

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 638 140**

51 Int. Cl.:

B25D 9/04 (2006.01)

B25D 9/12 (2006.01)

B25D 9/14 (2006.01)

B25D 9/18 (2006.01)

E21B 1/02 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **03.04.2012 PCT/SE2012/050365**

87 Fecha y número de publicación internacional: **11.10.2012 WO12138287**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **03.04.2012 E 12767471 (1)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **07.06.2017 EP 2694251**

54 Título: **Mecanismo de impacto hidráulico sin válvula**

30 Prioridad:

05.04.2011 SE 1100252

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

18.10.2017

73 Titular/es:

**ATLAS COPCO ROCK DRILLS AB (100.0%)
701 91 Örebro, SE**

72 Inventor/es:

PETTERSSON, MARIA

74 Agente/Representante:

ELZABURU, S.L.P

ES 2 638 140 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

Mecanismo de impacto hidráulico sin válvula

Área técnica

5 La presente invención se refiere a mecanismos de impacto hidráulico del tipo conocido como "sin corredera" o "sin válvula" para ser utilizados en equipos para mecanizar al menos uno de entre roca y hormigón, y equipos para taladrar y romper que comprenden los mecanismos de impacto de este tipo.

Antecedentes

10 Los equipos para usar en el mecanizado de rocas u hormigón están disponibles en variantes con percusión, rotación y percusión con rotación simultánea. Es bien sabido que los mecanismos de impacto que son componentes de tales equipos son accionados hidráulicamente. Un pistón del martillo, montado para moverse dentro de un orificio de cilindro en una carcasa de la máquina, es sometido entonces a una presión alternada de tal manera que se consigue un movimiento alternativo del pistón del martillo en el orificio del cilindro. La presión alternada se obtiene con más frecuencia por medio de una válvula de conmutación separada, normalmente de tipo deslizante y controlada por la posición del pistón del martillo en el orificio del cilindro, conectando alternativamente al menos una de las dos cámaras de accionamiento formadas entre el pistón del martillo y el orificio del pistón, a una tubería en la carcasa de la máquina con fluido de accionamiento, normalmente fluido hidráulico bajo presión, y a una tubería de drenaje para conducir el fluido en la carcasa de la máquina. De este modo se produce una presión alternada periódicamente que tiene una periodicidad correspondiente a la frecuencia de impacto del mecanismo de impacto.

20 También es conocida, y lo ha sido durante más de 30 años, la fabricación de mecanismos de impacto hidráulicos sin corredera, también conocidos a veces como mecanismos "sin válvulas". En lugar de tener una válvula de conmutación separada, los pistones de martillo en los mecanismos de impacto sin válvula realizan también el trabajo de la válvula de conmutación abriendo y cerrando el suministro y drenaje del fluido de accionamiento bajo presión durante el movimiento del pistón en el orificio del cilindro de una manera que proporcione una presión alternada de acuerdo con la descripción anterior en por lo menos una de dos cámaras de accionamiento separadas por una parte de accionamiento del pistón del martillo. Una condición previa para trabajar de este modo es que los canales dispuestos en la carcasa de la máquina para la presurización y drenaje de una cámara se abran al interior del orificio del cilindro de forma que las aberturas estén separadas de tal manera que la conexión directa en cortocircuito entre el canal de suministro y el canal de drenaje no se presente en ninguna posición durante el movimiento alternativo del pistón. La conexión entre el canal de suministro y el canal de drenaje está normalmente presente únicamente a través de la junta de separación que se forma entre la parte de accionamiento y el orificio del cilindro. De lo contrario, se producirían pérdidas importantes, ya que se permitiría que el fluido impulsor pasara directamente desde la bomba de alta presión a un depósito, sin que se realizase ningún trabajo útil.

35 Con el fin de que el pistón continúe su movimiento desde el momento en el que se cierra un canal de drenaje de una cámara de accionamiento hasta el momento en que se abre un canal para la presurización de la misma cámara de accionamiento, o viceversa, se requiere que la presión en la cámara de accionamiento cambie lentamente como consecuencia de un cambio de volumen. Esto puede tener lugar a través del volumen de al menos una cámara de accionamiento que se hace relativamente grande con respecto a lo que es normal para los mecanismos de impacto tradicionales de tipo deslizante. Es necesario que el volumen sea grande puesto que el fluido hidráulico que se usa normalmente tiene una baja compresibilidad. Se define la compresibilidad κ como la relación entre el cambio relativo en el volumen y el cambio en la presión: $\kappa = (dV / V) / dP$. Sin embargo, es más común utilizar el módulo de compresibilidad, β , como medida de la compresibilidad. Éste es la inversa de la compresibilidad que se ha definido más arriba, es decir, $\beta = dP / (dV / V)$. Las unidades del módulo de compresibilidad son Pascales. Las definiciones que se han dado más arriba serán usadas en esta memoria descriptiva.

