(19) OFICINA ESPAÑOLA DE PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

(11) Número de publicación: **2 543 333**

(51) Int. Cl.:

F04C 2/16 (2006.01)
F04C 2/18 (2006.01)
F04C 2/20 (2006.01)

(12) TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA T3

(96) Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **02.06.2003** **E 03756335 (0)**

(97) Fecha y número de publicación de la concesión europea: **29.04.2015** **EP 1540184**

(54) Título: **Bomba de engranajes**

(30) Prioridad:

03.06.2002 US 385689 P
18.04.2003 US 464395 P

(45) Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:
18.08.2015

(73) Titular/es:

M&M TECHNOLOGIES, INC. (100.0%)
873 Hinotes Court, Building D
Lynden, WA 98264, US

(72) Inventor/es:

KLASSEN, JAMES B.

(74) Agente/Representante:

CARPINTERO LÓPEZ, Mario

ES 2 543 333 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

Bomba de engranajes

Información de prioridad

La presente solicitud reivindica prioridad bajo la 35 U.S.C. $ 119 (E) de la Solicitud Provisional 60/385,689, presentada el 3 de junio de 2002 y la Solicitud Provisional 60/464,395 presentada el 18 de abril de 2003.

Antecedentes de la invención

Campo de la invención

La presente invención se refiere a bombas, y, en particular, a bombas de engranajes.

Descripción de la técnica relacionada

La FIG. 1 es una ilustración esquemática de una bomba de engranajes 100 ejemplar de la técnica anterior. Tal bomba 100 incluye típicamente una carcasa 111 y un par de rotores 113, 115 con dientes de engranaje de interconexión 117. La carcasa 111 define un puerto de entrada 107 y un puerto de salida 108, que se extienden en una dirección generalmente radial respecto a los rotores 113, 115. El fluido se lleva desde el puerto de entrada 108 en los espacios (o cámaras) 102 que se forman entre los dientes de engranaje de los rotores. El fluido en estas cámaras 102 se desplaza cuando los dientes engranan con los dientes del rotor opuesto y el fluido se desplaza fuera del puerto de descarga 108.

Tales bombas de engranajes convencionales son simples y relativamente económicas, pero sufren un número de limitaciones de rendimiento. Una fuente de problemas con las bombas de engranajes convencionales está en el área donde los dientes 117 engranan y crean una junta 104 entre los puertos de entrada y de descarga 107, 108. Las bombas de engranajes convencionales usan perfiles de dientes de engranaje convencionales tales como se usarían en un dispositivo de transmisión de energía engranado. Este tipo de configuración de engranaje se adapta bien a la transmisión de energía, pero tiene limitaciones significativas cuando se usa para bombear fluido incompresible.

El documento US 3,810,721 describe una máquina de fluido que comprende un alojamiento en la que un sistema de pistón así como un sistema de cámara se montan de manera rotativa. El sistema de pistón comprende una pluralidad de elementos de pistón separados anualmente y el sistema de cámara comprende una pluralidad de cámaras separadas de manera angular.

Por lo tanto, existe una necesidad de una bomba de engranajes mejorada que aborde al menos algunos de los problemas descritos anteriormente.

Sumario de la invención

De acuerdo con la presente invención una bomba que comprende:

una carcasa; que tiene un puerto de entrada en un lado de entrada de la bomba y un puerto de descarga en un lado de descarga de la bomba; un rotor de accionamiento que está soportado para su rotación dentro de la carcasa, teniendo el rotor de accionamiento una pluralidad de dientes, teniendo cada pluralidad de dientes una superficie convexa de ataque y una superficie de salida; y un rotor accionado que está soportado para su rotación dentro de la carcasa en la misma dirección que dicho rotor de accionamiento, teniendo el rotor accionado una pluralidad de dientes, teniendo cada pluralidad de dientes una superficie de ataque y una superficie plana de salida, en la que el rotor de accionamiento y el rotor accionado se posicionan en la carcasa de tal manera que, cuando el rotor de accionamiento y el rotor accionado rotan, los dientes del rotor de accionamiento y los dientes del rotor accionado se conectan entre sí para formar una junta entre el lado de entrada y la descarga de la bomba, formándose la junta solamente entre las superficies convexas de ataque de los dientes del rotor de accionamiento y las superficies planas de salida de los dientes del rotor accionado. Las realizaciones preferidas se describen en las reivindicaciones dependientes.

Breve descripción de los dibujos

La FIG. 1 es una ilustración esquemática de una vista en planta desde arriba de una bomba de la técnica anterior.

La FIG. 2 es una ilustración esquemática de una vista en planta desde arriba de una bomba útil para entender la invención.

La FIG. 2b es una ilustración esquemática de una vista en planta desde arriba de otro diseño ejemplar.

La FIG. 3 es una vista más cercana de una porción de la bomba de la FIG. 2 con un ángulo de leva de cero grados.

La FIG. 4 es una vista más cercana de una porción de la bomba de la FIG. 2 con un ángulo de leva mayor de cero grados.

La FIG. 5 es una vista en perspectiva lateral de una carcasa de la bomba de la FIG. 2.

La FIG. 6 es un diseño modificado de la carcasa de la FIG. 5.

La FIG. 6a es una vista en corte transversal de la carcasa de la FIG. 6.

La FIG. 7 es una realización modificada de la carcasa de la FIG. 7 que tiene ciertas características y ventajas de acuerdo con la presente invención.

La FIG. 7a es una vista en corte transversal de la carcasa de la FIG. 7.

La FIG. 8 es una ilustración esquemática de una vista en planta desde arriba de otro diseño de una bomba.

La FIG. 9 es una ilustración en corte transversal esquemática de la bomba mostrada en la FIG. 8 que funciona en la dirección opuesta.

La FIG. 10 es una vista más cercana de una porción de la bomba de la FIG. 8 con un ángulo de leva de cero grados.

La FIG. 11 es una vista más cercana de una porción de la bomba de la FIG. 8 con un ángulo de leva de cero grados y que funciona en la dirección mostrada en la FIG. 9.

La FIG. 12 es una vista más cercana de una porción de la bomba de la FIG. 9 con un ángulo de leva mayor que el ángulo de leva.

La FIG. 13 es una vista más cercana de una porción de la bomba de la FIG. 9 con material extraído del diámetro más pequeño de los dientes de engranaje.

La FIG. 14a es una vista más cercana de una porción de una realización modificada de la bomba de la FIG. 8.

La FIG. 14b es una vista en perspectiva lateral de un rotor de la bomba de la FIG. 14a.

La FIG. 15 es una vista más cercana de una porción de una realización modificada de la bomba de la FIG. 2.

Las FIGS. 16a-c ilustran varias realizaciones de rotores que tienen ciertas características y ventajas de acuerdo con la presente invención.

La FIG. 17 es una vista en planta desde arriba esquemática de otra realización ejemplar de una bomba que tiene ciertas características y ventajas de acuerdo con la presente invención.

La FIG. 18 es una vista en planta desde arriba esquemática de una realización ejemplar de una bomba con cuatro rotores que tienen ciertas características y ventajas de acuerdo con la presente invención.

La FIG. 19 es una vista en planta desde arriba de la carcasa de la bomba de la FIG. 18.'

La FIG. 22 es una vista en planta desde arriba esquemática del diseño ejemplar de una bomba de engranajes internos.

La FIG. 23 es una vista en perspectiva lateral de un rotor de la bomba de engranajes internos de la FIG. 22.

La FIG. 24 es una vista en planta desde arriba esquemática de la bomba de la FIG. 22 que muestra características adicionales del diseño.

La FIG. 25 es una vista en perspectiva lateral de una construcción ejemplar de una carcasa de la bomba de engranajes internos de la FIG. 22.

La FIG. 26 es una vista en planta desde arriba esquemática de otro diseño de una bomba de engranajes internos.

La FIG. 27 es una vista en planta desde arriba esquemática de otro diseño de una bomba de engranajes internos que tiene ciertas características y ventajas.

La FIG. 28 es una vista en planta desde arriba esquemática de una bomba de engranajes internos de la FIG. 27.

La FIG. 29 es una vista en planta desde arriba esquemática de una placa superior que puede usarse con los diseños de las FIGS. 27 y 28.

La FIG. 30 es una vista en perspectiva lateral de un rotor exterior que puede usarse con los diseños de las FIGS. 27 y 28.

La FIG. 31 es una vista lateral en perspectiva del rotor de la FIG.30 conectado a un eje de accionamiento.

La FIG. 32 es una vista en planta desde arriba esquemática de otra bomba de engranajes planetarios.

La FIG. 33 es una vista en perspectiva lateral de la bomba de engranajes de la FIG. 32.

La FIG. 34 es una vista en corte transversal parcial de la bomba de engranajes de la FIG. 32.

La FIG. 35 es una vista lateral despiezada de otra bomba de engranajes planetarios.

La FIG. 36 es otra vista lateral despiezada de la bomba de la FIG. 35.

La FIG. 37 es una vista en planta desde arriba de la bomba de la FIG. 35.

La FIG. 38 es una vista lateral despiezada de otra bomba de engranajes internos.

La FIG. 39 es otra vista lateral despiezada de la bomba de la FIG. 38.

La FIG. 40 es una vista en planta desde arriba de la bomba de la FIG. 38.

La FIG. 41 es una vista en perspectiva lateral de una realización ejemplar de una bomba de engranajes internos que tiene ciertas características y ventajas de acuerdo con la presente invención.

La FIG. 42 es otra vista lateral de la bomba de la FIG. 41.

La FIG. 43 es una vista en planta desde arriba de la bomba de la FIG. 41 con la cubierta superior extraída.

La FIG. 44 es una vista en corte transversal parcial de la bomba de la FIG. 41.

Descripción detallada

Las figuras 2-40 junto con la descripción se refieren al antecedente de la invención. Las FIGS. 2-5 ilustran un diseño ejemplar de una bomba de engranajes internos 200 que tiene ciertas características y ventajas. El término "bomba" se usa ampliamente, e incluye su significado ordinario, e incluye además un dispositivo que desplaza fluido o que gira como el resultado del desplazamiento de fluido, ya sea compresible o incompresible. Como tal, el término "bomba" se prevé para incluir tales aplicaciones como motores hidráulicos u otros dispositivos que requieren cámaras de expansión o cámaras de compresión o ambas. Además, a lo largo de esta descripción la referencia se hace hacia ciertas direcciones (por ejemplo, hacia delante, hacia abajo, arriba, abajo, etc.) y posiciones relativas (es decir, superior, inferior, lateral, etc.). Sin embargo, debería apreciarse que tales direcciones y posiciones relativas se prevén simplemente para ayudar al lector y no se prevén para limitar la invención.

La bomba ejemplar 200 comprende una carcasa 199 y un par de rotores opuestos 202, 203, con dientes de engranaje de interconexión 223a, 223b. Como se ve en las FIGS. 2 y 5, la carcasa 199 define un puerto de entrada 210, un puerto de salida 211 y un par de cavidades anulares 221a, 221b con superficies de apoyo circulares 227a, 227b u otras estructuras similares para soportar los rotores 202, 203 para su rotación sobre un eje 225a, 225b.

Con referencia particular a la FIG. 2, el diseño de los dientes 223a, 223b tiene ciertas similitudes con la realización de la técnica anterior descrita anteriormente. Sin embargo, en la realización ejemplar, un lado 201 de los dientes de engranaje se releva o extrae como se indica por las líneas de puntos. Extrayendo material de los dientes de engranaje, una cara de salida 204 del rotor de accionamiento 202 y/o una cara de ataque 205 del rotor accionado 203 se encastran con respecto a sus caras de ataque y de salida 208,209. Como se explicará con más detalle a continuación, la carcasa 199 puede proveerse con un relieve de puerto axial de entrada 206 y/o un relieve de puerto axial de descarga 207 de tal manera que una junta positiva 196 y/o 198 se forma entre los dos rotores 202,203 y la carcasa con las superficies de junta entre los rotores 202,203 que se forman solo entre las caras de ataque 208 del rotor de accionamiento 202 y las caras de salida 209 del rotor accionado 203.

La bomba ejemplar tiene diversas ventajas. Por ejemplo, puede establecerse un principio de operación mejorado que provea una junta mejorada entre los rotores 202,203 incluso si las tolerancias de fabricación son bajas. Además, como se explicará con más detalle a continuación, ningún desgaste que ocurra entre las superficies de junta 208,209 aumentará el espacio entre estas caras porque existirá una junta de contacto entre estas caras 208,209 debido a la presión de descarga, que causará que el rotor accionado resista la rotación hacia delante. Esto permite que las caras del rotor se "desgasten" entre sí durante el servicio inicial reduciendo la necesidad de altas tolerancias de fabricación que, a su vez, reducirán el coste de la bomba. Se cree que la capacidad de los dientes de engranaje 223a, 223b de mantener una junta positiva incluso con un desgaste significante permite a la bomba 200 operar durante más tiempo sin el mantenimiento y/o reemplazo que una bomba de engranajes convencional, especialmente cuando se bombean fluidos abrasivos.

Con referencia continua a la FIG. 1, las caras de ataque 208 del rotor de accionamiento 202 mantienen una presión de contacto positiva contra las caras de salida 209 del rotor accionado 203 debido a la presión del fluido en el puerto de descarga 211, que presionan las caras 208,209 juntas proveyendo así una junta eficaz. Como resultado, esta bomba permite a las caras de sellado 208 del rotor de accionamiento 202 y/o a las caras de sellado 209 del rotor accionado 203 experimentar un desgaste significante sin reducir la eficacia de la junta entre las caras de sellado 208,209 de los rotores 202,203.

La FIG. 2B ilustra la bomba 200 de la FIG 2 sin un desgaste significante en las caras de contacto 208,209 de los rotores 202,203. Cuando las caras de sellado 208,209 de uno o ambos rotores 202,203 se desgastan por el contacto entre sí o por la presencia de abrasivos en el fluido que se bombea, el rotor de accionamiento 202 avanzará ligeramente relativo hacia el rotor accionado 203 y/o el rotor accionado 203 rotará hacia atrás ligeramente relativo al rotor de accionamiento 202 de modo que una junta de contacto 196 y/o 198 se mantiene entre los dientes 223a, 223b. Esta rotación relativa de uno o ambos rotores 202,203 permitirá a la bomba 200 sellar eficazmente hasta que ya no haya suficiente material sobrante en los dientes 223a, 223b para proveer la fuerza para bombear en la presión de descarga o hasta que una o más caras de sellado 208, 209 se desgasten lo suficiente para reducir el diámetro de la punta del rotor así que ya no provee una junta adecuada contra la carcasa 199 en las puntas de los dientes de engranaje 220.

La bomba ejemplar 200 puede utilizar configuraciones diferentes de puertos de entrada y salida teniendo cada uno ventajas particulares. En el ejemplo ilustrado en las FIGS.2-5, la bomba 200 utiliza puertos radiales 210,211, que definen un eje de flujo de entrada y uno de salida que se extienden en una dirección generalmente radial con respecto a los rotores 202, 203. Como se explicará con más detalle a continuación, la FIG. 6 ilustra una realización modificada que incluye puertos axiales 213,216, que definen una trayectoria del flujo que es generalmente perpendicular a la dirección radial y paralela al eje de rotación de los rotores 202,203.

Con referencia a la FIG. 5, los puertos radiales, 210,211 permiten al fluido fluir hacia y desde las cámaras 212 formadas entre los dientes del rotor de engranaje 223a, 223b durante el comienzo de la reducción del volumen de estas cámaras 212 en el lado de descarga, y durante el final del aumento del volumen de estas cámaras en el lado de entrada.

Cuando cada cámara se acerca a la posición de volumen más baja 212 (ver por ejemplo, la Fig. 2), sin embargo, la cámara se sella al puerto de descarga por el engranaje de los dientes de engranaje subsecuente. Por lo tanto, el ejemplo ilustrado incluye una cavidad de puerto axial 207 (ver FIG.5) para que el fluido se desplace dentro si va a evitarse un incremento de presión entre los rotores. Similarmente, cuando cada cámara se mueve desde la posición de volumen más baja, la cámara 212 permanece sellada al puerto de entrada 210 por el engranaje de los dientes de procedimiento en cada rotor 202,203 y requiere una cavidad de puerto axial 206 (ver FIG. 5) desde la que se retrae el fluido si va a evitarse el incremento de presión bajo entre los rotores.

Las FIGS. 6 y 6b ilustran un diseño de la bomba 200b, que incluye puertos axiales 213b, 216b, que definen una trayectoria del flujo que es generalmente perpendicular a la dirección radial. Como se muestra, la carcasa 199b incluye los puertos axiales 213b, 214b, las cavidades de carcasa de puerto radial 215b, 216b y las cavidades de puerto axial 206b, 207b como se ha descrito anteriormente.

La FIG. 7 ilustra otro diseño de la bomba 200c. La bomba 200c incluye una carcasa modificada 199c con puertos puramente axiales 213c, 214c sin ninguna cavidad de puerto axial (en comparación con la realización ilustrada en la FIG. 6c). Esto puede resultar en una resistencia de flujo del fluido más alta en comparación con el diseño de la FIG. 6c.

Además de los diseños descritos anteriormente, varias combinaciones y subcombinaciones de puertos son posibles también. Por ejemplo, la bomba puede incluir puertos radiales solamente o puertos axiales solamente o varias combinaciones de estos dos tipos de puerto. Principalmente, solo se requiere que haya un puerto de entrada axial 215 o una cavidad de puerto 206 para evitar que un incremento de vacío entre los rotores justo después de la cámara 212 se forme momentánea o brevemente para parte de la rotación, que podría causar que el rotor accionado 203 avance de manera rotativa y desengrane las superficies de sellado 196,198. Esta situación tiende a suceder si la presión negativa del incremento de vacío excedió la presión de descarga. Como tal, el diseño preferido utiliza un puerto de entrada axial 213 o una cavidad de puerto 206 en una cara extrema de los rotores 202,203 o más preferentemente en ambos extremos de los rotores. Un puerto axial de descarga 214 o una cavidad de puerto axial 207 aumentaría también ciertas características del rendimiento de la bomba pero no puede ser necesaria para la operación en todas las situaciones.

Los puertos radiales como se ha descrito anteriormente con referencia a las FIGS 2-5 pueden ofrecer ventajas para fontanería dependiendo de la aplicación. Como se ha mencionado anteriormente, un diseño de la carcasa del puerto puramente axial de la FIG. 7 podría tener un efecto de puerto radial de resistencia de fluido reducida proveyendo cavidades de carcasa en las áreas 215,216 (FIG. 6) del engranaje y desengranaje del rotor. Los puertos puramente axiales 213c,214c se muestran en la FIG. 7. Los puertos puramente axiales pueden ser ventajosos para ciertas configuraciones de bomba.

Con referencia inicial a la FIG. 3, una consideración en el diseño de las cavidades de puerto axial 206,207 o puerto axial 210,211 es lo que se referirá como ángulo de leva. El ángulo de leva es la rotación angular de los rotores 202,203 sobre un lado o sobre el otro de la posición de volumen de cámara más baja cuando la cámara 212 se sella entre las superficies de contacto 208,209 de los dientes de los dos rotores 202,203 y entre las caras extremas 1601, 1602 (ver FIG. 16) de los dientes del rotor y la carcasa 119. La línea de puntos en la FIG. 3 muestra cavidades de puerto axial de entrada y descarga 206,207 con un ángulo de leva de 0 grados. En la FIG. 4, la línea de puntos muestra cavidades de puerto de entrada y descarga 206,207 con un ángulo de leva de aproximadamente 2 grados.

En general, un ángulo de leva de 0 grados o menos resultará en una bomba de funcionamiento más suave, pero exhibirá una eficacia volumétrica reducida cuando más fugas ocurran. Un ángulo de leva de más de 0 grados resultará en un ruido y una vibración aumentados debido a los incrementos de presión y vacío en la cámara 212, pero en ciertas realizaciones esto puede ser preferente para aumentar la eficacia volumétrica y la capacidad de presión. En un diseño, la bomba incluye un ángulo de leva positivo de diversos grados combinados con la suma de los bordes redondeados 501 (ver FIG. 5) en las cavidades de puerto axial 206,207, o puertos axiales 210, 211. Tales bordes redondeados 501 ayudarán a evitar el desgaste del puerto 210,211 o las cavidades de puerto 206,207 de los bordes con el tiempo, especialmente cuando bombean fluidos abrasivos o lodos. Como se muestra en la FIG. 5, los bordes redondeados 501 siguen generalmente el contorno de los bordes de ataque 208,209, que forman la cámara 212; sin embargo, en otras formas del contorno puede modificarse a partir de esta forma.

Cabría destacar que ángulos de leva diferentes en los lados de entrada y descarga de la bomba pueden usarse para conseguir características operativas diferentes. Por ejemplo, para evitar la cavitación en velocidades operativas más altas o en presiones de carga de entrada más bajas, el ángulo de leva de entrada puede reducirse a 0 grados o menos para reducir o eliminar cualquier incremento de vacío en la cámara 212 mientras que se aumenta el ángulo de leva de descarga a 2 o 3 grados para asegurar que una junta positiva se mantiene en todo momento. Este ejemplo de un ángulo de leva diferente en los lados de entrada y descarga de la bomba operará con niveles ligeramente más altos de ruido y vibración pero esto puede ser un compromiso aceptable en las aplicaciones donde se implica la cavitación. Por supuesto, para muchas aplicaciones, una experimentación u optimización de rutina puede ser beneficiosa para determinar el ángulo de leva ideal para conseguir el rendimiento deseado y mantener una "fluencia" o un "contraflujo" de fluido consistente en todo momento durante la rotación de los rotores.

Las FIGS. 8 y 9 ilustran otro ejemplo de una bomba 800 que tiene ciertas características y ventajas. Números de referencia similares se han provisto para partes que son similares a las partes descritas anteriormente. Como se muestra en las FIGS. 8 y 9, los rotores 802,803 se diseñan para dientes de engranaje 805 que son similares en forma en los bordes de ataque y de salida (por ejemplo, los dientes de engranaje 805 son generalmente simétricos). Para conseguir la influencia de extraer material de la cara de salida 204 del rotor de accionamiento 202 y/o la cara de ataque 205 del rotor accionado 203 como se ha descrito anteriormente, los rotores 802,803 se proveen con suficiente "holgura" para permitir un flujo del fluido relativamente no restringido a través del espacio entre las áreas no selladas entre la superficie de salida 801 de los dientes 805 del rotor de accionamiento 802 y la superficie de ataque 802 de los dientes 805 del rotor accionado 802. Como se muestra en la FIG. 9, tal bomba 800 tendría la capacidad de bombear igual o casi igual también cuando se opera en una dirección inversa.

En este diseño puede ser ventajoso usar una forma de cavidad de puerto "universal" que sella la posición de volumen más baja de las cámaras 212 con el ángulo de leva deseado cuando la bomba está bombeando hacia atrás (FIG. 8) así como cuando la bomba está bombeando en sentido inverso (FIG. 9). Una forma de puerto reversible universal con un ángulo de leva de aproximadamente 1 grado se muestra en la FIG. 10 con la bomba que opera hacia delante y en la FIG. 11 con la bomba que opera en dirección inversa. En ambas direcciones puede verse que el área 212 se sella momentáneamente en la posición de volumen más baja y para 1 grado en cualquier lado de esta posición porque el borde 1001,1002 de los puertos axiales (no mostrados) o de las cavidades de puerto axial (206,207) se alinea con el borde de los dientes de engranaje a 1 grado de rotación del rotor sobre cualquier lado de la posición que forma la cámara 212 en la FIG. 10 y en la FIG. 11.

Este puerto axial o borde de cavidad de puerto axial 1001,1002 de la alineación es ventajoso para conseguir un área tan amplia como sea posible para que el fluido entre y salga de la cámara entre los rotores en cualquier lado de la posición del volumen más baja 212. La FIG. 12 muestra la holgura aumentada con los rotores 802,803 a aproximadamente 3 grados pasada la posición de volumen de cámara más baja 212. En esta posición el borde de salida 1201 del rotor accionado 803 acaba de entrar en la cavidad de puerto de entrada axial 206 que permite al fluido 1202 fluir dentro de la cámara 1212 a través de la abertura 1203.

Para reducir la turbulencia y la resistencia del flujo del fluido, es ventajoso para esta abertura 1203 hacerse tan amplia como sea posible tan rápido como sea posible. Otro procedimiento para conseguir esto se muestra en la FIG. 13 donde el material se ha extraído de los rotores 802,803 en el espacio entre los dientes 1302,1303. El efecto de esta extracción de material consiste en aumentar el tamaño de la abertura 1203 cuando el borde de salida 1301 del rotor accionado 803 entra en la cavidad de puerto axial de entrada 206 o el borde de ataque 1304 del rotor de accionamiento 802 deja la cavidad de puerto axial de descarga 207. Esta extracción de material podría ser ventajosa para muchas configuraciones de rotor y perfiles de dientes de engranaje diferentes.

La FIG. 14 muestra un rotor con el tamaño aumentado 1203 de la abertura. Se pierde muy poca fuerza de los dientes de engranaje porque solo se extrae una cavidad 1401 de los rotores. Estas cavidades 1401 pueden tener cualquier profundidad en un extremo o en ambos extremos de uno o varios rotores. La profundidad de la cavidad 1401 se muestra en la FIG. 14 y permite una reducción significante de la turbulencia y velocidad de fluido que resulta en los incrementos de presión y vacío reducidos en la cámara 1202 sin reducir significantemente la fuerza de los dientes de engranaje. En un diseño que se adapta particularmente a las bombas de engranajes que requieren espacios ligeros, la cavidad 1401 tiene una profundidad de0,127 a 1,27 milímetros. En otro diseño, la cavidad 1401 tiene una profundidad de aproximadamente2,54 milímetros para un rotor de 25,4 milímetros de largo.

La FIG. 14a muestra la alineación de esta cavidad de rotor 1401 con el borde del puerto axial 206 y cómo dobla más el tamaño de la abertura 1503. Por ejemplo, el número de referencia 1503a indica el tamaño de la abertura que existiría sin la cavidad 1401 mientras que el número de referencia 1503b indica el tamaño de la abertura con la cavidad 1401. Como tal, la cavidad 1401 junto con la forma de puerto ilustrada en la FIG. 14a produce aproximadamente dos veces el área en corte transversal que existiría sin la cavidad 1401.

La FIG. 15 muestra una forma de cavidad de puerto o de puerto modificada 1606,1607 que aumenta el tamaño de la abertura 1603 sin tener que extraer ningún material de los rotores. Específicamente, como se indica por el área sombreada en la FIG. 15, la proximidad de los bordes de la cavidad 1608a, 1608b a la cámara 1202 aumenta el tamaño de la abertura 1603.

