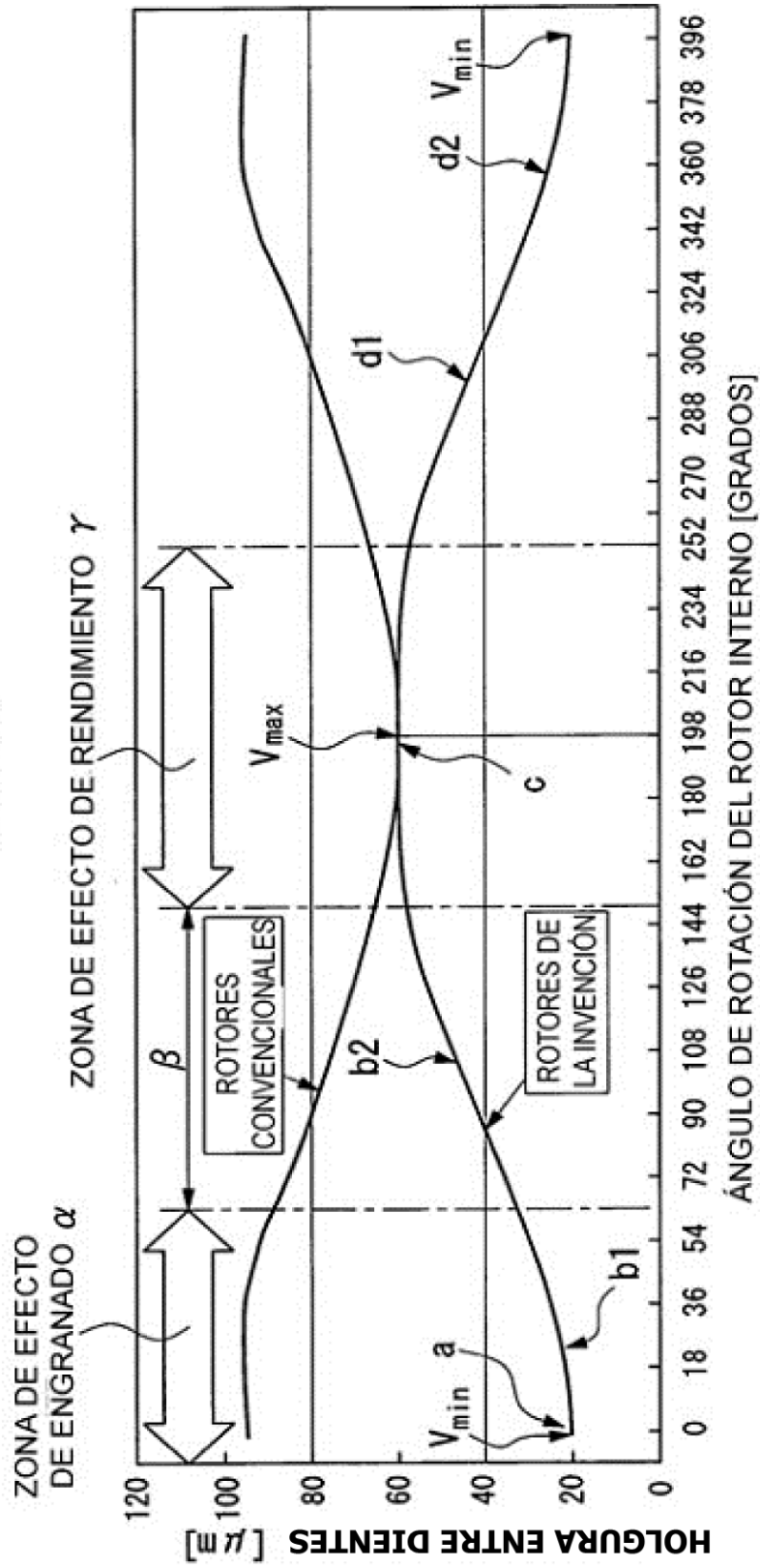


FIG. 4