45 El documento US 4 282 937 revela un mecanismo de impacto hidráulico sin válvula de acuerdo con el preámbulo de la reivindicación 1, con dos cámaras de accionamiento, en las que la presión es alternada en ambas cámaras. Ambas cámaras de accionamiento tienen un gran volumen efectivo cuando las mismas se colocan en conexión permanente con volúmenes que se encuentran cerca del orificio del cilindro. Una desventaja de la tecnología de la técnica anterior revelada de esta manera es que se ha revelado que ofrece una eficiencia sorprendentemente baja, puesto que se ha eliminado una parte móvil en comparación con los mecanismos de impacto convencionales con una válvula de conmutación. En esta memoria descriptiva se define la "eficiencia", a menos que se indique lo contrario, como la eficiencia hidráulica, es decir, la potencia de impacto del pistón dividida por la potencia suministrada a la bomba hidráulica. El documento SU 1068591 A revela un mecanismo de impacto hidráulico sin válvula de acuerdo con un segundo principio, a saber, el de la presión alternada en la cámara de accionamiento superior y una presión constante en la parte inferior, es decir, la cámara que está más próxima a la conexión de la herramienta. Lo que se aspira en la presente memoria descriptiva es la mejora de la eficiencia por medio de la introducción de un sistema de acumulador no lineal que trabaja directamente contra la cámara en la que la presión

es alternada. Esto se muestra con dos acumuladores de gas separados, en el que uno de ellos tiene una presión de carga alta y el otro tiene una presión de carga baja.

5 Una desventaja de la obligación de introducir acumuladores que actúan directamente en una cámara en la que presión es alternada a la frecuencia de impacto entre la presión del mecanismo de impacto completo y una presión de retorno baja durante el funcionamiento es que el intervalo de mantenimiento se hace más corto debido a que las partes móviles de los acumuladores están sujetas a un gran desgaste.

Objeto de la invención y sus características distintivas más importantes

10 Un propósito de la presente invención es demostrar un diseño de un mecanismo de impacto hidráulico sin válvulas que ofrece la oportunidad de mejorar la eficiencia sin reducir al mismo tiempo el intervalo de mantenimiento. Esto se consigue de la manera que se describe en la reivindicación independiente 1. Otras realizaciones ventajosas se describen en las reivindicaciones dependientes.

15 Se define el volumen efectivo de las cámaras de accionamiento como la suma de los volúmenes de la cámara de accionamiento que tienen una presión alternada durante un ciclo de carrera, incluidos los volúmenes que están en conexión continua con una y la misma cámara de accionamiento durante un ciclo de carrera completo. Se ha demostrado que el volumen efectivo de las cámaras de accionamiento, de acuerdo con la definición que se ha proporcionado más arriba, es de importancia crucial para la eficiencia del mecanismo de impacto con respecto a los mecanismos de impacto sin válvulas. Hay, por supuesto, muchos factores que influyen en la eficiencia, tales como el juego y la longitud de las juntas de separación, la fricción en los cojinetes, etc. Sin embargo, no es posible conseguir la eficiencia deseada sin un volumen efectivo adecuadamente adaptado de las cámaras de accionamiento, con independencia de cómo se diseñen tales juegos y cojinetes.

20 Los factores que influyen en el volumen efectivo óptimo de las cámaras de accionamiento con respecto a la eficiencia son: la presión utilizada del mecanismo de impacto, la compresibilidad del medio de accionamiento y la energía del pistón en su impacto contra la herramienta o contra una parte que interactúa con la herramienta. Para ser más preciso, el volumen efectivo de las cámaras de accionamiento está influenciado en proporción inversa al cuadrado de la presión del mecanismo de impacto y proporcionalmente al producto del módulo efectivo de compresibilidad del medio de accionamiento por la energía del pistón del martillo cuando éste impacta contra la herramienta o contra una pieza que interactúa con la herramienta, tal como la parte conocida como un "adaptador".

