



19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

11 Número de publicación: **2 357 986**

51 Int. Cl.:

**F01M 1/02** (2006.01)

**F16N 7/38** (2006.01)

**F04B 39/10** (2006.01)

**F16K 15/16** (2006.01)

**F16N 7/36** (2006.01)

**F04C 29/12** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Número de solicitud europea: **07805763 .5**

96 Fecha de presentación : **06.08.2007**

97 Número de publicación de la solicitud: **2059658**

97 Fecha de publicación de la solicitud: **20.05.2009**

54

Título: **Mejoras en compresores de desplazamiento positivo alternativos.**

30

Prioridad: **31.08.2006 IT RM06A0461**

45

Fecha de publicación de la mención BOPI:  
**04.05.2011**

45

Fecha de la publicación del folleto de la patente:  
**04.05.2011**

73

Titular/es: **LA.ME. S.R.L.**  
**Piazza Municipio 21**  
**81030 Gricignano di Aversa, CE, IT**

72

Inventor/es: **Di Foggia, Andrea;**  
**Migliaccio, Mariano y**  
**Pennacchia, Ottavio**

74

Agente: **Carpintero López, Mario**

ES 2 357 986 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

Mejoras en compresores de desplazamiento positivo alternativos

**Campo técnico**

5 La presente invención se refiere a mejoras realizadas en compresores de desplazamiento positivo, de una etapa y/o de etapas múltiples. Los compresores pertenecen a una clase de máquinas de realización de trabajos y tienen innumerables aplicaciones en casi cualquier campo técnico (plantas que hacen uso del aire comprimido, funcionamiento de martillos neumáticos, frenos para vehículos de carretera/ferrocarril, accionamiento de máquinas en minas, suministro de aire comprimido a plantas usadas para el llenado de bombonas (botellas), plantas de refrigeración, bombas de calor, etc.).

10 Las mejoras anteriores conciernen a:

a) un mecanismo de manivela específico, de aquí en adelante denominado como "no convencional", realizado con un material de excelentes características tribológicas y asociado con un sistema de lubricación específico;

b) un sistema de válvulas particular que incluye las válvulas de aspiración y descarga, que tiene muchas ventajas, por ejemplo una mayor fiabilidad del compresor, un número de componentes reducido, fácil montaje, etc.

15 **Técnica antecedente**

Los compresores de desplazamiento positivo, alternativos, generalmente funcionan aumentando el valor de la presión de un fluido gaseoso por medio de la energía mecánica extraída de un motor eléctrico o un motor de combustión.

20 Los compresores en base al mecanismo clásico de manivela (véase la Figura 1) para la conversión de un movimiento rotativo de un motor en un movimiento alternativo rectilíneo, tienen varios inconvenientes, los más importantes de los cuales son:

25 - La cantidad de fuerza de fricción, abreviada como "Fia", que se añade a la fuerza debida a la acción de los gases sobre los sellos (anillos del pistón o anillos de sellado) y que actúan entre las paredes laterales del pistón y la pared del cilindro durante el deslizamiento del pistón, debido a la reacción al empuje ejercido por la oblicuidad de la biela del pistón (biela de conexión);

- la acción de vuelco ejercida por la biela del pistón sobre el pistón, por cuya razón este último normalmente tiene una longitud suficiente para limitar esta acción y para reducir el riesgo de agarrotamiento, produciendo por ello, sin embargo, un aumento del peso y de las dimensiones con un incremento concomitante de las fuerzas de inercia.

30 - La ley de movimiento del pistón no es perfectamente sinusoidal sino que contiene armónicos de un orden superior y esto produce las bien conocidas dificultades de equilibrado. Estos armónicos, incluyendo el de orden más bajo, no se pueden equilibrar de modo simple por contrapesos; en su lugar, requieren la utilización de ejes de rotación inversa. Realmente, un principio de las técnicas anteriores que resolvería brillantemente los problemas inherentes de los mecanismos de manivela convencionales, se muestra en las Figuras 2 y 3 y en las Figuras 4 y 5.

35 En este mecanismo de manivela, al imponer una rotación sobre el eje con la marca O (planetario), el elemento  $\Omega B$  (piñón) se moverá de tal manera que el punto B se desplazará a sí mismo a lo largo del eje del cilindro de una manera rectilínea. Varias técnicas conocidas han puesto en práctica el mecanismo que se acaba de describir (denominado de aquí en adelante como "no convencional", aunque ya conocido, sólo para distinguirlo del mecanismo clásico de manivela), pero sin embargo, no han tenido éxito dado que ofrecen soluciones técnicas que tienen algunas inconsistencias que impiden un funcionamiento correcto, mientras que en otros casos dan como resultado una gran complejidad estructural que desalienta su uso.

40 En realidad, esta tecnología no se ha convertido en una aplicación industrial efectiva, a pesar del hecho de que algunas soluciones parecen ser válidas; esto se debe a la estructura compleja y a los problemas de espacio y fiabilidad, que hacen que este sistema sea menos competitivo que el mecanismo de manivela clásico en las configuraciones propuestas hasta el momento.

Resumiendo, este mecanismo de manivela "no convencional" o "no clásico", que se muestra en las Figuras 2, 3, 4, 5 y que se ha adoptado por la presente invención, pero que se ha mejorado adicionalmente en una forma que se va a describir a continuación, tiene las siguientes características.

Comenzamos con el mecanismo de manivela clásico (Figura 1) y dividimos la biela de conexión (biela del pistón)

OB en dos partes idénticas, obteniendo de ese modo dos manivelas  $O\Omega$  y  $O\Omega B$  (Figura 2). Al imponer a la manivela  $O\Omega$  una rotación en el sentido contrario a las agujas del reloj y a la manivela  $O\Omega B$  una rotación idéntica pero opuesta " $-\alpha$ ", el punto B necesariamente se mueve de modo rectilíneo a lo largo del eje del cilindro.

5 Por ello, el ángulo formado entre la biela de conexión y el eje del cilindro es constantemente igual a cero y en consecuencia, el componente de las fuerzas "N", normal a este eje, que se debe a la oblicuidad de la barra de conexión, se reduce a cero. Por otro lado, dado que no existe rotación relativa entre la biela de conexión y el pistón, ya no hay necesidad de proporcionar una conexión articulada en el punto C como en el mecanismo de manivela clásico; en otras palabras, el bulón del pistón se puede eliminar conjuntamente con la biela de conexión y puede formar parte integral del pistón. Desde el punto de vista de su realización práctica, los movimientos de la manivela 10  $O\Omega$  y de la manivela auxiliar  $O\Omega B$  se pueden obtener usando un par de ruedas de engranajes, una de las cuales tiene un engranaje interior, con centro en O, se fija con respecto a un bastidor y tiene un diámetro de círculo primitivo  $2r$ , mientras que la segunda rueda del engranaje tiene un dentado externo con un diámetro de círculo primitivo  $r$ , engrana con la primera rueda de engranajes y gira alrededor del eje que pasa a través de  $\Omega$  que es parte integral de la manivela (Figura 3). Las realizaciones prácticas posibles de este mecanismo de manivela "no convencional" se muestran respectivamente en la Figura 4 y la Figura 5. Este es realmente un conjunto de engranajes planetarios particular (Figura 6) en el que el engranaje central (el sol) 1 está ausente y la rueda de corona 2 está bloqueada (Figura 7).

En este tren de engranajes, la manivela  $O\Omega$  forma el porta planetas 3 mientras que la rueda de engranaje con el dentado externo forma el piñón 4. Desde un punto de vista cinemático, el porta planetas 3 sólo gira alrededor de su propio eje ( $Oz$ ), mientras que el piñón o planeta 4 se caracteriza por un movimiento compuesto, un movimiento constituido por un giro alrededor del eje a través de  $\Omega$ , y el otro, de una revolución alrededor del eje que pasa a través de O, junto con el porta planetas 3.

Considerando dos marcos de referencia levógiros  $O_{xyz}$  y  $O_{\xi\eta z}$  en los que el primero es un marco absoluto "integral" con la rueda de corona 2 con el dentado interno, y el segundo es un marco relativo "integral" con el porta planetas, siendo su eje común  $z$  perpendicular al plano del movimiento, imponiendo una rotación  $\alpha_t = \alpha_z$  al porta planetas (y por lo tanto al marco de referencia  $O_{\xi\eta z}$ ) con respecto al marco de referencia  $O_{xyz}$ , se consigue que el planeta 4 — que está obligado a engranar con una rueda dentada que duplica su radio de círculo primitivo— gire un ángulo  $\alpha_r = -2\alpha_z$  con respecto al porta planetas 3, esto es, con respecto al marco de referencia relativo  $O_{\xi\eta z}$ ; por lo tanto, el ángulo de giro del planeta 4 con respecto al marco de referencia absoluto  $O_{xyz}$  será  $\alpha_a = \alpha_r + \alpha_t = -2\alpha_z + \alpha_z = -\alpha_z$ . La Figura 8 muestra varias posiciones del mecanismo de manivela "no convencional" de técnicas anteriores, para varios ángulos de manivela  $\alpha$ . Suponiendo que el punto B está fijo a ("parte integral con") el planeta 4, el recorrido (trayectoria) de este punto durante el giro del porta planetas 3, en el marco relativo, será un segmento rectilíneo. El punto B se puede realizar, en la práctica, mediante un pasador y un casquillo, en el que el pistón 5, se puede conectar al planeta 4 mediante una biela 6, fijada al pistón sin una articulación y al planeta 4 a través de dicho pasador. Como ya se ha mencionado, hay varias técnicas conocidas que han puesto en práctica el sistema cinemático descrito anteriormente; sin embargo no tuvieron éxito en la práctica debido a que ofrecen soluciones técnicas que tienen algunas inconsistencias y hacen imposible un funcionamiento correcto, mientras que en otros casos dan como resultado una gran complejidad estructural que desalienta su uso.

La siguiente lista incluye algunas solicitudes de patentes presentadas en base al principio de funcionamiento anterior:

Patente N° 2.271.766 presentada el 3 de febrero de 1942, de H.A. HUEBOTTER

Patente N° 875110 presentada el 30 de abril de 1953 de Harald Schultze, Bochum

Patente N° 3.626.786 presentada el 14 de diciembre de 1971 de Haruo Kinoshita y col.

Patente N° 3.791.227 presentada el 12 de febrero de 1974 de Myron E. Cherry

45 Patente N° DE 36 04 254 A1 presentada el 11 de febrero de 1986 de TRAN, Ton Dat

Patente N° DE 44 31 726 A1 presentada el 6 de septiembre de 1994 de Hans Gerhards

Patente Italiana N° 1309063 de LAME S.r.l.

En realidad, aunque se aprovechan de un mecanismo de manivela "no convencional" que es sin duda mejor que el clásico (debido a las razones anteriores), ninguna de las patentes anteriormente mencionadas se ha aplicado industrialmente en la práctica a compresores alternativos de desplazamiento positivo, a pesar del hecho de que algunas de estas soluciones de la técnica anterior parecen ser válidas; realmente, a menudo la complejidad estructural fue excesiva, surgieron problemas de espacio y la fiabilidad no fue suficiente. Estos problemas han

hecho no competitivo al mecanismo de manivela "no convencional" con relación al clásico. Por lo tanto, es deseable proporcionar un compresor que funcione de acuerdo con un mecanismo de manivela "no convencional" pero que tenga —a diferencia de las técnicas anteriores— las ventajas de un tamaño reducido, una fiabilidad incrementada, menos componentes (dando como resultado una facilidad de montaje y una simplicidad estructural), junto con características de autolubricación para el material constituyente de los componentes, en relación al movimiento del mecanismo de manivela. Más aún, es deseable el uso de una técnica de procesamiento que disminuya los costes de producción de las partes mecánicas del mecanismo de manivela "no convencional".

Adicionalmente, los compresores de las técnicas anteriores requieren obviamente que se suministre una cierta cantidad de lubricante, normalmente aceite, a los componentes que están en movimiento relativo.

Para suministrar la cantidad necesaria de líquido lubricante, los compresores deben estar provistos con sistemas de lubricación capaces de suministrar incluso caudales de lubricación muy modestos pero suministrándolos cuando realmente se necesitan; además, estos sistemas de lubricación deben tener un mecanismo simple, costes de producción bajos, ser capaces de extraer el movimiento de la máquina sobre la que están montados sin recurrir a mecanismos excesivamente complicados (pequeños ejes adicionales (husillos), desconexión de potencia, etc.). Hasta el momento, la lubricación de los compresores alternativos se realiza esencialmente o bien mediante lubricación por salpicadura —suponiendo que este sistema se revele a sí mismo como suficiente— o por medio de bombas de engranajes, si las necesidades de una buena lubricación son más estrictas. Recientemente, se han ideado también bombas controladas electromagnéticamente, o pequeñas bombas alternativas, controladas mecánicamente (generalmente en base a levas), por ejemplo en motores de combustión interna de pequeño tamaño para escúteres o motocicletas. La presente invención es una alternativa válida a las soluciones usadas convencionalmente como aquellas empleadas en el campo de los sistemas de lubricación para compresores de desplazamiento positivo.

La alternativa propuesta en la presente invención consiste en un sistema de lubricación que, durante el funcionamiento, extrae directamente la energía mecánica necesaria para su movimiento del eje de accionamiento del compresor y lubrica de una manera precisa (dedicada) aquellos componentes del mecanismo de manivela "no convencional" del compresor que están en movimiento relativo entre sí. Este sistema tiene un coste muy conveniente, no requiere desconexiones de potencia o medios de accionamiento independientes, es extremadamente fácil de montar y no "desperdicia" aceite lubricante dado que dirige este último exactamente hacia aquellas partes que están en movimiento relativo. Se habrá de notar, en la descripción detallada de la invención, que en combinación con un mecanismo de manivela "no convencional" provisto de propiedades autolubricantes (debido a su material constituyente), este sistema de lubricación, que se va a describir a continuación, asegura una perfecta lubricación junto con obvias ventajas económicas.

Aunque la lubricación por salpicadura clásica de técnicas anteriores, basada en la salpicadura y arrastre producido por los propios componentes a ser lubricados (que están impregnados por el aceite contenido en general en un cárter de aceite) tiene la ventaja de ser extremadamente económica y simple, suponiendo que asegure una lubricación suficiente, tiene —en cualquier caso— considerables inconvenientes, como la necesidad de mantener un nivel de lubricante constante en el interior del cárter de aceite para evitar el agarrotamiento. Más aún, de esta forma el lubricante no se suministra con precisión (esto es, no se suministra únicamente a los puntos en los que es realmente necesario), dado que este sistema no suministra el lubricante bajo presión. Más aún, este sistema no se puede emplear en motores de dos tiempos con bomba de aceite de cárter, dado que estas en aplicaciones la bomba de aceite de cárter debe trabajar en condiciones de seco.

Por lo tanto, en las técnicas anteriores la lubricación bajo presión se ha convertido en el sistema más ampliamente extendido debido a sus evidentes ventajas ligadas a su utilización, siendo estas ventajas, entre otras, el aumento en el rendimiento de los acoplamientos cinemáticos lubricados bajo presión cuando se compara con el obtenido sin la contribución de la presión de alimentación.

En particular, la lubricación efectuada por bombas de engranajes de acuerdo con las técnicas anteriores ofrece la ventaja de poner el circuito de lubricación bajo presión, permitiendo de este modo alcanzar con precisión los varios puntos a ser lubricados, con el caudal de aceite correcto y la presión requerida. En este caso el lubricante también tiene una tarea no despreciable de refrigerar las superficies que están en contacto mutuo. También el uso de bombas alternativas actuadas por levas se ha convertido rápidamente en ampliamente extendido, en la misma forma que las bombas electromagnéticas, en el campo de los motores de combustión interna de pequeño tamaño, debido a la posibilidad de suministrar lubricante bajo presión, mediante el control de los caudales y por lo tanto, aprovechar la posibilidad de refrigerar los varios acoplamientos cinemáticos lubricados.