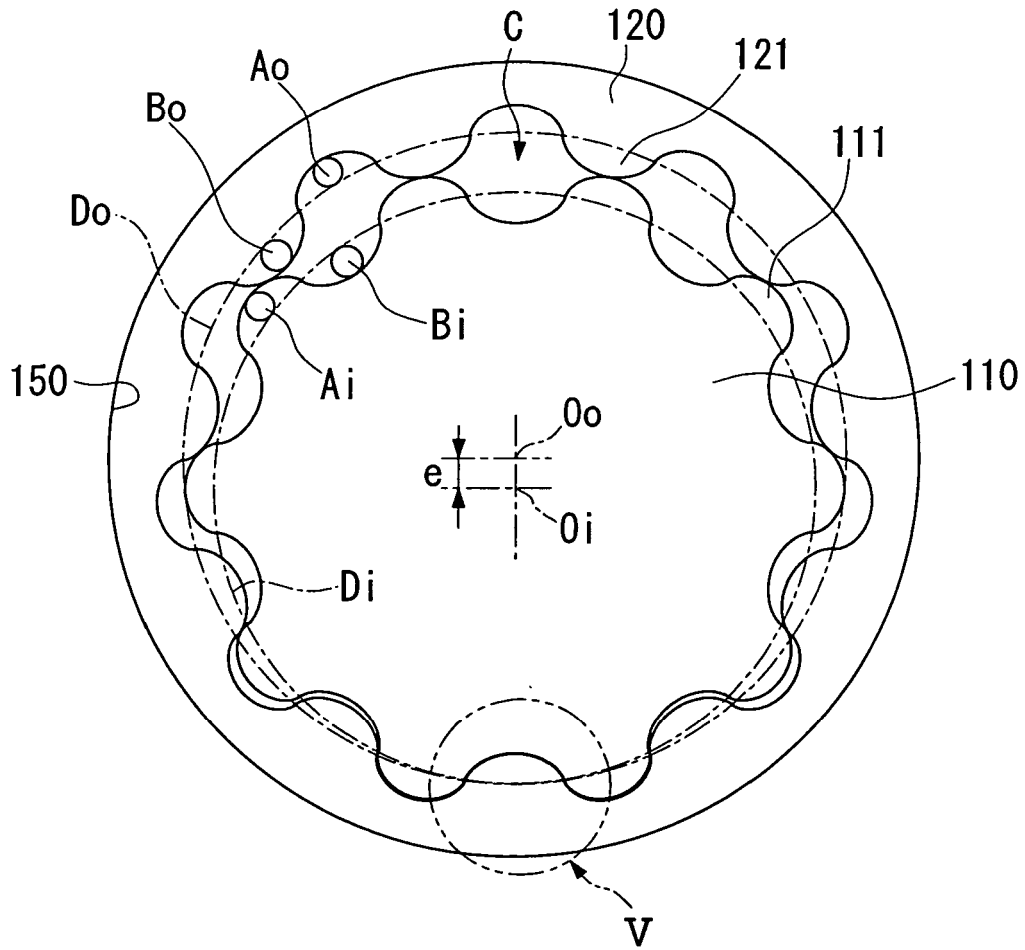


FIG. 5