La FIG. 16a a través de la 16c muestra varios diseños de rotores 700a-c con diferentes perfiles de dientes de engranaje que pueden proveer al menos algunas de las ventajas descritas anteriormente. Estos diseños son meramente ejemplares y muchas otras formas y configuraciones de los dientes del rotor que utilizan tales cavidades son concebibles también. Como se ha explicado anteriormente, en estos diseños, los dientes de engranaje en uno o ambos rotores se configuran de tal manera que cada zona de engranaje de rotor tiene un espacio suficiente entre la cara de salida de los dientes del rotor de accionamiento y la cara de ataque de los dientes del rotor accionado de manera que una junta no se establece entre estas caras. Este espacio puede ser para toda la longitud de uno o ambos rotores como se muestra en la FIG. 2 y en la FIG. 13, o parte de la longitud de uno o ambos rotores como se muestra en la FIG. 14, la FIG. 16a, la FIG. 16b, la FIG. 16c.

Cabe destacar que la descripción y los dibujos anteriores son de una naturaleza simplificada para la claridad de la explicación y se han usado para representar configuraciones de bomba con muchas variaciones que incluyen más números menores de dientes de engranaje y rotores que podrían ser más grandes o más pequeños de tamaño. También, las formas y los tamaños de puerto son representativos y en una bomba real y podrían ser más pequeños o más grandes o de una forma diferente como será evidente para un experto en la materia.

Un número de ejemplos de configuraciones de bomba que se beneficiarían de las formas y configuraciones de puerto y/o las formas y configuraciones de dientes de engranaje como se ha descrito anteriormente, se discutirán ahora. Cabría destacar que estos ejemplos no comprenden una lista completa de configuraciones de bomba posibles, pero solo se prevén para demostrar la amplia gama de aplicaciones potenciales, que pueden utilizar las formas y configuraciones de puerto y/o las formas y configuraciones de dientes de engranaje descritas anteriormente. Como tal, los perfiles de dientes de engranaje mencionados anteriormente podrían usarse para cualquiera de los ejemplos siguientes de configuraciones de bomba; sin embargo, a título de discusión, los dientes de engranaje parcialmente relevados 202, 203 de la FIG. 2 se discutirán en la descripción y en los dibujos siguientes.

La FIG. 17 muestra un ejemplo de una bomba de configuración de tres engranajes 1700 con la cubierta superior extraída. La bomba 1700 incluye tres rotores 1701, 1702, 1703 con dientes de interconexión y una carcasa 1704, que define un par de puertos de entrada y de salida 1705, 1706 y de cavidades 1707, 1708. Como se ha mencionado anteriormente, la bomba 1700 puede formarse con varios tamaños de rotores y números de dientes de engranaje en cada rotor. Además, el número de rotores puede variarse también.

La FIG. 18 muestra un ejemplo de una bomba de diseño de cuatro rotores 1800 con una cubierta superior extraída. Esta configuración incluye una carcasa 1801 en la que tres rotores exteriores 1802, 1803, 1804 que se accionan por un rotor de accionamiento central 1801 se posicionan. En las configuraciones modificadas, uno o más rotores exteriores pueden usarse para accionar los motores restantes.

El flujo dentro y fuera de la bomba podría ser a través de los puertos radiales 1807,1808, con cavidades de puerto axial 1811,1815, como se muestra o de cualquier combinación de puertos o de cavidades de puerto como se ha descrito anteriormente.

La FIG. 19 muestra la carcasa a partir del ejemplo de bomba 1800 de la FIG. 18 con ambas cubiertas de carcasa y los rotores 1801,1802,1803,1804 extraídos. Los puertos de descarga 1808 se localizan en la cubierta superior 1810 y las líneas de puntos muestran la localización de los puertos de entrada 1807 en la cubierta superior (no mostrada).

Con referencia de vuelta a la FIG. 18, el fluido se retrae dentro de la bomba 1800 a través de las aberturas axiales 1807. El fluido entonces se desplaza a través de un conducto radial de entrada 1814 y de las cavidades de entrada de puerto axial 1815 hacia el área 1813 donde los dientes del rotor están desengranando y retrayendo fluido dentro

del espacio de expansión entre los dientes de los rotores de engranaje. El fluido entonces se desplaza alrededor entre los dientes de los rotores y la carcasa 1806 hacia donde estas cámaras se reducen en volumen cuando los dientes del rotor engranan en el área 1816. El fluido entonces se descarga de entre los dientes del rotor de engranaje y sale a través de los puertos axiales de descarga 1811 y de los conductos de puerto radial de descarga 1812 y finalmente sale de los puertos de descarga 1808.

En este ejemplo de bomba, el rotor interno más amplio 1801 permite el uso de rotores exteriores múltiples 1802,1803,1804. En la bomba de la FIG. 17, los rotores externos múltiples 1703 (FIG. 17) pueden usarse con un rotor interno 1701 del mismo tamaño. Sin embargo, el rotor interno más amplio 1801 de la bomba de la FIG. 18 puede proveer ventajosamente más longitud de sellado entre el rotor interno 1801 y la carcasa 1806 a lo largo de la cara interior 1805 de la carcasa 1806. Se referirá a este área como "la punta del diente para la zona de junta de carcasa". En lo ilustrado, hay siempre configuraciones de tres rotores al menos proveyendo tres dientes una junta entre el rotor interno 1801 y la carcasa 1806 a lo largo de la carcasa 1805. Esto es ventajoso para la capacidad de presión aumentada y la eficiencia volumétrica aumentada. Más rotores exteriores 1802,1803,1804 pueden usarse siempre que el rotor de accionamiento interno 1801 sea de tamaño suficiente para proveer una junta de al menos un diente en todo momento en la "punta del diente para la zona de junta de carcasa".

Cabe destacar que cualquiera de los rotores podría ser el rotor de accionamiento, y que incluso más de un rotor podría ser un rotor de accionamiento al mismo tiempo. En la configuración preferida, el rotor interior 1801 sería el único rotor accionado para la simplicidad y el coste minimizado.

Muchas otras combinaciones de los diseños de carcasa y puerto son posibles también con el diseño de cuatro rotores descrito anteriormente. La FIG. 20 ilustra una bomba modificada 2100 en la que el fluido entra y descarga de la bomba 2100 de los puertos axiales sin los conductos radiales 1812,1814 de la configuración mostrada en la FIG. 18. FIG.20 muestra un ejemplo de este puerto con la cubierta superior extraída a fin de exponer las cavidades de puerto de entrada 207, las cavidades de puerto de descarga 206, y los puertos axiales de descarga 2114. Tal bomba 2100 puede tener la ventaja de una resistencia de flujo reducida ya que no requiere que el fluido cambie las direcciones tantas veces como la configuración previa y por lo tanto puede requerir menos energía de entrada para hacer la misma cantidad de trabajo hidráulico.

En el ejemplo de la FIG. 18, el número de dientes en el rotor interior 1801 no es divisible por el número de rotores exteriores 1802,1803,1804 así que el engranaje rotativo de cada uno de los rotores exteriores 1802,1803,1804 con el rotor de accionamiento 1801 será diferente del otro en todo momento. Esto tiene la ventaja de reducir más el ruido y la vibración.

La FIG. 21 muestra cómo un efecto escalonado puede conseguirse si el número de dientes en el rotor de accionamiento 2001 puede dividirse por el número de rotores accionados exteriores 2002,2003,2004. En esta realización, el eje de rotación de los rotores accionados exteriores 2002,2003,2004 se posicionan en varios ángulos 2005,2006,2007 hacia el otro para escalonar el engranaje de cada rotor externo 2002,2003,2004 con los dientes del rotor de accionamiento interno 2001. De esta manera, un efecto similar a la configuración en la FIG. 18 puede conseguirse.

Cabría destacarse que puede ser beneficioso tener un efecto no escalonado en algunas configuraciones. Un ejemplo de tal bomba se ilustra en la FIG. 32 y en la FIG.33 y se describirá con más detalle a continuación. Un efecto no escalonado puede tener la ventaja de causar cualquier variación de presión o incremento de presión para actuar en todas las direcciones igualmente al mismo tiempo proveyendo una fuerza más equilibrada en todos los componentes de la bomba

La FIG. 22 muestra un ejemplo de bomba de engranajes internos 2200, que incluye un engranaje interno 2201, un engranaje externo 2002, una carcasa interna 2203 y una carcasa externa 2204. En este ejemplo, el engranaje interno 2201 puede proveerse con menos de la mitad de los dientes del engranaje externo 2202. La FIG. 23 muestra el rotor externo 2202 de la bomba en la FIG. 22 con un ejemplo de "puertos de rotor" radiales que, como se conoce en la técnica, permite al fluido fluir de manera radial a través del rotor 2202. La FIG. 24 es una sección transversal de la bomba ensamblada de la FIG. 22 que muestra la alineación de los puertos de rotor externos 2301 con cavidades de puerto de perímetro radial 2401,2402 y los puertos de perímetro radial 2403,2404, que se proveen en la carcasa externa 2204. Las cavidades de puerto de perímetro radial 2401,2402 tienen un ángulo de leva de aproximadamente 1 grado.

La FIG. 25 muestra la carcasa para la bomba en 2200 descrita anteriormente con cavidades de puerto axial 2501,2502, puertos axiales 2503,2504, cavidades de puerto de perímetro radial 2401,2402 y los puertos de perímetro radial 2403,2404. Ambos tipos de puertos y cavidades de puerto o una combinación de estos puertos y cavidades de puerto pueden usarse juntos dependiendo de los requisitos de la aplicación.

La FIG. 26 muestra un diseño ejemplar de una bomba interna 2600 que es similar a la realización anterior. Sin embargo, la bomba 2600 incluye un rotor interno 2601 con más de la mitad de tantos dientes como el rotor externo 2602. Para la simplicidad, ningún puerto ni ninguna cavidad de puerto se muestran en la FIG. 26.

La FIG. 27 ilustra otro diseño ejemplar de una bomba de engranajes internos 2700. En este diseño, el engranaje accionado interno 2701 tiene la mitad de tantos dientes como el rotor de accionamiento externo 2702. Con este 2: el radio de dientes 1, una única forma de conexión de superficie de junta es posible. La cara de junta de rotor externa 2703 es una superficie plana que se desvía desde una línea radial desde el centro rotativo del rotor externo 2702 por la dimensión del radio de la superficie de junta del arco 2704 del rotor interno 2701. (ver FIG. 43, dimensiones marcadas con R y r)

Como se ha mencionado anteriormente, hay muchas formas de dientes de engranaje convencionales y no convencionales diferentes que podrían usarse con los ejemplos descritos anteriormente. Tales configuraciones incluyen las formas de dientes de engranaje en la FIG. 27, formas de engranajes helicoidales y engranajes biselados, etc. Por ejemplo, la cámara, que se establece entre los dientes cuando engranan, se define preferentemente por las caras de ataque solo del rotor de accionamiento y las caras de salida solo de los rotores accionados. En el caso de un diseño multirrotor tal como la bomba de engranajes planetarios ejemplar 3200,3300 mostrados en la FIG. 32 y en la FIG. 33 (descrita con más detalle a continuación) los engranajes planetarios accionados 3205,3311 también actúan como engranajes de accionamiento contra un engranaje de anillo 3206,3306. En tal diseño, ambas caras de ataque y de salida se usan como caras de sellado al mismo tiempo pero en diferentes engranajes.

Se entiende que estos dibujos se implican y no contienen información detallada sobre cómo se soportan por ejes o cojinetes o por efectos de cojinetes de film de fluido con la carcasa o los rotores de engranaje. Sin embargo, ante las enseñanzas de la presente aplicación, tales características pueden determinarse fácilmente por un experto en la materia dado a través de la experimentación o modelado de rutina. Por ejemplo, el espacio entre los dos rotores, y entre los rotores y la carcasa no se especifica tampoco pero podría estar en cualquier lugar desde un contacto encajado hasta menos o más que. 005". Se cree por el inventor que un espacio de. 0005" a. 005" es el rango que será útil para una amplia gama de aplicaciones. Un espacio de aproximadamente. 003" se ha testado con el aceite de peso SAE 30 con una capacidad de presión muy buena y con una eficacia volumétrica muy buena.

Diversas cosas deben considerarse cuando se determina qué rotor va a accionar y qué rotor se va a accionar en una configuración de rotor interna. Específicamente, este desplazamiento de la bomba se aumentará si el rotor externo se acciona. Otra consideración es que el accionamiento debe estar en la dirección opuesta si el rotor externo se usa para accionar la bomba en vez del rotor interno a menos que los dientes del rotor se diseñen para ser reversibles.

Un aspecto es la prevención o reducción de desgaste por abrasivos o por alta presión u otras aplicaciones por la "reducción de la fuerza de contacto" de las superficies de sellado si el rotor externo acciona el rotor interno. Este efecto es el más fácilmente ilustrado en el ejemplo de configuración en la FIG. 27. Para conseguir este efecto de "reducción de fuerza de contacto", el rotor de accionamiento externo 2702 se acciona en sentido horario que a su vez causa que el rotor accionado interno 2701 gire en sentido horario así como por los puntos de contacto 2705. Cualquier presión hidráulica que resulta en las áreas 2706 y 2707 actuará en el rotor interno en el sentido horario contra la cara de salida 2708 del rotor interno 2701 y en el sentido antihorario contra la cara de ataque 2709. Como resultado de que la mejor zona de la superficie de ataque 2709 se expone a la presión de descarga en comparación con la superficie de salida 2708, la fuerza rotativa total que resultará de la presión de descarga hidráulica estará en el sentido antihorario en el rotor interno 2701 pero solo por la diferencia entre las dos superficies 2709 y 2708. Esta diferencia es muy ligera y por lo tanto, la presión de contacto que resulta de la fuerza rotativa del rotor interno 2701 de la superficie de junta 2704 contra el rotor externo 2702 de las superficies de junta 2703 es mucho menos que si el rotor interno se usa para accionar el rotor externo.

La fuerza de contacto que resulta de accionar el rotor externo 2702 sera idealmente suficientemente amplia para establecer una junta satisfactoria, pero suficientemente pequeña para establecer un film de fluido entre las superficies de junta. Esta fuerza de contacto es ajustable aumentando o decreciendo el diámetro de la superficie de diámetro más amplia del rotor interno 2710 así como la superficie de junta de carcasa interior 2711. Esto cambia la diferencia entre la superficie de ataque 2709 y la superficie de salida 2708 que se exponen a la presión de descarga.

La FIG. 28 es una vista en corte transversal de un ejemplo de una única configuración de puerto que podría usarse en cualquiera de las bombas de engranajes internos descritas en el presente documento. La ventaja de esta configuración de puerto incluye el movimiento de fluido de entrada a través de un puerto axial 2801 y el fluido de descarga a través de un puerto axial de descarga 2802 (FIG.29). Esta disposición de puerto permite a los puertos 2809,2802 alinearse a 180 grados entre sí en el elemento de junta de carcasa interno 2803. Esto tiene ventajas para las aplicaciones restringidas de acceso y las aplicaciones restringidas de tamaño tales como bombas de subsuelo para agua o aceite. Otra ventaja de esta configuración es la habilidad para apilar los rotores de bomba en etapas de serie para aumentar la capacidad de presión apilando las etapas a 180 grados entre sí. Las etapas de la bomba podrían apilarse también en paralelo para aumentar el volumen de flujo apilando las etapas en la misma posición en línea entre sí. Una combinación de etapas de serie y paralelas podrían implementarse para conseguir una presión aumentada y un flujo aumentado.

El ejemplo de configuración en la FIG. 28 es una etapa individual que retrae el fluido a través del puerto de entrada axial 2801 y entonces a través del conducto de entrada radial 2803 al área de desengranaje de rotor 2804. La cámara de expansión 2805 se sella desde el área de desengranaje de rotor 2804 así que es necesario para proveer

una trayectoria alternativa para que el fluido fluya dentro de este área. En el ejemplo de realización de la FIG. 28, los puertos de rotor radiales 2806 permiten al fluido fluir desde las cavidades de puerto de perímetro 2807 que se suministran por fluido desde el conducto de entrada radial 2803 a través de los puertos de rotor radiales 2806. El fluido va a través del ciclo inverso en el lado de descarga de la bomba donde se descarga fuera del puerto 2802 (FIG. 29). Las cavidades de puerto axial podrían usarse en esta configuración para reducir además la resistencia de flujo del fluido pero no se muestran en la FIG. 28.

Un rotor externo con puertos de rotor radiales con un diseño de fabricación simplificado se muestra en la FIG. 30. Este rotor externo tendría que accionarse por el rotor interno. Un diseño de fabricación simplificado de un rotor externo que puede montarse a un eje de accionamiento se muestra en la FIG. 31. Este diseño de rotor tiene ventajas de fabricación por las que no será capaz de presiones o velocidades tan altas como las otras configuraciones descritas en la descripción de la patente.

La FIG. 32 muestra una bomba de engranajes planetarios ejemplar que tiene ciertas características y ventajas. En este ejemplo, el rotor interno 3201 acciona los engranajes planetarios 3205 que, a su vez, accionan el engranaje de anillo 3206. El fluido se retrae dentro de la bomba a través de los puertos de entrada 3207,3208 y entonces se descarga desde la bomba a través de los puertos de descarga 3209,3211 en la carcasa superior (no mostrada) representada por las líneas de puntos. Por ejemplo, tamaños de rotores diferentes, números de rotores diferentes, formas de cara de engranaje diferentes y configuraciones de puerto y carcasa diferentes pueden integrarse dentro de las configuraciones descritas en el presente documento. Debería apreciarse que el ejemplo en la FIG. 32 no muestra ninguna cavidad de puerto axial para la simplicidad del dibujo, pero los puertos axiales redondeados se aproximan a la forma ideal de los puertos axiales y deberían por lo tanto ser aceptables para unas algunas aplicaciones. El engranaje de accionamiento interno 3201 y el engranaje de anillo externo 3206 son configuraciones unidireccionales como en la Fig. 2 mientras que los engranajes planetarios son de un diseño reversible con una holgura aumentada como en la FIG. 8. Solo los engranajes planetarios 3205 necesitan ser de una forma reversible porque el lado opuesto de los dientes de engranaje entran en contacto con el rotor interno 3201 cuando están con el rotor externo 3206.

La FIG. 33 muestra una variación de este ejemplo que usa un engranaje de anillo estacionario 3306 y una carcasa interna de rotación/transportador de engranaje planetario 3310. Las ventajas de esta configuración pueden incluir un diámetro externo reducido ya que el engranaje de anillo 3306 podría servir como la carcasa exterior. También, permitiendo a la carcasa interna de rotación/transportador de engranaje planetario 3310 rotar libremente, la carga radial en los engranajes planetarios 3311 puede reducir la carga lateral en los cojinetes y ejes de los engranajes planetarios y permiten el uso de cojinetes de manguitos de resistencia abrasivos que no necesitarían sellarse desde los fluidos y que no tendrían el desgaste reducido debido a la carga reducida. El engranaje interno 3301 se usa para accionar la bomba en la FIG. 33.

En la FIG. 34 los puertos de entrada que se localizan en la carcasa interna rotatoria/transportador planetario 3310 podrían usar conductos de carga de inercia 3401 en los puertos de entrada 3402 para aumentar la presión de carga de entrada para evitar la cavitación a velocidades más altas o con fluidos de viscosidad más altos.

Con respecto al diseño descrito anteriormente, los perfiles de dientes de engranaje planetario pueden ser un desafío para los diseñadores porque la forma de diente planetario ideal será diferente al engranaje de anillo de lo que lo será para el engranaje central. La relación del engranaje planetario con el engranaje de anillo es de una fijación de engranaje interna. La relación del engranaje planetario con el engranaje central es de una fijación de engranaje externo.

Para una bomba de engranajes planetarios unidireccional tal como una bomba de subsuelo, una forma de dientes de engranaje planetario en el borde de ataque que se forma idealmente para engranar con el engranaje de anillo puede usarse con una forma de diente de engranaje en el borde de salida de los engranajes planetarios que se forman idealmente para engranar con el engranaje central. Cuando se combina con los diseños de holgura suficientes descritos anteriormente, un diseño de bomba puede simplificarse y el coste de fabricación reducirse. Formas de dientes de engranaje no convencionales pueden usarse en esta configuración de perfil de dientes de engranaje planetario asimétrica, pero con esta configuración, los perfiles de dientes de engranaje convencionales y los procesos de fabricación pueden utilizarse para crear rotores de bombas. Esta configuración operará a la inversa pero no puede proveerse como una junta ideal como cuando se opera hacia delante.

La FIG. 35 y la FIG. 36 muestran vistas despiezadas y la FIG. 37 muestra una vista en corte frontal de una bomba de tres rotores internos 3501 que usa la forma de dientes de engranaje no convencionales como se muestra en la FIG. 16c. En esta configuración, el rotor externo 3502 es el rotor de accionamiento. Los ejes 3503 de los rotores internos 3501 se sostienen entre la cubierta 3504 y la tapa de la cubierta 3506. El fluido entra y sale de la bomba a través de los puertos de entrada axiales 3507 que proveen fluido a las cavidades de puerto de entrada interno de carcasa radial 3509. Las cavidades de puerto de entrada de carcasa radial 3509 suministran fluido a los puertos de rotor radiales de rotor externo 3510 y a las cavidades de puerto axial 3602 en la cubierta de la carcasa 5304 (FIG. 36). El fluido se descarga a través de las cavidades de puerto de descarga axial 3602, de los puertos de rotor radial de rotores externos 3510, y de las cavidades de puerto de descarga de carcasa radial 3511, y finalmente sale a través de los puertos de descarga axiales 3508.

La FIG. 38 a través de la FIG. 40 muestra un diseño ejemplar de una bomba de engranajes internos 3800 que tiene ciertas características y ventajas de acuerdo con la presente invención. Esta bomba 3800 tiene una configuración de dientes de engranaje similar a la de la FIG. 27. Este ejemplo usa el engranaje interno 3801 como el engranaje de accionamiento y el engranaje externo 3802 como el engranaje accionado. Cabría destacar que puede desaparecer material significante de la cara de junta 4001 del rotor interno 3801 (FIG.40) y de la cara de junta 4002 del rotor externo 3802 (FIG.40). El fluido se retrae a través del puerto axial de entrada 4003 (mostrado en líneas de punto en la FIG. 40) en la cubierta de la carcasa 3901 (no mostrada en la FIG. 40) y la cavidad de puerto de entrada axial 4004. El fluido se descarga de la bomba a través del puerto de entrada axial 4005 y finalmente sale a través del puerto de descarga axial 4006. El rotor interno 3801 se soporta y acciona por el eje de rotor interno 3803. El rotor externo 3802 en este ejemplo se soporta por un efecto de cojinete de film de fluido entre la superficie externa de rotor externo 3804 y la superficie interna de carcasa 3805.

La FIG. 41 a través de la FIG. 44 muestra una realización preferida de una bomba 4100 que tiene ciertas características y ventajas de acuerdo con la presente invención. Esta realización ventajosamente ha reducido los costes de fabricación y diseño, mientras se sigue produciendo una capacidad de presión excelente y una salida de volumen alta. Además, ambos rotores 4301,4302 pueden experimentar un desgaste significante y seguir manteniendo una junta entre las dos superficies de junta de rotor 4303,4304. El rotor interno 4301 se acciona por el eje de accionamiento de rotor interno 4101 que se soporta de manera rotativa por un cojinete en la cubierta de la carcasa 4201 y en la carcasa 4102. La torsión se transfiere desde el eje 4101 hacia el rotor interno 4301 por las ranuras del eje de accionamiento 4102 y las clavijas de accionamiento 4103.

El fluido se retrae dentro de la bomba a través del puerto radial 4402 dentro de la cavidad de puerto de carcasa radial 4403. El fluido se retrae entonces dentro del área de desengranaje de rotor 4404 a través de los puertos de rotor radiales de rotor externo 4405. El fluido se desplaza entonces en la cámara 4406 entre los dientes del rotor internos 4408 y el elemento de junta de carcasa interno 4407 de la superficie interna 4413. El fluido también se desplaza en la cámara 4410 entre los dientes del rotor externo 4409 y la superficie interna de carcasa externa 4411 y la superficie externa del elemento de junta de carcasa interna 412. Cuando el fluido alcanza el área de engranaje del rotor 4414, se desplaza a través de los puertos radiales del rotor externo 4405 y entonces a través de la cavidad de descarga radial de carcasa 4415 y finalmente sale a través del puerto de descarga radial de carcasa 4416.

Como la superficie de junta de rotor interna 4303 y/o la superficie de junta de rotor externa 4304 se desgasta, avanzará de manera rotativa relativa al rotor externo 4302.

REIVINDICACIONES

1. Una bomba (4100) que comprende:

una carcasa (4102) que tiene un puerto de entrada (4402) en un lado de entrada de la bomba y un puerto de descarga (4416) en un lado de descarga de la bomba; un rotor de accionamiento (4302) que está soportado para su rotación dentro de la carcasa, teniendo el rotor de accionamiento una pluralidad de dientes (4408), teniendo cada pluralidad de dientes (4408) una superficie convexa de ataque (4303) y una superficie de salida; y un rotor accionado (4301) que está soportado para su rotación dentro de la carcasa (4102) en la misma dirección que dicho rotor de accionamiento (4302), teniendo el rotor accionado (4301) una pluralidad de dientes (4409), teniendo cada pluralidad de dientes (4409) una superficie de ataque y una superficie plana de salida (4304), dicha bomba **caracterizada por** el rotor de accionamiento (4302) y el rotor accionado (4301) que están posicionados en la carcasa (4102) de tal manera que, cuando el rotor de accionamiento (4302) y el rotor accionado (4301) rotan, los dientes (4408) del rotor de accionamiento (4302) y los dientes (4409) del rotor accionado (4301) se conectan entre sí para formar una junta entre el lado de entrada y la descarga de la bomba (4100), formándose la junta solo entre las superficies convexas de ataque (4303) de los dientes (4408) del rotor de accionamiento (4302) y las superficies planas de salida (4304) de los dientes (4409) del rotor accionado (4301).

2. La bomba (4100) según la Reivindicación 1, en la que, cuando el rotor de accionamiento (4302) y el rotor accionado (4301) rotan, una cámara de desplazamiento positivo se forma entre la junta, que se forma entre la superficie convexa de ataque (4303) de uno de la pluralidad de dientes (4408) del rotor de accionamiento (4302) y la superficie plana de salida (4304) de uno de la pluralidad de dientes (4409) del rotor accionado (4301), y una segunda junta, que se forma entre la superficie convexa de ataque (4303) de un diente siguiente del rotor de accionamiento (4302) y la superficie plana de salida (4304) de un diente siguiente del rotor accionado (4301).

3. La bomba (4100) según la Reivindicación 2, en la que las juntas se forman entre las superficies convexas de ataque y las planas de salida (4303,4304) de un par de dientes adyacentes en cada uno de los rotores de accionamiento y accionado (4302,4301).

4. La bomba (4100) según la Reivindicación 1, en la que hay un espacio suficiente entre las superficies de salida de la pluralidad de dientes del rotor de accionamiento (4408) y las superficies de ataque de la pluralidad de dientes del rotor accionado (4409) de tal manera que ninguna junta se forma entre ellos cuando los dientes (4408) del rotor de accionamiento (4302) y los dientes (4409) del rotor accionado (4301) se conectan entre sí.