Sin embargo, la desventaja del uso de bombas de engranajes descansa en el incremento de coste involucrado en la producción de componentes mecánicos de alta calidad, como las ruedas de engranaje por ejemplo, y en la necesidad de proporcionar una extracción de potencia (accionamiento) adecuado; de modo que la máquina a ser

lubricada será más difícil de fabricar. Por otro lado, los inconvenientes del uso de bombas accionadas por levas, en su versión comúnmente usada, son el requisito de su montaje en la proximidad del eje de accionamiento y la necesidad de tener disponible un nivel de aceite adecuado en el cárter de aceite para permitir el cebado (arranque de la bomba). Los inconvenientes del uso de bombas controladas electromagnéticamente son en general el incremento en el coste de producción, su absorción de potencia eléctrica y la necesidad de proporcionar una unidad de control.

Resumiendo, sería deseable proporcionar un compresor alternativo de desplazamiento positivo que tenga un sistema de lubricación dedicado (preciso), económico, fiable, compacto y fácil de montar, que extrajera directamente la potencia del eje de accionamiento del compresor y que no requiera componentes mecánicos complejos de alta calidad que necesiten un mecanizado complejo para su producción (caso de las bombas de engranajes) y, más aún, un sistema de lubricación que no requiera una cantidad excesiva de aceite en el cárter de aceite.

Un problema adicional de las técnicas anteriores se refiere al sistema de válvulas de admisión (válvulas de aspiración) y válvulas de descarga (suministro) de un compresor alternativo de desplazamiento positivo.

Las válvulas del compresor se pueden actuar mecánicamente o automáticamente; el primer caso cubre por ejemplo las válvulas que se actúan por medio de levas; el segundo caso incluye el tipo de válvulas cuya apertura/cierre es producida por la diferencia de presión existente entre las regiones aguas arriba y aguas abajo de la válvula. Las válvulas mecánicas tienen la ventaja de seguir una 'ley de apertura' precisa pero su desventaja considerable descansa en la estructura compleja, el gran número de elementos auxiliares involucrados, el hecho de que son excesivamente voluminosas, su peso y su coste. Todos estos factores han determinado la situación en la que, prácticamente, todos los compresores comerciales usados en aplicaciones convencionales se han equipado con válvulas automáticas. El sistema de válvulas automáticas usado comúnmente está formado por (véanse las Figuras 9a, 9b, 10) dos placas idénticas 7, 8 que tienen asientos apropiados para recibir dos paletas laminares flexibles (que normalmente están hechas de acero armónico). Las placas 7, 8 son normalmente idénticas y se montan cara con cara en una forma asimétrica, con las paletas laminares flexibles situadas entre los asientos realizados en oposición, de modo que formen un paquete simple y de modo que las direcciones del flujo del fluido permitidas por las válvulas estén opuestas entre sí. El paquete de válvulas se monta normalmente sobre una culata del compresor de tal manera que un lado de este paquete mire directamente al espacio interior del cilindro, mientras que el otro lado mire hacia la culata situada por encima del cilindro. Normalmente, la culata está dividida en dos regiones distintas aisladas entre sí por un diafragma de sellado o pared divisoria. Una primera de estas regiones queda atravesada por el flujo de aspiración o admisión, mientras que una segunda región queda atravesada por el flujo de descarga. La primera región permite que entre el flujo en virtud de la depresión que, generada en el interior del cilindro como consecuencia del movimiento de descenso del pistón desde el punto muerto superior al punto muerto inferior, produce la apertura de la válvula de admisión. La última se conforma de modo que permita el paso del fluido de trabajo desde el exterior del cilindro al interior del mismo mientras que se impide su paso en la dirección opuesta. La segunda región permite al fluido (que ha sido comprimido en el cilindro por el pistón durante el recorrido de ascenso desde el punto muerto inferior al punto muerto superior) que salga del cilindro después de la apertura de la válvula de descarga. Esta última se conforma de modo que permita al fluido de trabajo pasar desde el interior al exterior del cilindro, mientras que bloquea el recorrido inverso. La apertura de las válvulas ocurre por lo tanto como consecuencia de la diferencia de presión en los dos lados opuestos (caras) de cada paleta laminar. Esta diferencia de presión produce la flexión de las paletas laminares —que obviamente se comportan en este caso de la misma manera que una viga simple soportada en ambos extremos y sometida a una carga distribuida—, abriendo de ese modo un paso para el flujo del fluido que se dirige desde la región aguas arriba a la región aguas abajo con relación a las paletas y sus asientos de válvula. Estos asientos están a su vez realizados sobre las placas de modo que permitan que la flexión (doblado) de cada paleta laminar tenga lugar solamente en una dirección y con una apertura (doblado) máxima, limitada, de tal manera que las paletas cierren inmediatamente cuando el gradiente de presión que produce su apertura cambia de signo. Por ello, estas válvulas, como ya se ha dicho, actúan esencialmente como válvulas antirretorno.

Este sistema de válvulas automáticas de las técnicas anteriores es seguramente eficiente y con relación al realizado por medio de válvulas actuadas mecánicamente es ciertamente más simple y económico; sin embargo, también este sistema tiene inconvenientes. El primero de ellos es debido al aumento inevitable de los espacios muertos, constituidos por volúmenes que corresponden a las áreas de paso necesarias existentes en la superficie de una de estas placas usadas para retener las paletas laminares, en particular la de la placa que mira directamente al interior del cilindro, que se añade al volumen del asiento (espacio) que recibe la válvula de aspiración (véanse el espacio 9 en la Figura 9b). El segundo inconveniente es la presencia de dos placas dispuestas asimétricamente 7, 8 que se miran entre sí y que contienen las paletas laminares y, más aún, otro inconveniente reside en la dificultad del montaje de estos componentes y en los problemas que se producen a menudo de sobrecalentamiento de las paletas laminares de descarga, que están interpuestas entre las placas y por

lo tanto están influenciadas por las altas temperaturas del flujo de descarga, sin que estén protegidas por un intercambio térmico eficiente que limite la temperatura máxima alcanzada por ellas. En las Figuras 9a y 9b se muestran, en una vista de despiece, el empaquetamiento (montaje) de las placas de acuerdo con estas técnicas anteriores y de acuerdo con una realización usual, comercialmente disponible, en la disposición típica en la que el cilindro (no mostrado) se sitúa por debajo de las dos placas. La Figura 9a corresponde a una vista desde el lado inferior, mientras que la Figura 9b es una vista desde el lado superior de las dos placas 7, 8. El número 8 indica la placa inferior, el número 7 la placa superior. El número 10 indica la cara inferior de la placa 8, que es la cara que mira hacia el interior del cilindro (no mostrado). Sobre esta cara inferior 10, en su parte media hay ranuras rectangulares. Este grupo de cuatro ranuras 11, situado a la izquierda, forma las ranuras atravesadas por el fluido que entra en el compresor pasando por detrás de la válvula de aspiración, cuando la paleta laminar 12 que forma esta última (véase la Figura 10) está abierta. La ranura dispuesta a la derecha, indicada por el número 13 en la figura 9a, es la atravesada por el flujo de salida del compresor, cuando, durante la carrera de compresión, la presión interior supera a la presión exterior y por lo tanto determina la apertura de la paleta laminar 14 (Figura 10) que forma la válvula de descarga. La Figura 9b muestra los taladros 15 usados para el montaje de las placas sobre la culata. Estos taladros 15 se forman en ambas placas 7, 8 para que se conecten juntas. En la Figura 9b se observa la vista superior de esta placa superior 7. A la izquierda, es visible el espacio o asiento 9, que está ocupado por la paleta laminar 12 hecha de acero armónico que forma la válvula de aspiración, mientras que en la derecha se indica una ranura 16 que es atravesada por el fluido bajo presión que sale del cilindro. La Figura 9a muestra también la cara inferior de la placa superior 8. A la izquierda, se nota una ranura 17 que es atravesada por el flujo de aspiración durante el período de abertura de la correspondiente paleta laminar 12, mientras que en la derecha hay un espacio o asiento 18 ocupado por la paleta laminar 14 hecha de acero armónico (Figura 10), que forma la válvula de descarga. En la Figura 9b, finalmente, se nota la cara superior de la placa superior 7, que muestra una disposición perfectamente asimétrica con respecto a la cara inferior de la placa inferior 8 como ya se ha mostrado en la Figura 9a anteriormente mencionada. Se puede notar la ranura 17, a través de la que el fluido absorbido pasa cuando cruza la válvula de admisión o aspiración, y los taladros 18, que son atravesados por el fluido comprimido cuanto sale de la válvula de descarga cuya paleta laminar se indica por 14 en la Figura 10.

Un sistema alternativo de válvulas automáticas de acuerdo con la técnica anterior se realiza mediante el resorte de una placa única que tengan los asientos apropiados usados para alojar las dos paletas laminares flexibles (una para el flujo de aspiración y el otra para el flujo de descarga, normalmente de acero armónico), estando ambas válvulas —sin embargo— unidas normalmente a la placa en uno de sus extremos, de modo que su apertura ocurre solamente en un lado, mediante una flexión simple. La unión se obtiene generalmente por un remache u otro medio adecuado para realizar una unión estable con la placa.

Ahora, se obtiene otro objeto de la presente invención, de acuerdo con una realización más específica de la misma incluida en las reivindicaciones dependientes, por medio de una realización que proporciona un sistema de válvulas particular en el compresor alternativo de desplazamiento positivo.

Este objeto consiste en proporcionar un sistema de válvulas en el compresor alternativo de desplazamiento positivo, resolviendo este sistema de válvulas algunos de los problemas que se han mencionado previamente y que son problemas inherentes al sistema de válvulas automático conocido (que está presente tanto en compresores de una etapa como en compresores de etapas múltiples).

En particular, los objetivos que se pueden conseguir mediante la utilización del sistema de válvulas de acuerdo con la presente invención, son los siguientes —como se detallará en la descripción posterior, más precisa, de la invención—:

(caso en relación a un compresor de una etapa o la primera etapa de un compresor de etapas múltiples)

- Una reducción del espacio muerto, dado que el volumen perjudicial sólo concierne a la válvula de descarga. De hecho, la válvula de aspiración, estando orientada directamente hacia el interior del cilindro, no "añade ningún volumen" al espacio muerto (por el contrario, lo reduce en una pequeña cantidad);
- Una reducción en el número de componentes, dado que en esta realización sólo es necesaria una placa de válvula, a diferencia de los sistemas tradicionales que emplean dos placas 7, 8. La reducción en el número de componentes implica menos trabajo de mecanizado y costes de producción reducidos;
- Simplificación en el proceso de montaje debido al número reducido de componentes, y la imposibilidad de un ensamblado/montaje erróneo;
- Una solución al problema de sobrecalentamiento para la válvula de descarga, debido a que esta válvula, que se aloja en el espacio o volumen de descarga de la culata, ya no está forzada a permanecer en el interior de un

volumen muy estrecho rodeado por paredes a alta temperatura.

(caso en relación a una etapa situada aguas abajo de la primera etapa en un compresor de etapas múltiples)

- 5 • Una reducción del espacio muerto, dado que el volumen, o espacio, perjudicial es la suma del volumen asociado con la válvula de descarga (que es mínimo, dado que la válvula mira directamente al cilindro) y del volumen que se refiere a la válvula de admisión (que es mínimo debido al hecho de que el asiento de válvula (espacio de la válvula) se ha dispuesto lateralmente con respecto al borde exterior del cilindro);
- 10 • Una reducción en el número de componentes, dado que esta realización sólo requiere una única placa de válvula para la válvula de descarga, que incorpora también los componentes necesarios para la válvula de admisión (válvula de aspiración), en lugar de las dos placas de los sistemas tradicionales, que implican espacios muertos que tienen un mayor valor, tomados en su conjunto. También en este caso, la reducción del número de componentes y por lo tanto la utilización de una única placa, implica una reducción del proceso de mecanizado involucrado y de los costes de producción relacionados;
- 15 • Una simplificación en el proceso de ensamblado y montaje debido a la utilización de una única placa y una imposibilidad resultante de ensamblaje erróneo;
- 20 • Una solución al problema de sobrecalentamiento para la válvula de descarga, dado que esta válvula, que se aloja en el espacio o volumen de descarga de la culata, ya no está forzada a permanecer en el interior de un volumen muy estrecho rodeado por paredes a alta temperatura;
- Eliminación del intercambio de calor (transmisión de calor) entre el fluido de aspiración y el fluido comprimido, este intercambio de calor tiene lugar en los sistemas tradicionales a través del delgado diafragma (pared divisoria) situado entre los volúmenes adyacentes presentes en el interior de la culata. En el sistema propuesto, el fluido absorbido no está sujeto a tal calentamiento, lo que consecuentemente reduce el trabajo realizado durante la compresión.

### **Divulgación de la invención**

25 De acuerdo con la reivindicación 1, la presente invención alcanza sus objetivos principales mediante la realización de un planeta hecho de material sinterizado, cuyos micro gránulos tienen una propiedad autolubrificante y, por lo tanto, retienen el aceite lubricante durante un largo período. Por lo tanto, no es necesario usar casquillos, interpuestos entre el porta planetas y los planetas. Esto simplifica la estructura del mecanismo de manivela y aumenta la fiabilidad del compresor. Más aún, mediante la combinación de las propiedades anteriormente mencionadas con un sistema de lubricación que sea preciso y que extraiga directamente la potencia del eje de accionamiento para suministrar el aceite bajo presión a las superficies que necesiten ser lubricadas, se obtiene una simplicidad constructiva incluso mayor.

30 Preferentemente (véase la reivindicación 2) el sistema de lubricación se aprovecha de un mecanismo de manivela clásico.

35 Otras características del compresor están contenidas en las restantes reivindicaciones dependientes. En particular, el sistema de válvulas con una única placa que impide el sobrecalentamiento de la válvula de descarga, que se puede mover libremente en sus extremos.

### **Breve descripción de los dibujos**

40 La presente invención se describirá con referencia a algunas realizaciones específicas, que son sólo ilustrativas y en ningún caso limitativas ni vinculantes con relación al concepto inventivo, estando ilustradas estas realizaciones en los dibujos adjuntos, en los que:

la FIGURA 1 muestra esquemáticamente el mecanismo de manivela clásico

la FIGURA 2 muestra esquemáticamente un mecanismo de manivela "no convencional", de acuerdo con la definición anterior;

45 la FIGURA 3 es una representación esquemática del piñón (4) de radio  $O-\Omega$  que engrana con el engranaje interno (2) que tiene un radio doble, esto es, el radio  $O-H$ , en un mecanismo de manivela "no convencional", de acuerdo con la técnica anterior;

la FIGURA 4 es una representación esquemática de una primera, posible implementación (realización concreta) del mecanismo de manivela "no convencional", que no es clásico;

la FIGURA 5 es un dibujo esquemático de una segunda posible implementación del mecanismo de manivela "no convencional", en la realización específica de la invención que se detallará en la siguiente parte de la descripción y a la que se aplicarán las mejoras de acuerdo con la invención;

5 la FIGURA 6 muestra esquemáticamente un tren de engranajes planetario generalmente conocido de acuerdo con las técnicas conocidas, que comprende un piñón 4, un engranaje interior 2 y un engranaje sol (rueda de engranaje central) 1;

10 la FIGURA 7 muestra esquemáticamente: el porta planetas 3 o manivela (conectado al eje de accionamiento Oz), que soporta el piñón 4, y finalmente el engranaje interno 2 fijo, como un caso particular del tren de engranajes planetario de la Figura 6 (en el que el engranaje sol 1 desaparece) y una ilustración adicional del concepto de mecanismo de manivela "no convencional";

la FIGURA 8 muestra varias posiciones durante el funcionamiento del mecanismo de manivela "no convencional";

la FIGURA 9a es una vista en perspectiva, de acuerdo con una primera dirección (inclinada hacia arriba) de observación, de un par de placas de un sistema de válvulas de aspiración y descarga de acuerdo con la técnica conocida;

15 la FIGURA 9b es una vista en perspectiva, de acuerdo con una segunda dirección (inclinada hacia abajo) de observación, del mismo par de placas del sistema de válvulas de aspiración y descarga de acuerdo con la técnica conocida, como ya se ha mostrado en la Figura 9a;