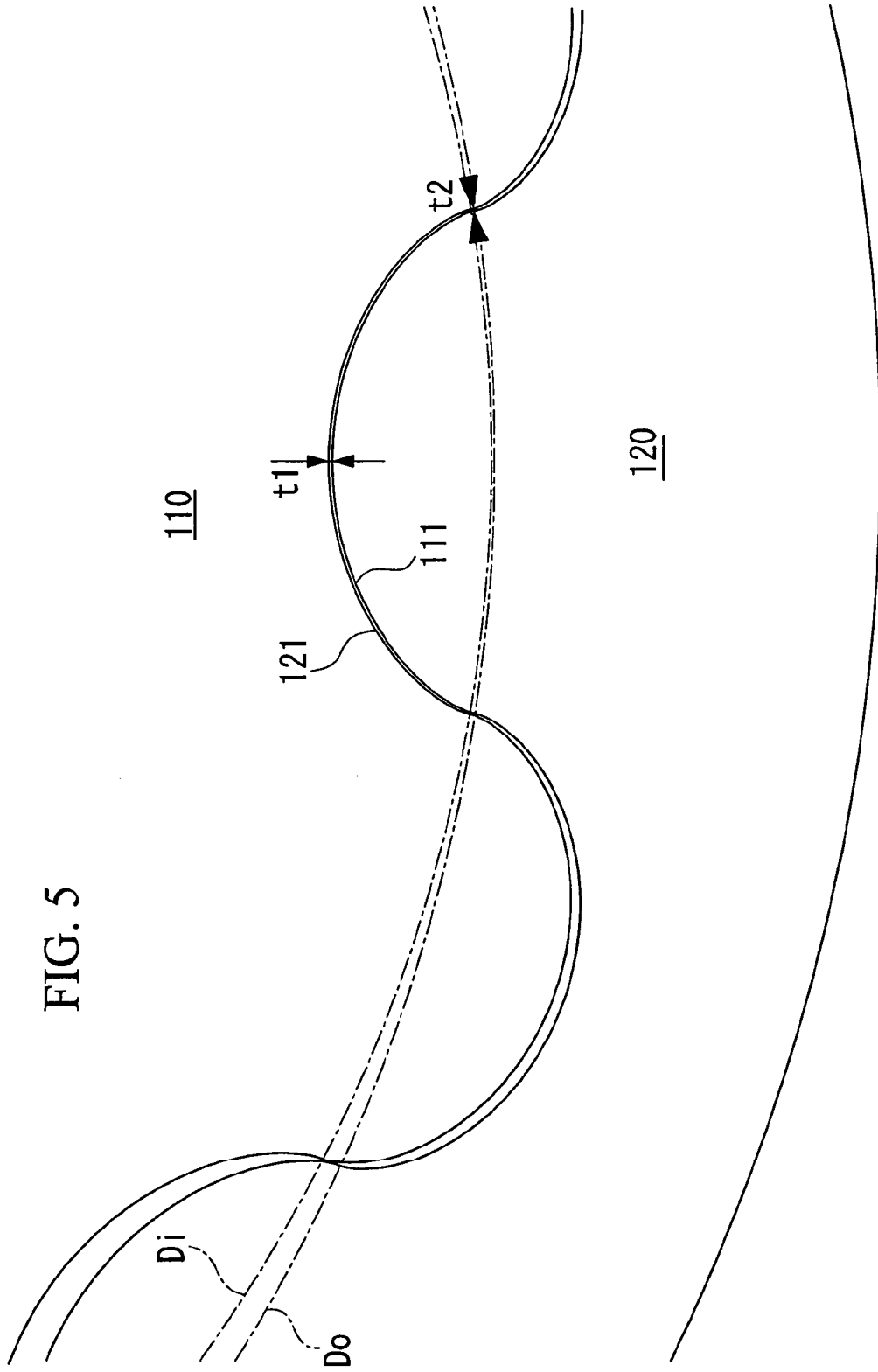


FIG. 6

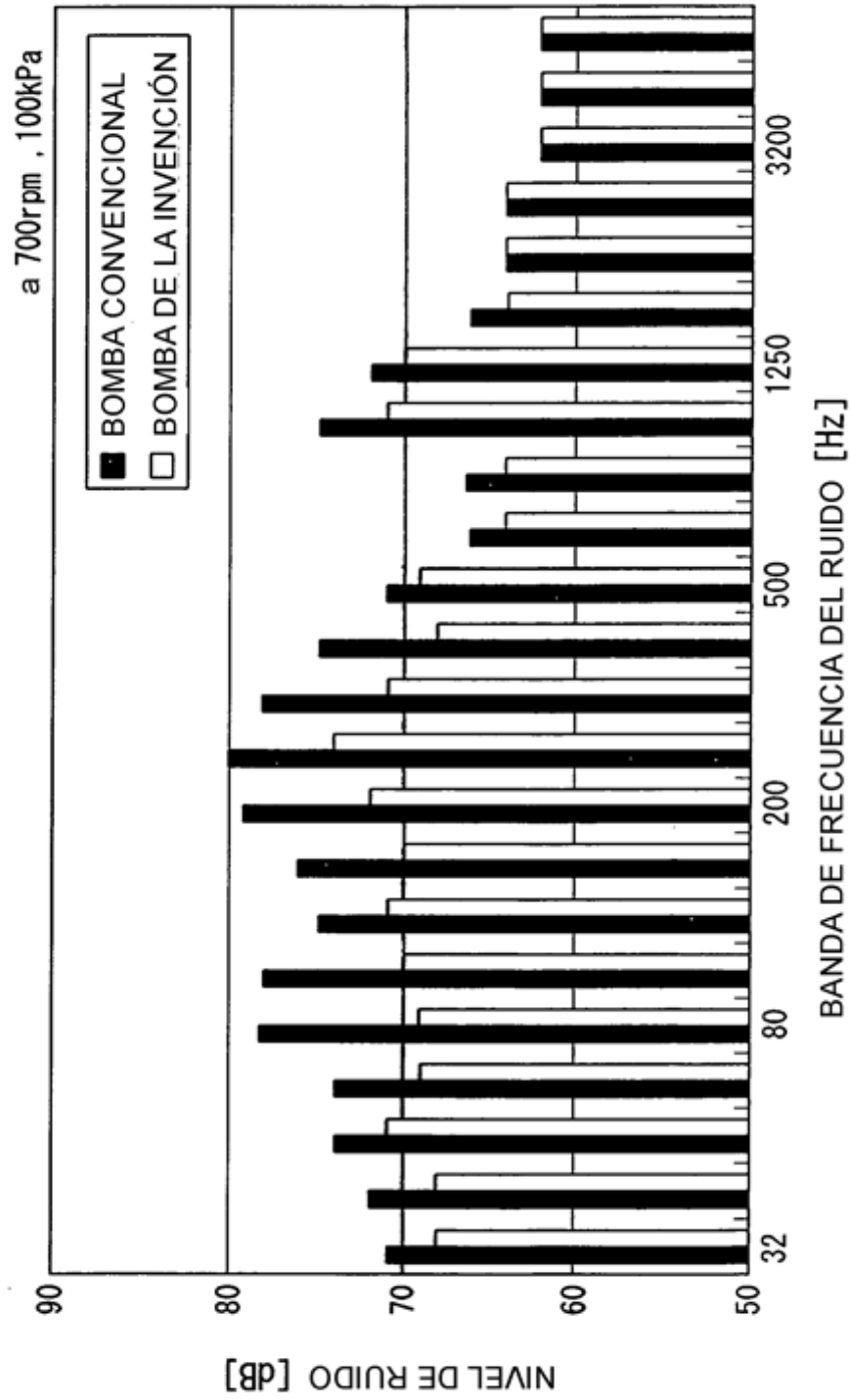