25 La relación se puede expresar por medio de la ecuación: $V = k * \beta * E / p^2$, en la que V es el volumen efectivo de la cámara de accionamiento (lo cual significa que se refiere a la suma de los volúmenes de las dos cámaras de accionamiento, incluidos los volúmenes que están en conexión continua con una misma cámara de accionamiento durante un ciclo de carrera completo). En el caso en que la presión alternada está presente sólo en una de las cámaras de accionamiento, el volumen de esta cámara es normalmente totalmente dominante en comparación con el de la cámara que tiene una presión constante. Entonces se hace posible considerar el volumen efectivo de la cámara de accionamiento como el volumen únicamente de la cámara de accionamiento que tiene presión alternada junto con el volumen que está continuamente conectado a ésta. β en la ecuación constituye el módulo efectivo de compresibilidad del medio de accionamiento tal como se ha definido previamente. Si el medio de accionamiento está constituido por varios componentes, teniendo cada uno de los cuales una compresibilidad individual, se calcula el módulo efectivo de compresibilidad como la relación resultante entre el cambio de presión y el cambio relativo de volumen. La figura 3 presenta valores de β para fluidos hidráulicos con diferentes niveles de contenido de aire. La figura 3 se ha tomado de una colección de ecuaciones en la ingeniería hidráulica y neumática, y por lo tanto constituye una tecnología de la técnica anterior. Será evidente para un experto en la técnica que $\beta = 1500 + 7,5p$ MPa cuando el contenido de aire del fluido es cero. En el caso en el que los acumuladores de gas están directamente conectados a los volúmenes efectivos, como se describe, por ejemplo, en el documento SU 1068591 A, estos también se incluirán en el cálculo del volumen efectivo. De este modo, el volumen de gas existente que está presente en éste, que normalmente consiste en gas nitrógeno, se incluirá en el cálculo del módulo efectivo de compresibilidad. En este caso es apropiado que se usen los volúmenes de gas de los acumuladores cuando el mecanismo de impacto está en su condición de reposo, es decir, la condición que normalmente prevalece antes de que se inicie el mecanismo de impacto. Los citados acumuladores de gas aquí no se deben confundir con los que normalmente están conectados a la tubería de suministro y a la tubería de retorno para el mecanismo de impacto. Tales acumuladores están conectados a la cámara de accionamiento sólo de forma intermitente, y por lo tanto no se deben incluir en el cálculo del volumen efectivo o del módulo efectivo de compresibilidad.

30 Además, E representa la energía de impacto del pistón en su impacto con la herramienta o con una parte que interactúa con la herramienta. Por último, p es la presión del mecanismo de impacto que se utiliza. La presión del mecanismo de impacto está normalmente entre 150 y 250 bar. Por último, k es una constante de proporcionalidad, que se ha hecho evidente que la manera más adecuada se encuentra en el intervalo $7,0 < k < 9,5$, pero en el que se puede lograr un buen efecto para la eficiencia en el intervalo mayor $6,2 < k < 11,0$ e incluso hasta el intervalo 5,3 - 21,0 de acuerdo con la invención.

5 Cuando los volúmenes han sido dimensionados de acuerdo con la descripción anterior, es posible conseguir una eficiencia que exceda del 75% en el caso en que los volúmenes efectivos de la cámara de accionamiento estén limitados por paredes de material no flexible, es decir, cuando el medio de accionamiento consta de fluido puro o de un fluido que se ha mezclado hasta cierto punto con gas, mientras que, por el contrario, no hay acumuladores de gas conectados continuamente directamente a las cámaras de accionamiento. Es posible conseguir tales eficiencias sin exigir un juego extremadamente bajo entre el pistón y el orificio del cilindro y, por lo tanto, sin necesidad de exigencias extremadamente elevadas de precisión de fabricación. Un juego apropiado puede ser de 0,05 milímetros. Esta forma de mecanismo de impacto es la que proporciona el intervalo de mantenimiento más largo de todos, puesto que se incluyen muy pocas partes móviles.