5. La bomba (4100) según la Reivindicación 1, en la que el rotor de accionamiento (4302) y el rotor accionado (4301) tienen una longitud axial y la junta se extiende a través de toda la longitud axial de los rotores de accionamiento y accionado (4302,4301).

6. La bomba (4100) según la Reivindicación 1, en la que dichos puertos de entrada y descarga definen recorridos de flujo que son sustancialmente perpendiculares a los ejes de rotación de los rotores de accionamiento y accionado.

7. La bomba (4100) según la Reivindicación 1, en la que los puertos de entrada y descarga (4402,4416) están configurados para proveer a la bomba (4100) con un ángulo de leva de cero grados.

8. La bomba (4100) según la Reivindicación 1, en la que la carcasa (4102) comprende una cavidad de entrada (4403) que está en el lado de entrada de la bomba (4100) y está en comunicación con el puerto de entrada (4402) y una cavidad de salida (4415) que está en el lado exterior de la bomba (4100) y está en comunicación con el puerto de salida (4416), las cavidades de entrada y salida (4403, 4414) se extienden al menos parcialmente alrededor de uno de los rotores de accionamiento o accionado (4302, 4301).

9. La bomba (4100) según la Reivindicación 8, en la que las cavidades de entrada y salida (4403, 4415) están configuradas para proveer a la bomba (4100) con un ángulo de leva de cero grados.

10. La bomba (4100) según la Reivindicación 8, en la que las cavidades de entrada y salida (4403, 4415) están configuradas para proveer a la bomba (4100) con un ángulo de leva de más de cero grados.

11. La bomba (4100) según la Reivindicación 8, en la que las cavidades de entrada y salida (4403, 4415) están configuradas para proveer a la bomba (4100) con ángulos de leva diferentes en el lado de entrada y en el lado de salida.

12. La bomba (4100) según la Reivindicación 11, en la que el ángulo de leva en el lado de entrada de la bomba (4100) es menor que el ángulo de leva en el lado de descarga de la bomba (4100).

13. La bomba (4100) según la Reivindicación 1, en la que el rotor de accionamiento (4302) y el rotor accionado (4301) tienen diámetros externos diferentes.

14. La bomba (4100) según la Reivindicación 1, en la que el rotor de accionamiento (4302) y el rotor accionado (4301) tienen un número diferente de dientes.

15. La bomba (4100) según la Reivindicación 1, en la que cada uno de los rotores de accionamiento y accionado (4302, 4301) rota en sentido antihorario.

16. La bomba (4100) según la Reivindicación 1, en la que el rotor de accionamiento (4302) está rodeado completamente por el rotor accionado (4301) dentro de dicha carcasa de bomba (4102).

17. La bomba (4100) según la Reivindicación 1, en la que el rotor de accionamiento (4302) y el rotor accionado (4301) tienen números diferentes de dientes en una relación de 1 a 2.

18. La bomba (4100) según la Reivindicación 1, en la que las superficies de salida de la pluralidad de dientes (4408) del rotor de accionamiento (4302) y las superficies de ataque de la pluralidad de dientes (4409) del rotor accionado (4301) no están en ningún momento en contacto entre sí.

19. La bomba (4100) según la Reivindicación 2, en la que las juntas de dicha cámara de desplazamiento positivo están formadas entre y no más que por las superficies convexas de ataque y las planas de salida (4303, 4304) de un par individual de dientes adyacentes en cada uno de los rotores de accionamiento y accionado (4302, 4301).

20. La bomba (4100) según la Reivindicación 2, en la que dicha cámara de desplazamiento positivo está situada en una trayectoria del flujo en sentido antihorario entre los puertos de descarga de entrada y salida (4402, 4416) de dicha carcasa de bomba (4102).

21. La bomba (4100) según la Reivindicación 2, en la que las superficies convexas de ataque (4303) de la pluralidad de dientes (4408) de dicho rotor de accionamiento (4302) se desgastan a superficies generalmente planas durante la rotación de dicho rotor de accionamiento (4302) para conectarse con las superficies planas de salida (4304) de la pluralidad de dientes (4409) de dicho rotor accionado (4301) para mantener así las juntas entre dicha cámara de desplazamiento positivo sustancialmente sin pérdida volumétrica de las mismas.

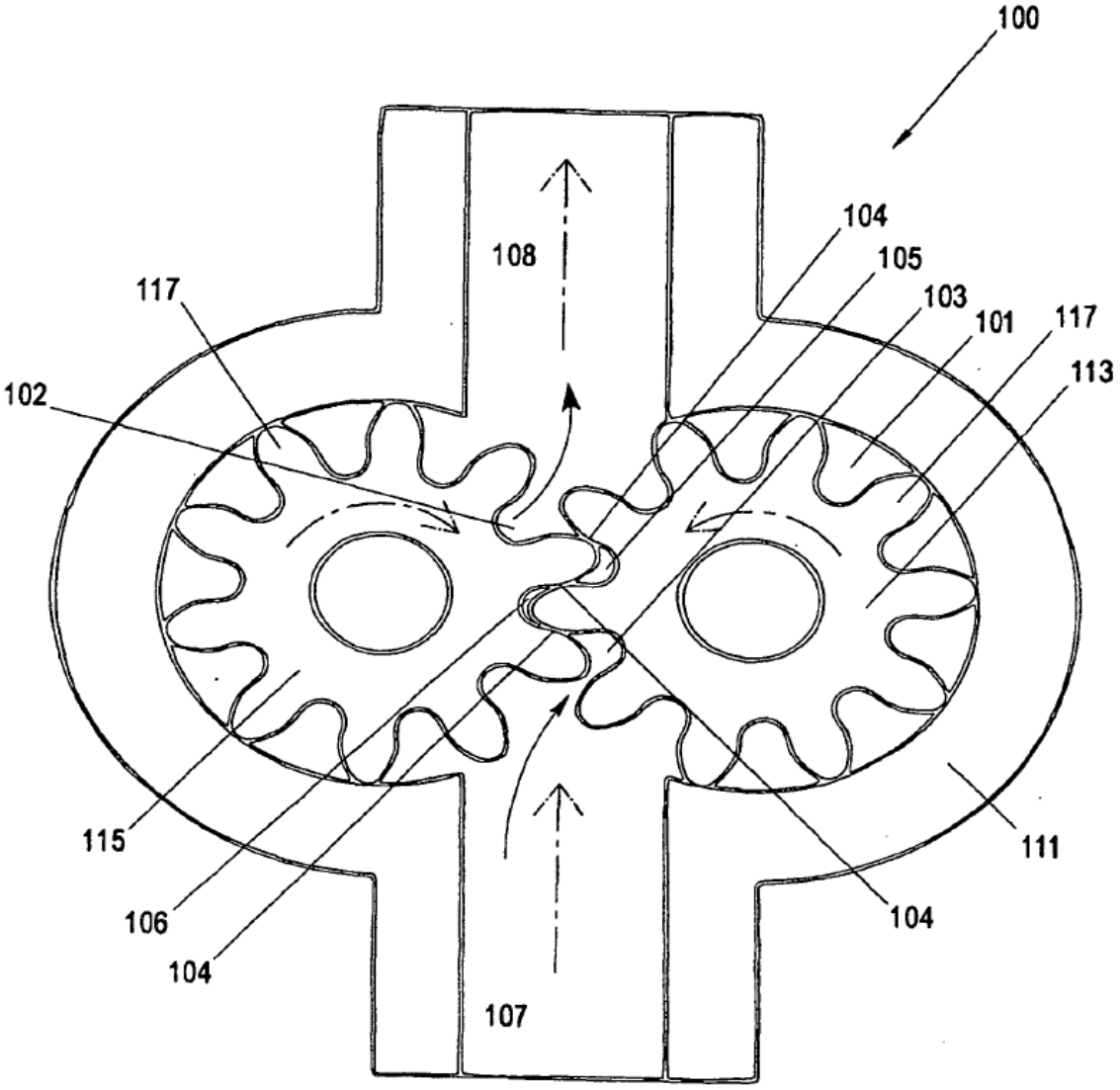


Fig. 1
TÉCNICA ANTERIOR

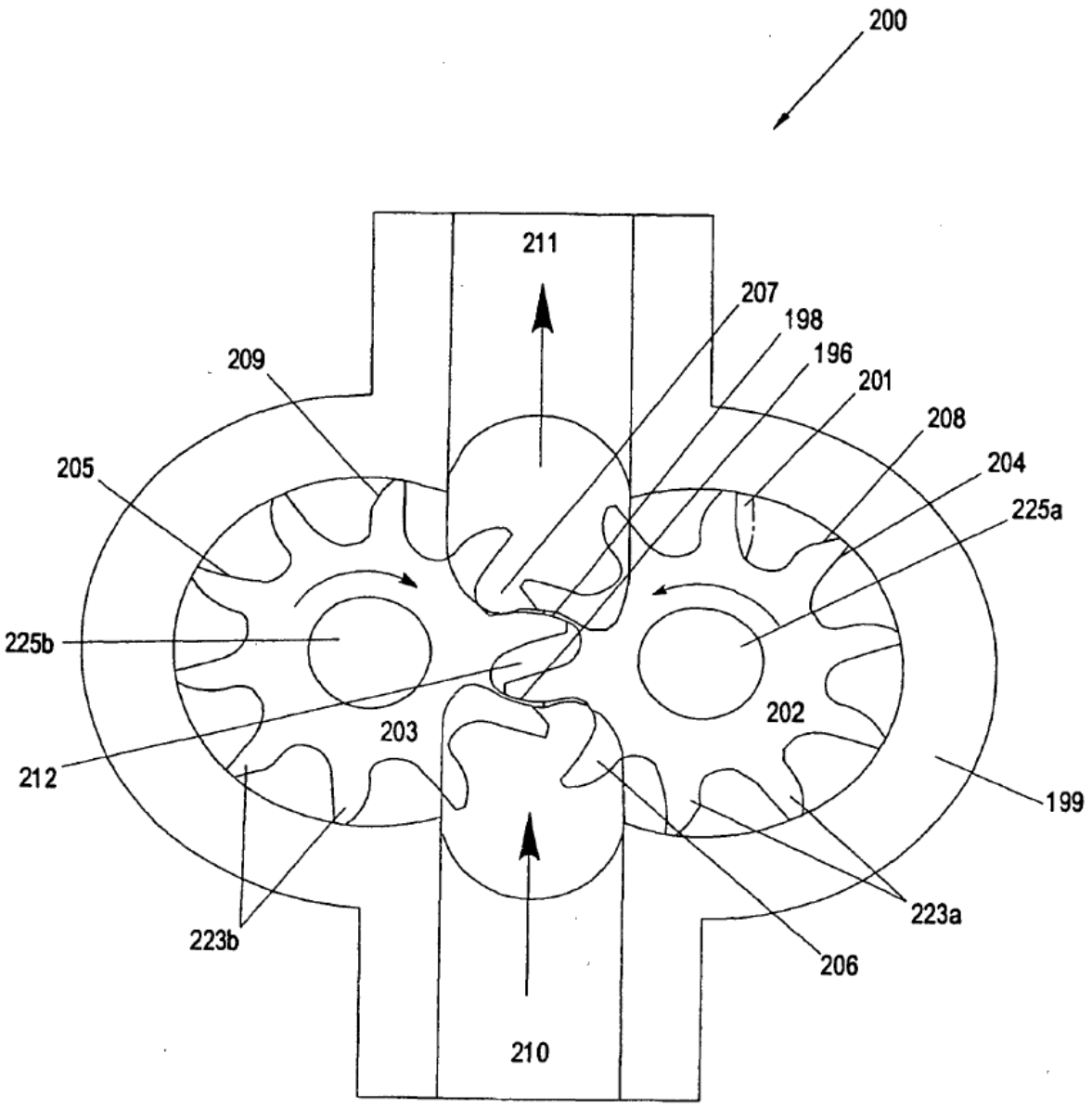

200
211
207
198
196
201
208
204
225a
209
205
225b
212
203
202
199
223a
223b
206
210