20 la FIGURA 10 es una vista análoga a las Figuras 9a y 9b que también muestra, sin embargo, las paletas laminares, esto es, la paleta laminar de la válvula de aspiración (12) y la paleta laminar de la válvula de descarga (14), que se deben insertar en los asientos respectivos entre las dos placas (7, 8), mientras que la última se debe atornillar (véanse los taladros 15) sobre la culata (no mostrada) de un compresor de técnicas anteriores;

la FIGURA 11 es una vista en perspectiva del planeta de acuerdo con la implementación mostrada en la Figura 5 de un mecanismo de manivela "no convencional", en el que, de acuerdo con la presente invención, el planeta se realiza por medio de un proceso de sinterizado;

25 la FIGURA 12 es una vista de despiece del planeta de acuerdo con la Figura 11, en la realización preferida de la invención en la que el mismo no se realiza de una única pieza, sino que comprende diversas partes individuales de material sinterizado que se montarán juntas;

la FIGURA 13 es una vista de despiece de un compresor alternativo de desplazamiento positivo, en una realización específica, no vinculante de la presente invención, que incluye el planeta mostrado en la Figura 12;

30 la FIGURA 14 es una vista de un compresor alternativo de desplazamiento positivo de la presente invención, que ya se ha mostrado en la Figura 13, pero esta vez en un estado de montaje parcial que exhibe la bomba de desplazamiento positivo (del aceite de lubricación) de acuerdo con la presente invención;

35 la FIGURA 15 es una vista parcial, de acuerdo con una sección transversal vertical, axial del compresor alternativo de desplazamiento positivo de la invención, a partir del que es posible ver el recorrido del aceite a través de la bomba de pistón de tipo aguja (sistema de lubricación de precisión de acuerdo con la invención) y a través del saliente excéntrico (porta planetas) integral con el eje de accionamiento;

la FIGURA 16 es una vista frontal de la bomba alternativa de acuerdo con la invención, que realiza una lubricación precisa y se muestra aislada, en la que se muestran dos posiciones de la manivela de la bomba en este dibujo (posición en línea continua = posición genérica; posición en línea discontinua = posición de descarga);

40 la FIGURA 17 es una primera realización ("versión A") de la bomba alternativa que realiza una lubricación de precisión de acuerdo con la presente invención;

la FIGURA 18 muestra una segunda realización ("versión B") de la bomba alternativa de la invención, que corresponde esencialmente a las versiones mostrada en las Figuras 13, 14 e individualmente en la Figura 16;

45 la FIGURA 19 muestra dos vistas en sección transversal, tomadas a lo largo de dos planos respectivamente ortogonales de una tercera versión ("versión C") de la bomba alternativa que realiza una lubricación de precisión, de acuerdo con la presente invención;

las FIGURAS 20a y 20b son vistas en perspectiva, de acuerdo con dos ángulos de observación diferentes, del sistema automático de válvulas (sistema de válvulas automáticas) montadas de acuerdo con la invención en un compresor de desplazamiento positivo alternativo; en particular, estas figuras muestran el montaje formado por: un



cilindro / una placa de válvula / una culata de un compresor de una única etapa (o de una primera etapa de un compresor de etapas múltiples);

5 la FIGURA 21 muestra una realización particular de la placa simple incluida en el sistema de válvulas automáticas de acuerdo con la presente invención (Figuras 20a y 20b) incorporadas en el compresor de desplazamiento positivo alternativo;

la FIGURA 22 muestra una válvula en la forma de una paleta laminar, de acuerdo con la presente invención;

la FIGURA 23a muestra, de acuerdo con un primer ángulo de observación, un sistema automático de válvulas (sistema de válvulas automáticas) de la presente invención aplicable a compresores de etapas múltiples, a una etapa adicional situada aguas abajo de la primera etapa;

10 la FIGURA 23b es una vista análoga a la Figura 23a, pero de acuerdo con una dirección de observación diferente.

### **Descripción detallada de realizaciones preferidas**

Se describirán ahora algunas realizaciones preferidas de la invención con finalidades ilustrativas pero no limitativas. Un experto en la técnica hallará fácilmente soluciones equivalentes, incluidas en el mismo concepto inventivo, que están por lo tanto protegidas por la presente solicitud de patente.

15 Debido a los varios inconvenientes del mecanismo de manivela clásico, algunos de los cuales se han descrito brevemente en la parte introductoria de la presente solicitud de patente, la presente invención sugiere realizar un compresor alternativo de desplazamiento positivo en base al diseño de un mecanismo de manivela "no convencional" (Figuras 2 y 3) que supera los inconvenientes de las técnicas anteriores.

Tal compresor alternativo se ilustra por ejemplo de modo general en la Figura 13.

20 La Figura 13 muestra un compresor alternativo de desplazamiento positivo, de dos cilindros de acuerdo con la invención, que se ha realizado mediante el empleo de la tecnología de materiales sinterizados (este concepto y sus ventajas se explicarán a continuación), incluyendo el compresor:

25 - un planeta 20, obtenido usando la tecnología de materiales sinterizados y que comprende (véase la Figura 12) un piñón 4 (rueda dentada con dientes externos), un contrapeso 21, un disco excéntrico 22 (la Figura 11 muestra las tres piezas 4, 21, 22 montadas simplemente mediante la inserción de los pasadores 23, 23' del disco excéntrico 22 y respectivamente del piñón 4 dentro de las aberturas similares a cruces 24 del contrapeso 21; nótese que el planeta mostrado en la Figura 11 podría formar también sólo una pieza, en una realización);

- una rueda dentada con dientes internos (rueda de corona) 2, que también se realiza mediante la tecnología de materiales sinterizados;

30 - un porta planetas 3 que se conecta al eje de accionamiento 3' y que se acciona mediante el motor eléctrico 25 (Figura 14); la Figura 14 muestra un montaje parcial del compresor de la Figura 13 (nótese la rueda de corona con el dentado interno 2 que se inserta por medio de sus cuatro brazos en forma de cruz 26 en los respectivos asientos integrales con la carcasa 27);

35 - dos pistones 5, 5' que están provistos en los extremos de un único vástago o biela 6 que tiene un taladro central 28 apto para recibir el disco excéntrico 22 después de que el componente 5, 5', 6 se haya insertado a través de los taladros 29, 29 (véase la Figura 14) de la carcasa 27, estando localizado el taladro central 28 de la biela 6 sustancialmente en una posición central dentro de la carcasa 27;

- dos unidades de cilindro completas 30 (cilindro, culata, sistemas de válvula, etc.);

40 - un sistema de lubricación 31, que consiste en varios componentes que se describirán en detalle posteriormente en el presente documento;

- la carcasa 27;

- una cubierta 32 (no mostrada en la Figura 14) de la carcasa 27;

45 - un elemento con forma de cúpula 33, que tiene un muelle helicoidal respectivo 34, interpuesto entre la cubierta 32 y la carcasa 27; elásticamente ligado el elemento 33 a la cubierta, tiene la función de retener en su posición la bomba de aceite del sistema de lubricación 31 y el componente 26 del compresor.

El número 35 indica un contrapeso del eje de accionamiento 3'. El porta planetas 3 se introduce a través del agujero

axial 36 del debe quedar enrasado con la cara 37 (Figura 11) del piñón 4, como se puede ver en la Figura 14. El compresor de la Figura 13 contiene un mecanismo de manivela "no convencional" de la clase representada en la Figura 5. En esta figura, se muestra un único pistón 6 por simplicidad, aunque, obviamente, el punto B indica el centro de un disco excéntrico 22 y este punto B se mueve durante el funcionamiento a lo largo de una línea recta ideal (imaginaria) que forma una extensión de la biela 6, de modo que los pistones 5, 5' se moverán a lo largo de una línea recta (línea vertical en la Figura 5 pero horizontal en las Figuras 13 y 14). En los puntos muertos superior e inferior, el centro del disco excéntrico 22 (punto B), o mejor su "traza" (intersección con el plano ideal) caerán sobre el círculo primitivo (línea primitiva) de la rueda de corona 2 (indicada por 26 en las Figuras 13 y 14), como se deduce de la Figura 5, lado izquierdo. Nótese que en todas las fases del movimiento, la "traza" del punto B (centro del disco excéntrico 22) cae sobre la línea primitiva del piñón 4 (véase también la Figura 8).

La Figura 4 muestra otra posible realización concreta del mecanismo de manivela "no convencional" al que se puede aplicar la presente invención, aunque las Figuras 13 y 14 sólo se refieren a la realización que se muestra esquemáticamente en la Figura 5.

Los puntos indicados por 37 en la Figura 5 corresponden a la zona de contacto del movimiento relativo entre la pared interna del agujero 28 y la pared del lado externo del disco excéntrico 22. El punto P en la Figura 5 indica la introducción del porta planetas 3 dentro del taladro 36 del piñón 4 (agujero 36 del planeta 20). En la Figura 5 no se muestra el contrapeso 21.

Después de esta descripción del funcionamiento y estructura del mecanismo de manivela "no convencional" del compresor, se ilustrará el aspecto principal de la presente invención.

Realmente, ninguna de las invenciones previamente mencionadas en el párrafo "Técnica antecedente" se aplican industrialmente en una forma práctica, a pesar del hecho de que algunas de ellas parecen ser válidas, siendo esto debido a su compleja estructura, al hecho de que son voluminosas y a su nivel de fiabilidad, disminuyendo estos problemas el grado de utilidad de las disposiciones propuestas hasta la fecha con respecto al mecanismo de manivela clásico. Se cree que la solución adecuada para hacer industrialmente útil la producción de compresores que se basen en tal clase de mecanismo de manivela "no convencional", es la utilización de procesos de tecnología de sinterizado (en particular del acero) para la realización del planeta. Con esta tecnología es realmente posible realizar planetas en una configuración monolítica (Figura 11) o, incluso mejor, en más piezas (componentes) (Figura 12), con la ventaja de disminuir considerablemente los costes de producción, debido a los bajos costes involucrados en esta tecnología (con respecto a otras tecnologías) y debido al hecho de que es posible obtener un planeta acabado (incluyendo la rueda dentada) de acuerdo con las tolerancias de diseño sin necesidad de mecanizado mecánico complejo, de modo que el planeta estará listo para fines de montaje una vez que las piezas relativas se hayan sometido a posibles tratamientos térmicos (si hay alguno) tal como carburado y endurecimiento por sinterizado; esta última tecnología, que se ha desarrollado en los últimos años, se aplica durante el mismo proceso de sinterizado. Mediante la realización del planeta de acuerdo con esta tecnología es posible resolver los problemas de complejidad estructural y espacio, dado que el planeta realizado en esta forma se puede montar directamente sobre el porta planetas 3 sin ninguna interposición de casquillos, debido a las excelentes propiedades tribológicas de los materiales sinterizados; más aún, este material, debido a su textura hecha de micro gránulos, tiene óptimas propiedades de resistencia a la fatiga y tiene límites elásticos y límites de resistencia a la rotura que están cerca de aquellos de los materiales compactos. Más aún, el material sinterizado compuesto de micro gránulos absorbe el aceite de lubricación y asegura una mejor lubricación durante un largo período. Combinado con el sistema de lubricación 31, se obtiene una lubricación óptima y precisa a costes muy convenientes.

El material sinterizado tiene propiedades de autolubricación y por lo tanto permite eliminar los casquillos entre las superficies en movimiento relativo; más aún, su estructura hecha de micro gránulos absorbe el aceite durante un largo periodo de tiempo.

El planeta 20 se puede realizar en una única pieza (como se muestra en la Figura 11) o más piezas (componentes) (Figura 12) para ser montadas posteriormente. En el primer caso, esta geometría más compleja se puede obtener mediante el uso de un molde, sin mecanizado mecánico complejo. En caso de más componentes, todos hechos de material sinterizado, el único molde se puede hacer incluso más simple y esto facilita grandemente el proceso de producción. En cualquier caso, es posible cumplir con las tolerancias de diseño sin estar forzado a usar procesos de mecanizado mecánico complejos, a diferencia del caso de los componentes que no están hechos de material sinterizado. De acuerdo con la presente invención, más aún, también la rueda de corona 26 (2) está hecha preferentemente de material sinterizado.

Se describirá ahora en detalle otro aspecto de la presente invención. Este aspecto concierne a la lubricación de precisión de las superficies que están en movimiento relativo, en particular de la zona de contacto entre el porta planetas 3 y el planeta 20 (la pared del agujero 36).

La lubricación se realiza de acuerdo con la presente invención por medio de una bomba que extrae la potencia necesaria para su movimiento del eje de accionamiento 3', esto es, del porta planetas 3 que es integral con este último, para bombear el aceite directamente a las superficies que necesitan lubricación. Este aceite alcanzará entonces también la superficie exterior del disco excéntrico 22 y la pared del agujero 28 (zona 37 en la Figura 5) que está en contacto con este último. Dado que el aceite presente en la parte inferior de la carcasa 27 (cárter de aceite) se suministra de una manera precisa a las superficies que necesitan lubricación, será posible proporcionar una mínima cantidad de aceite dentro de la carcasa.

En la realización preferida del sistema de lubricación, el movimiento se extrae del eje de accionamiento 3' y se transmite a la bomba alternativa de desplazamiento positivo que tiene una manivela 41 y un pistón 46, estando indicada en general dicha bomba por el número 31 en las Figuras 13, 14, 15 y 16. El sistema de lubricación 31 incluye un portador de manivela 40 que tiene un asiento para la manivela 41, teniendo este último un asiento cilíndrico que recibe en una forma articulada una proyección cilíndrica 42 de la bomba real. La bomba incluye también un cuerpo pistón-bomba 43 que se conecta rígidamente al pistón 46 que bombea el aceite y un cilindro-bomba 44, apto para recibir el aceite (absorbido durante la carrera de aspiración (carrera de admisión) del pistón 46 que se desliza dentro del cilindro-bomba 44), desde el lado inferior de la carcasa 27 (el nivel de aceite dentro de la carcasa 27 no se muestra en los dibujos). El cilindro-bomba 44 se conecta de modo pivotante, por medio de un vástago 51, a una parte cónica 52 que tiene un agujero interior apto para recibir dicho vástago 51.

El aceite se absorbe a través de la ventana o abertura 45 (Figura 16) del cilindro-bomba, 44, en una forma que se describirá con más detalle posteriormente en el presente documento y entonces se suministra bajo presión — durante la carrera de descarga del pistón de la bomba 46— al interior del pequeño tubo flexible o manguera 27, que a su vez está en comunicación para fluidos con el interior del cuerpo del pistón-bomba 43. La bomba 31 se monta en el lado libre (extremo libre) 49 del porta planetas 3 (véanse las Figuras 13 y 14) por medio del tornillo 48, que traba la manivela 41 de la bomba dentro del asiento respectivo del portador de manivela 40 y por el que fija los componentes 40, 41 al lado libre 49 del porta planetas. El tornillo 48 se introduce (véase la Figura 14) a través de los taladros respectivos de los componentes 40, 41 después de una alineación preliminar de estos taladros con respecto al taladro central de una serie de tres taladros (situados en una línea recta) dispuestos sobre la superficie plana 49 (Figura 14). Después de la introducción del tornillo en este taladro central, este tornillo 48 conecta rígidamente (esto es, uno entre sí) los componentes 41, 40 y 3, impidiendo que el planeta 20 se deslice fuera del porta planetas 3 (debido a la presencia del portador de manivela 40). Un agujero axial del saliente 42 introducido en una forma sellada y pivotante dentro del asiento cilíndrico de la manivela 41, está en comunicación para fluidos —en un lado— con el aceite bajo presión que viene del pequeño tubo flexible (manguito) 47 y —en el lado opuesto— con el taladro inferior (en la Figura 14) de dicha serie de tres taladros presentes en la superficie del plano libre 49 del porta planetas 3 (también en virtud de la ranura presente en el componente 40). Este taladro inferior del porta planetas, indicado por 50 en la Figura 15, se extiende axialmente en el porta planetas 3 y termina en dos agujeros radiales (Figura 15) usados para lubricar las superficies anteriormente mencionadas que están en contacto rotativo mutuo, del disco excéntrico 22, el contrapeso 21 y el piñón 4, por un lado, y el porta planetas 3, por el otro.

La Figura 16 muestra dos posibles posiciones funcionales de la bomba; línea discontinua = manivela 41 en la posición de descarga, manguito 47 "comprimido" para compensar la distancia reducida entre los componentes 43 y 44 (cuerpo de pistón-bomba y cilindro-bomba), líneas continuas = posición genérica de la manivela 41 (aspiración de aceite).