FIG. 7

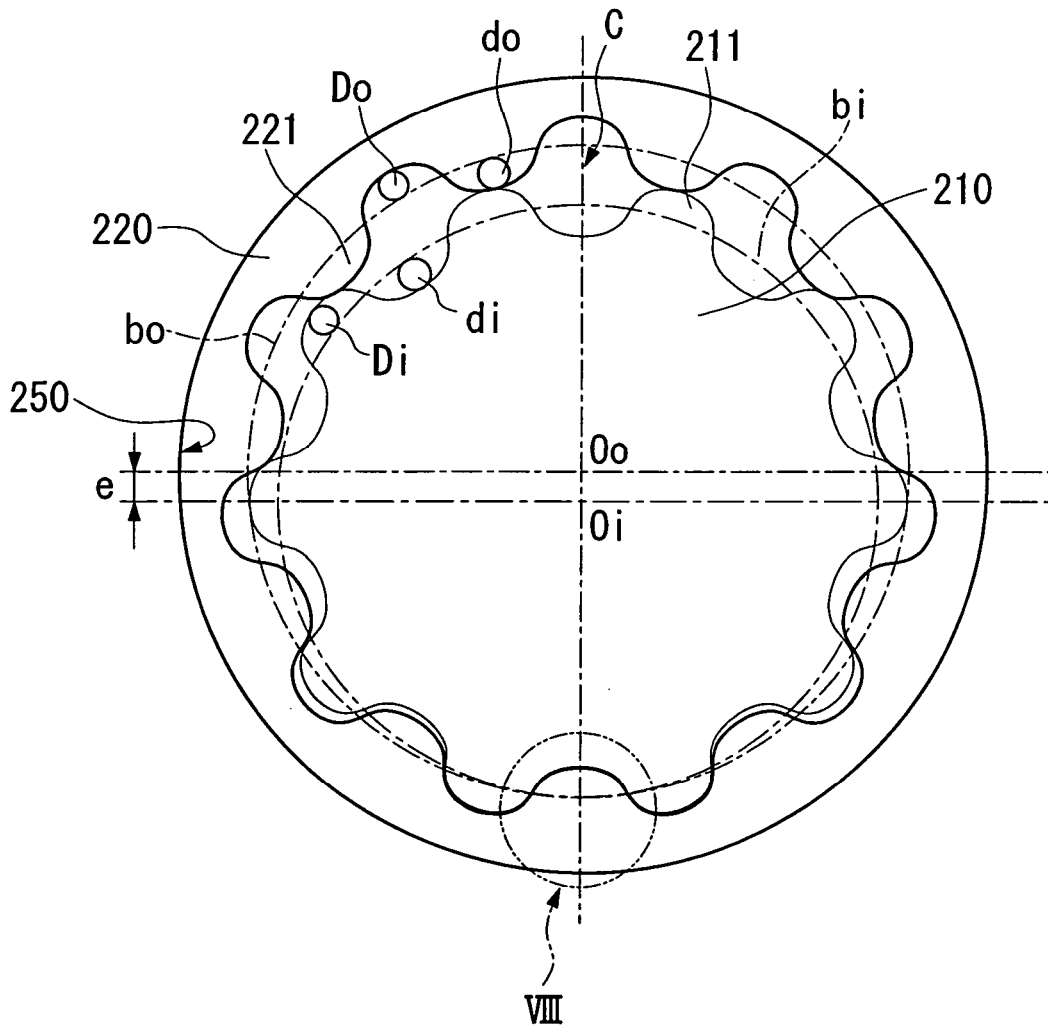