FIG. 2

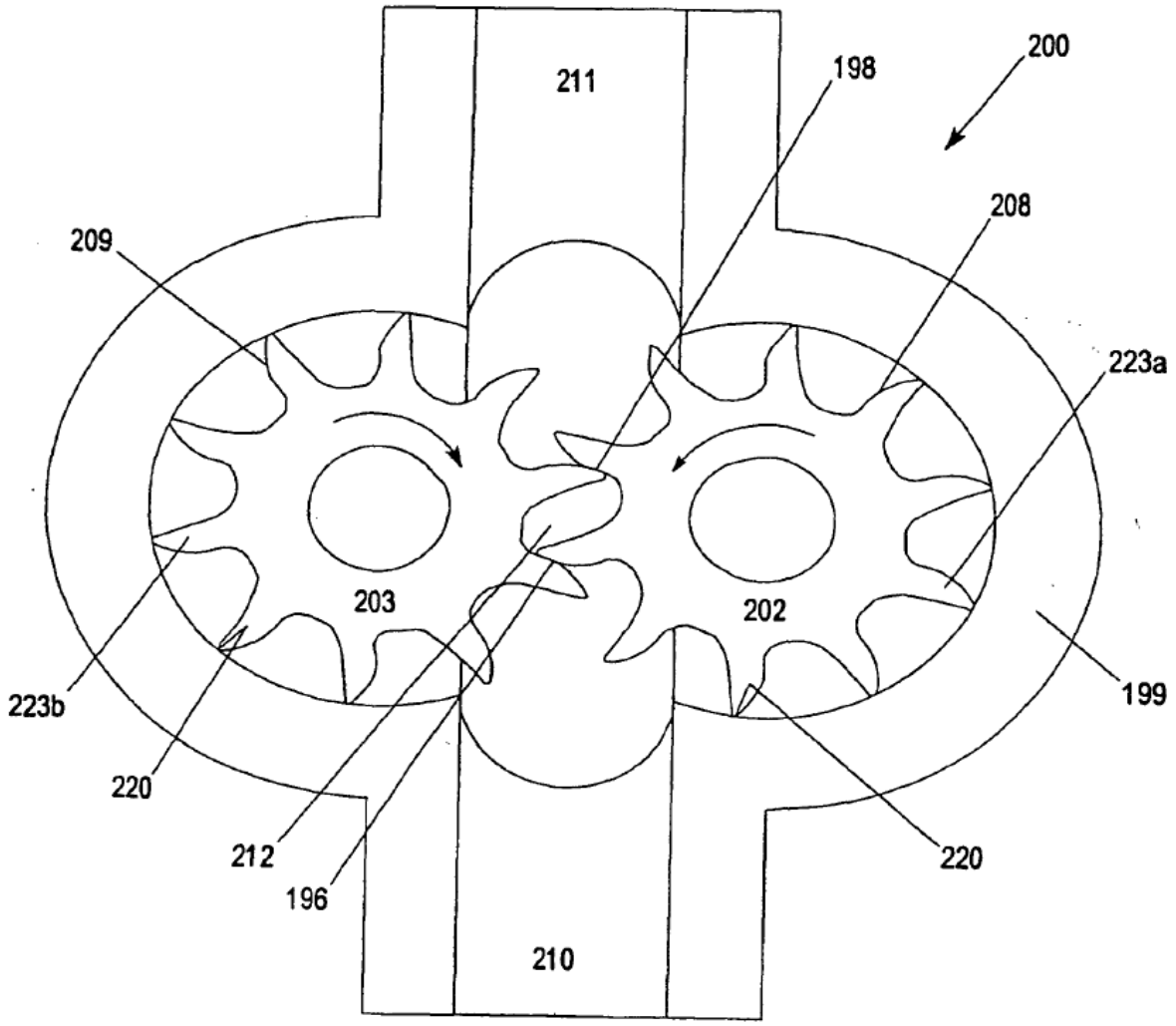


FIG. 2b

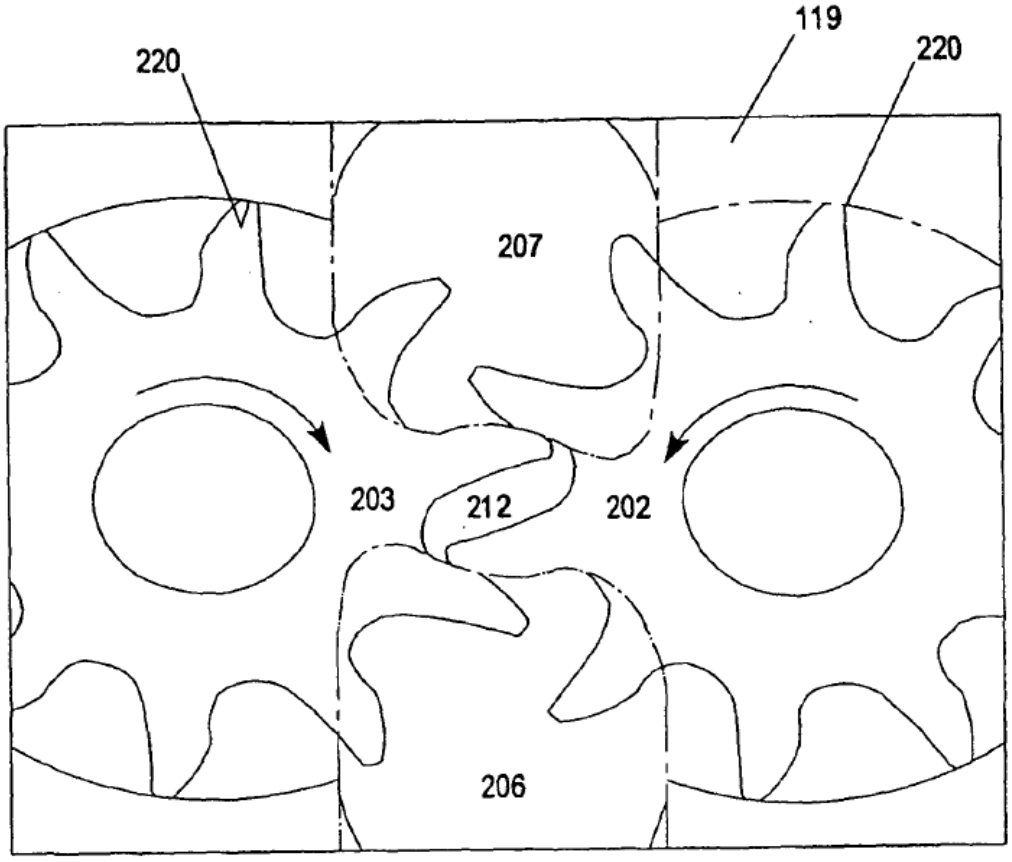


FIG. 3

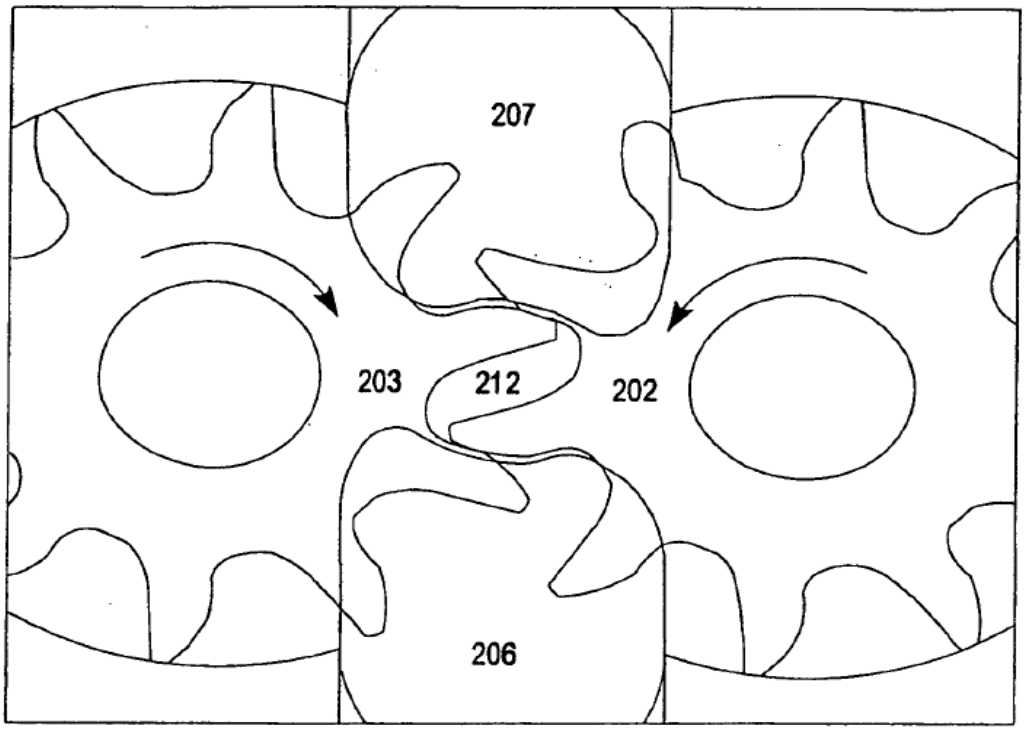


FIG. 4

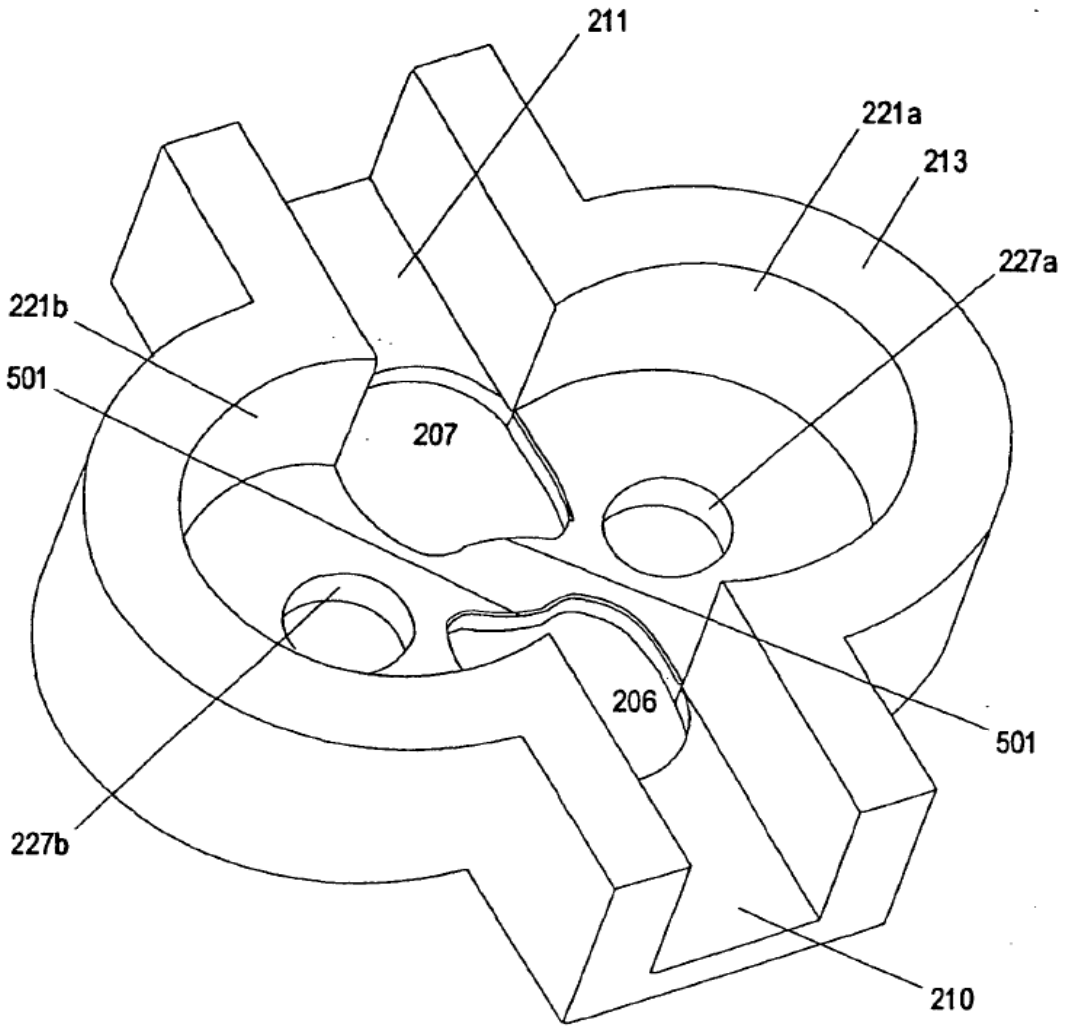


FIG. 5

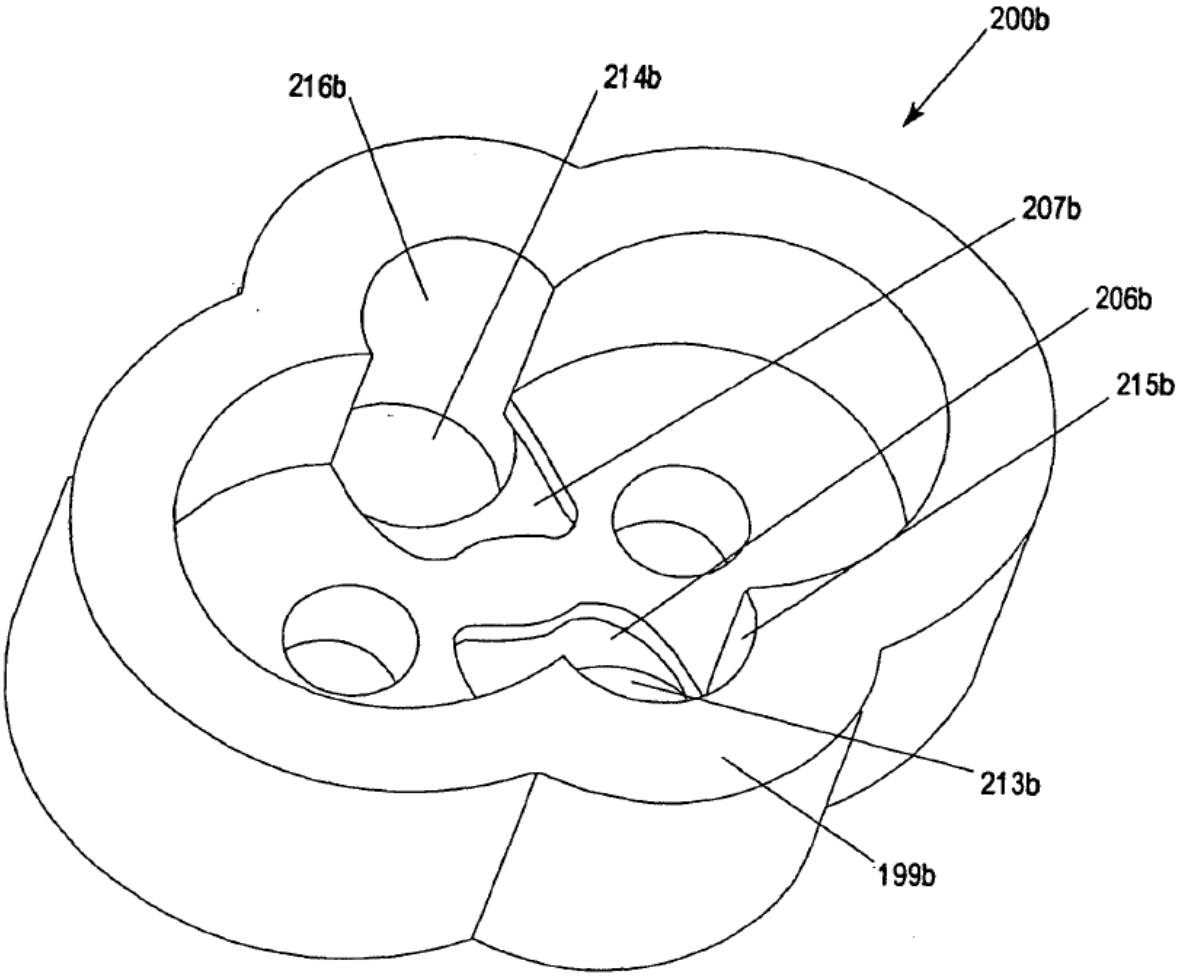


FIG. 6

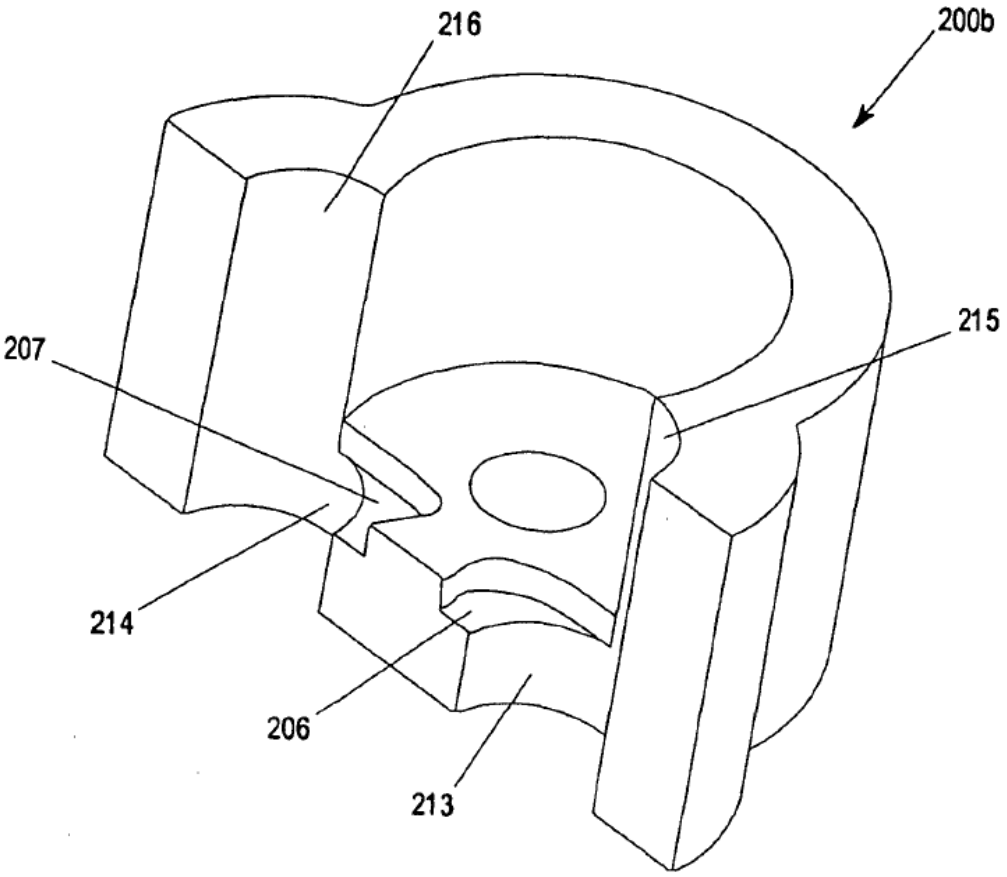


FIG. 6a

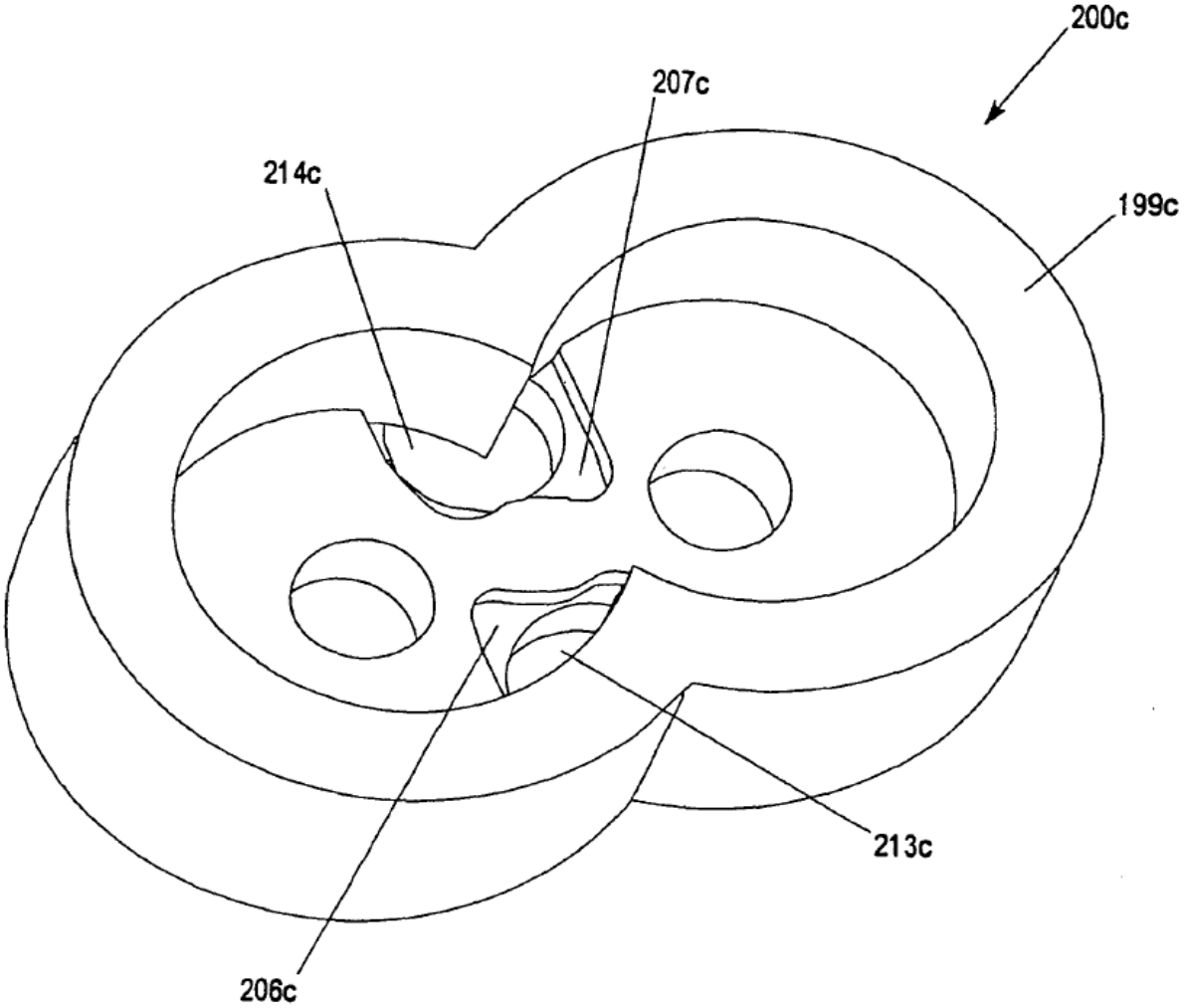


FIG. 7

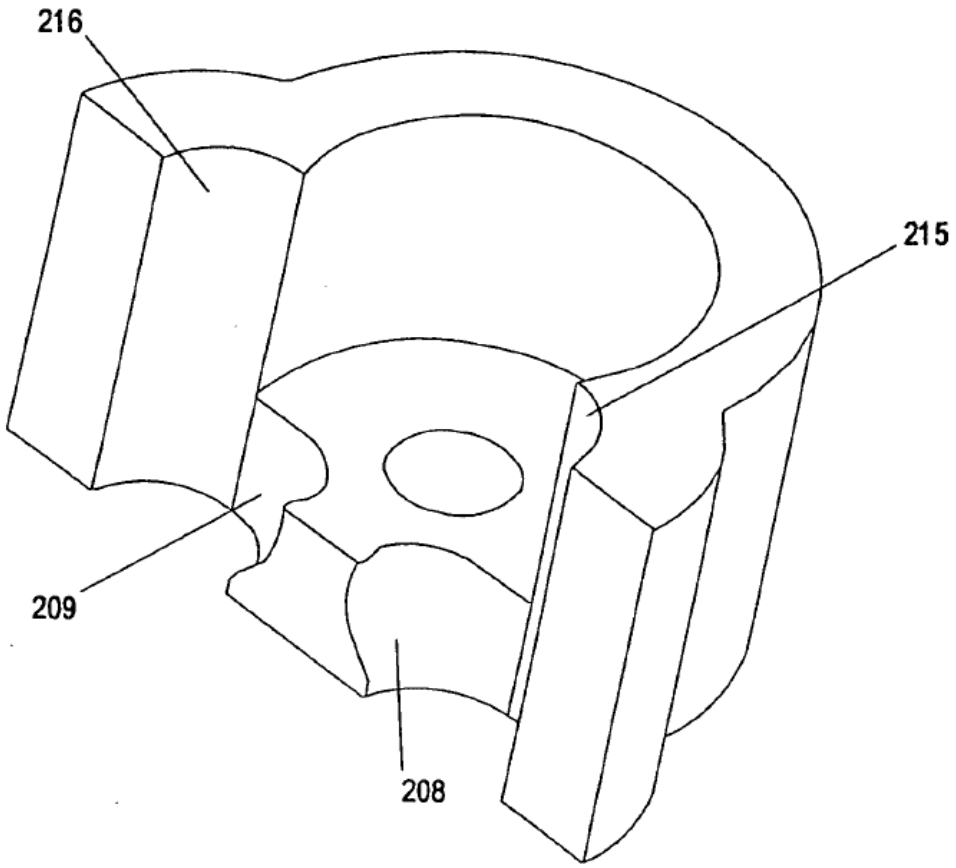


FIG. 7a

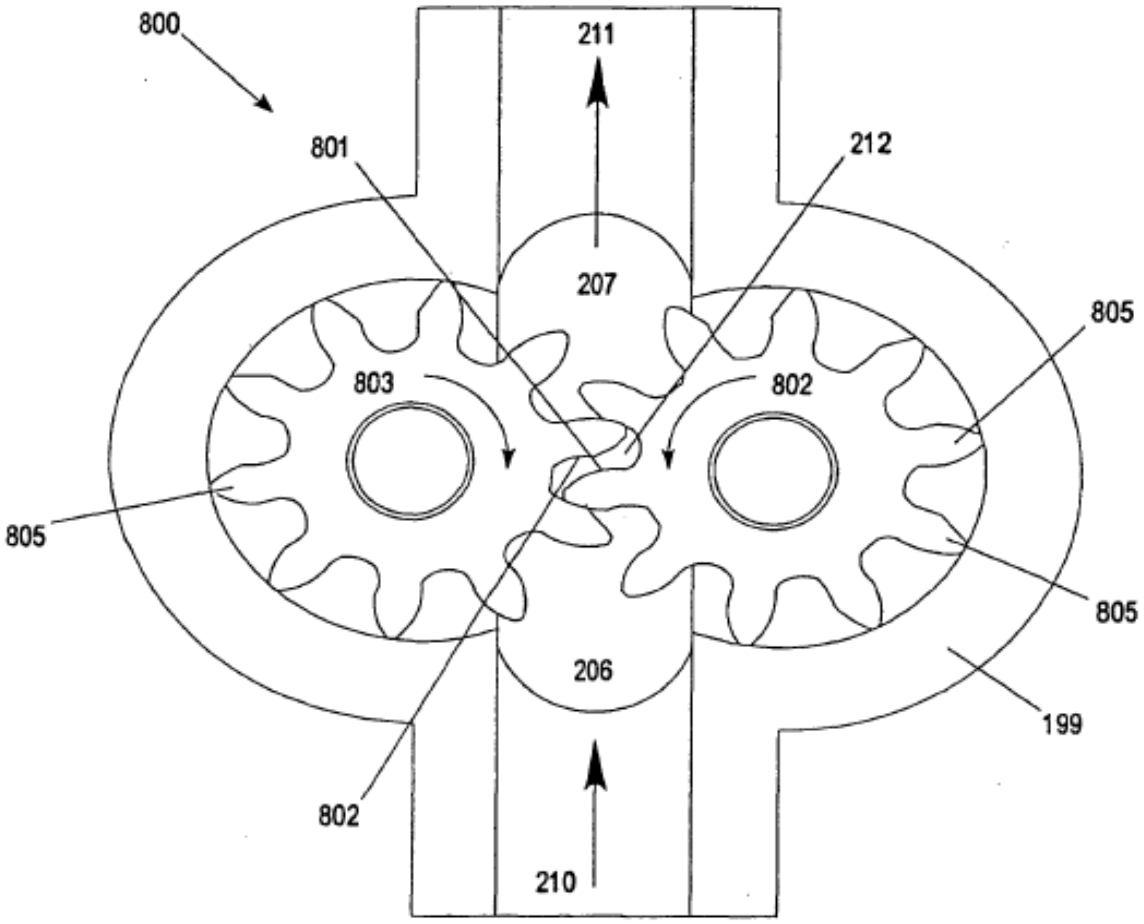


FIG. 8

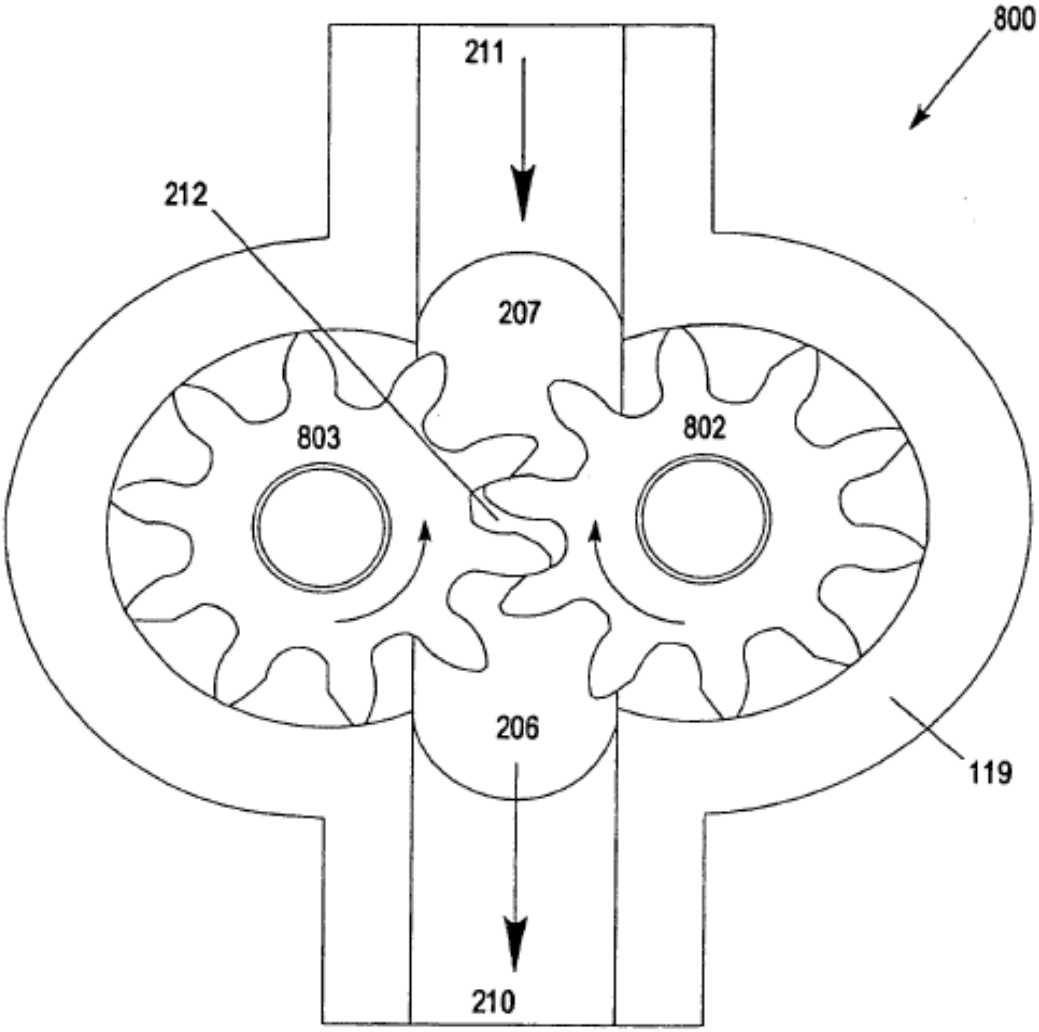


FIG. 9

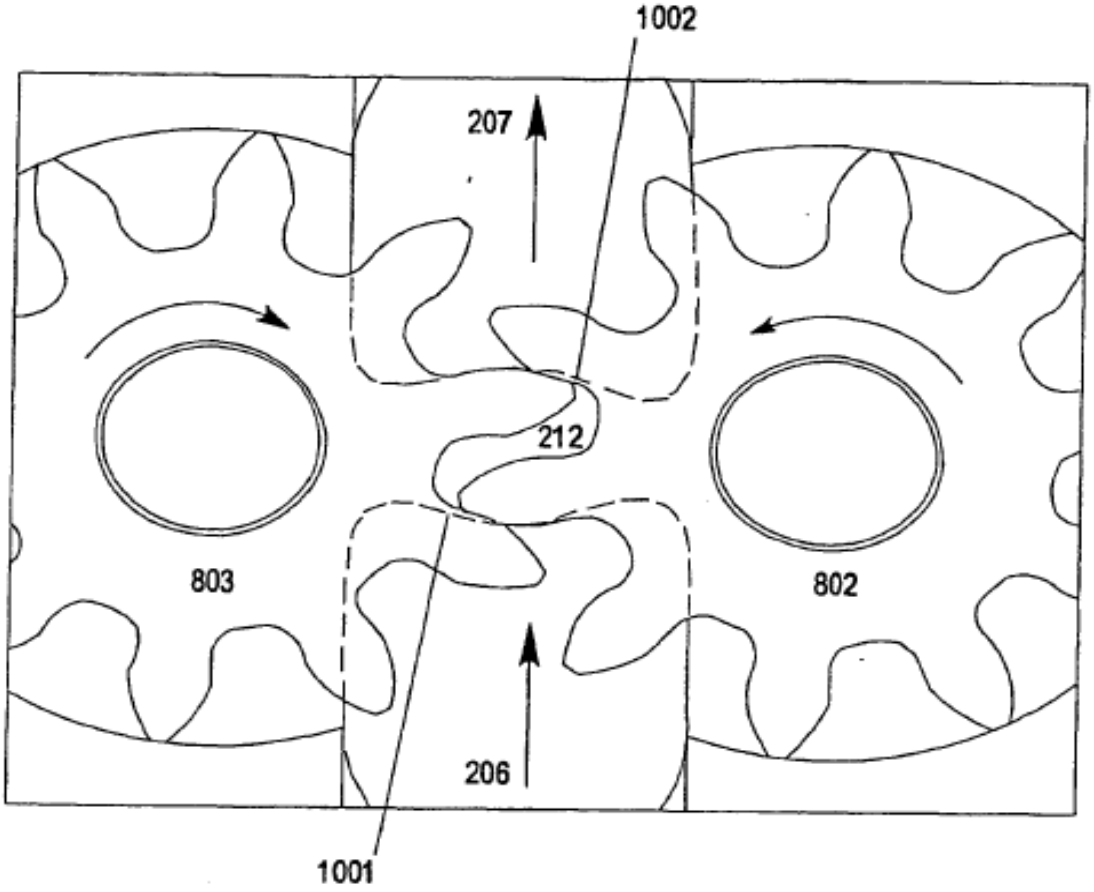


FIG. 10

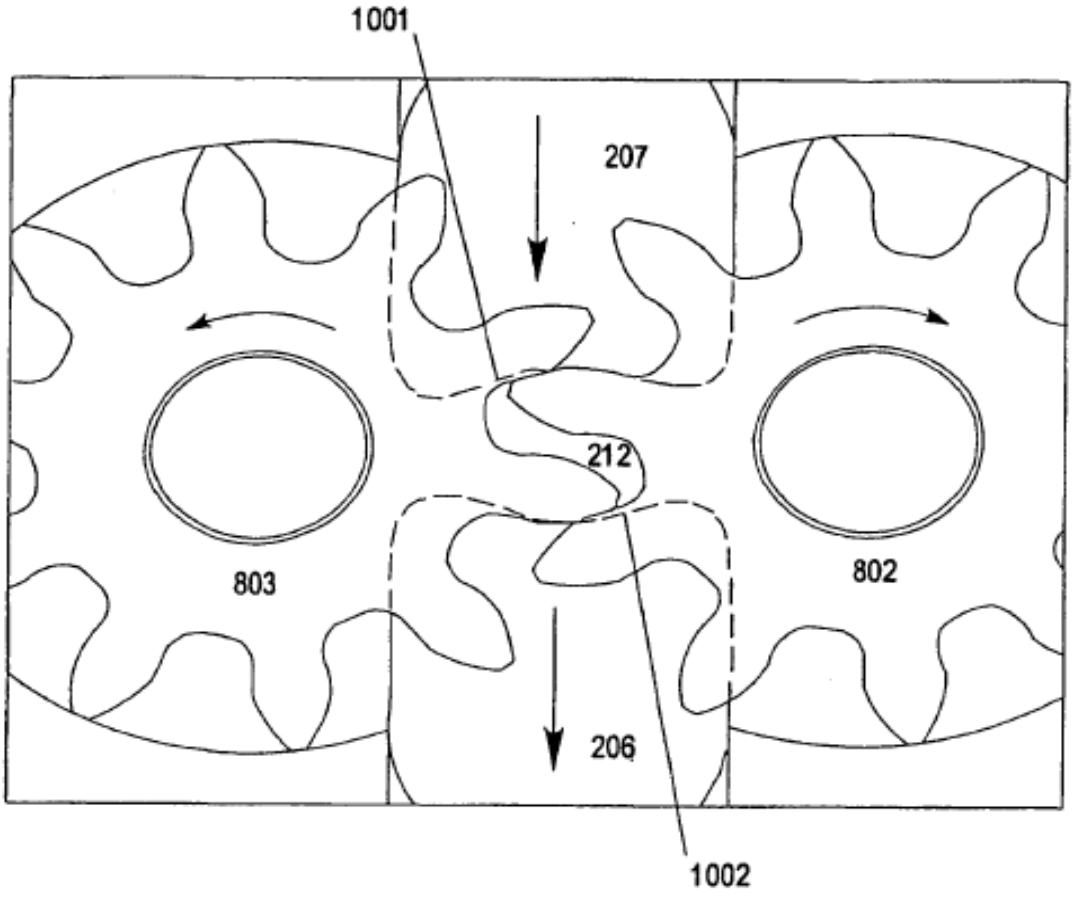


FIG. 11

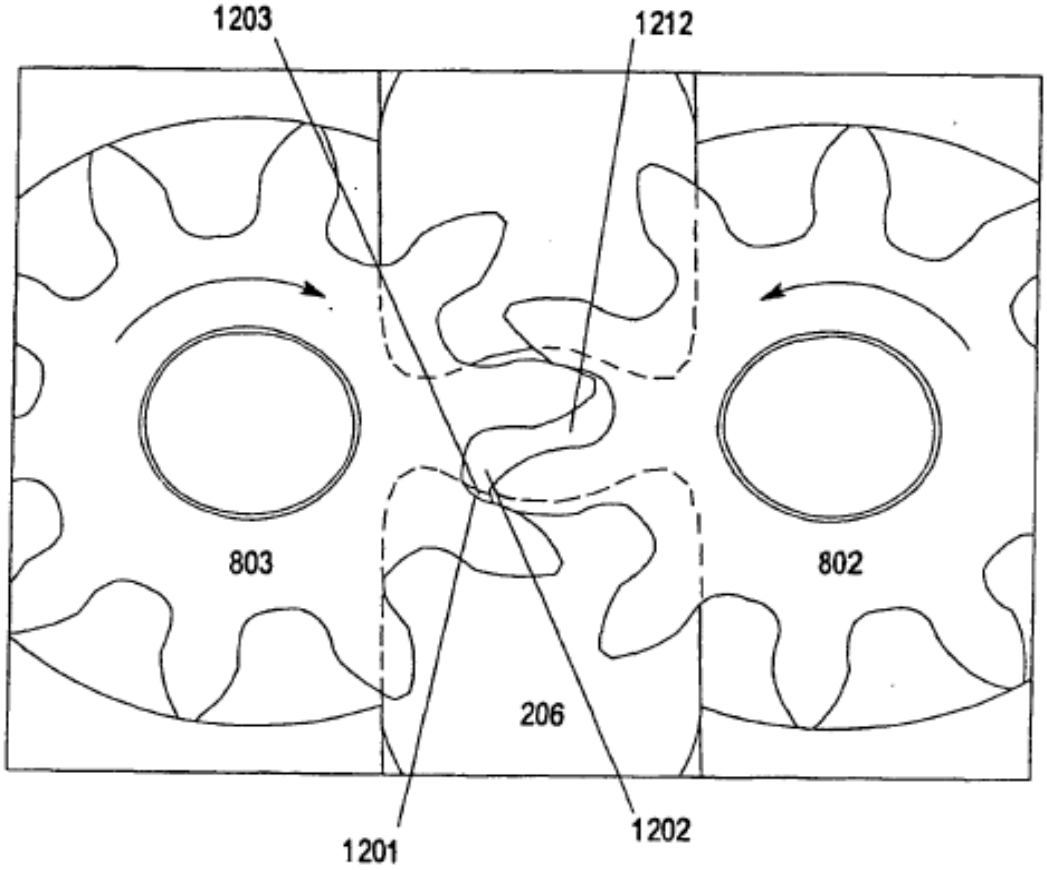