El preciso funcionamiento de la bomba de la invención se ilustrará con la ayuda de tres versiones A, B y C de la misma, que se muestran respectivamente en las Figuras 17-19. Las tres versiones son similares y se basan en el mismo principio de aspiración-descarga.

Dado que la versión "B" de la Figura 18 es sustancialmente idéntica a la versión mostrada en las Figuras 13, 14 y 16, se describirá primero esta versión.

La bomba incluye:

- un cuerpo de bomba inferior, o cilindro-bomba, indicado por 44a y pivotado en la carcasa 27;
- un pistón 46a;
- una válvula antirretorno 53a;
- un pequeño manguito 47a;
- una manivela 41 a;

- una válvula de alivio de presión 54a, si se requiere.

La letra "a" añadida a los números indica esta versión específica que difiere de las otras versiones de las Figuras 13 y 14 en algunos detalles constructivos específicos, inmediatamente comprensibles (pero irrelevantes).

5 La manivela 41a, durante su giro alrededor de su eje, impone un movimiento relativo entre el pistón 46a (que se conecta rígidamente al cuerpo pistón-bomba 43a), articulado en su extremo superior en el taladro excéntrico 55a de la manivela, y el cilindro-bomba 44a. Este movimiento corresponde al movimiento alternativo tradicional de un mecanismo de manivela clásico con un recorrido igual al doble de la distancia entre el eje O-O' del eje de accionamiento y el taladro excéntrico de la manivela 41a (eje X-X').

10 Comenzando desde el punto muerto inferior (PMI), el pistón 46a, mientras se mueve hacia arriba, genera una presión negativa dentro del cilindro-bomba 44a, que se debe al hecho de que no hay comunicación de fluidos con el entorno exterior, debido a que la entrada de aspiración está cerrada por el pistón en sí y la descarga está controlada por la válvula antirretorno 53a. Cuando el pistón 46a abre la entrada de aspiración existente en el cilindro-bomba 44a, el lubricante (aceite) se absorbe a través de la abertura de aspiración que está inmersa en el lubricante. Cuando llega al punto muerto superior (PMS) el pistón 46a invierte su dirección de movimiento; habrá  
15 una primera fase de retorno de lubricante a través de la entrada de aspiración 60, y entonces, después de que se cierre esa entrada por el pistón 46a, comienza la fase de descarga tras la apertura de la válvula antirretorno 53a, debido a la fuerza de presión ejercida por el lubricante sobre esta válvula 53a, que fuerza a superar la fuerza de cierre del muelle de dicha válvula. El lubricante, después de pasar más allá de la válvula antirretorno 53a, fluye a través del pequeño taladro 47a y alcanza la zona de descarga. En esta versión, el problema de la conexión entre la  
20 zona de bombeo y la zona de descarga —que están en movimiento relativo— se resuelve mediante el uso del tubo flexible 47a, como se ha explicado anteriormente. Este sistema puede estar equipado con una válvula de alivio de presión 54a.

25 Por ello, en la versión mostrada en la Figura 18, el aceite bajo presión que llega desde el pequeño manguito 47a pasa a través del taladro transversal 61 (la dirección del taladro 61 es ortogonal al plano del dibujo de la Figura 18 en lado izquierdo), alcanzando el agujero axial 62 que es paralelo a los ejes O-O y X-X. A partir de aquí, pasando a través de los canales mostrados también en los dibujos en la izquierda de la Figura 18, este aceite alcanza el taladro radial 63 del porta planetas 3a (en este caso sólo se muestra un taladro radial 63, que está en comunicación para fluidos con un surco longitudinal 64 existente sobre el porta planetas 3a). La "versión C" de la bomba de lubricación de acuerdo con la presente invención, mostrada en la Figura 19, es idéntica a la "versión B" de la Figura  
30 18. La única diferencia es que el lubricante alcanza la zona de descarga pasando a través de un conducto rígido suplementario. De hecho, en este caso, el problema de la conexión de la zona de bombeo con la zona de descarga, que están en movimiento relativo entre sí, se resuelve mediante el uso de un elemento de cilindro rígido 47b que se desliza dentro del cuerpo-pistón 43b. También en este caso, el sistema puede estar equipado con una válvula de alivio de presión 54b. Más aún, también en este caso el cilindro-bomba 44b se conecta en una forma articulada (esto es, abisagrada) a la carcasa 27 en la parte inferior de esta última.  
35

La versión mostrada en la Figura 17 comprende:

- un cilindro-bomba 44c;
- un pistón 46c;
- una válvula antirretorno 53c;
- 40 - una entrada de aspiración 45c que soluciona el aceite contenido en la carcasa 27;
- una pequeña biela (biela de enlace) 65;
- un obturador 66;
- una manivela 41c.

El funcionamiento de este sistema es como sigue:

45 La manivela 41c, mediante su rotación sobre su propio eje, da lugar a un movimiento relativo —por medio de la biela de enlace 65— entre el pistón 46c (que está articulado en el taladro excéntrico de la manivela) y el cilindro-bomba 44c. Ese movimiento es el movimiento alternativo clásico del mecanismo de manivela convencional, cuyo recorrido es igual al doble de la distancia entre el eje de manivela O-O' y el eje X-X' del taladro excéntrico de la manivela. Comenzando desde el punto muerto inferior (PMI), el pistón 46c, mientras se mueve hacia arriba, genera  
50 una presión negativa en el interior del cilindro-bomba 44c, que se debe al hecho de que no hay comunicación para

fluidos con el entorno exterior, debido a que la entrada de aspiración 45c permanece cerrada (obstruida) por el pistón en sí, mientras que la descarga está controlada (cerrada) por la válvula antirretorno 53c. Cuando el pistón 46c abre la entrada de aspiración (abertura de aspiración) existente en el cilindro-bomba 44c, se absorbe lubricante a través de la entrada de aspiración 45c inmersa en el lubricante (este sistema es de auto arranque o "auto cebado" suponiendo que la presión negativa obtenida dentro del cilindro asegura la elevación del líquido lubricante desde su nivel superior de la superficie libre hasta la abertura de aspiración). Después de alcanzar el punto muerto superior (PMS), el pistón 46c invierte su dirección de movimiento; habrá una primera fase de retorno de lubricante a través de la entrada de aspiración, pero entonces, después de que el pistón haya cerrado esta entrada, comienza la fase de descarga, tras la apertura de la válvula antirretorno 53c bajo la fuerza de presión ejercida por el lubricante comprimido —sobre esta válvula antirretorno 53c—, que supera la fuerza de cierre del muelle de esta válvula. Por ello, el lubricante circula primero pasando la válvula antirretorno y a continuación a través de una cavidad existente en el pistón 46c, hasta que alcanza una región de descarga.

El obturador 66 ejerce una función de soporte (saliente) sobre el muelle de cierre de la válvula antirretorno 53c. El caudal (descarga o capacidad) de la bomba de la invención se puede modificar mediante la selección de un agujero de cilindro adecuado o un recorrido adecuado (excentricidad del taladro en la manivela).

Una ventaja adicional del sistema de lubricación de la presente invención es que la superficie del nivel (superficie libre) de lubricante puede quedar incluso más lejos de los elementos giratorios del compresor.

En lo que sigue, se describirá un tercer aspecto de la presente invención, que concierne al sistema de válvulas mejorado de un compresor alternativo de desplazamiento positivo.

La descripción se basará en las Figuras 20a, 20b, 21 (que ilustra un compresor de una etapa, o una primera etapa de un compresor de etapas múltiples) y en las Figuras 23a, 23b (etapa aguas abajo de la primera etapa en un compresor de etapas múltiples).

El sistema de válvulas mostrado en las Figuras 20a, b, 21, 22, 23a, b es aplicable al campo de las válvulas automáticas adoptadas en compresores alternativos de desplazamiento positivo. Este sistema de válvulas tiene el objeto de resolver algunos de los inconvenientes mencionados anteriormente del sistema de válvulas automáticas usado convencionalmente, tanto para compresores de una etapa como para compresores de etapas múltiples. La invención permite resolver el problema del llenado y vaciado del cilindro del compresor, recurriendo a una única placa, que se puede realizar de una manera simple, y que tiene espacios muertos que pueden ser notablemente más pequeños que las de soluciones convencionales que emplean dos placas. Como una alternativa a esta solución de la técnica anterior que ya usa una única placa, en el presente caso las paletas laminares, que forman las válvulas, no están todas conectadas (unidas) a la placa en sí, sino que se pueden curvar libremente mientras que permanecen siempre dentro de su asiento, ocupando espacios mínimos y asegurando un funcionamiento óptimo tanto desde un punto de vista dinámico del fluido (pequeña resistencia al flujo) como desde el punto de vista de su duración. El sistema de válvulas automáticas se muestra en las Figuras 20a y 20b mediante la presentación en una vista de despiece del montaje 'cilindro-placa de válvula-culata' de un compresor, de acuerdo con dos direcciones de observación diferentes. El sistema propuesto forma una aplicación válida para compresores de una etapa y para la primera etapa de compresores de etapas múltiples.

Este sistema de válvulas automáticas está formado por:

- una única placa de válvulas 70 usada como "cabeza de cierre" del cilindro;
- dos paletas laminares adecuadamente conformadas 71, 72 de acero armónico, una de las cuales funciona durante la aspiración (71) y la otra durante la descarga (72), estas paletas laminares forman los componentes principales de las válvulas correspondientes;
- cuatro pasadores (espigas) 73, 73, 74, 74, dos (73) de ellos se usan para retener lateralmente la paletas laminares de aspiración (71) y los otros dos (74) para retener lateralmente la paleta laminar de descarga (72);
- un elemento de protección opcional hecho de acero 75 interpuesto entre la paleta laminar de descarga 72 y en la culata 76 o, más precisamente, entre la paleta de descarga 72 y un retén, o elemento de fin de carrera 77, para la válvula de descarga 72. El conjunto se completa por un cuerpo de cilindro 78 y la culata 76. Se debería notar que la culata 76, como se deduce de la Figura 20b, se divide en dos sectores (cámaras), uno de los cuales se diseña para guiar el flujo de aspiración mientras que el otro conduce el flujo de descarga.

Se puede notar también que el conjunto total de componentes (unidad de cilindro completa) se ha indicado por el número 30 en la Figura 13.

La placa 70, y las válvulas localizadas en ella, funcionan en una forma similar a la descripción anterior para válvulas

convencionales. También en el presente caso la paleta laminar 71 abre hacia el interior del cilindro durante la carrera de aspiración del pistón, debido a la presión de aspiración producida por el movimiento del pistón. Por el contrario, la paleta laminar 72 abre cuando la presión interna determinada por el pistón sobre el fluido supera el valor de presión exterior que existe en el lado de descarga. La paleta laminar 71, que forma la válvula de aspiración, tiene su asiento sobre la parte superior del cilindro 78 (este asiento se realiza directamente sobre el borde superior del cilindro 78, mediante las partes fresadas 79) y se guía mediante los dos espigas de acero 73, permitiendo estas últimas retener lateralmente esta paleta laminar durante su recorrido de curvado (flexión) sin dificultar de ninguna manera su flexión libre.

La paleta laminar 72 forma la válvula de descarga y tiene su asiento en la culata 76 del compresor, en la que se interpone un elemento de retención hecho de acero o una pequeña placa 75 y tiene las dimensiones que corresponden a las de la paleta laminar 72. También esta paleta laminar 72 se guía lateralmente y se retiene mediante los pasadores o espigas hechas de acero 74 anteriormente mencionadas, que se fijan en la placa 70 del sistema de válvulas automáticas. También en este caso las dos espigas hechas de acero 74 permiten guiar/retener lateralmente la paleta laminar durante su recorrido de flexión (curvado), aunque no dificultan su movimiento libre. Como el sistema clásico que incluye dos placas, los asientos de la paleta laminar de la válvula de aspiración y de la paleta laminar de la válvula de descarga se conforman de tal manera que permiten la flexión (curvado) de cada paleta laminar solamente en una dirección, de modo que una inversión en la dirección del gradiente de presión no producirá ninguna abertura de las válvulas 71 y 72, que por lo tanto funcionan como válvulas antirretorno.

La Figura 21 muestra la placa 70 observada desde el lado que mira hacia el interior del cilindro 78. Se puede notar que se alinean dos ranuras inferiores 80 para el flujo de admisión con respecto a dos bolsillos (rebajes) 81 existentes en la placa de válvula 70. Estos bolsillos que tienen la tarea de promover una flexión sin dificultades (esto es, libre) de la paleta laminar de aspiración 71, mediante la recepción de sus extremos y facilitando su curvado libre, de tal manera que la paleta laminar pueda funcionar sin interferir en sus extremos con los asientos de soporte 79; esta solución evita las mayores tensiones que sucederían en caso de interferencia y que podrían conducir a una rotura de la paleta laminar debido a la fatiga. La pequeña placa de protección 75, hecha de acero, que actúa como un tope (elemento de fin de carrera) para la paleta laminar 72 de la válvula de descarga, debe ser un elemento realizado con un material resistente a una acción de martillado y que tenga la forma de la paleta laminar curvada; este elemento se interpone entre la paleta laminar 72 y una nervadura (elemento de fin de recorrido) 77 existente sobre la culata 76 hecha de aluminio del compresor, de modo que impida cualquier daño a la culata. Nótese que el radio de la curvatura de diseño de la pequeña placa 75, que debe tener en cuenta el grado de flexión de la paleta laminar 72 de la válvula de descarga, debe ser ligeramente menor que el radio de la nervadura saliente 77 sobre la culata, para permitir una amortiguación de posibles vibraciones inducidas por la paleta laminar 72 en la placa de protección 75. La placa de protección 75 tiene la única función de absorber el efecto de martillado debido a la válvula de descarga 72 durante el funcionamiento y sirve también como elemento de protección de la culata 76. Las paletas laminares 71 y 72 se mantienen en su sitio, como ya se ha especificado, por medio de dichas espigas o pasadores 73 y 74, aunque se podrían emplear válidamente cualesquiera otros medios adecuados para limitar los desplazamientos laterales de las pequeñas paletas laminares sin impedir su flexión libre.

Cuando se usan pasadores hechos de acero, éstos deben acoplarse con las ranuras opuestas contenidas en los extremos de las paletas laminares 71, 72. La ranuras de los extremos son necesarias para asegurar la tendencia natural a acortarse —tal como se mide en un plano— de las paletas laminares 71, 72 durante su curvado. La Figura 22 muestra con finalidades ilustrativas la configuración de tal paleta. Nótese que las ranuras extremas 82 tienen cortes 83 en su borde externo que sirven para simplificar el proceso de producción y para retener la paleta laminar, en particular la paleta laminar de aspiración, en caso de fenómenos dinámicos que pueden suceder cuando se arranca el compresor.

El sistema de válvulas propuesto, que se muestra en las figuras 20a, 20b, 21, 22, 23a, 23b anteriormente explicadas, tiene las siguientes ventajas:

- reducción de la extensión de los espacios muertos; dado que el volumen perjudicial es el que se asocia solamente con la válvula de descarga. Realmente, dado que las válvulas de aspiración o de descarga miran directamente al interior del cilindro, no contribuyen a ningún espacio muerto (por el contrario, reducen este último en una pequeña cantidad);
- reducción del número de componentes, dado que en el caso presente solamente se requiere una placa de válvulas en lugar de las dos placas 7, 8 de sistemas tradicionales. La reducción en el número de componentes implica una reducción de los procesos de mecanizado requeridos y de los costes de producción relacionados;
- simplificación de las operaciones de montaje, debido al menor número de componentes y debido a la imposibilidad de montaje erróneo;

- solución del problema de sobrecalentamiento para la válvula de descarga, dado que esta válvula se recibe dentro del espacio de descarga (compartimento de descarga) de la culata y no está limitada dentro de una región de pequeño espacio encerrada por las paredes a alta temperatura.

5 Se describirá a continuación un sistema de válvulas para aplicaciones relacionadas con etapas de compresor que siguen a la primera etapa de un compresor de etapas múltiples.