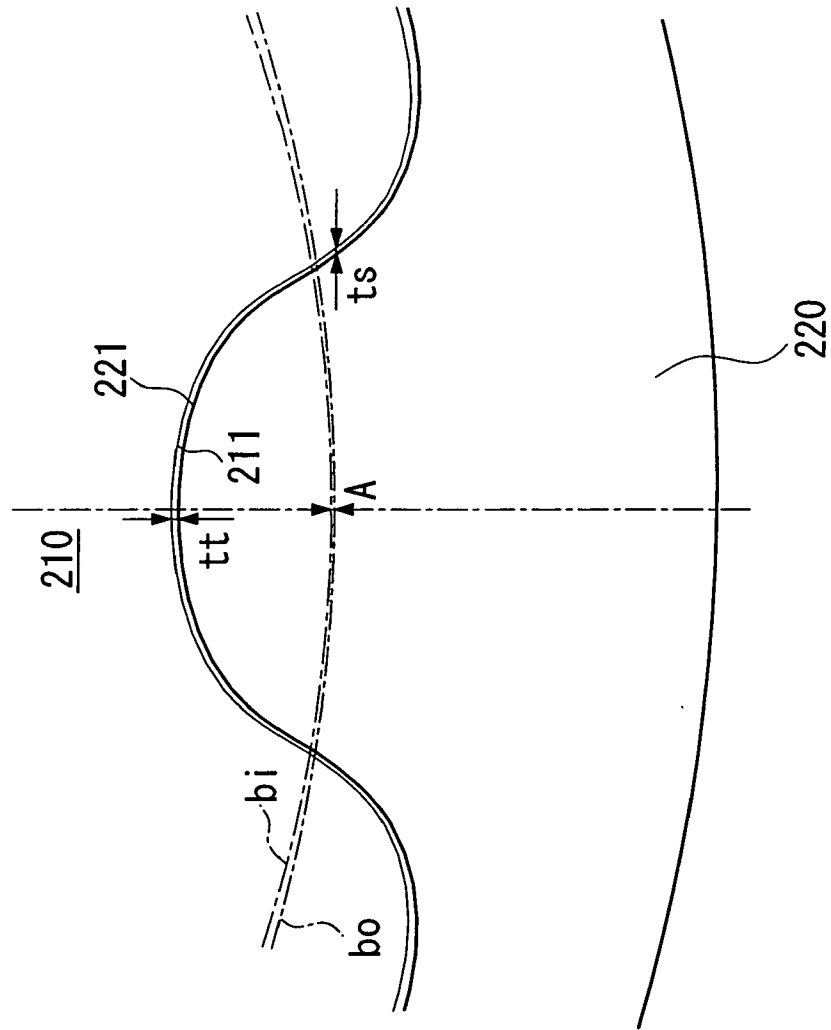