FIG. 12

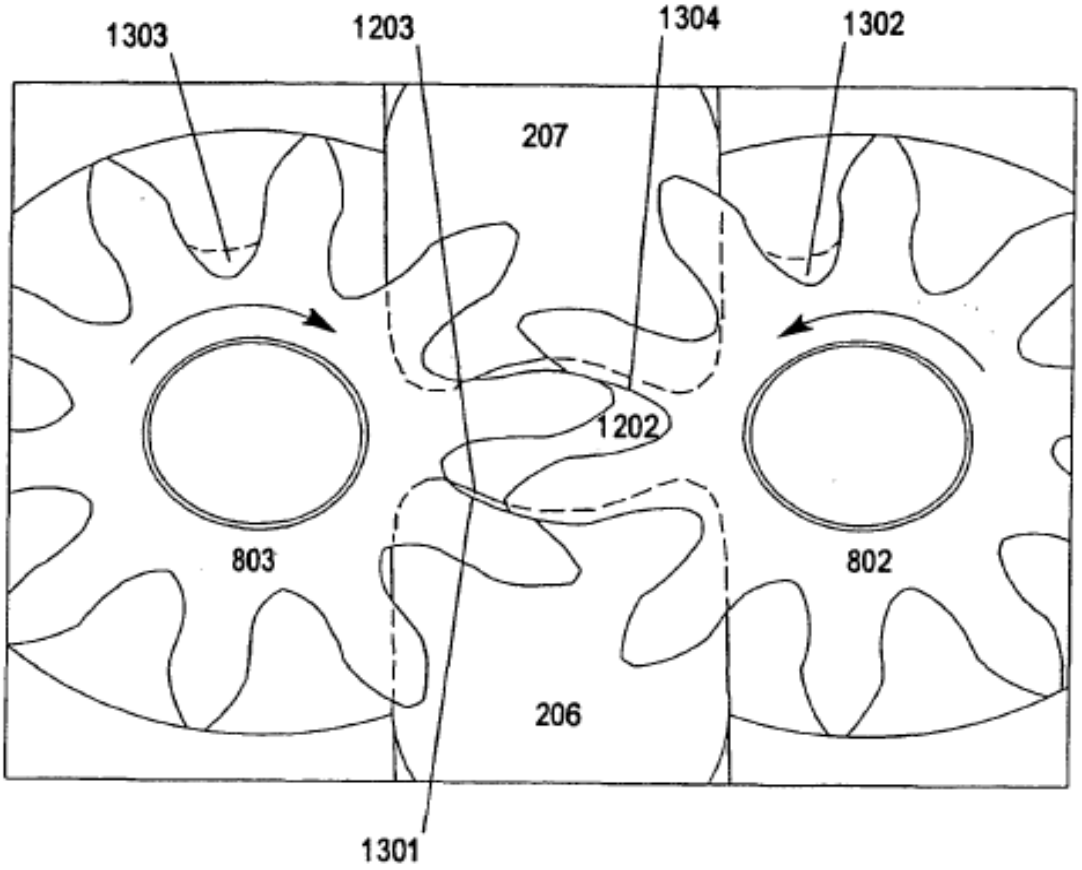


FIG. 13

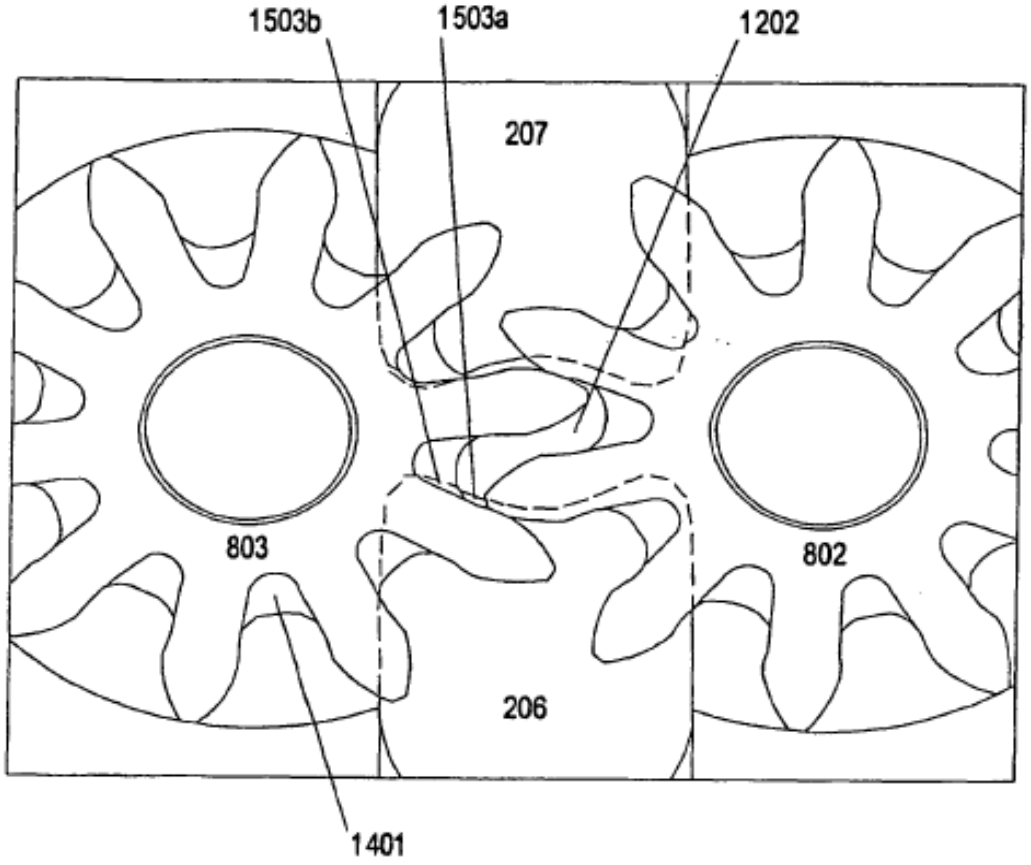


FIG. 14a

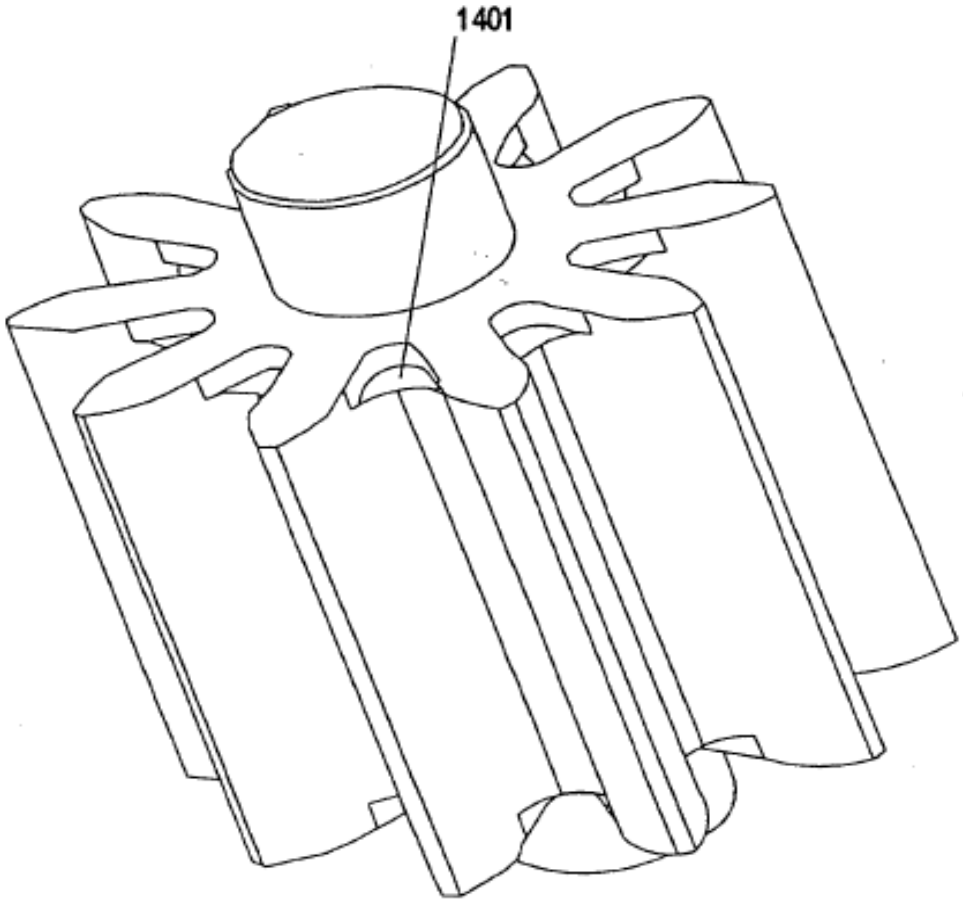


FIG. 14b

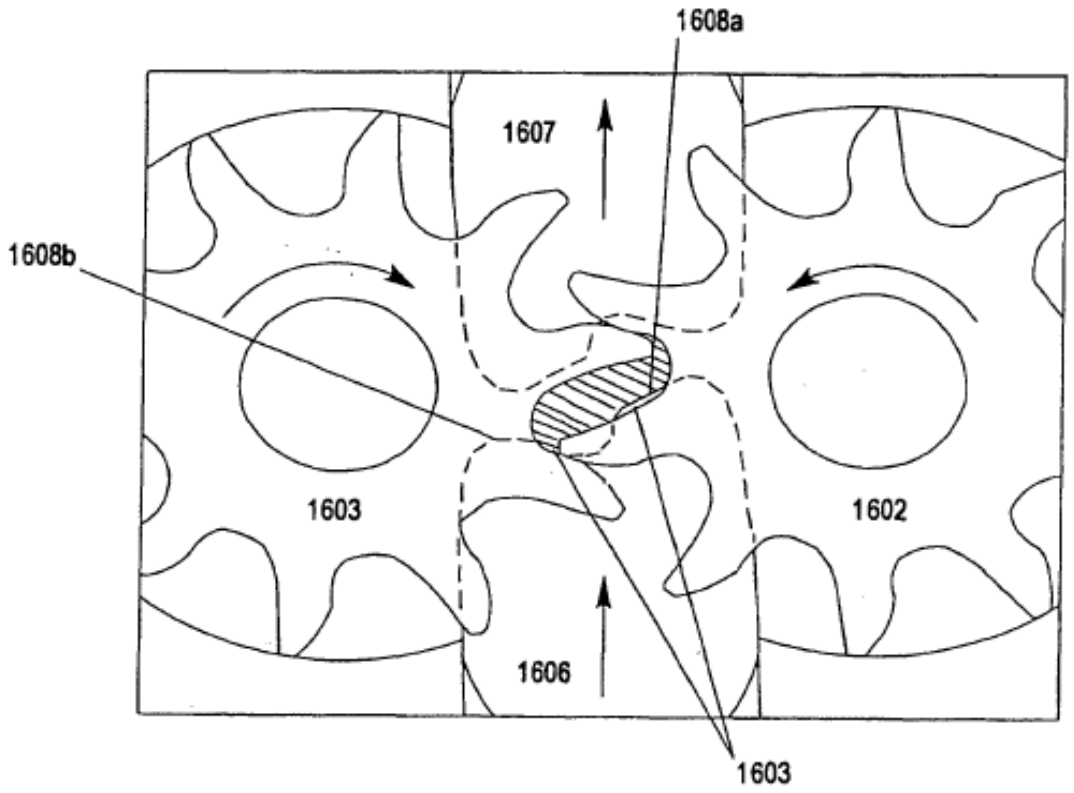


FIG. 15

FIG. 16a

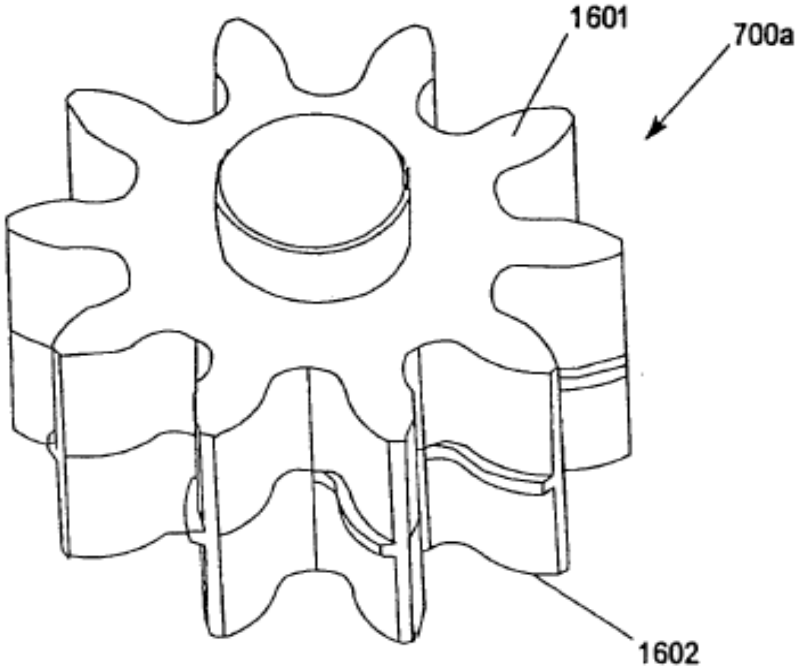
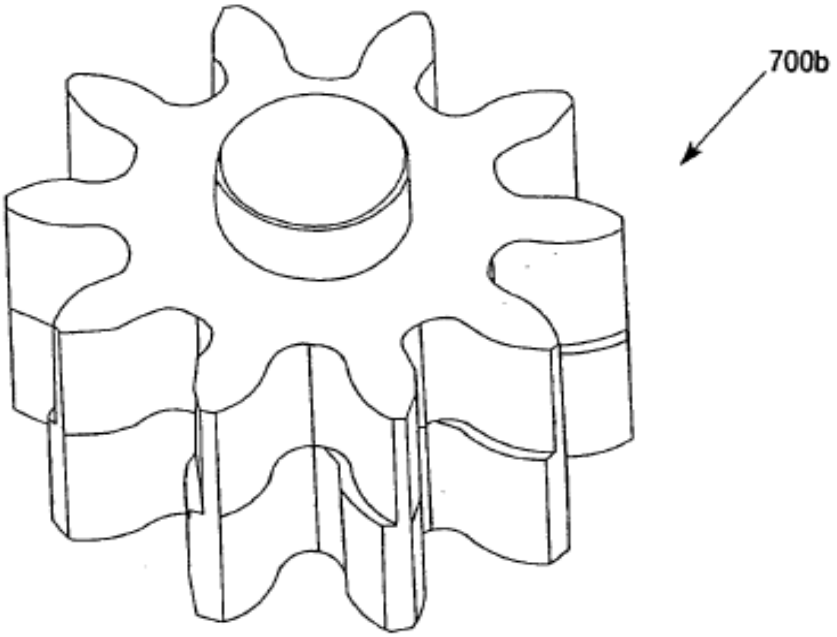


FIG. 16b



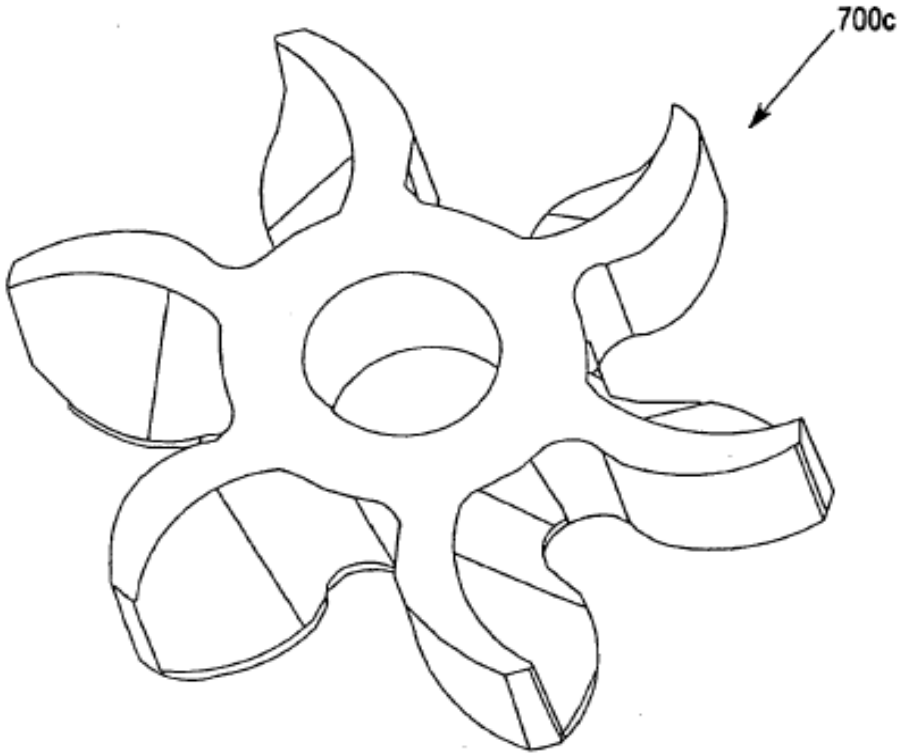


FIG. 16c

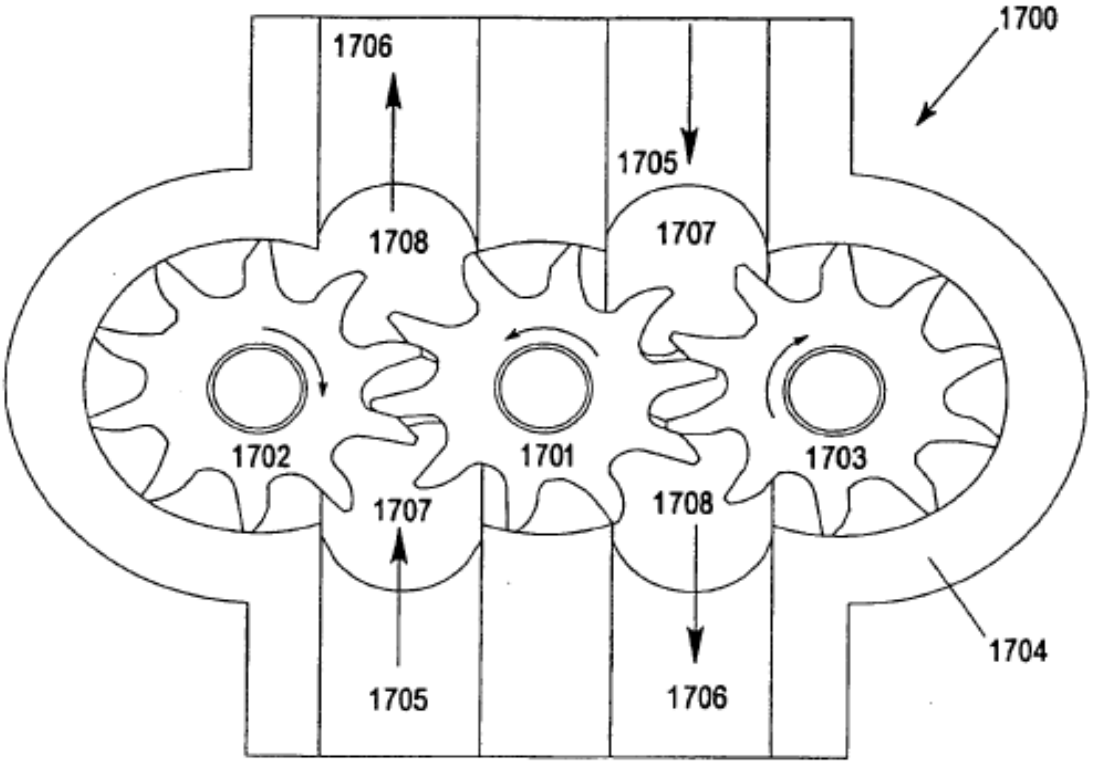

1700
1706
1705
1708
1707
1702
1701
1703
1707
1708
1704
1705
1706

FIG. 17

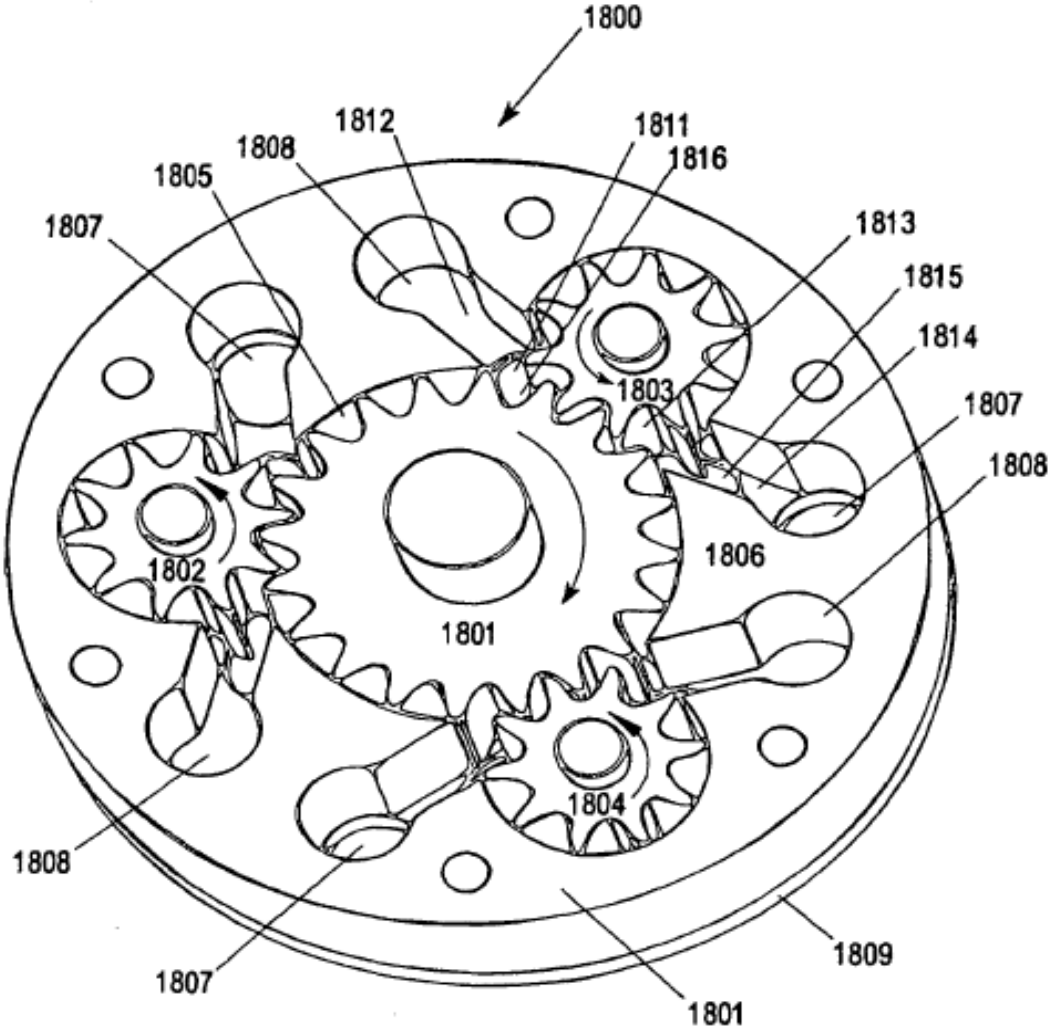

1800
1812
1811
1808
1816
1805
1807
1813
1815
1814
1803
1807
1808
1802
1806
1801
1804
1808
1809
1807
1801