Las Figuras 23a, 23b ilustran, en una vista de despiece, un sistema de válvulas automáticas de acuerdo con la presente invención, para ser aplicado a las etapas de un compresor localizadas aguas abajo de la primera etapa en un compresor de etapas múltiples o en general a todas de tales aplicaciones en las que el fluido de admisión o fluido absorbido ya tiene una cantidad significativa de presión o de energía cinética. Este sistema está formado por:

10 - una placa 84 que recibe:

- la válvula (o válvulas) de aspiración, de nuevo de clase automática, y en la forma de una paleta laminar 85 que comunica por medio de ranuras o conductos 86 con la parte superior del cilindro 87, en la que se extrae el fluido, en la entrada, del conducto 88 que está conectado a su vez a una etapa previa del mismo compresor o de otro compresor;

15 • la válvula (o válvulas) de descarga, de nuevo de la clase automática, y en la forma de una paleta laminar 89 que comunica con la parte superior del cilindro en el lado superior de la placa 84;

- dos paletas laminares adecuadamente conformadas hechas de acero armónico, una de las cuales 85 se usa para la etapa de aspiración y la otra 89 para la etapa de descarga y las cuales forman los componentes principales de las válvulas correspondientes;

20 • dos espigas de confinamiento lateral 91 para la paleta laminar 85 y un número correspondiente de espigas 90 para la paleta laminar de descarga 89;

- un elemento hecho de acero, de fin de carrera (tope) 92 para la válvula de descarga, que sólo se usa en caso de culatas hechas de aluminio y que actúa como un medio de protección.

25 La culata 93, y las válvulas montadas en la misma, funcionan en una forma similar a válvulas convencionales; también en este caso la paleta laminar 85 abre durante la carrera de aspiración del pistón, por medio de la presión de aspiración producida por el desplazamiento del pistón (no mostrado) en relación con el flujo de presión en el entorno desde el que se envía el fluido, esto es, comparada con la presión en una etapa previa del mismo compresor o de algún otro compresor. Por otro lado, la paleta laminar 89 abre cuando la presión interna del fluido producido por el movimiento del pistón excede la presión del entorno exterior, esto es, cuando supera la presión presente en el lado de descarga. La paleta laminar 85 que forma la válvula de aspiración, o válvula de admisión, se recibe en el lado superior lateral del cilindro 87 (este asiento se forma directamente durante el proceso de fundición) y su movimiento de apertura se limita/guía por la presencia de una pared conformada que actúa como un saliente para el extremo libre de la paleta laminar 85, estando formada esta pared sobre la placa 84. El otro extremo de la paleta laminar se une por medio de dichas espigas 91 y mediante la acción de apriete ejercida por la placa 84 sobre el cuerpo del cilindro 87. Como la solución ya ilustrada de un compresor de una etapa, también en este caso, la paleta laminar 89 que forma la válvula de descarga tiene su asiento sobre la culata 93 del compresor; más aún, se ha interpuesto una placa de retención 92 hecha de acero y tiene un tamaño que corresponde al de la paleta laminar 89. Esta paleta 89 se limita lateralmente por la presencia de las dos espigas de acero 90 fijadas en la placa 84. Análogamente a los sistemas conocidos, los asientos de la paleta laminar de la válvula de aspiración y de la paleta laminar de la válvula de descarga se conforman de tal manera que permiten la flexión de cada una de estas paletas 85, 89 solamente en una dirección, de modo que una inversión del gradiente de presión no producirá ninguna apertura de las paletas laminares 85 y 89, que por lo tanto actúan como válvulas antirretorno.

45 La paleta laminar de descarga 89 es totalmente idéntica a la ya descrita (Figura 22) de un compresor de una etapa. De la descripción precedente, se deduce directamente una diversidad con respecto a la versión descrita previamente, que es válida para las primeras etapas de compresores alternativos o para compresores de una etapa. La diferencia descansa en la diferente configuración de la válvula de aspiración (válvula de admisión) que en el presente caso tiene un final de carrera, o elemento de final de carrera (un tope), para impedir que —debido a la posiblemente mayor diferencia de presión en la entrada de una etapa posterior situada aguas abajo de la primera etapa— una válvula de aspiración diseñada de acuerdo con la configuración de una etapa podría ser empujada por la presión dentro del cilindro o podría curvarse excesivamente. Realmente, la ausencia de cualquier tope podría dar como resultado una rotura de la paleta laminar 85, debido a las tensiones de fatiga, en un corto período de tiempo.

50

Por lo tanto, en el sistema propuesto, el fluido se absorbe a través de un conducto 88 realizado lateralmente sobre el cilindro 87 y que termina, a través de ranuras opuestas 86 (Figura 23a), sobre la cara superior (superficie) del

cilindro 87, estando cerradas dichas ranuras por la paleta laminar de aspiración (o por varias paletas laminares de aspiración) 85 que está (están) en voladizo y funciona (funcionan) en esta forma y se fija (fijan) mediante dos espigas respectivas 91.

5 El medio de fin de carrera, o medio saliente, para la(s) paleta(s) laminar(es) de aspiración 85 se realizan —como ya se ha mencionado anteriormente— mediante una placa de válvula 84 que se conforma apropiadamente (figura 23b). La sección adicional del conducto de aspiración se define por las paredes de la placa de válvulas 84 y por la parte superior del cilindro 87. El sistema propuesto, que se ha ilustrado por medio de un ejemplo no limitativo en las Figuras 23a y 23b, tiene las siguientes ventajas con respecto a los sistemas ya conocidos:

- 10 - una reducción de los espacios muertos; debido a que el volumen perjudicial es la suma del volumen que afecta a la válvula de descarga (que es extremadamente pequeño dado que la válvula mira directamente al cilindro) y el volumen que afecta a la válvula de aspiración (que es extremadamente pequeño dado que el asiento de la válvula se ha desplazado lateralmente con respecto al borde de salida del cilindro);
- 15 - una reducción del número de componentes, dado que en la presente realización solamente es necesaria una placa para la válvula de descarga, que incorpora también los componentes requeridos por la válvula de aspiración, a diferencia de las dos placas en los sistemas tradicionales que en total da lugar a mayores espacios muertos. También en este caso la reducción de componentes y por lo tanto el uso de una única placa, implica una reducción de las etapas de mecanizado y costes de producción;
- simplificación de las operaciones de montaje, debido a la utilización de una única placa y a la imposibilidad de realizar un montaje incorrecto;
- 20 - una solución al problema de sobrecalentamiento para la válvula de descarga, dado que esta válvula se recibe dentro del espacio de descarga de la culata y por lo tanto no está ya confinada en un espacio estrecho rodeada por paredes a alta temperatura;
- una eliminación del problema del intercambio de calor entre el fluido absorbido (entrante) y el fluido comprimido, a diferencia de los sistemas tradicionales en los que se produce este intercambio a través del estrecho diafragma (pared divisoria) entre los dos compartimientos adyacentes dentro de la culata. En el sistema propuesto el fluido absorbido no está sometido a este efecto de calentamiento, y esto reduce el trabajo de compresión.

25 La presente invención se ha descrito en detalle por medio de diversas realizaciones y variantes sólo para permitir al experto en la técnica comprender y poner directamente en práctica las mejoras realizadas a los compresores alternativos de desplazamiento positivo convencionales. Estas realizaciones por lo tanto no se deberían interpretar restringidamente o en una manera vinculante, en particular con respecto a los materiales empleados. Esto significa que cada componente se puede realizar en cualquier material adecuado para las mismas funciones y que ya pertenece a las técnicas anteriores. Por ejemplo, en lugar de acero sinterizado, se podría emplear cualquier otro material sinterizado adecuado para conseguir las mismas funciones.

30 Los materiales usados para fabricar las paletas laminares de las válvulas pueden ser de cualquier clase adecuada para realizar las mismas funciones, tal como resistir altas temperaturas, soportar repetidos curvados (fuerzas dinámicas), etc.

40 La forma de los asientos de válvula ilustrada en las figuras no es vinculante y lo mismo se aplica al sistema de espigas (pasadores) usado para unir las paletas laminares; la única cuestión relevante es que las paletas laminares deben ser capaces de curvarse por sí mismas mientras se deslizan en sus extremos sustancialmente de una manera sin dificultades. Por lo tanto, se podría usar cualquier medio adecuado para esta tarea.



## REIVINDICACIONES

1. Un compresor alternativo de desplazamiento positivo que comprende una o más unidades de cilindros (30), pistones respectivos (5, 5') que se mueven alternativamente dentro de dichas unidades de cilindro (30), al menos un motor (25) que tiene un eje de accionamiento respectivo (3') con un porta planetas (3), un planeta (20) que, en combinación con dicho porta planetas (3) y con una rueda de corona (2; 26) con dentado interior realiza el denominado mecanismo de manivela "no convencional" en el que un punto "B" en la línea del círculo primitivo de un piñón (4) del planeta (20) se mueve de acuerdo con un movimiento rectilíneo alternativo durante el funcionamiento del compresor, incluyendo además el compresor una carcasa (27) con una cubierta correspondiente (32) y que se **caracteriza porque**
- 5
- 10 - al menos una parte, pero preferentemente todos, los componentes del planeta (20) de dicho mecanismo de manivela "no convencional", están formados de material sinterizado, preferentemente acero sinterizado;
- el compresor alternativo de desplazamiento positivo comprende además un sistema de lubricación (31; 31a, 31b; 31c) que envía de una manera precisa aceite lubricante bajo presión a las superficies que están en contacto mutuo y en movimiento de rotación relativo entre sí y que pertenecen a los componentes (3, 20) de dicho mecanismo de manivela "no convencional", extrayendo dicho sistema de lubricación (31; 31a; 31b; 31c) la energía mecánica requerida para su movimiento directamente del porta planetas (3), sin requerir, por lo tanto, ninguna otra clase de medios de suministro de energía.
- 15
2. Un compresor alternativo de desplazamiento positivo de acuerdo con la reivindicación 1, **caracterizado porque** dicho sistema de lubricación (31; 31a, 31b; 31c) forma un sistema de aspiración y descarga de aceite lubricante, que funciona de acuerdo con un mecanismo de manivela clásico con un pistón y un cilindro.
- 20
3. Un compresor alternativo de desplazamiento positivo de acuerdo con la reivindicación 1 ó 2, en el que dicha rueda de corona (2; 26) está hecha también de material sinterizado, preferentemente acero sinterizado.
4. Un compresor alternativo de desplazamiento positivo de acuerdo con la reivindicación 2 ó 3, en el que dicho sistema de lubricación (31; 31a, 31b; 31c) comprende un pistón de aspiración (46; 46a; 46b; 46c) que tiene la forma de una aguja que se desliza en el interior de un cilindro-bomba (44; 44a; 44b; 44c) articulado a una carcasa (27), conteniendo el cilindro-bomba una válvula antirretorno (53a; 53b; 53c) y que presenta una entrada de aspiración (45; 45c) localizada por debajo de la superficie del nivel libre del aceite lubricante contenido en la carcasa o cárter de aceite (27); estando provisto también un conducto de descarga, que se localiza aguas abajo de la válvula antirretorno (53a; 53b; 53c) para alimentar el aceite al cuerpo del pistón-bomba (43; 43a; 43b; 43c) y una manivela (41; 41a; 41b; 41c) que se conecta funcionalmente a dicho porta planetas para extraer la energía mecánica de este último y para enviar el aceite lubricante a dichas superficies que están en contacto mutuo y en movimiento rotacional relativo entre sí.
- 25
5. Un compresor alternativo de desplazamiento positivo de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones precedentes, en el que dicho planeta (20) incluye un piñón (4), un contrapeso (21) y un disco excéntrico (22) que forman una pieza integral que es una pieza monolítica de material sinterizado, preferentemente acero sinterizado.
- 30
6. Un compresor alternativo de desplazamiento positivo de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones precedentes excepto la reivindicación 5, en el que dicho planeta (20) incluye un piñón (4), un contrapeso (21) y un disco excéntrico (22) que forman componentes separados, realizados a través de procesos de sinterizado independientes y dentro de moldes separados.
- 40
7. Un compresor alternativo de desplazamiento positivo de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones precedentes, en el que los componentes de material sinterizado que forman el planeta (20) y/o la rueda de corona (2; 26) se someten a tratamientos térmicos tales como el cementado y endurecimiento por sinterizado, teniendo lugar este último proceso simultáneamente con el proceso de sinterizado.
8. Un compresor alternativo de desplazamiento positivo de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones precedentes, en el que el sistema de lubricación está obligado a oscilar en un plano en virtud de la presencia de un elemento (33) conectado elásticamente (34) con la cubierta (32) de la carcasa (27) e interpuesto entre esta cubierta, por un lado, y el sistema de lubricación y la rueda de corona (2; 26) por otro lado; teniendo dicho elemento (33) salientes similares a dientes que se acoplan con la extensión o brazos similares a una cruz formados en la circunferencia exterior de la rueda dentada (26).
- 45
9. Un compresor alternativo de desplazamiento positivo de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones precedentes, en el que dichas unidades de cilindro (30) comprenden una culata (76; 93), un sistema de válvulas (70, 71, 72; 84, 85, 89) y un cilindro (78; 87), estando formado el sistema de válvulas por una única placa de válvula (70 u 84) y por válvulas de paleta laminar (71, 72; 85, 89) que abren y cierran automáticamente y que, en su
- 50

posición de cierre, están en contacto con un lado de dicha placa de válvula (70 u 84) o con una extensión lateral de la parte superior del cilindro (87).

5 10. Un compresor alternativo de desplazamiento positivo de acuerdo con la reivindicación 9, en el que la(s) válvula(s) de descarga (72; 89) de dicho sistema de válvulas forman cada una, una respectiva válvula de paleta laminar (72; 89) que está limitada y conectada en sus extremos a dicha placa de válvula (70; 84) pero que se puede deslizar libremente en sus extremos, de tal manera que es capaz de curvarse y abrir las aberturas de la válvula de descarga formadas en la misma placa de válvula (70; 84).

10 11. Un compresor alternativo de desplazamiento positivo de acuerdo con la reivindicación 10, en el que la válvula de descarga o cada válvula de descarga (72; 89), tiene un elemento de fin de carrera o tope (77) sobre la culata (76; 93).

15 12. Un compresor alternativo de desplazamiento positivo de acuerdo con la reivindicación 11, en el que se asocia un elemento de protección (75, 92) con cada tope (77), teniendo este elemento de protección esencialmente el mismo contorno y forma que la paleta laminar de la válvula de descarga, pero un radio de curvatura adecuado para amortiguar las vibraciones de la paleta laminar (72; 89) y para proteger frente a martillero y desgaste dicho tope o elemento de fin de carrera (77) formado sobre dicha culata.

13. Un compresor alternativo de desplazamiento positivo de acuerdo con la reivindicación 12, en el que dicho elemento de protección (75, 92) se fabrica con un material que es más resistente al desgaste que el material usado para fabricar la culata (76, 93) de la unidad de cilindro (30).

20 14. Un compresor alternativo de desplazamiento positivo que forma la primera etapa de un compresor de etapas múltiples o un compresor de una etapa, de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones precedentes, en el que un diafragma, o pared divisoria, divide la culata (76) de una unidad de cilindro (30) en un primer compartimento y un segundo compartimento, estando alojadas la paleta laminar o las paletas laminares de la(s) válvula(s) de descarga (72) dentro del primer compartimento y estando localizado el segundo compartimento en alienación con la(s) válvula(s) de aspiración (71) de paleta laminar que está(n) localizada(s) en el lado opuesto de la placa de  
25 válvula (70) con respecto a la(s) válvula(s) de descarga (72).

30 15. Un compresor alternativo de desplazamiento positivo de acuerdo con la reivindicación 14, en el que dicha(s) válvula(s) de aspiración (71) de paleta laminar forman cada una, una válvula de paleta laminar (71) que está restringida y conectada en sus extremos a dicha placa de válvula (70) pero está libre de deslizarse en estos extremos de modo que sea capaz de curvarse y abrir las aberturas (80) de la válvula de aspiración que se forman sobre la misma placa de válvula (70).

16. Un compresor alternativo de desplazamiento positivo de acuerdo con la reivindicación 15, en el que se forman bolsillos o rebajes (81) sobre una cara de la placa de válvula (70) que mira hacia el cilindro (78) para evitar interferencias entre la paleta laminar (71) de la válvula de aspiración y la placa de válvula (70) durante la fase de apertura de la válvula de aspiración.