10 Se pueden conseguir volúmenes de cámara de accionamiento efectivos mucho más pequeños si se conectan continuamente acumuladores de gas a las cámaras de accionamiento y de esta forma se incluyen en el cálculo de los volúmenes efectivos, como se ha descrito más arriba. Además, en el mecanismo de impacto se pueden lograr eficiencias aún mayores si dos acumuladores de gas con especificaciones diferentes están conectados a una misma cámara de accionamiento de tal manera que uno está precargado con una presión de gas elevada, es decir, igual a la presión del mecanismo de impacto o presión del sistema, y el otro está pre - cargado con una presión de gas baja, normalmente la presión atmosférica. Cuando el dimensionamiento de los volúmenes tiene lugar como se ha descrito más arriba, se puede conseguir un rendimiento que supera el 85% con un juego de la misma magnitud que el que se ha mencionado más arriba. El intervalo de mantenimiento se incrementa también en este caso, debido a que los volúmenes no se hacen mayores de lo necesario. De este modo se puede reducir la necesidad de movimiento de la membrana de los acumuladores.

25 Una realización preferida constituye un mecanismo de impacto, en el que el volumen (referido al volumen efectivo que se ha definido más arriba) de una de las cámaras de accionamiento es mucho mayor que el de la segunda cámara de accionamiento, es decir, que el volumen de la segunda cámara de accionamiento es despreciable, por ejemplo un 20% o menor que el volumen de la primera cámara de accionamiento, y en el que la cámara de accionamiento más pequeña tiene una presión esencialmente constante durante todo el ciclo de carrera. La presión constante en esta cámara se alcanza normalmente por medio de la conexión de la cámara a una fuente de presión constante durante el ciclo de carrera completo, o al menos durante esencialmente el ciclo de carrera completo, estando conectados directamente a menudo a la fuente de la presión del sistema o, alternativamente de la presión del mecanismo de impacto.

30 Los mecanismos de impacto del tipo que se ha descrito más arriba pueden ser un componente integrado de equipos para el mecanizado de al menos uno de entre roca y hormigón, tales como taladros de roca y rompedores hidráulicos. Estas máquinas o rompedores durante el funcionamiento se deben montar en la mayor parte de los casos sobre un soporte que puede comprender medios para su alineación y posición junto con medios para la alimentación del taladro o rompedor contra el elemento de roca o de hormigón que se va a mecanizar y además, medios para el control y monitorización del proceso. Un soporte de este tipo puede ser una plataforma de perforación de roca.

Breve descripción de los dibujos

40 La figura 1 muestra un esquema del principio de un mecanismo de impacto hidráulico sin válvula con presión alternada en cámaras de accionamiento no sólo sobre la superficie superior del pistón sino también sobre su superficie inferior.

La figura 2 muestra un esquema del principio de un mecanismo de impacto correspondiente con presión alternada sobre una sola superficie y con presión constante sobre la segunda.

La figura 3 muestra un diagrama, realmente conocido, para el cálculo del módulo efectivo de compresibilidad de un medio de presión que consiste en gas y fluido hidráulico.

45 La figura 4 muestra un mecanismo de impacto de acuerdo con la figura 2 con el pistón del martillo en cuatro posiciones diferentes: A - el frenado se está iniciando en la posición superior; B - el punto de giro superior; C - el frenado se inicia en la posición inferior; D - el punto de giro más bajo.

Descripción detallada de realizaciones preferidas

50 Un número de diseños de la invención se describirán como ejemplos a continuación, con referencia a los dibujos adjuntos. El alcance protector de la invención no se debe considerar limitado a estas realizaciones, sino que está definido por las reivindicaciones.

La figura 1 muestra esquemáticamente un mecanismo de impacto hidráulico con presión alternada no sólo sobre la superficie superior del pistón, sino también sobre su superficie inferior.

De una manera similar, la figura 2 y la figura 4 muestran un mecanismo de impacto con presión hidráulica constante a lo largo del ciclo de carrera sobre la superficie inferior del pistón, es decir sobre la superficie que está situada más cerca de la herramienta 155, 255 sobre la cual el pistón del martillo debe transferir energía de impacto y con presión alternada durante el ciclo de carrera sobre la superficie superior del pistón.

5 El fluido hidráulico a la presión del mecanismo de impacto es suministrado al mecanismo de impacto a través de los canales de suministro 140, 240, dicha presión a menudo se encuentra dentro del intervalo de 150 a 250 bar. La presión del sistema, es decir, la presión que suministra la bomba hidráulica, a menudo es igual a la presión del mecanismo de impacto.