FIG. 18

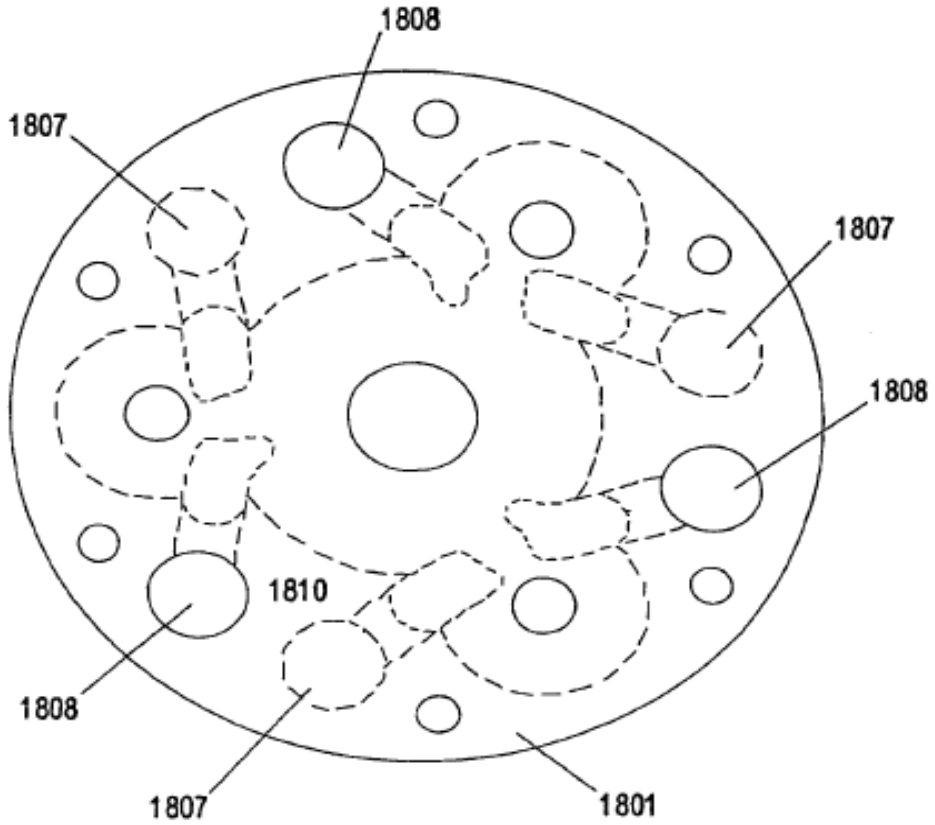


FIG. 19

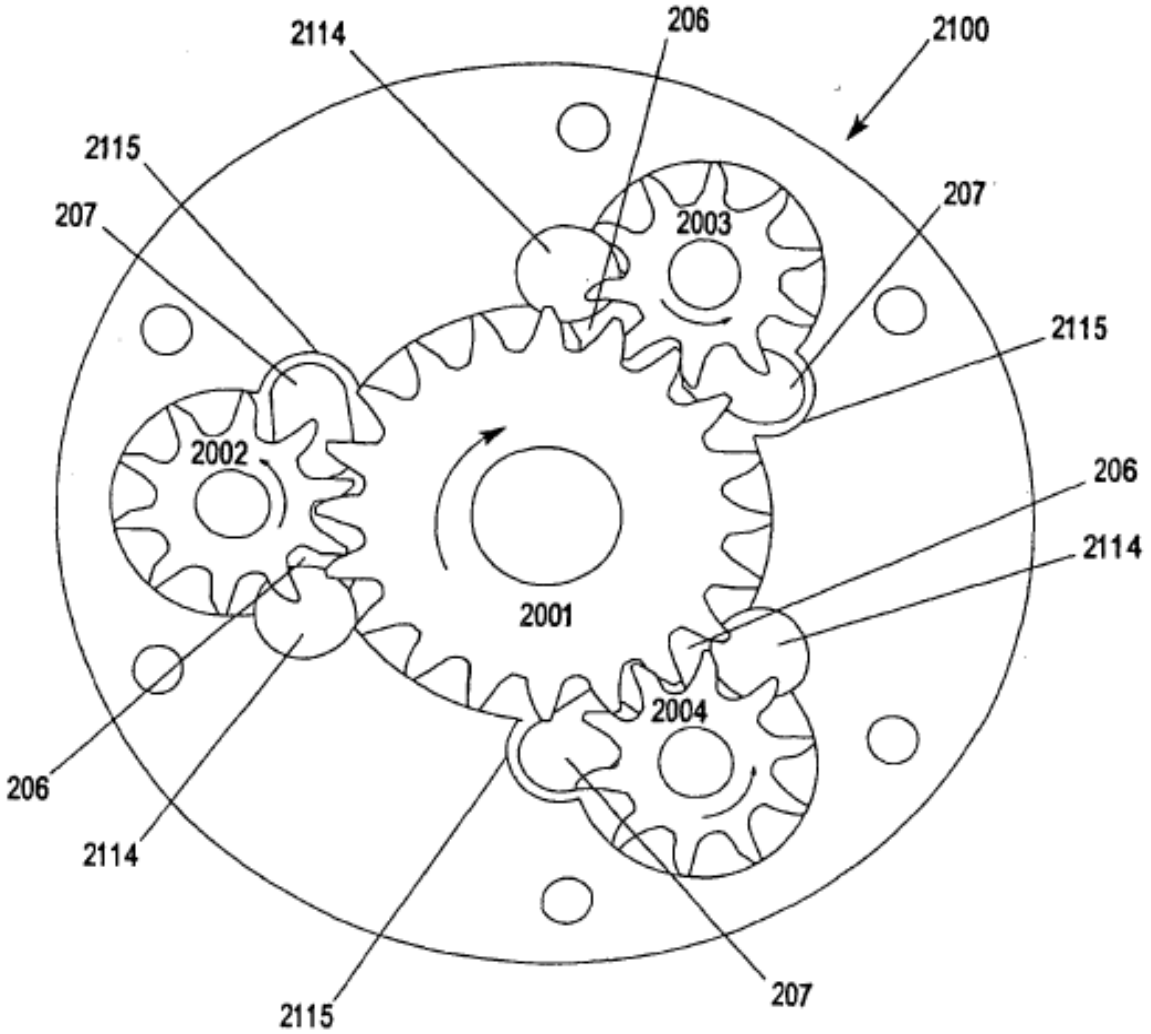

2114
206
2100
2115
207
2003
207
2115
2002
206
2114
2001
2004
206
2114
2115
207

FIG. 20

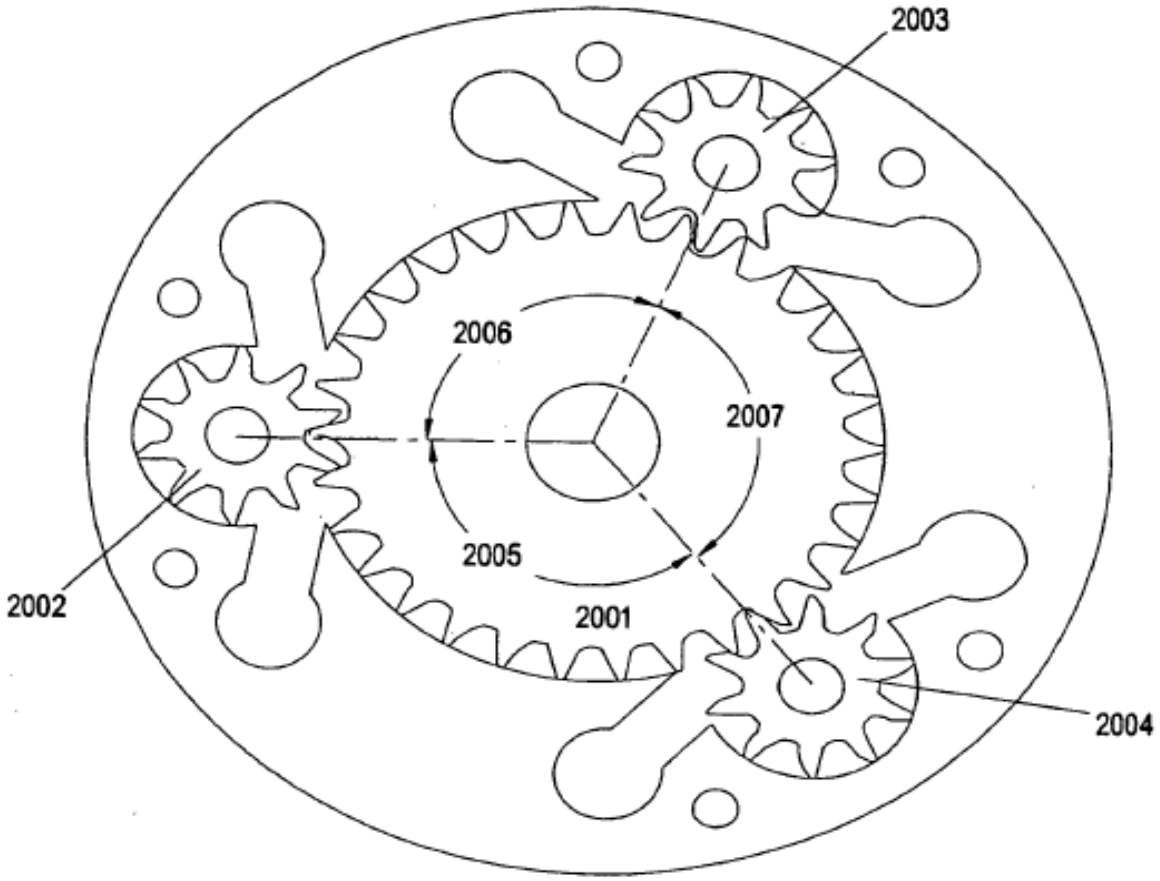


FIG. 21

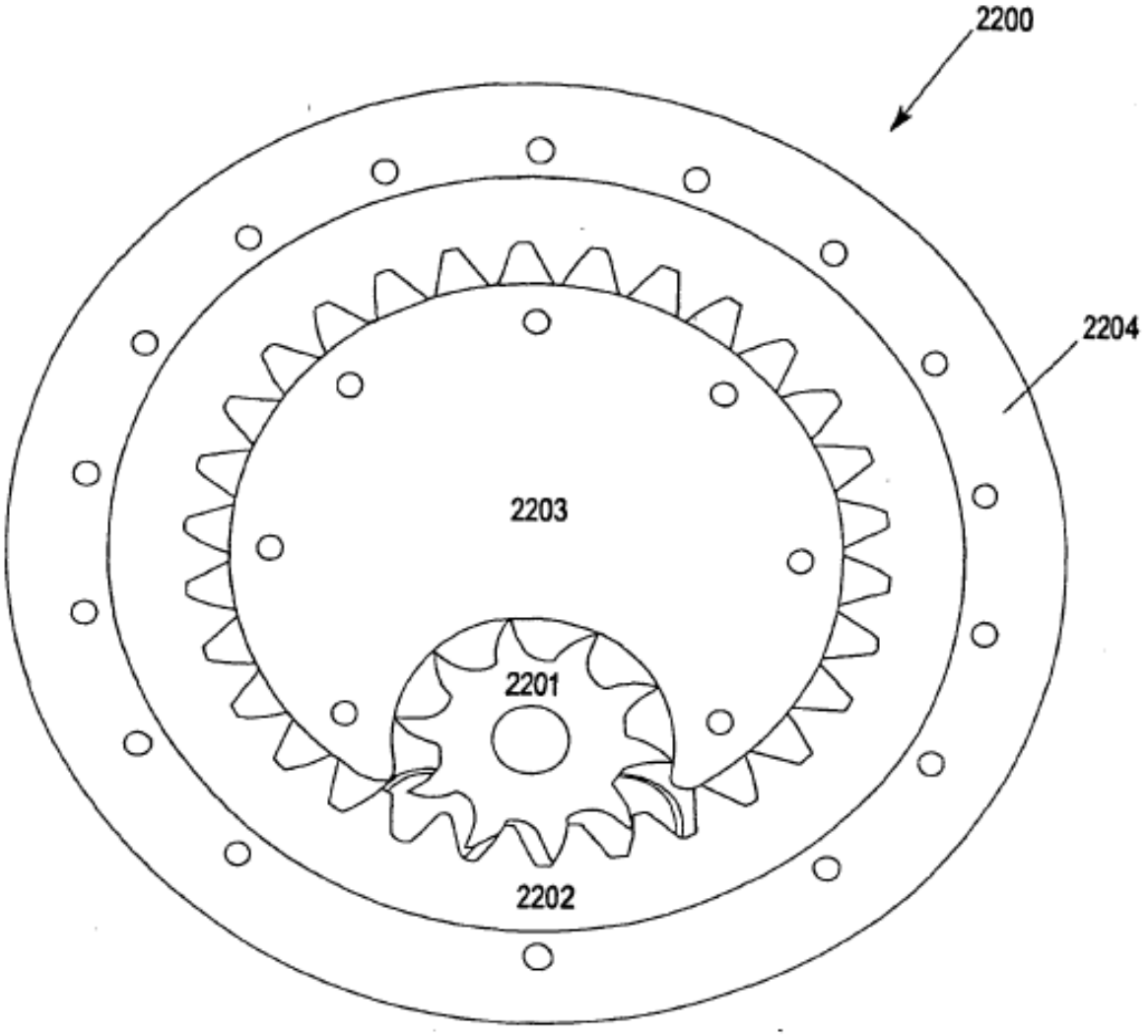


FIG.22

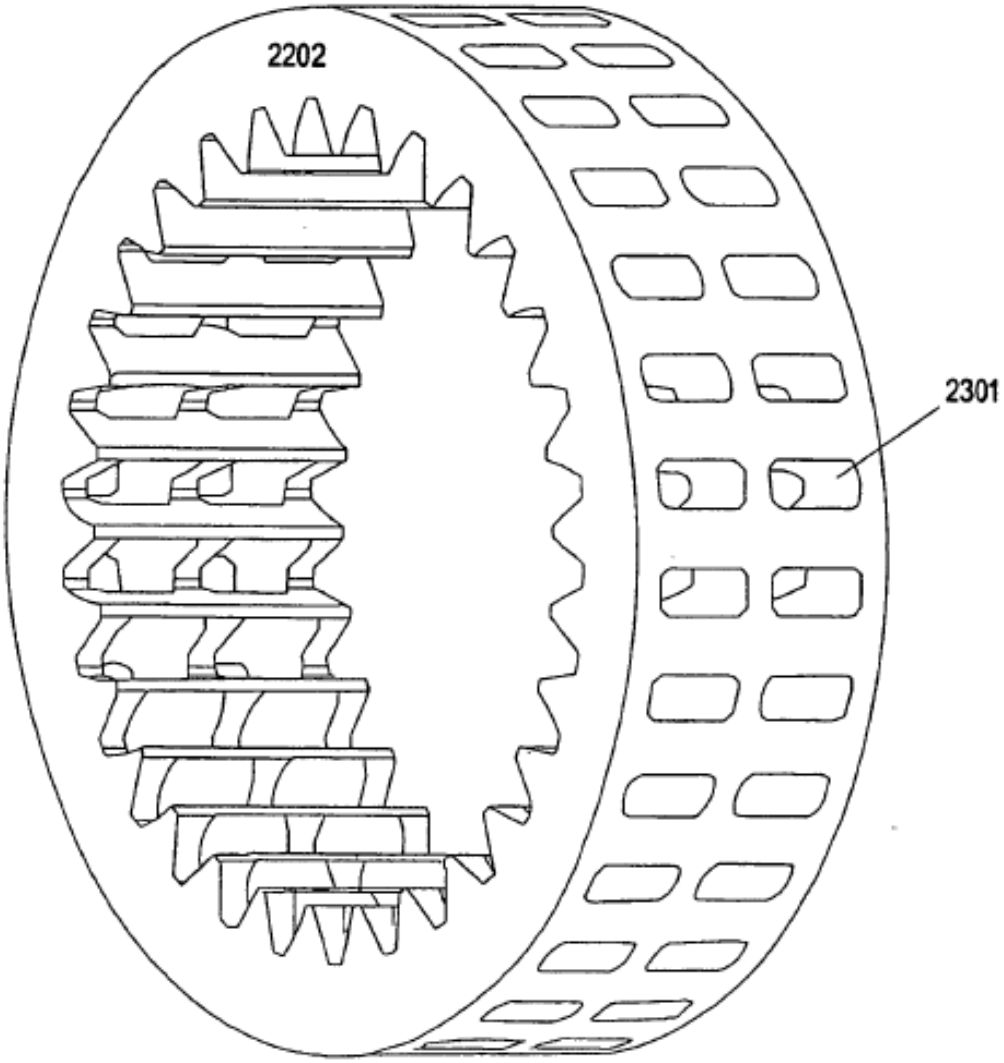


FIG. 23

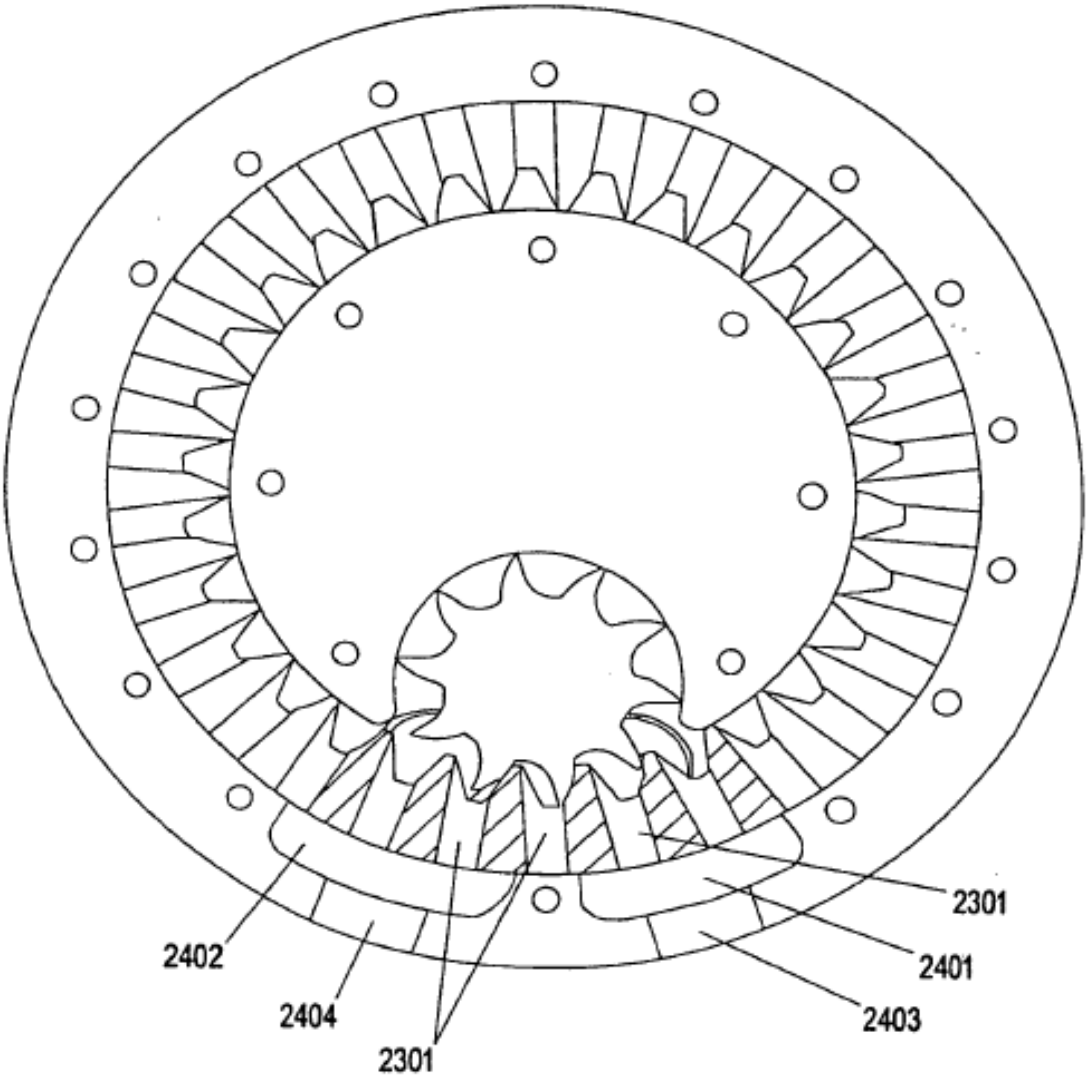


FIG. 24

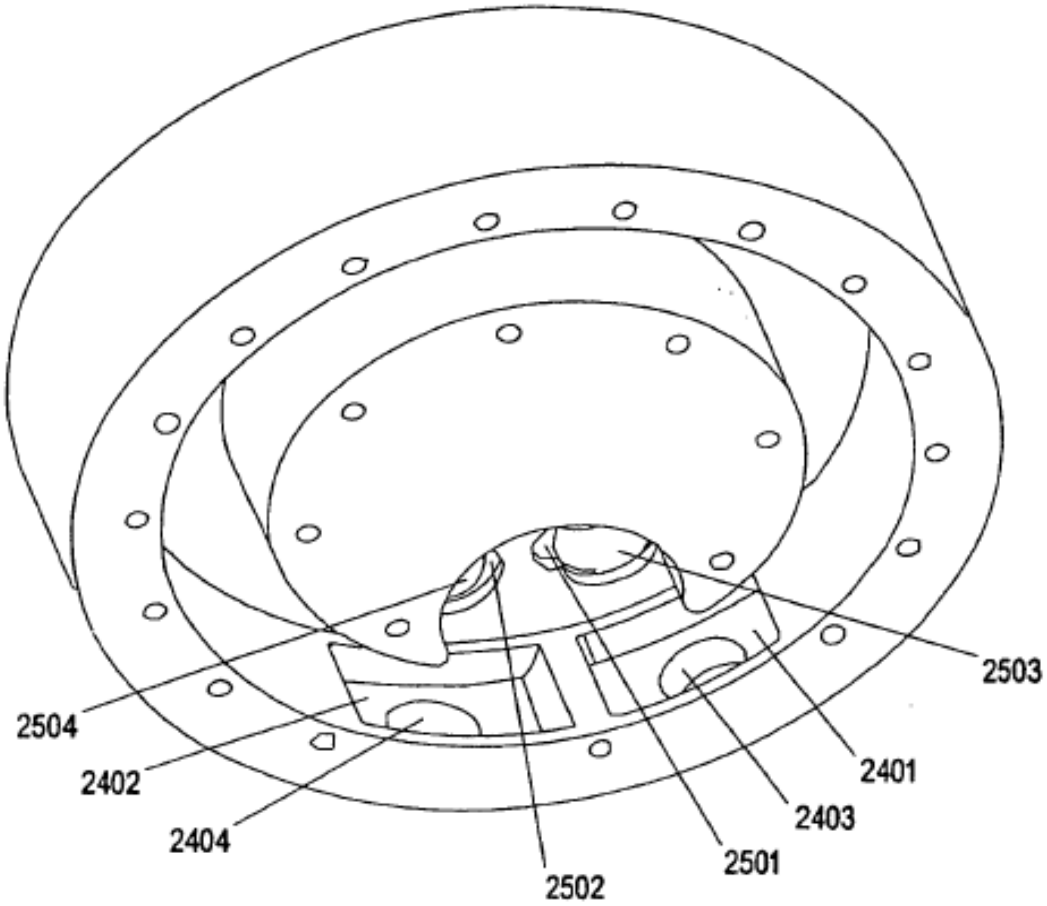


FIG. 25

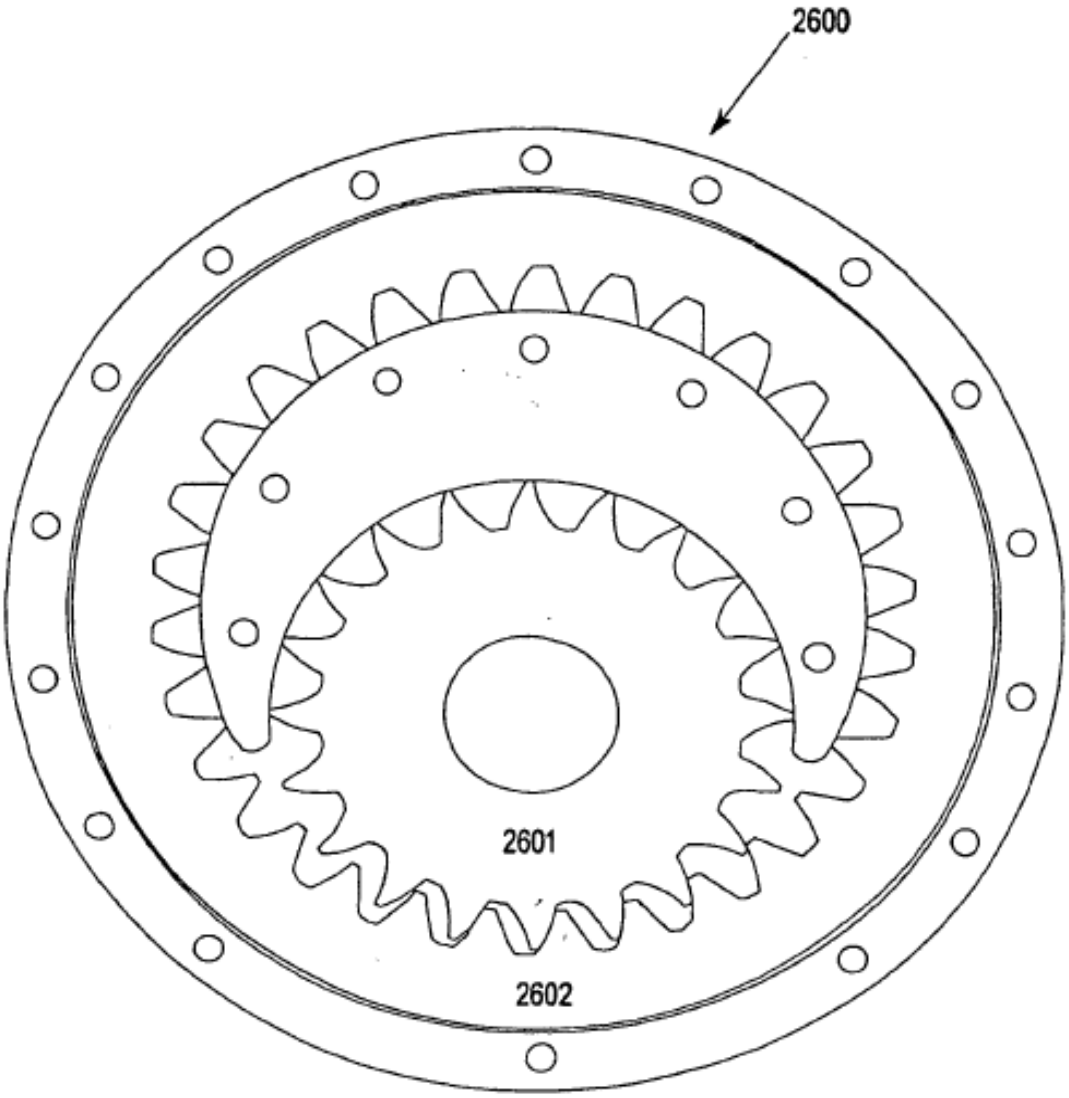


FIG. 26

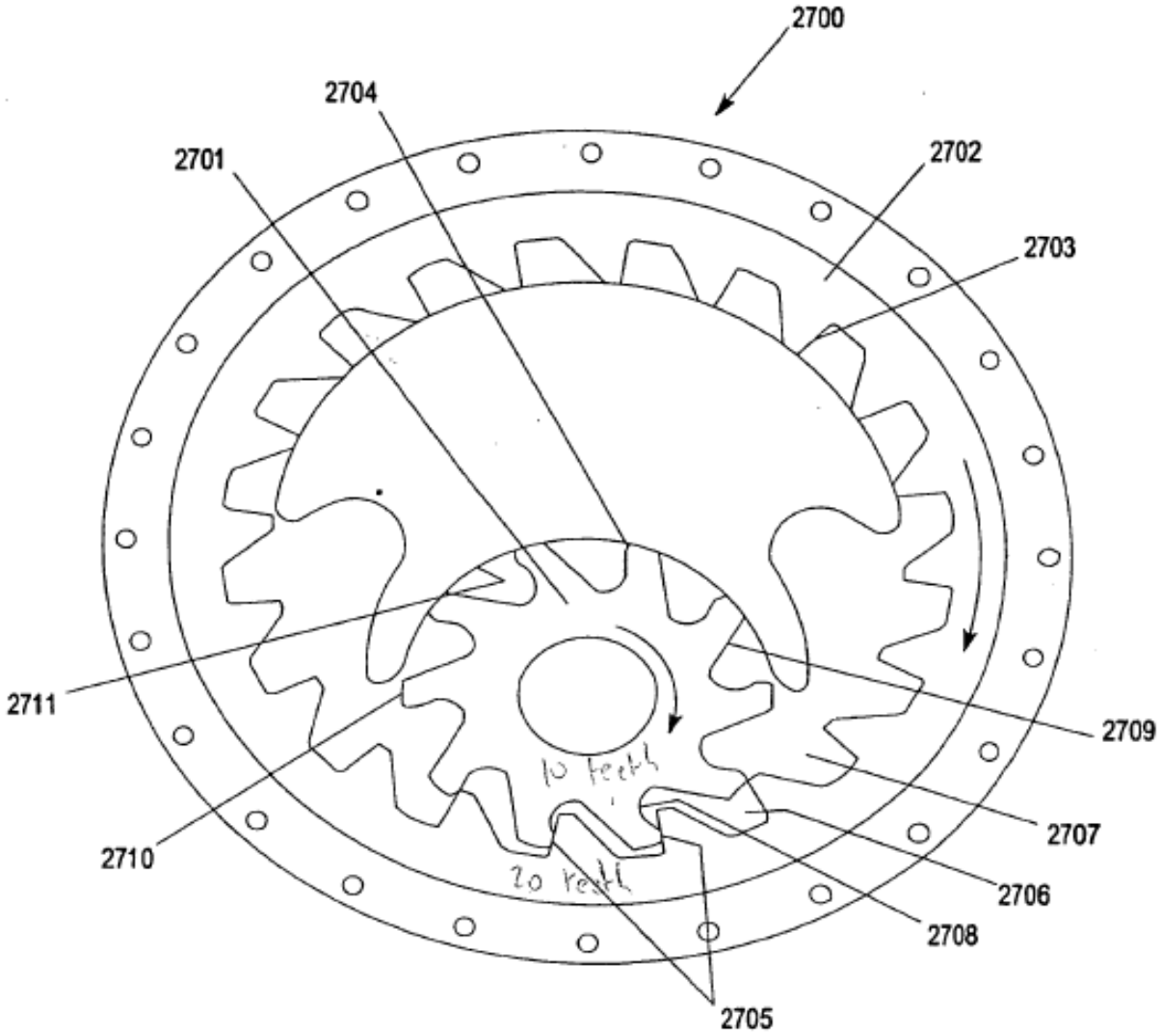