35 17. Un compresor alternativo de desplazamiento positivo de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones precedentes 9-13, que forma un compresor de etapas múltiples, en el que una unidad de cilindro de una etapa dispuesta aguas abajo de la primera etapa presenta una válvula de aspiración (85) localizada sobre dicha extensión lateral de la parte superior del cilindro (87), de modo que se evite sustancialmente un intercambio de calor entre el fluido absorbido y el fluido comprimido, de descarga, estando dicha válvula de aspiración (85) fijada y sujeta  
40 solamente en un extremo entre una extensión de la placa de válvula (84) y dicha extensión lateral de la parte superior del cilindro (87); y en el que, para evitar la rotura debido a la fatiga de la válvula de aspiración, producida por la presión del fluido entrante de la etapa previa, la válvula de aspiración (85) tiene un tope o superficie saliente sobre la placa de la válvula (84).

45 18. Un compresor alternativo de acuerdo con la reivindicación 17, en el que la culata (93) de la unidad de cilindro encierra una única cámara interior que no tiene pared divisoria y que se cruza por el fluido de descarga, esto es, el fluido de salida.

19. Un compresor alternativo de desplazamiento positivo de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones precedentes, en el que dichas paletas laminares de la válvula de aspiración y de la válvula de descarga están hechas de acero armónico.

50 20. Un compresor alternativo de desplazamiento positivo de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones precedentes, en el que las culatas de las unidades de cilindro están hechas de aluminio o de hierro fundido.

21. Un compresor alternativo de desplazamiento positivo de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones

precedentes, en el que los elementos de protección anti-martillero de las válvulas de paleta laminar de descarga están hechas de acero y tienen un contorno y forma sustancialmente idénticos al contorno y la forma de las válvulas de descarga y, más aún, tienen un radio de curvatura que es ligeramente menor que el de los topes o elementos de fin de carrera (77) antes de la finalización de la operación de ensamblaje de la unidad de cilindro.