10 El fluido hidráulico se dispone en conexión con un depósito hidráulico a través de los canales de retorno 135, 235, en dicho depósito el aceite normalmente se encuentra a la presión atmosférica.

15 El pistón del martillo 145, 245 ejecuta un movimiento alternativo en un orificio de cilindro 115, 215 en una carcasa de máquina 100, 200. El pistón del martillo comprende una parte de accionamiento 165, 265 que separa una primera zona de accionamiento 130, 230 de una segunda zona de accionamiento 110, 210. La presión que actúa sobre estas zonas de accionamiento hace que el pistón ejecute un movimiento alternativo durante el funcionamiento. El pistón está controlado radialmente por las guías de pistón 175, 275. Con el fin de evitar la pulsación en las tuberías de conexión, los acumuladores de gas 180, 280 y 185, 285 pueden estar dispuestos en los canales de suministro 140, 240 y en los canales de retorno 135, 235, respectivamente, y dichos acumuladores de gas igualan las rápidas variaciones de presión.

20 Con el fin de que sea posible que el pistón del martillo 145, 245 se mueva lo suficientemente lejos en el interior de una cámara de accionamiento 120, 220, 221 con presión alternada con la ayuda de su energía cinética, después de que la parte de accionamiento 165, 265 haya cerrado la conexión al canal de retorno 135, 235 de manera que se pueda abrir una conexión entre el canal de suministro 140, 240 y la cámara 120, 220, 221, es necesario que la cámara tenga un volumen suficientemente grande de manera que el aumento de presión en la cámara como consecuencia de la compresión por el pistón del volumen de fluido que ahora se encuentra encerrado dentro de la cámara no sea tan grande para que el pistón invierta su dirección antes de que un canal de suministro 140, 240 se haya abierto al interior de la cámara, de tal manera que la presión pueda elevarse ahora a la presión completa del mecanismo de impacto, y el pistón de esta manera es accionado en la dirección opuesta. La cámara de accionamiento para este propósito está conectada a un volumen de trabajo 125, 225, 226. Puesto que esta conexión entre la cámara de accionamiento y el volumen de trabajo se mantiene durante todo el ciclo de carrera, se indicará la suma del volumen de la cámara de accionamiento y el volumen de trabajo como el "volumen efectivo de la cámara de accionamiento". Esto ha demostrado que es el caso, como se ha descrito más arriba en esta solicitud, que este volumen es críticamente importante para lograr una alta eficiencia.

35 Un diseño funcional implica un volumen efectivo de 3 litros para una presión del sistema de 250 bar, una energía de impacto de 200 julios, un peso de pistón del martillo de 5 kg, una zona de la primera superficie de accionamiento 130 de 16,5 cm² y una zona de la segunda superficie de accionamiento 110 de 6,4 cm². La longitud de la parte de accionamiento es de 70 mm y la distancia entre el canal de suministro y el canal de retorno para la cámara de accionamiento 120 en sus respectivas conexiones al orificio del cilindro es de 45 mm.

40 A una presión del mecanismo de impacto o una presión del sistema de 250 bar, se proporciona un valor β , como se ha explicado más arriba, igual a $1500 + 7,5 \times 25 = 1687,5$ MPa. Estos valores, junto con un volumen efectivo de 3 litros y una energía de impacto de 200 Joule, dan como ejemplo la constante de proporcionalidad:

$$k = (3 \cdot 10^{-3} / 200 \cdot 1687,5 \cdot 10^6) \cdot (250 \cdot 10^5)^2 = 5,55.$$

El volumen de la cámara de accionamiento y, en particular, el volumen de trabajo con su gran volumen pueden estar situados en la carcasa de la máquina de varias maneras.

Es ventajoso que los volúmenes estén colocados simétricamente alrededor del orificio del cilindro.