2700
2704
2701
2702
2703
2711
2709
10 teeth
2707
2710
20 teeth
2706
2708
2705

FIG. 27

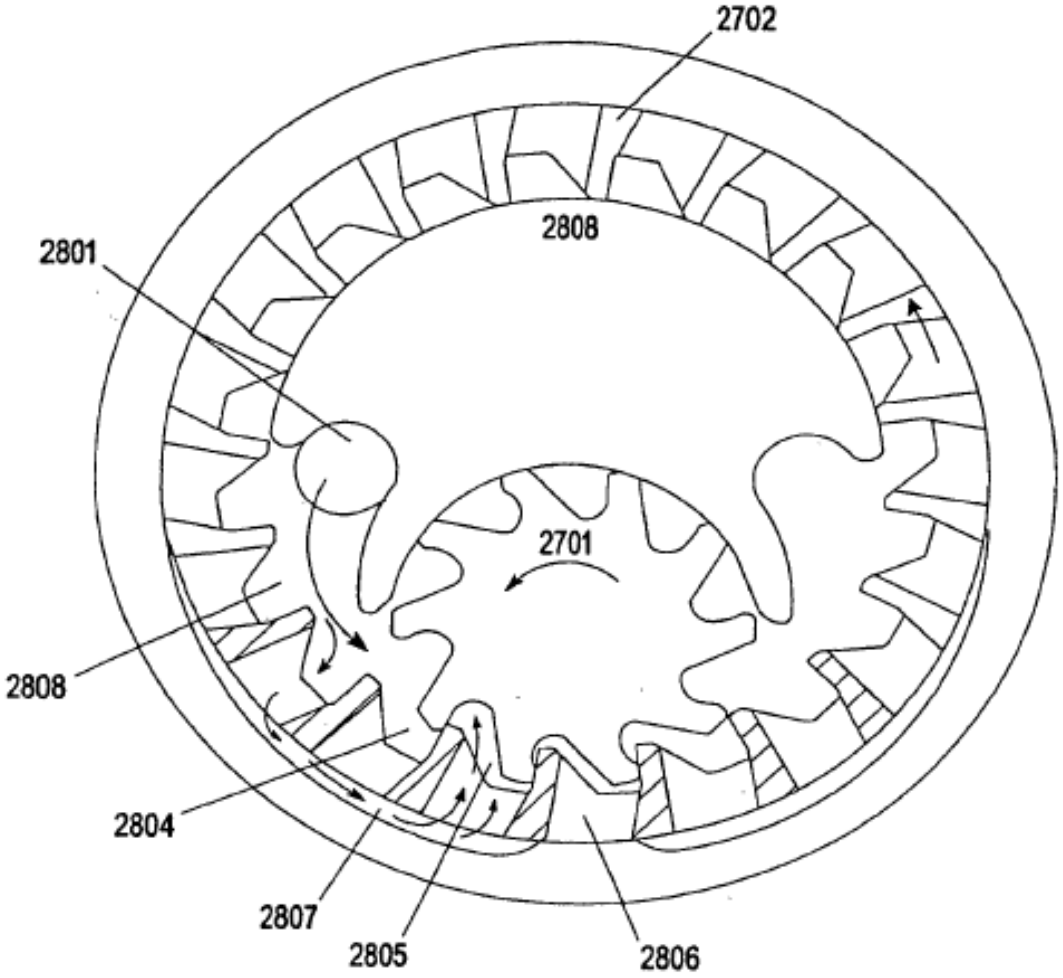


FIG. 28

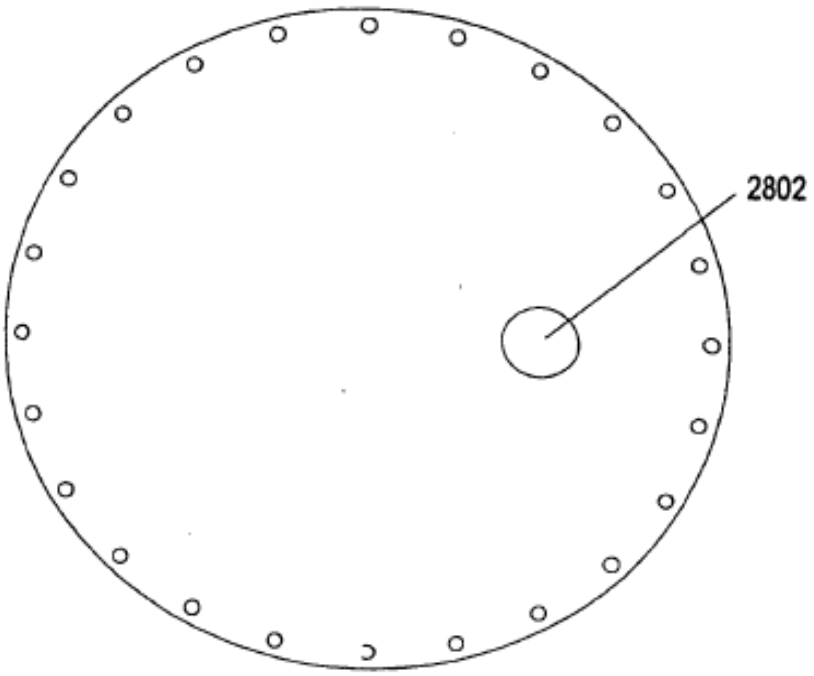


FIG. 29

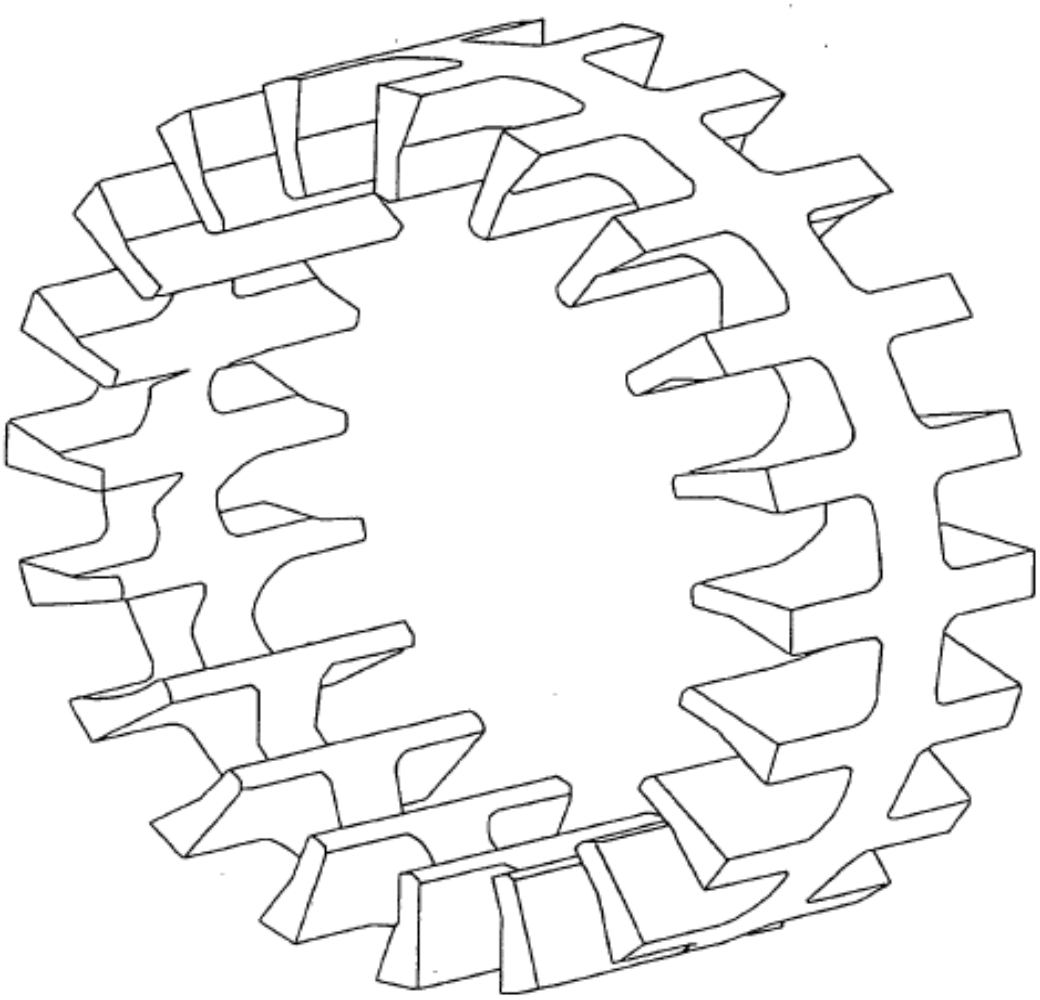


FIG. 30

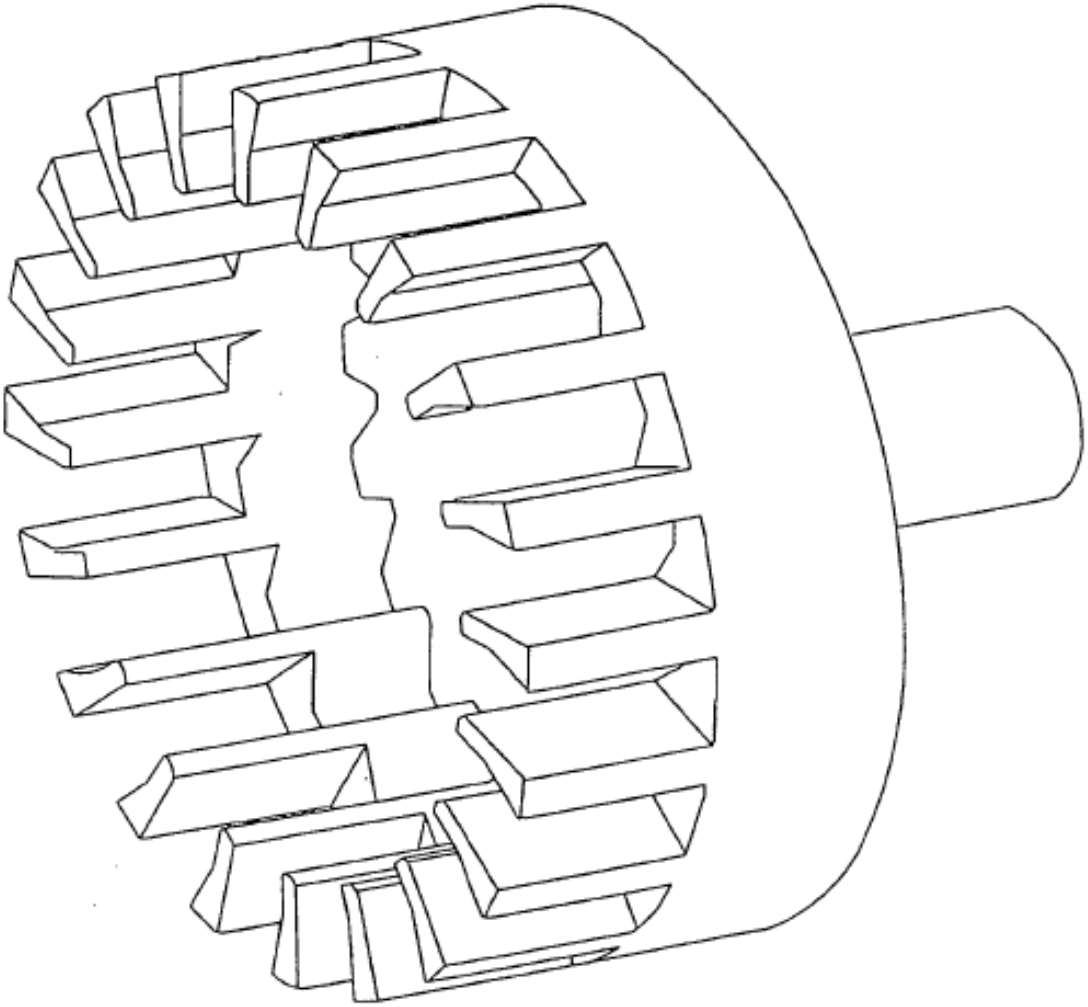


FIG. 31

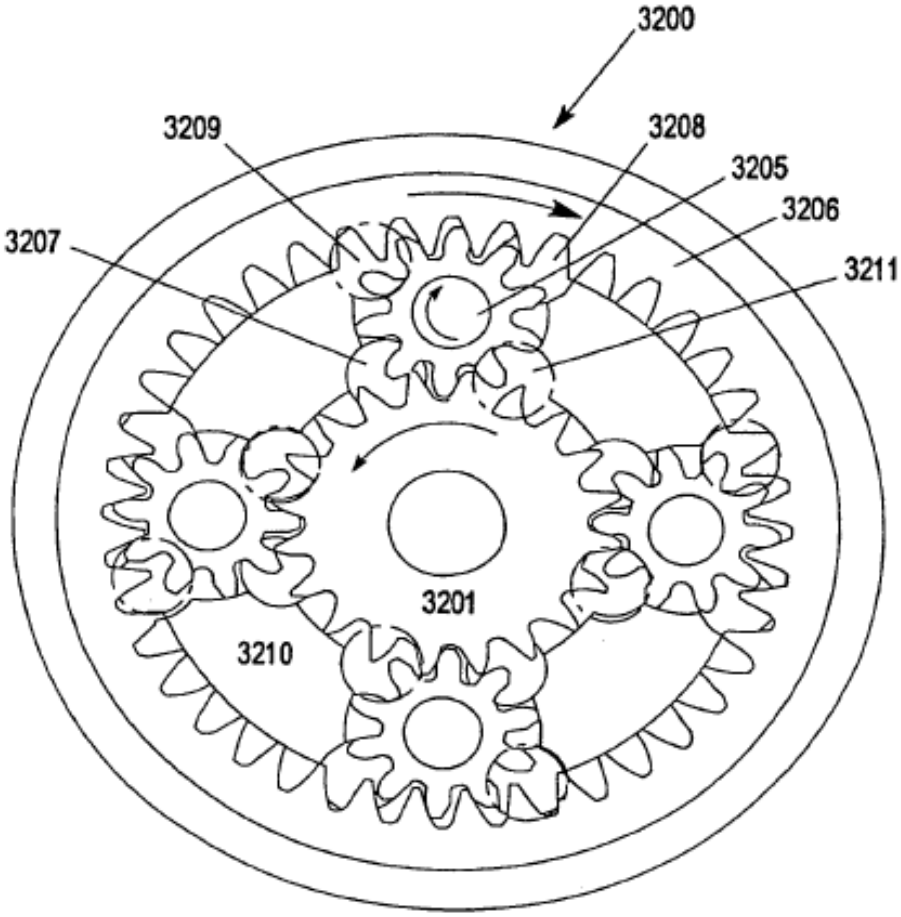


FIG.32

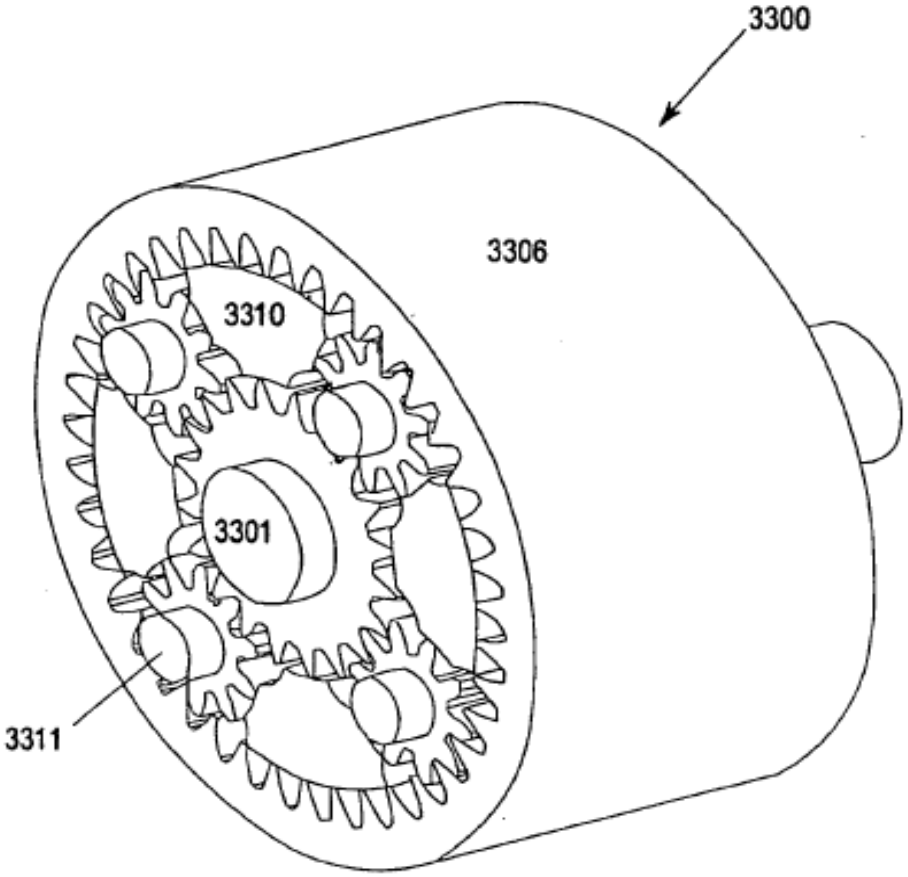


FIG.33

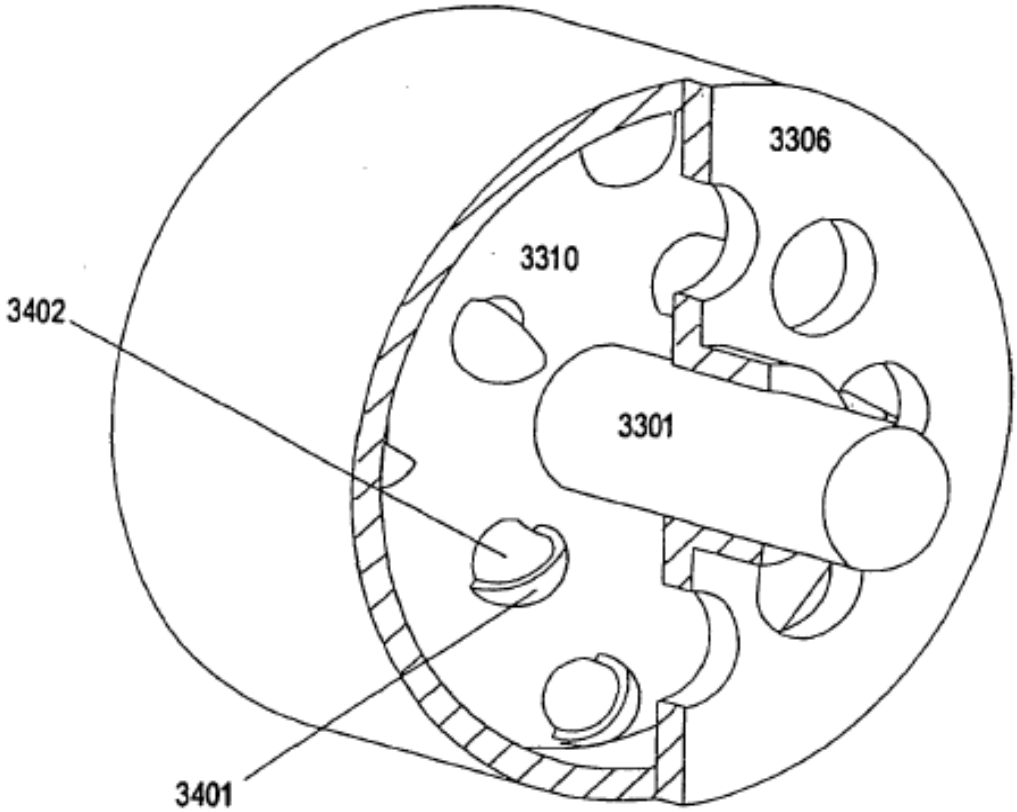


FIG. 34

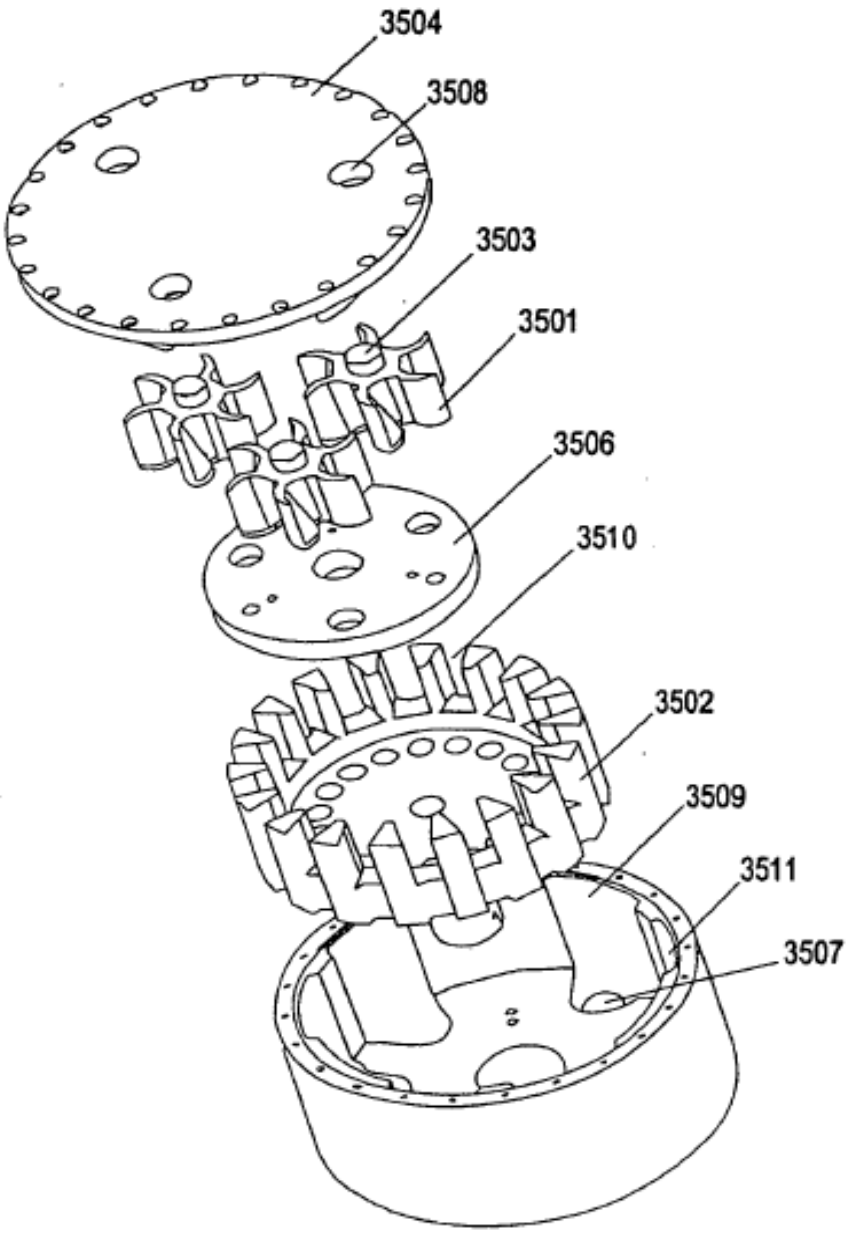


FIG. 35

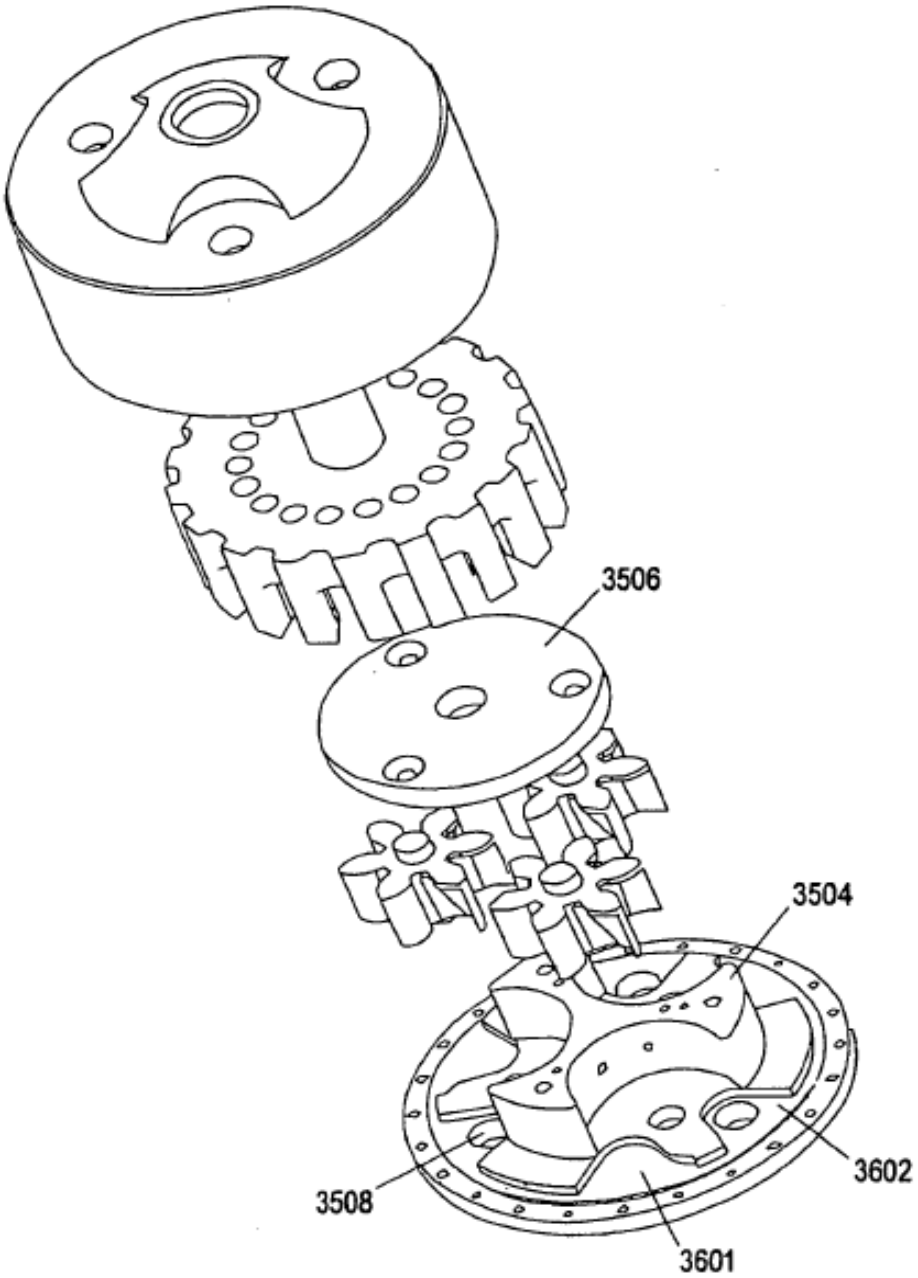