5

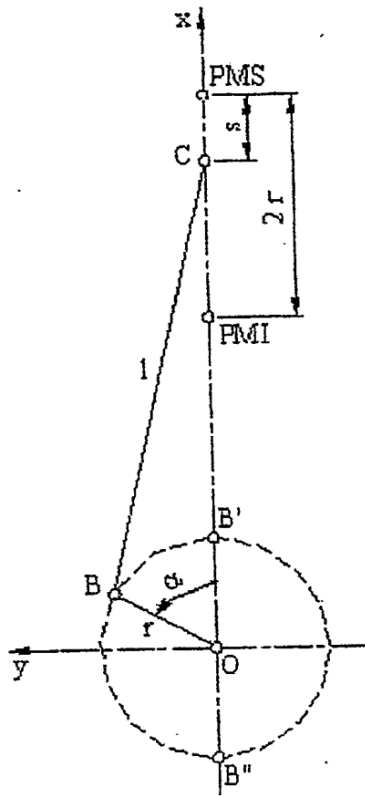


Fig.1

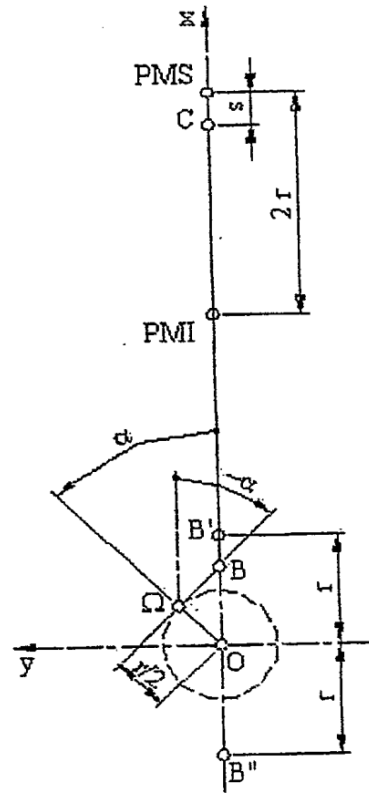


Fig. 2

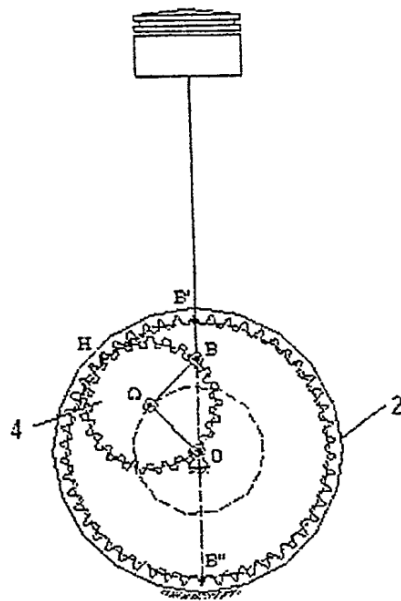


Fig.3

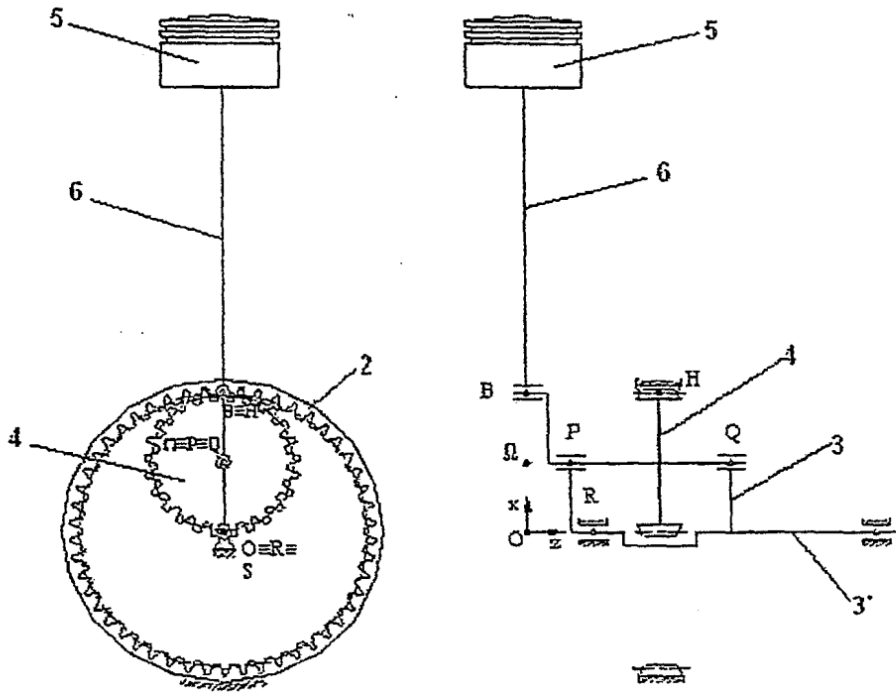


Fig. 4

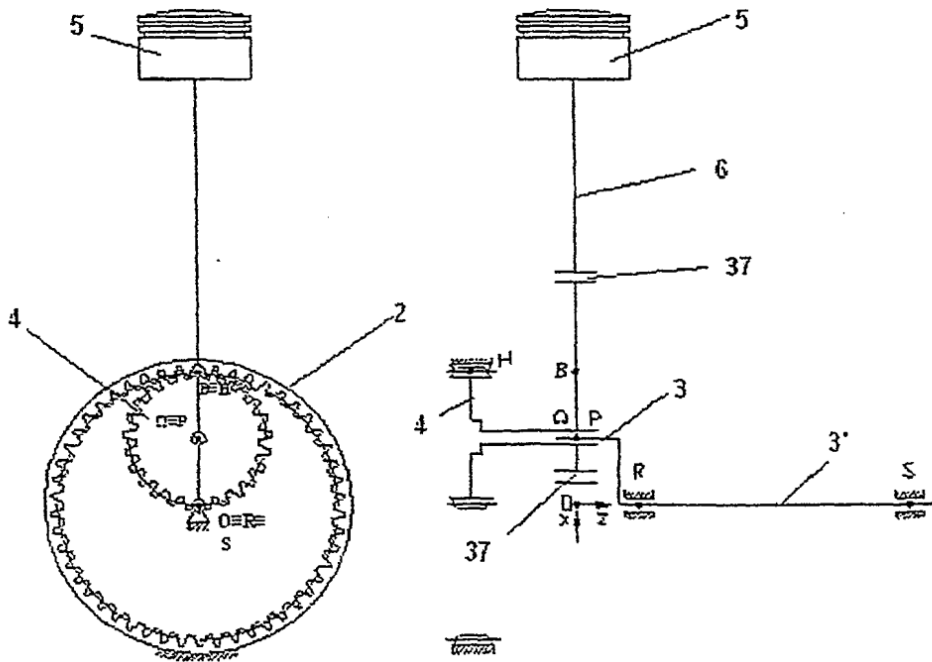


Fig. 5

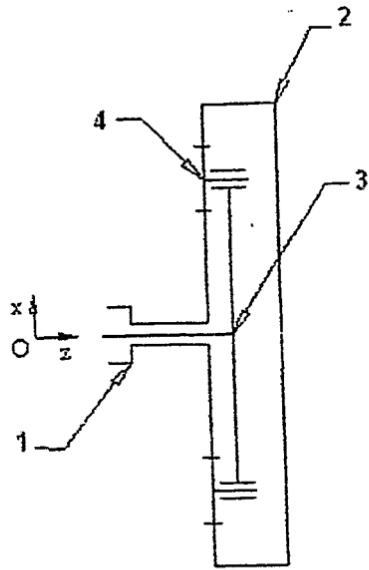


Fig.6

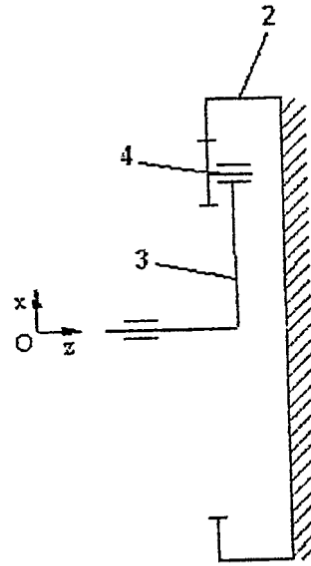


Fig.7

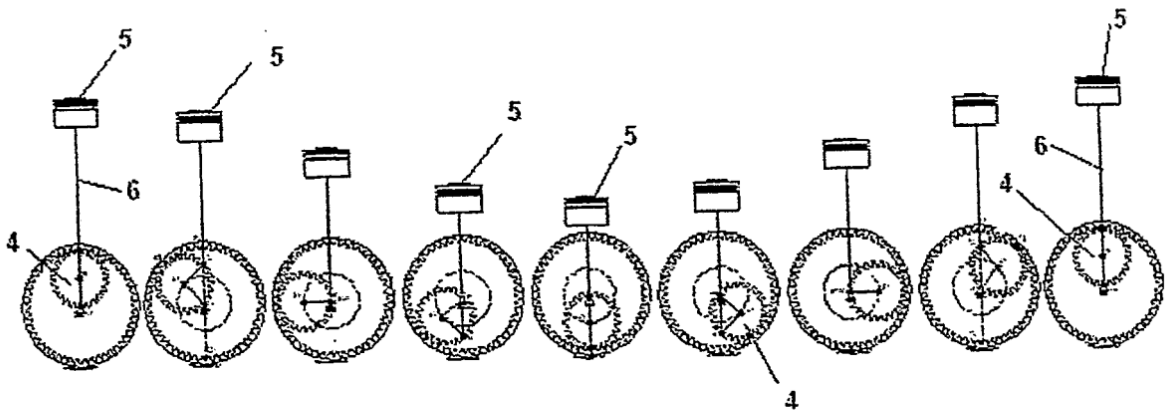


Fig.8

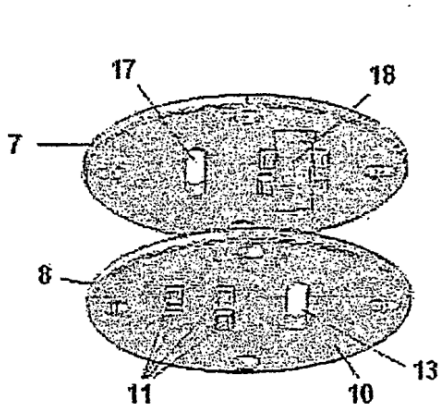


Figura 9a

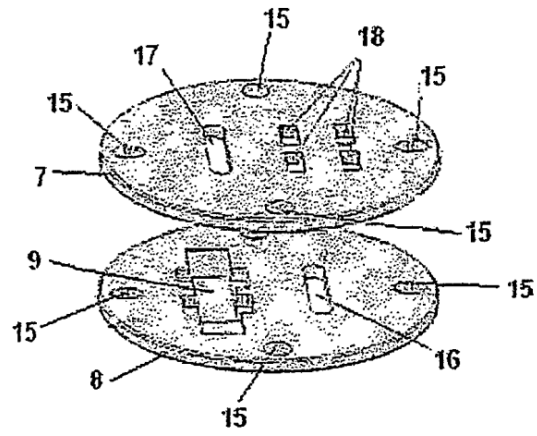


Figura 9b

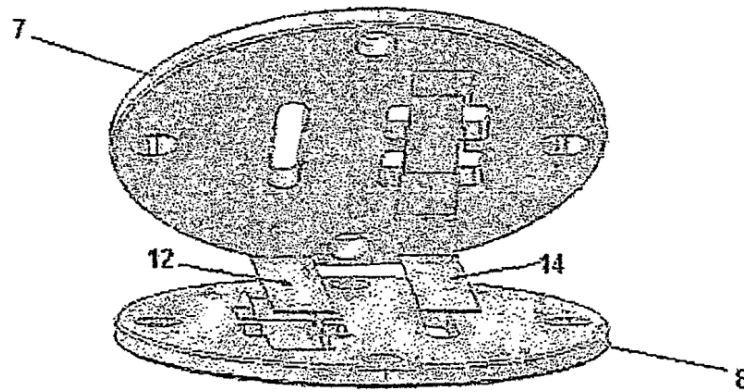


Fig.10

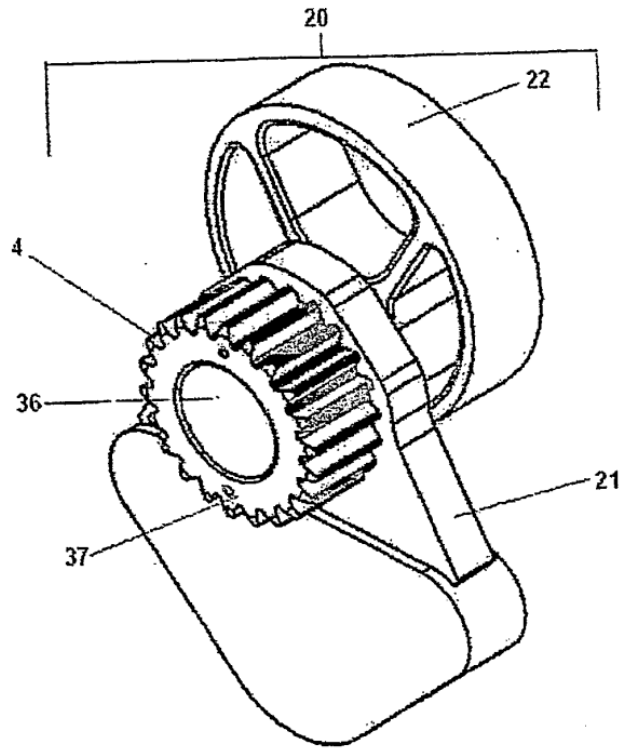


Fig. 11

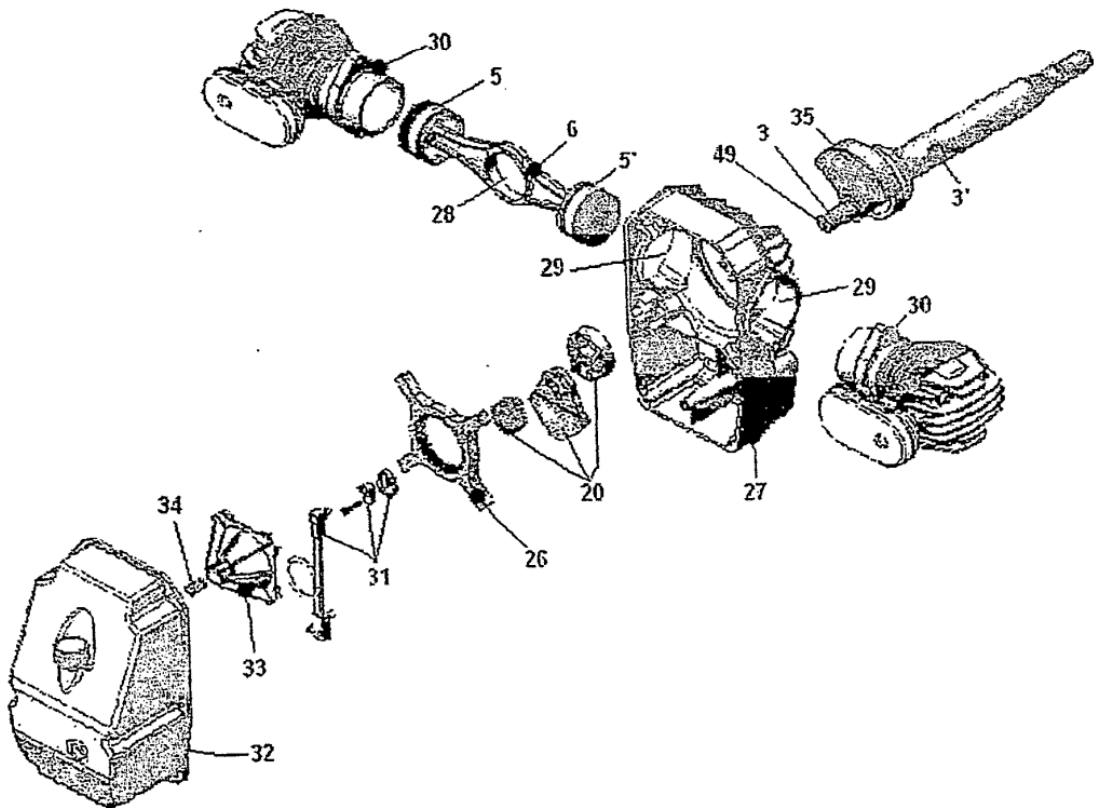