FIG. 8



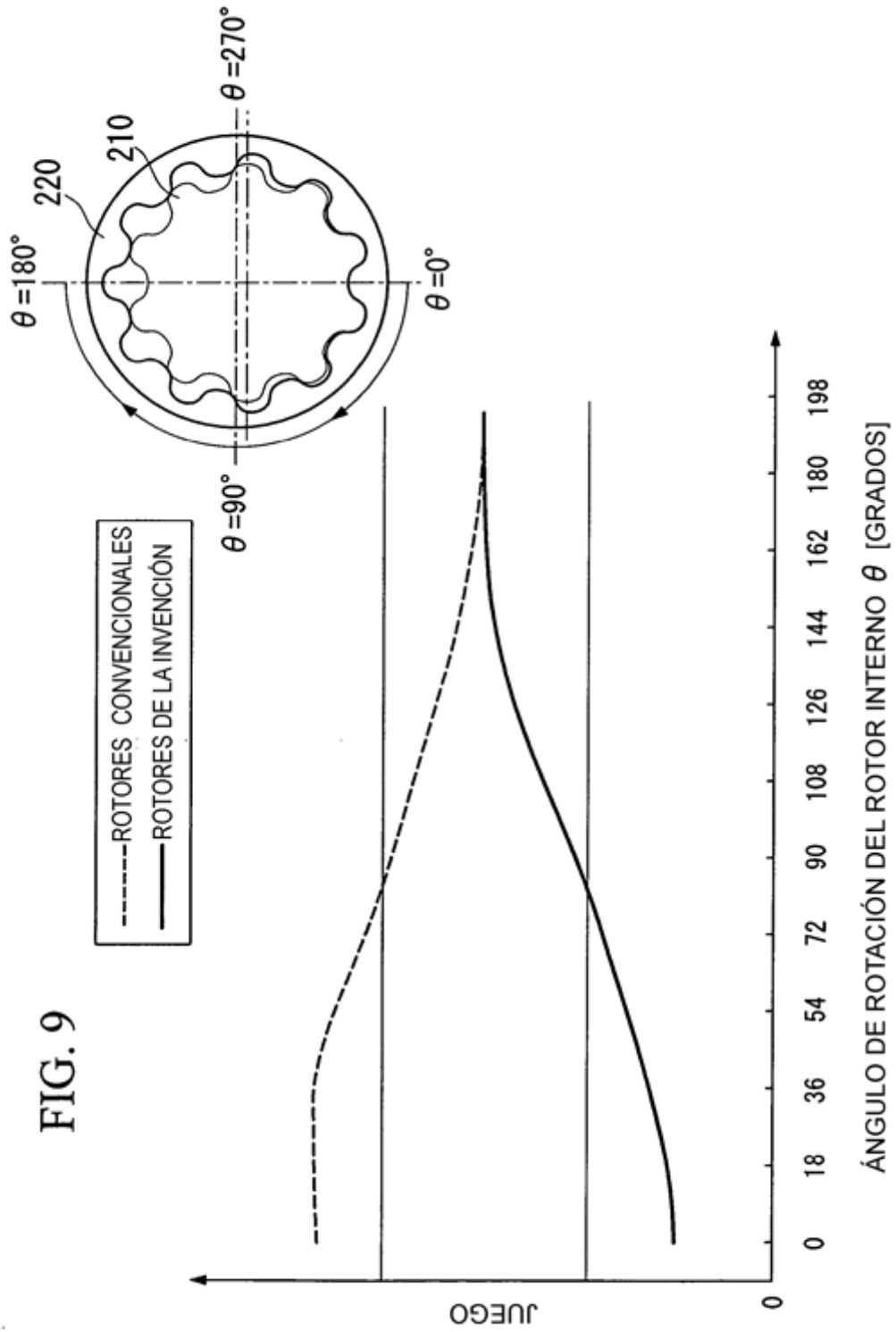


FIG. 10