FIG. 36

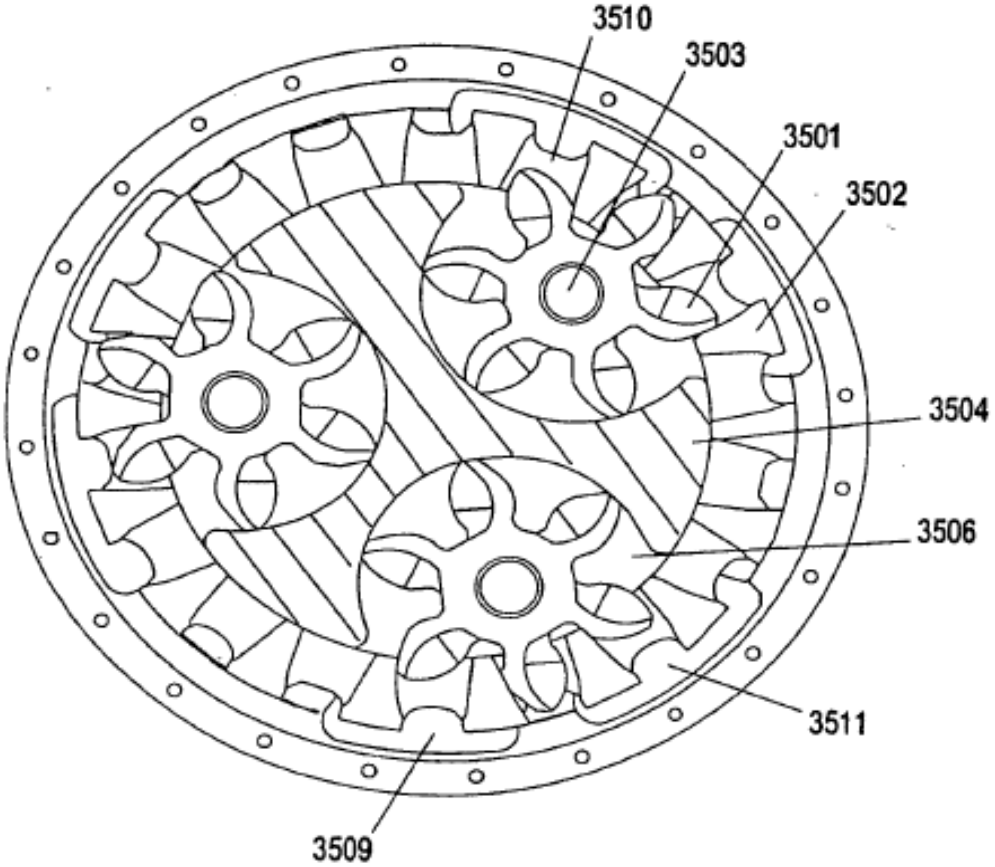


FIG. 37

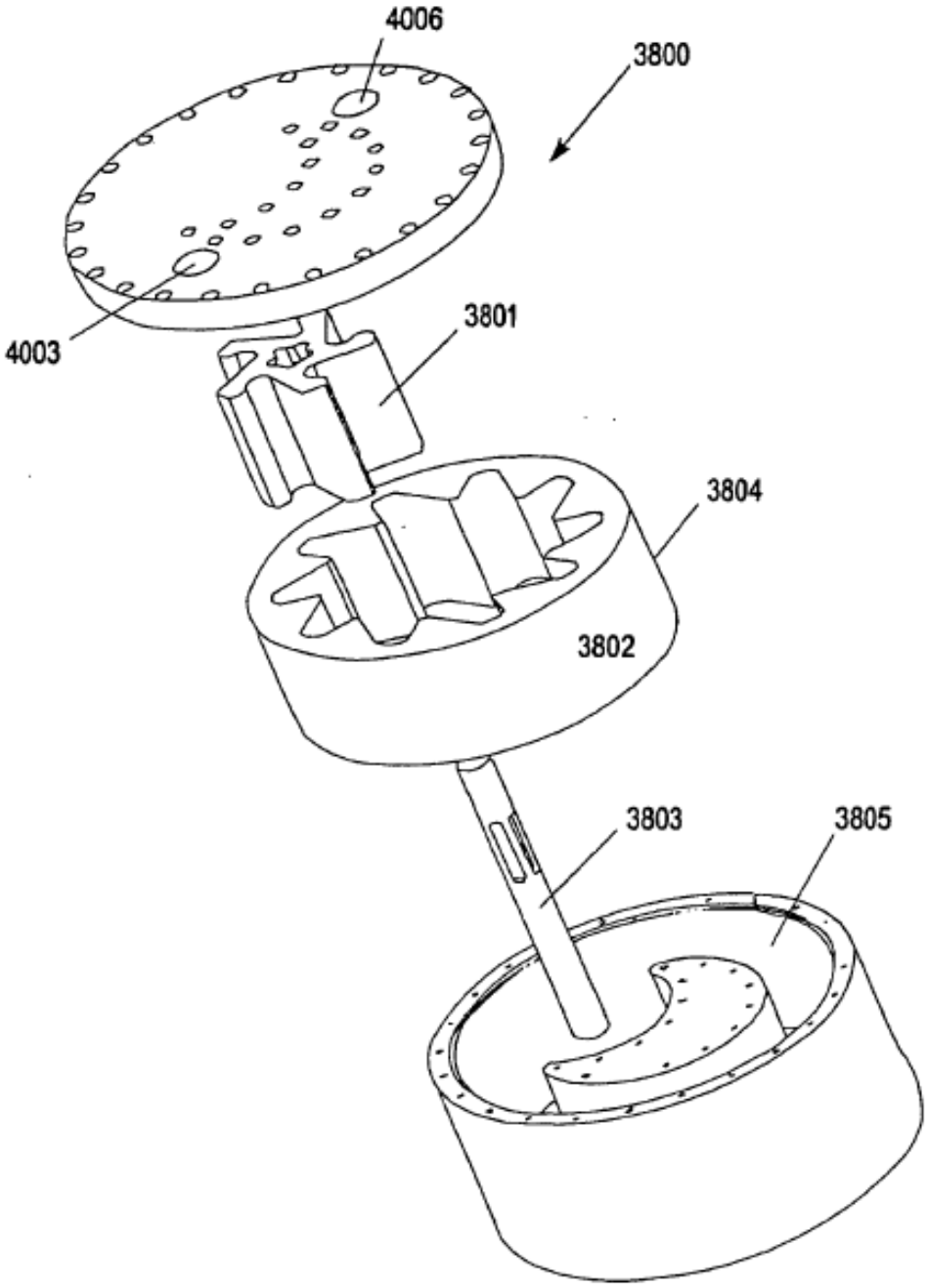


FIG. 38

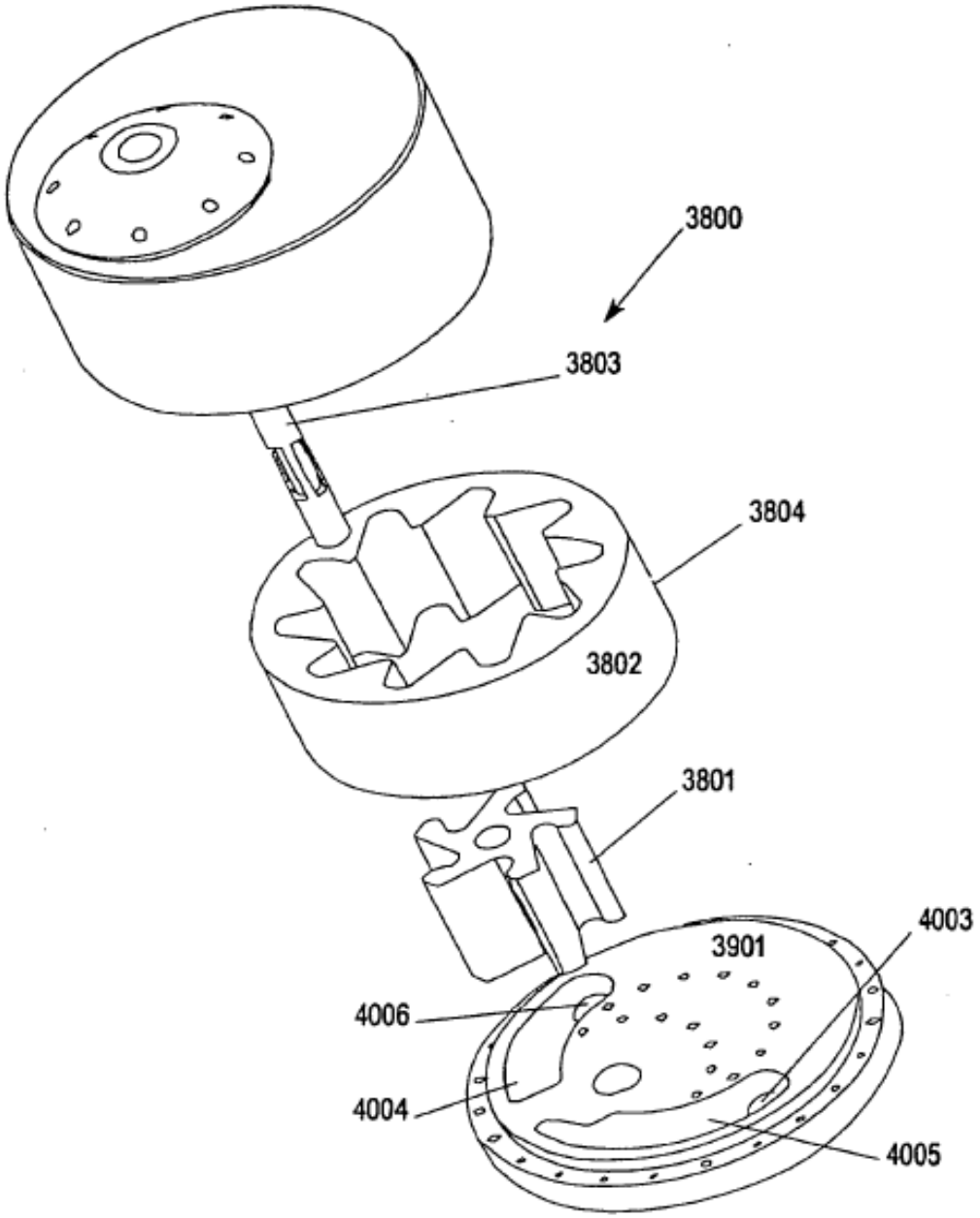


FIG. 39

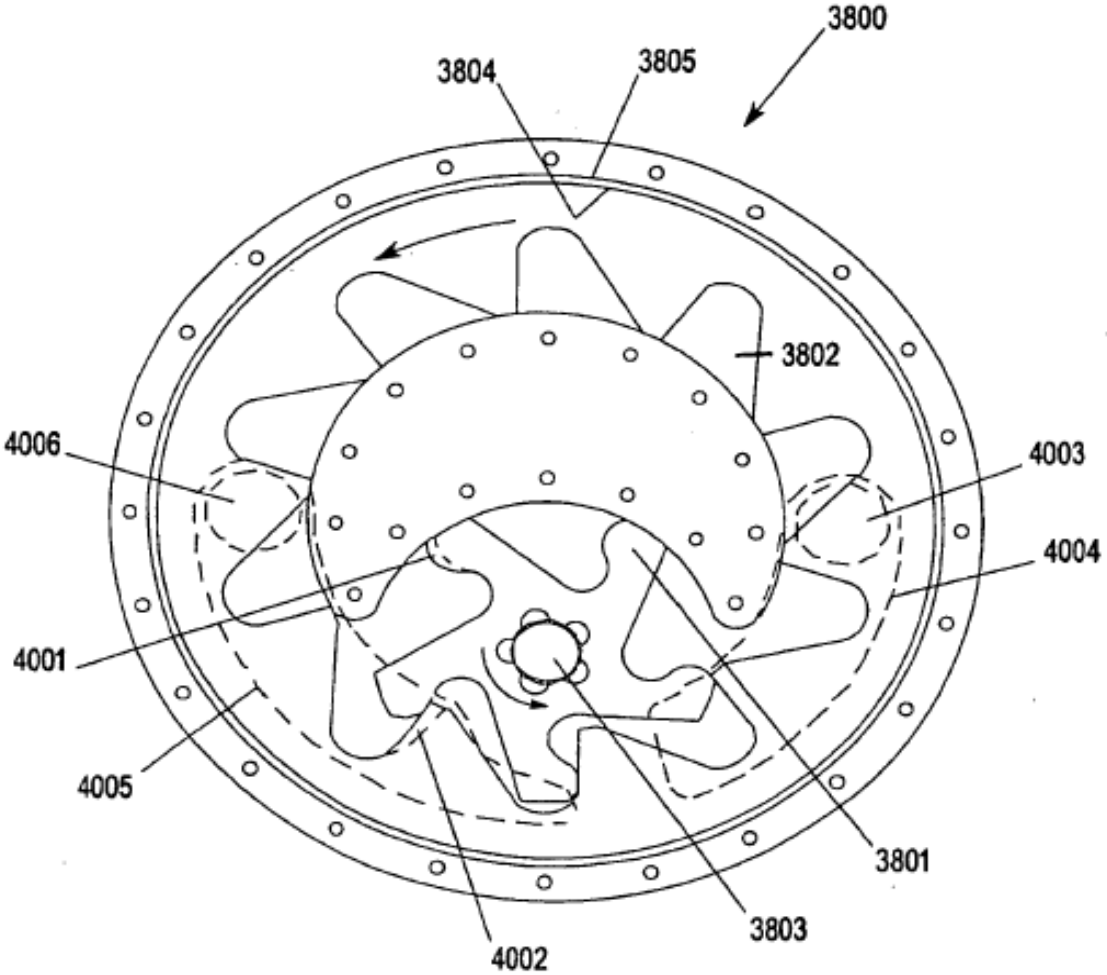


FIG. 40

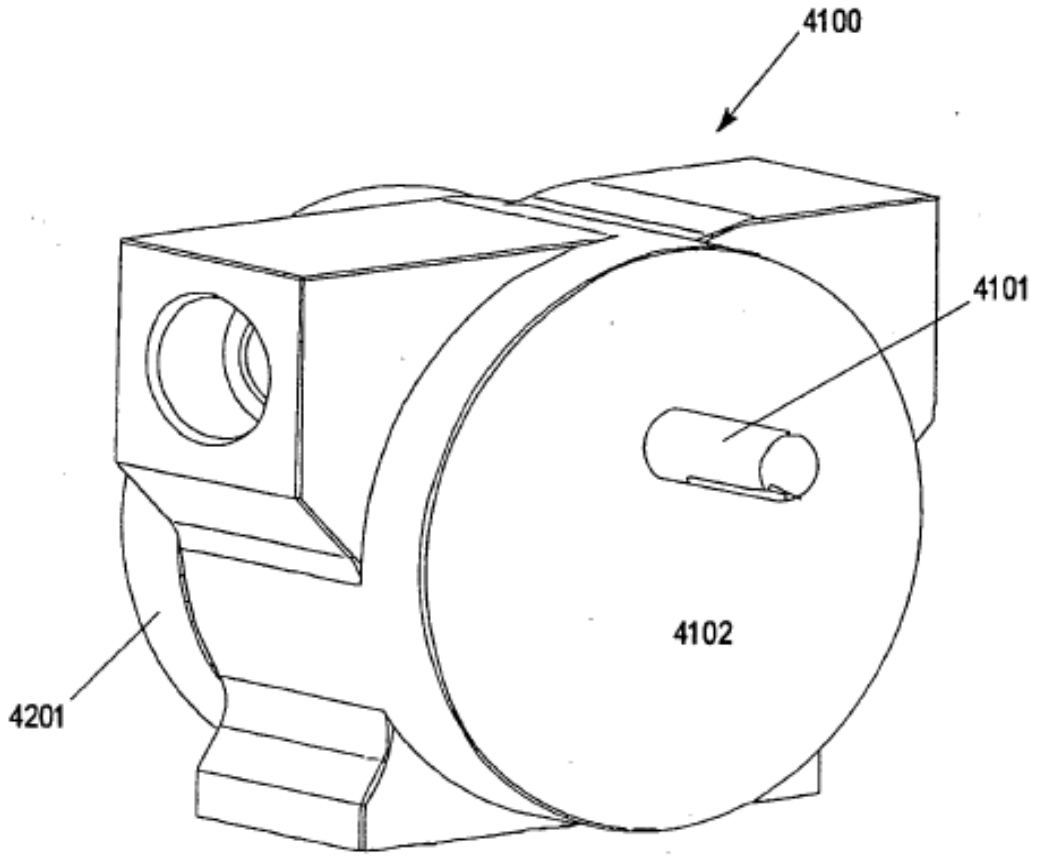


FIG. 41

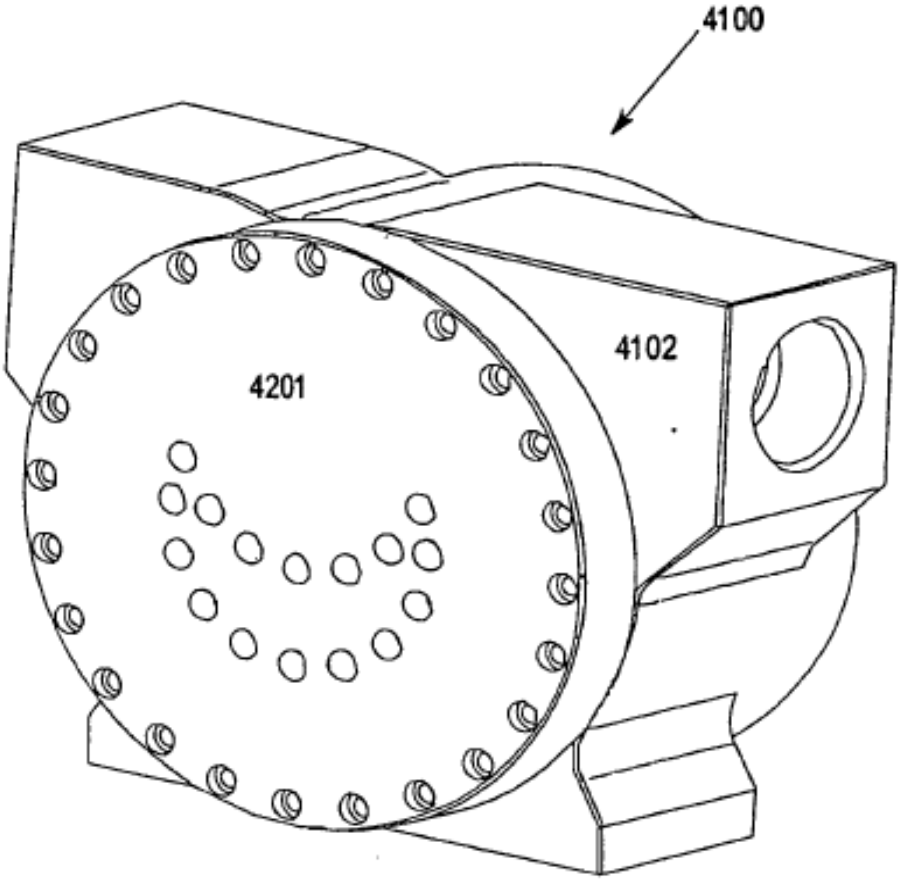


FIG. 42

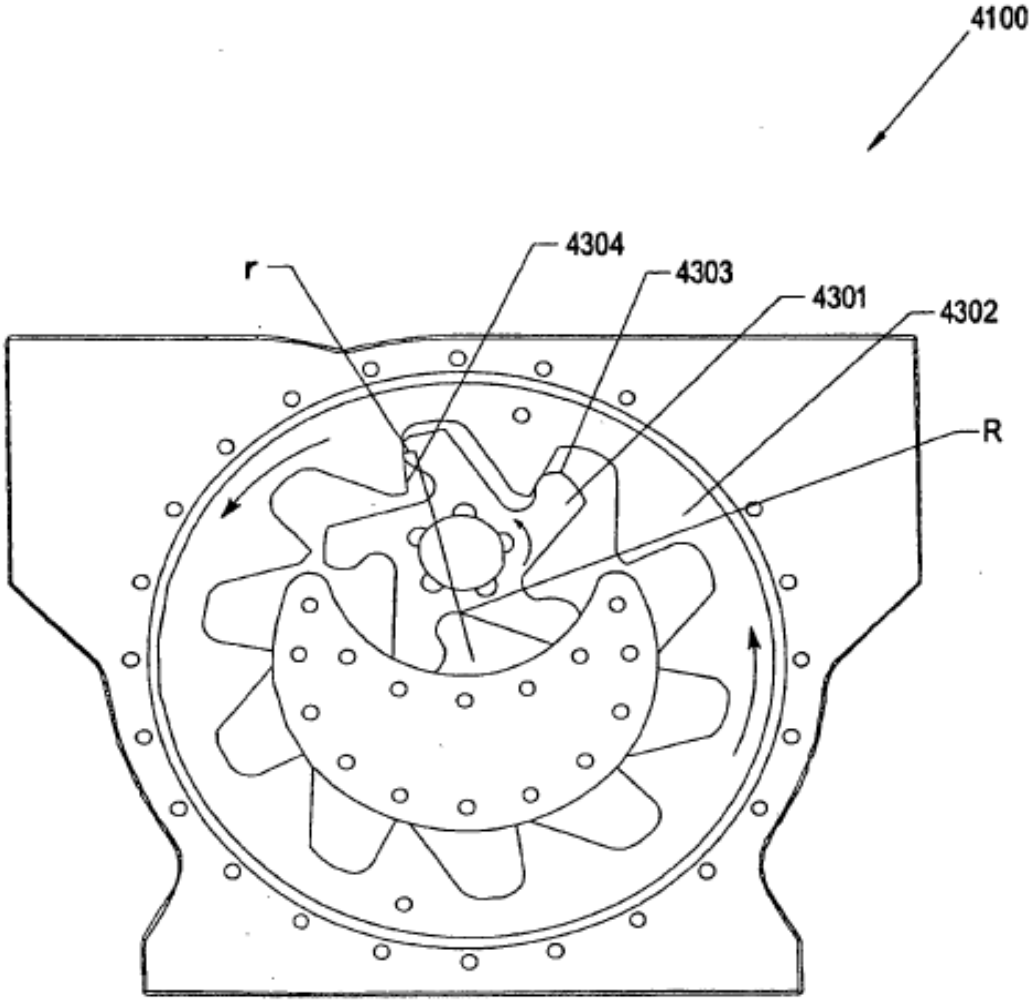


FIG. 43

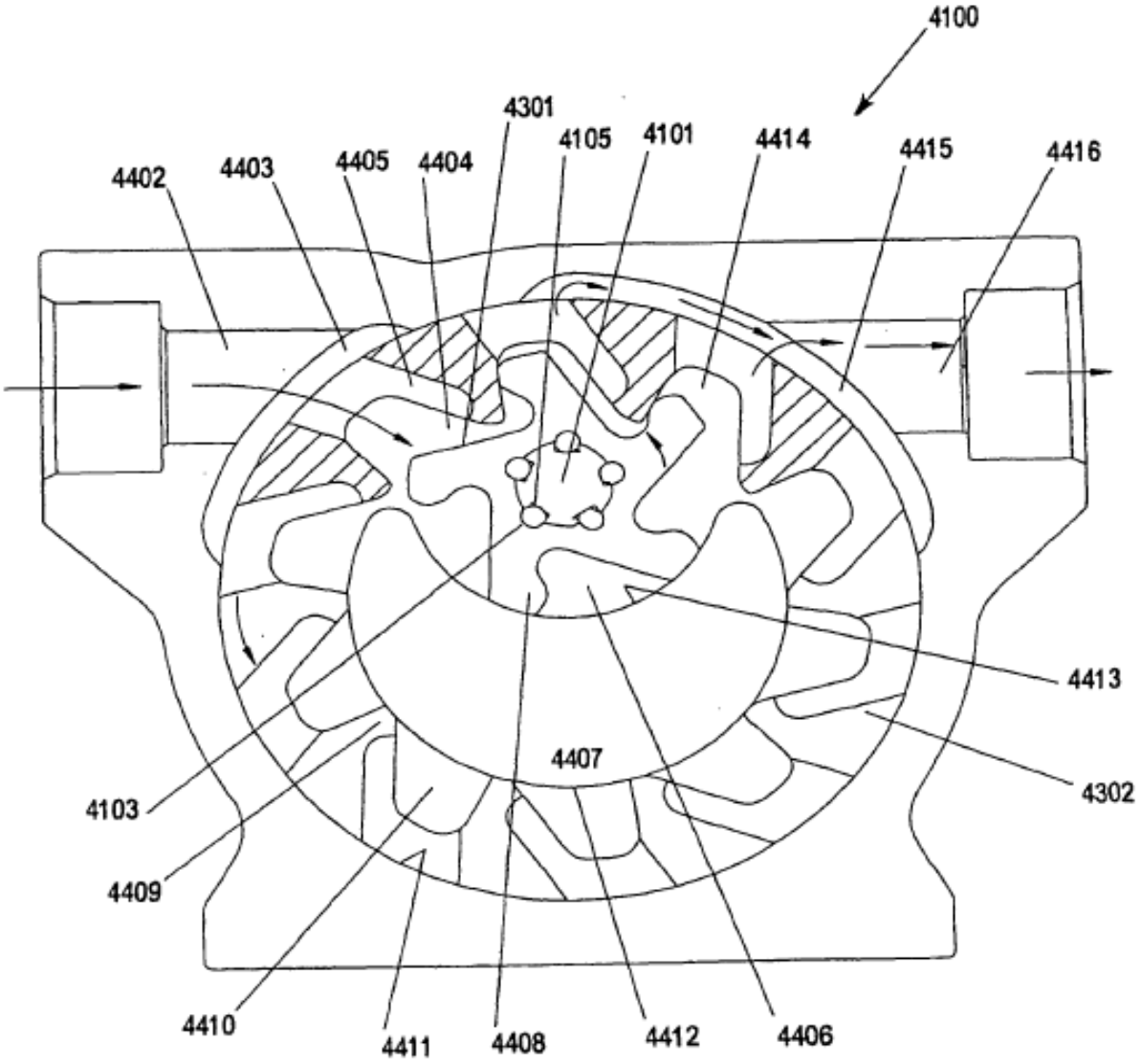

4100
4301
4105
4101
4414
4415
4416
4402
4403
4405
4404
4413
4407
4302
4103
4409
4410
4411
4408
4412
4406

FIG. 44