45 Es ventajoso además que se coloquen concéntricamente alrededor del orificio del cilindro.

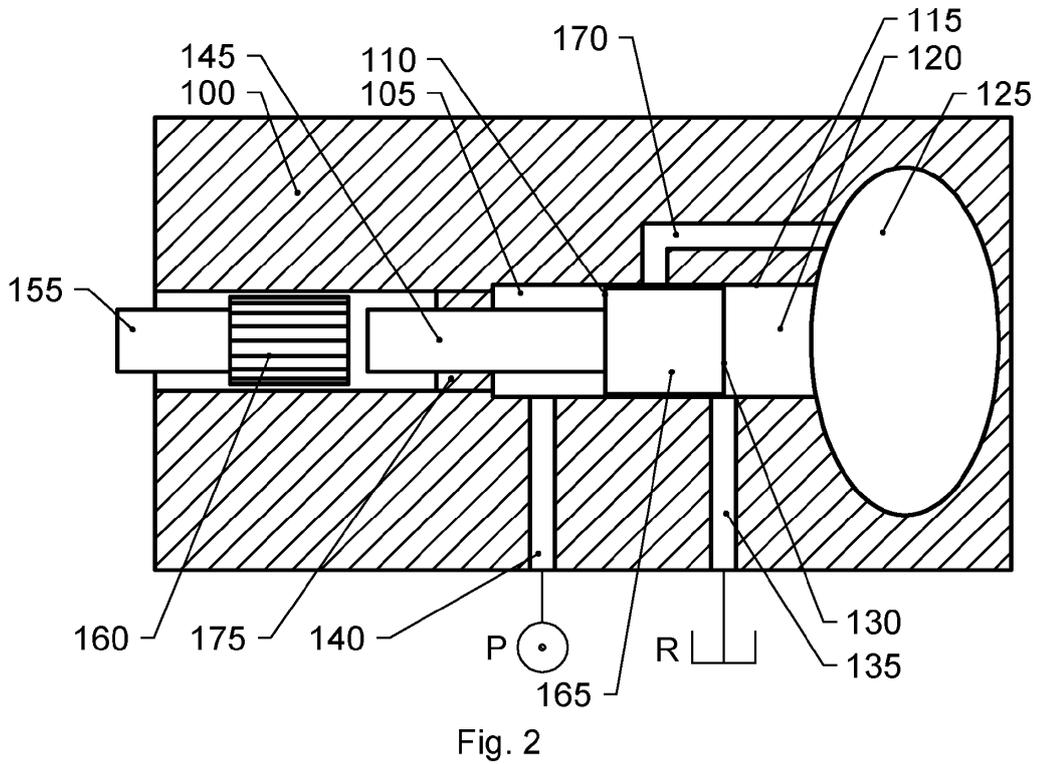
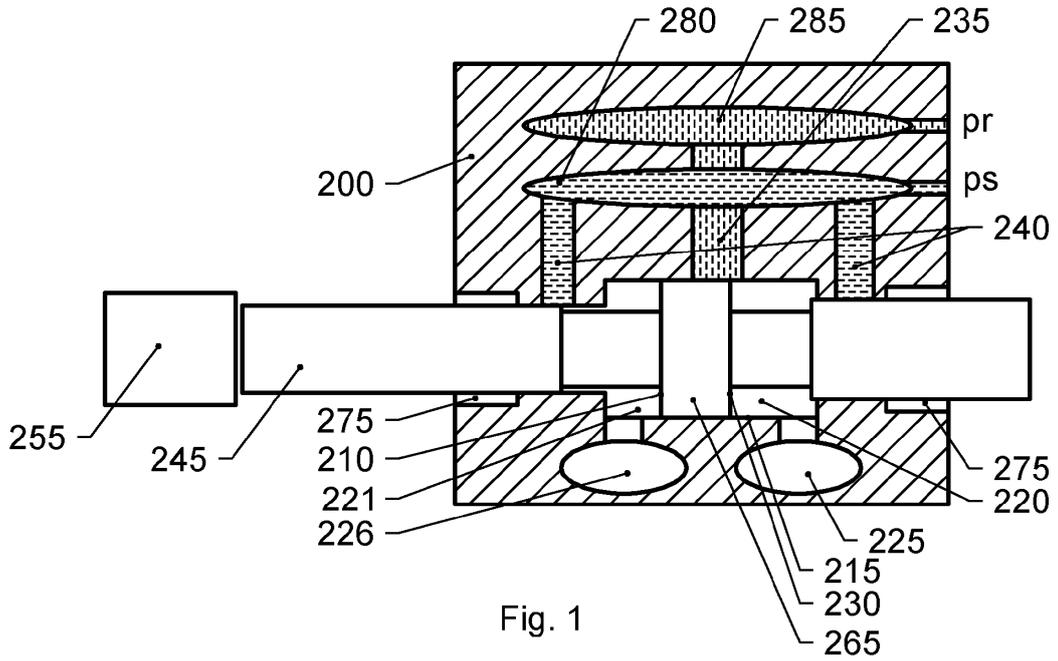
Puede ser ventajoso, como alternativa, que se coloquen en la extensión del orificio del cilindro.