Fig. 13



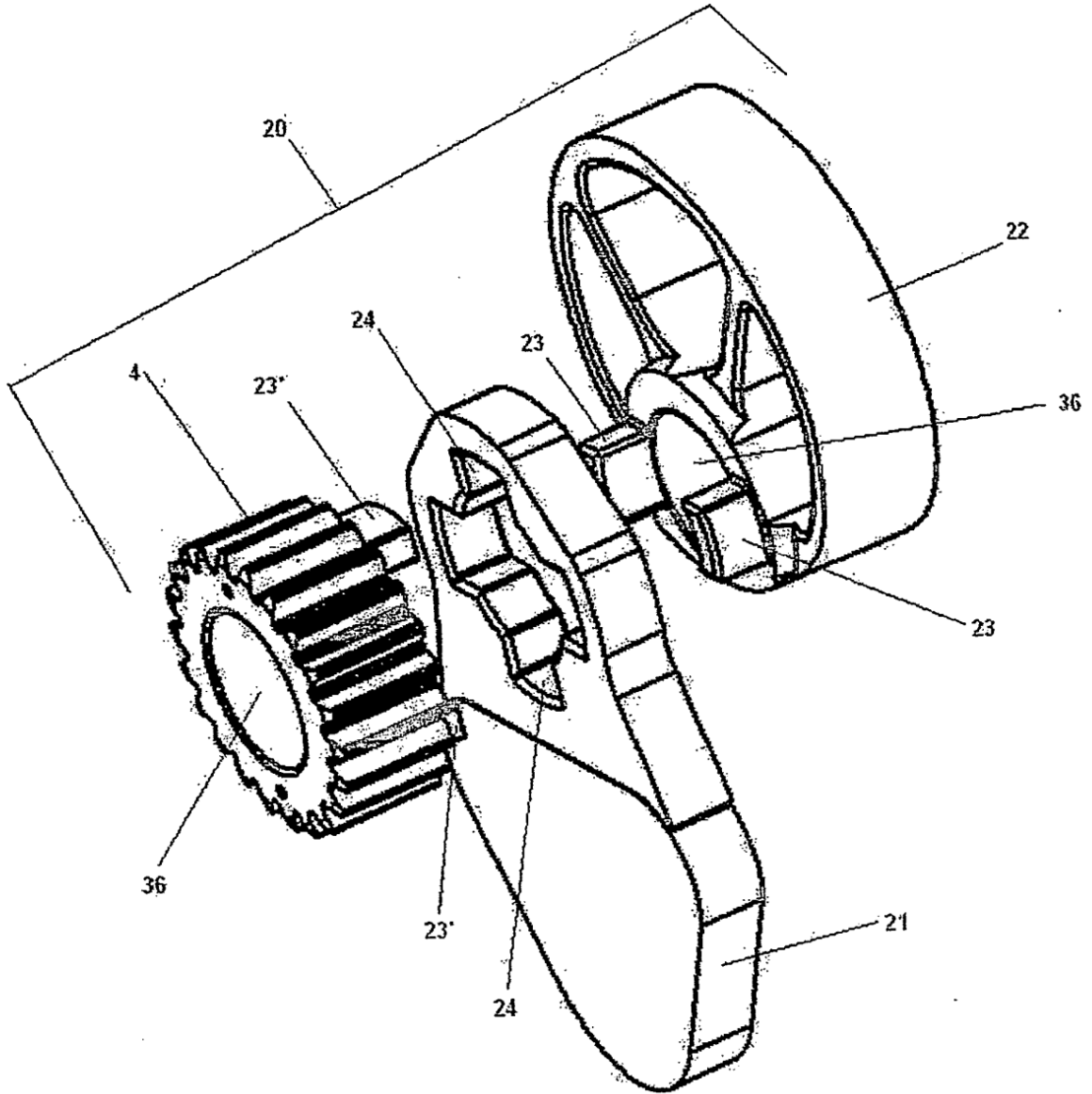


Fig.12

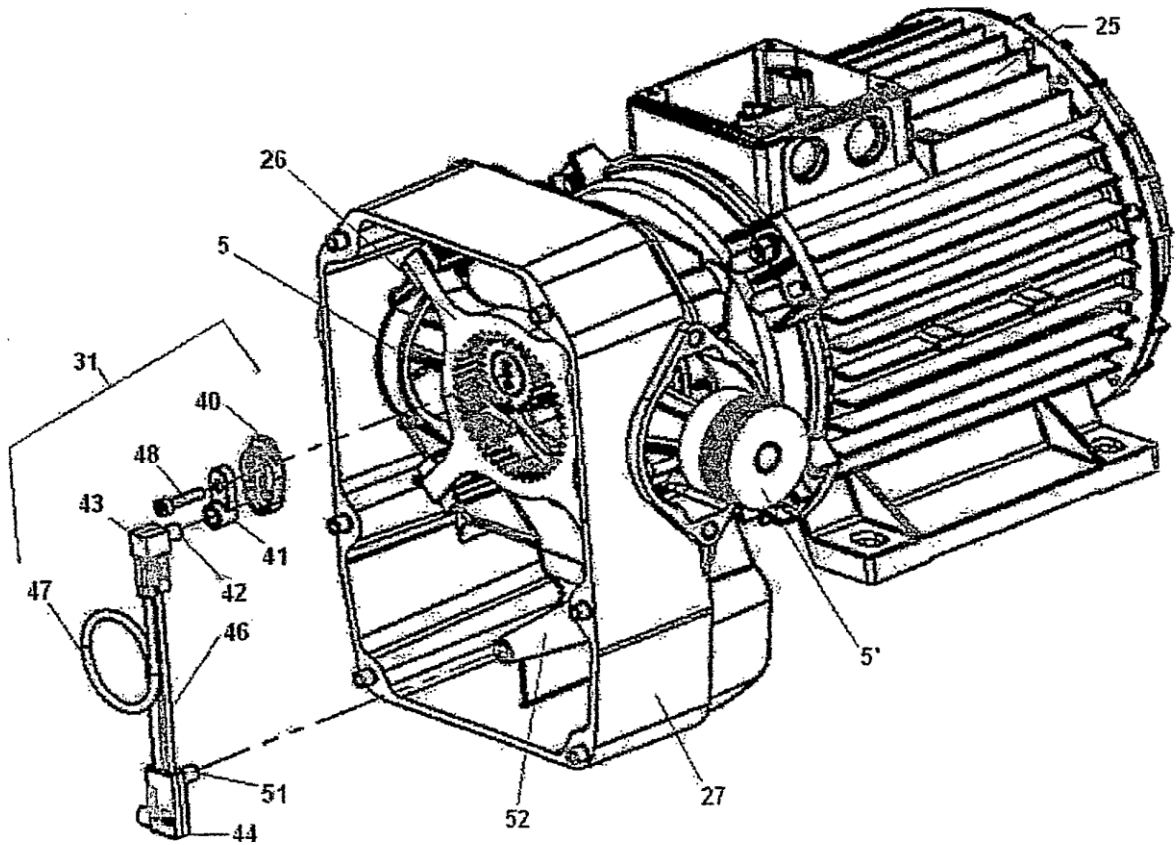


Fig.14

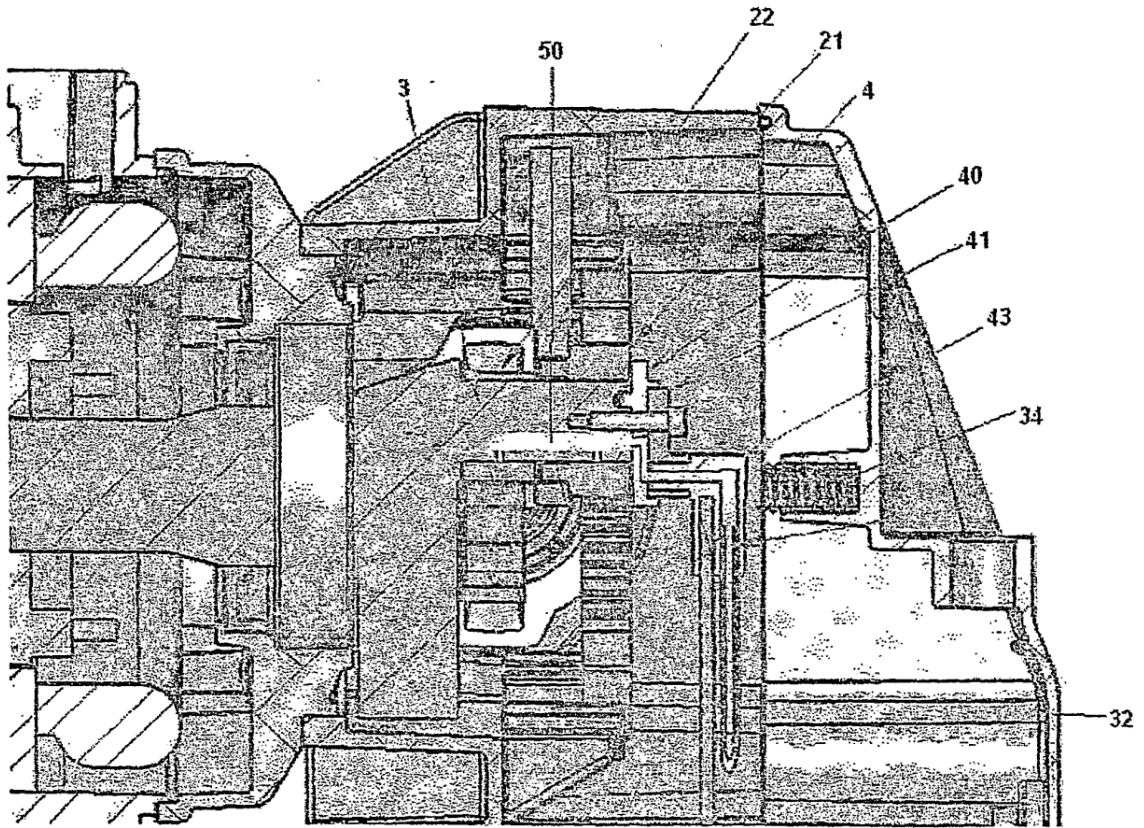


Fig.15

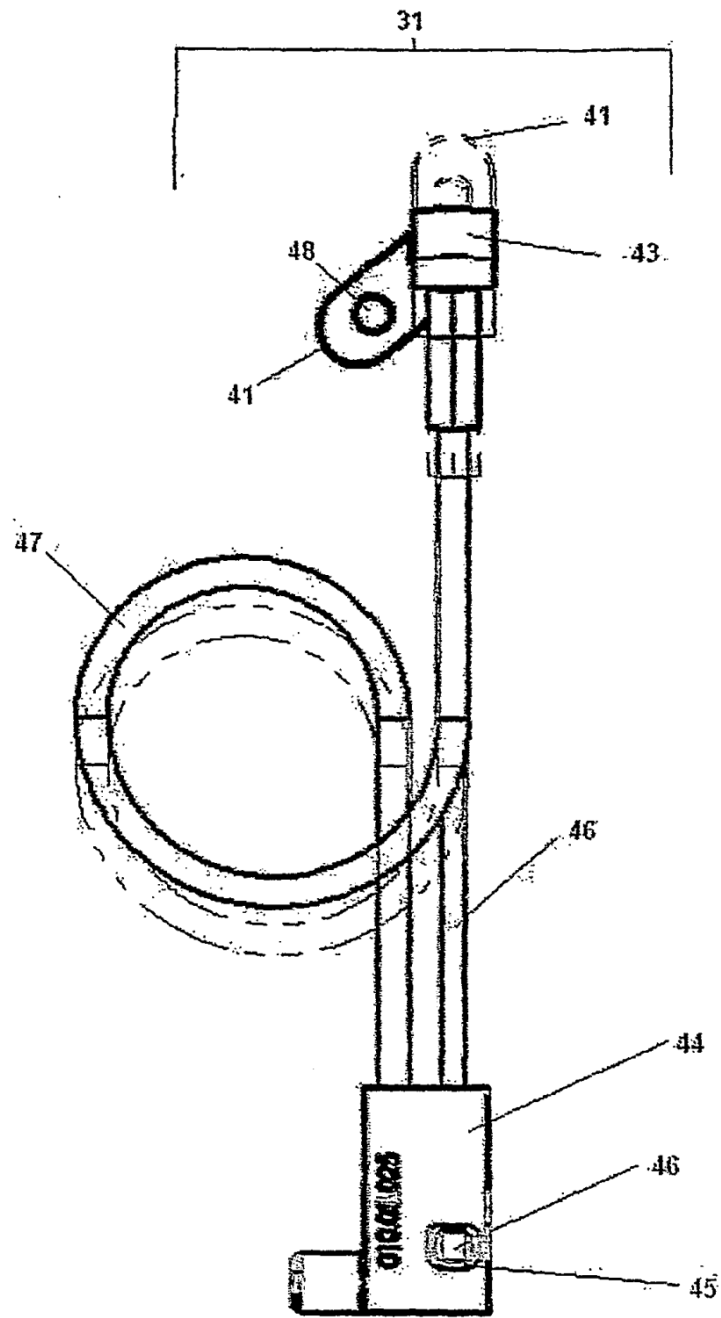


Fig.16

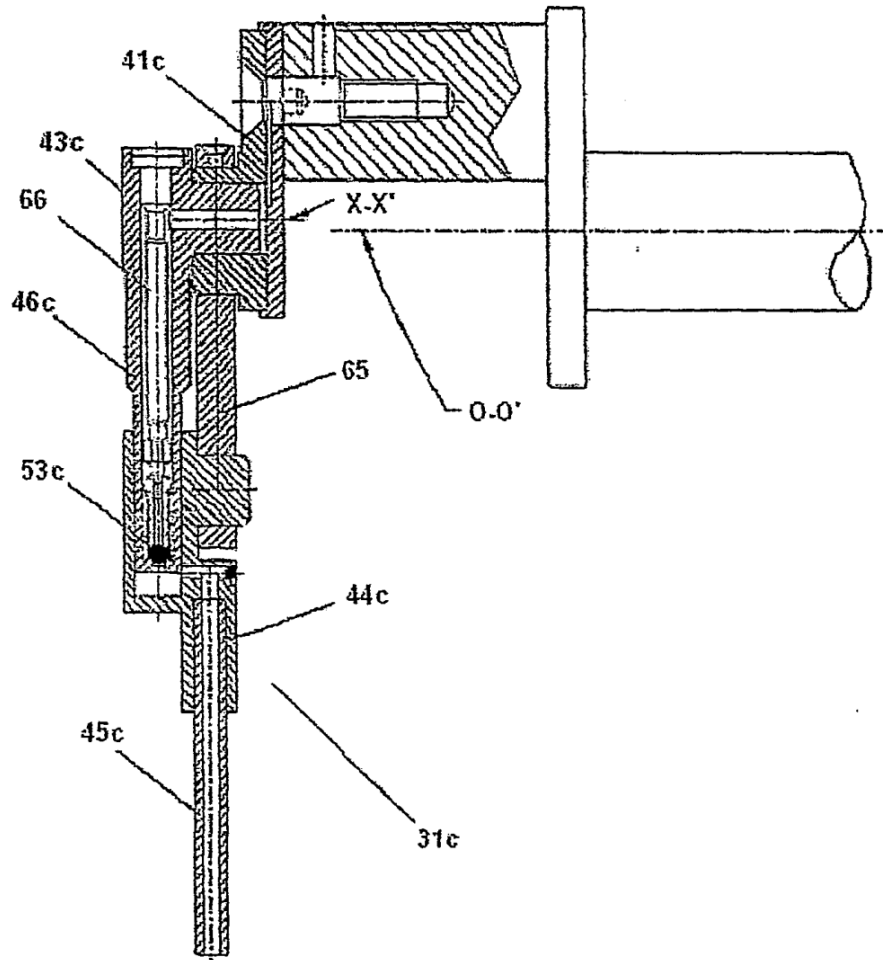


Fig.17

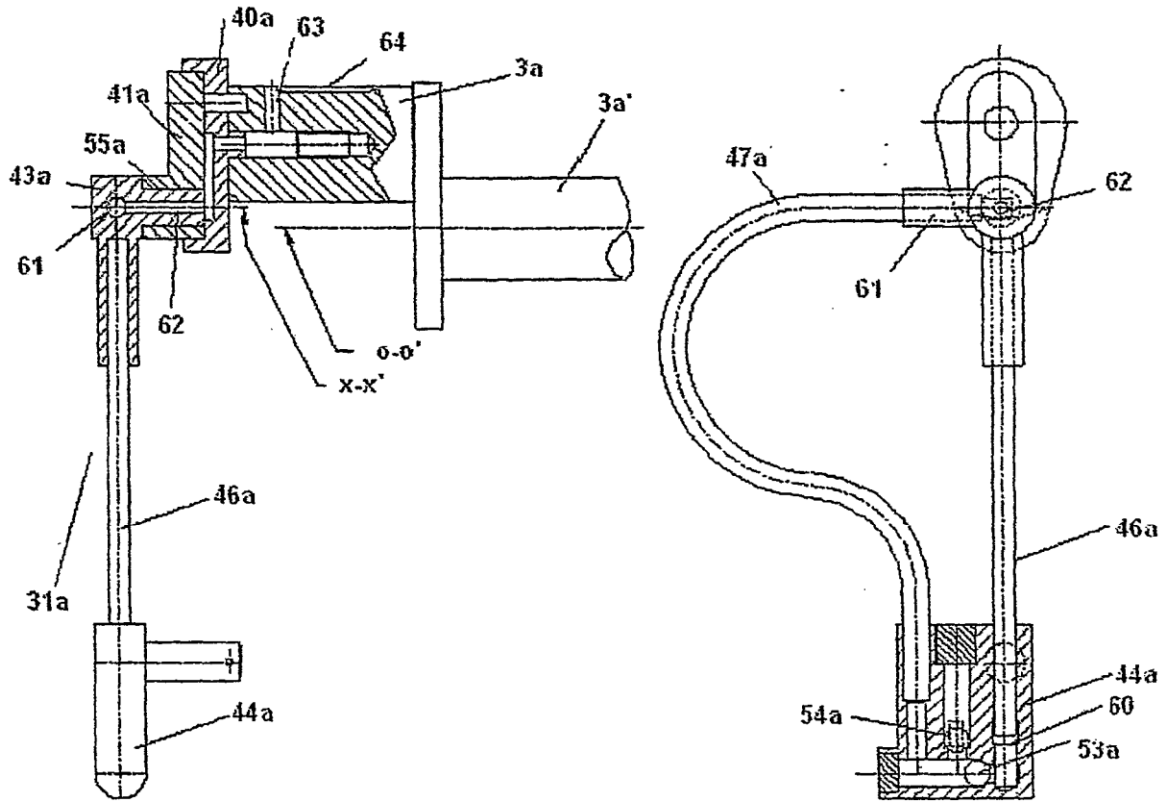


Fig.18

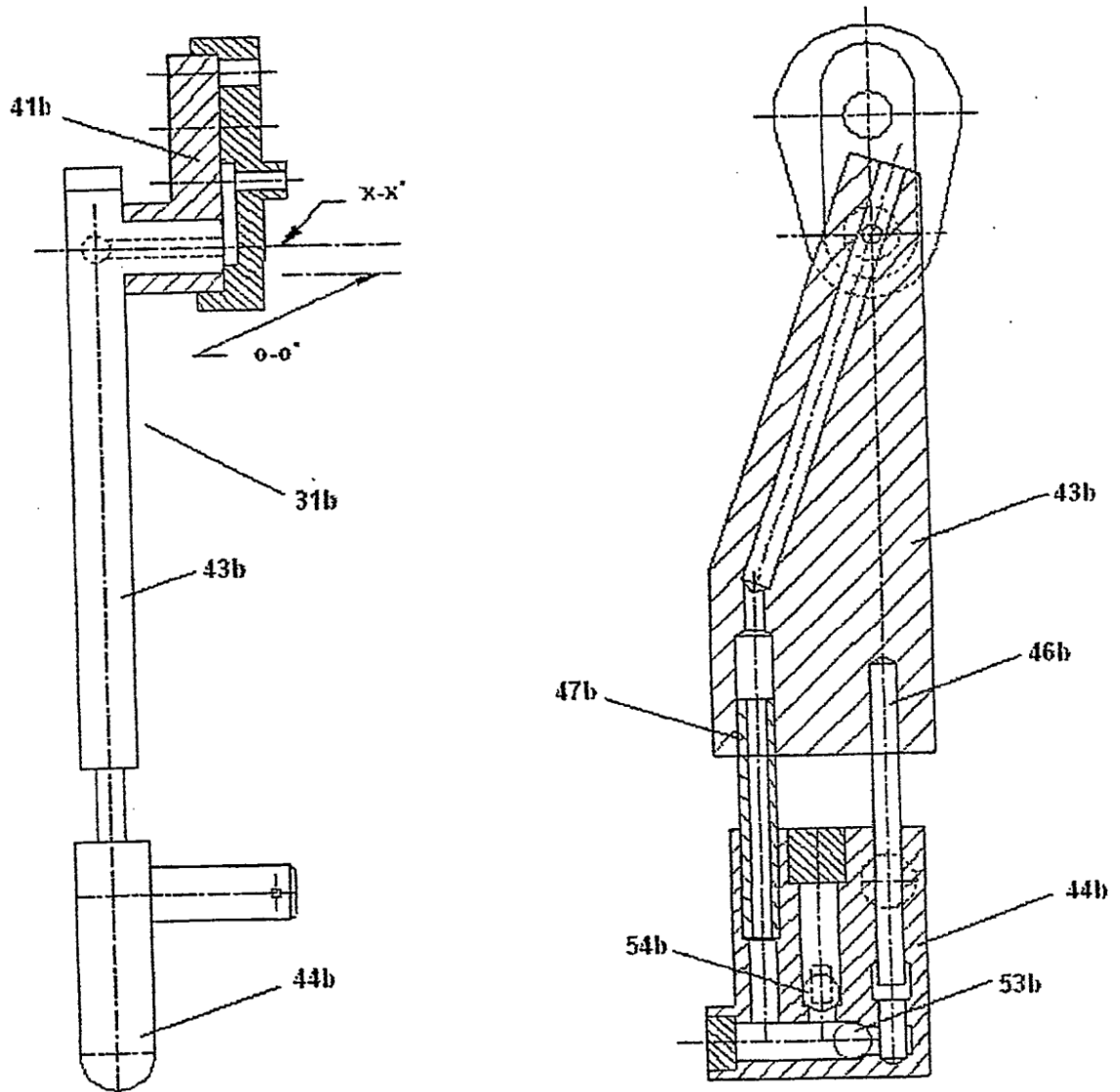


Fig.19

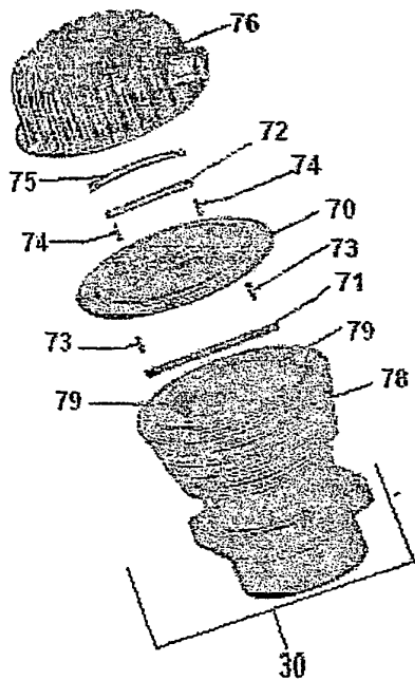


Fig.20a

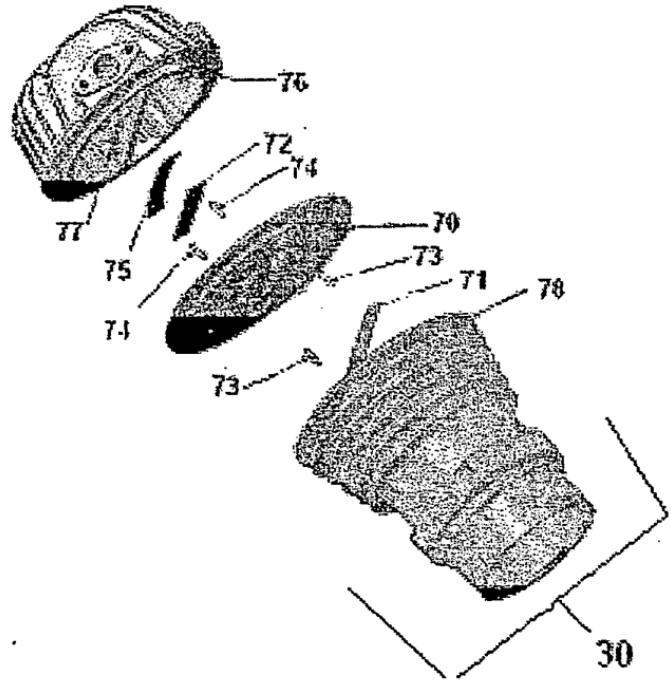


Fig.20b

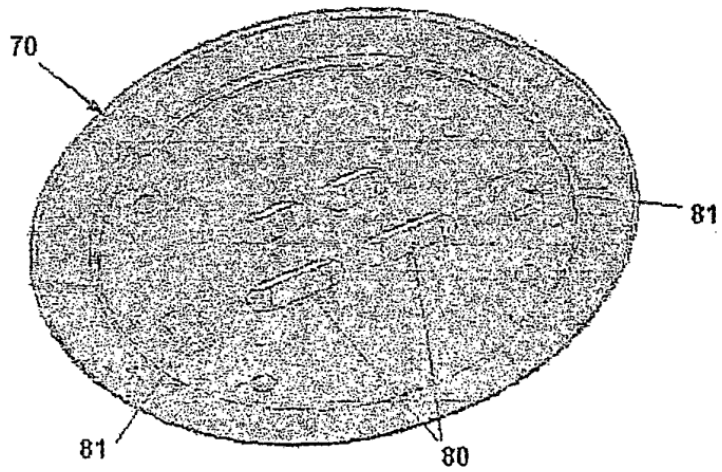


Fig.21



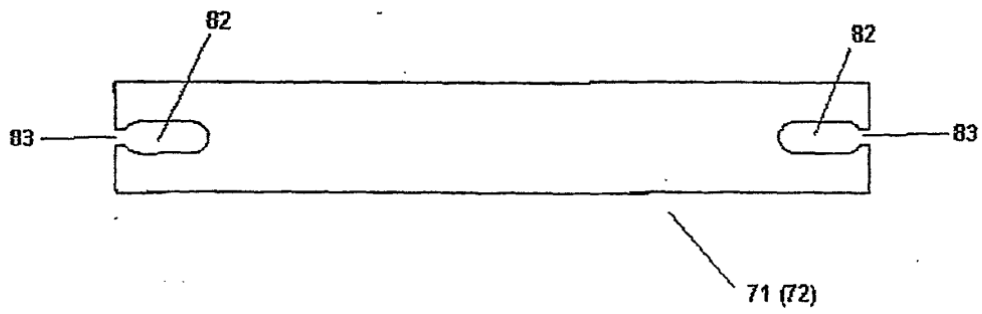


Fig.22

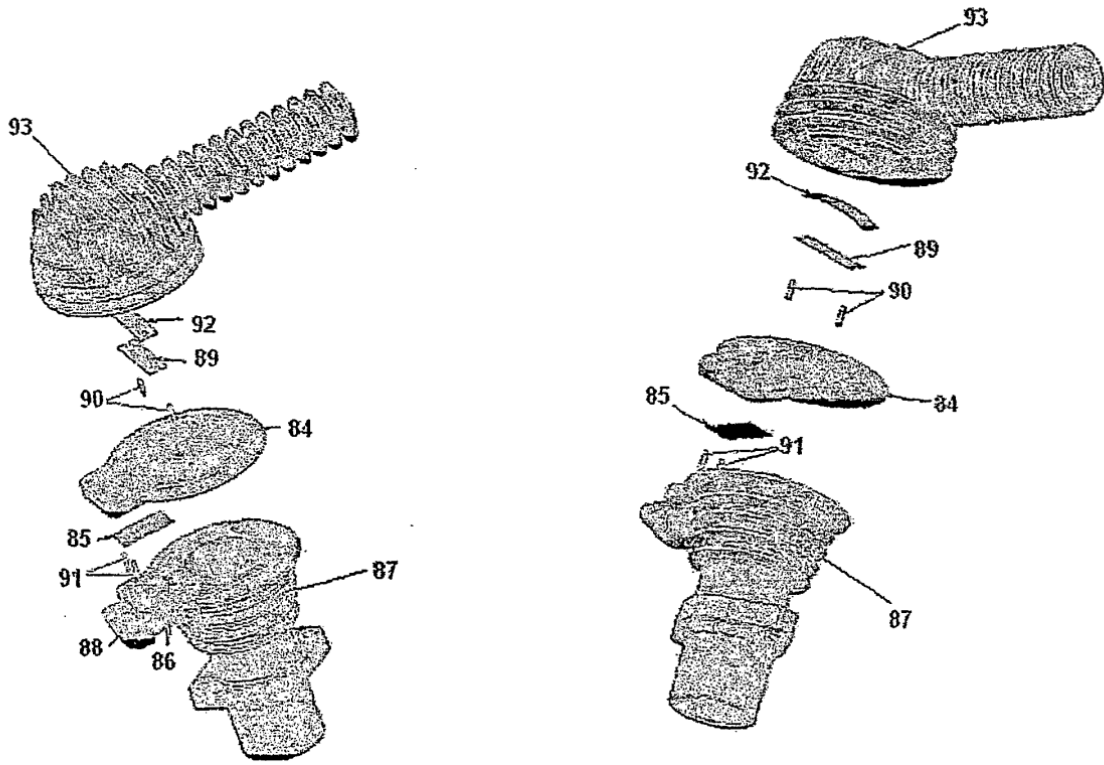


Fig.23a

Fig.23b