Es apropiado que un mecanismo de impacto de acuerdo con los principios que se han descrito más arriba esté integrado en un taladro de roca o, alternativamente, en un rompedor hidráulico.

50 Una plataforma de perforación de roca con equipos para el posicionamiento y la alineación de un taladro de roca o rompedor hidráulico de este tipo debe comprender al menos un taladro de roca o al menos un rompedor hidráulico de acuerdo con la invención.

REIVINDICACIONES

- 1.- Un mecanismo de impacto hidráulico sin válvula para uso en equipos para al menos el mecanizado de al menos un material de entre roca u hormigón que comprende una carcasa de máquina (100, 200) con un orificio de cilindro (115, 215), un pistón (145, 245) montado para moverse dentro de este orificio (100, 200) durante el funcionamiento y de esta manera, suministrar impactos directa o indirectamente sobre una herramienta (155, 255) que se puede conectar a los equipos para mecanizar al menos un material de entre roca y hormigón, un medio de accionamiento que se encuentra a una presión p del mecanismo de impacto, recomendada para el mecanismo de impacto, en el que el pistón (145, 245) incluye una parte de accionamiento (165, 265) que separa unas cámaras de impulsión primera (120, 220) y segunda (105, 221) formadas entre el pistón (145, 245) y la carcasa de la máquina (100, 200) y en el que estas cámaras de accionamiento están dispuestas de tal manera que incluyen durante el funcionamiento el medio de accionamiento bajo presión y en el que, además, la carcasa de la máquina (100, 200) incluye canales que se abren hacia el interior del orificio (115, 215) del cilindro y que están dispuestos de manera que incluyen el medio de accionamiento durante el funcionamiento y que, con ayuda del pistón (145, 245), durante su movimiento en el orificio del cilindro (115, 215), se abren y se cierran desde una de las cámaras de accionamiento de manera que esta cámara de accionamiento adquiera una presión alternada periódicamente para el mantenimiento del movimiento alternativo del pistón, y que las posiciones para la apertura de los canales axialmente en el orificio del cilindro (115 y 215) y para abrir y cerrar a lo largo de la extensión de las partes del pistón están adaptados para mantener esta cámara de accionamiento cerrada para el suministro o drenaje del medio de accionamiento que está presente en la cámara a lo largo de una distancia entre una abertura de un primer canal asociado con un primer punto de giro del pistón (145, 245) y una abertura de un segundo canal asociado con un segundo punto de giro del pistón (145, 245) y que el movimiento del pistón a lo largo de esta distancia continúa durante la compresión o expansión del volumen de esta cámara de accionamiento, en el que este volumen está adaptado adicionalmente para conseguir un cambio lento de presión a lo largo de la citada distancia, caracterizado por que el volumen total V de las cámaras de accionamiento primera y segunda, incluidos los volúmenes que están en conexión continua con una y misma cámara de accionamiento durante un ciclo de carrera completo, se ha dimensionado para que sea inversamente proporcional al cuadrado de la presión del mecanismo de impacto p , recomendada para el mecanismo de impacto, y además proporcional, con una constante de proporcionalidad k , que tiene un valor en el intervalo 5,3 - 21,0, al producto de la energía E del pistón en el impacto contra la herramienta (155, 255) y el módulo de compresibilidad β del medio de accionamiento, de acuerdo con la ecuación $V = k * \beta * E / p^2$.
- 2.- El mecanismo de impacto hidráulico de acuerdo con la reivindicación 1, con la constante de proporcionalidad k en el intervalo $6,2 < k < 11$.
- 3.- El mecanismo de impacto hidráulico de acuerdo con la reivindicación 1, con la constante de proporcionalidad k en el intervalo $7,0 < k < 9,5$.
- 4.- El mecanismo de impacto hidráulico de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones anteriores, en el que el volumen de una de las cámaras de accionamiento es mucho mayor que el volumen de la segunda cámara de accionamiento.
- 5.- El mecanismo de impacto hidráulico de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones precedentes, en el que una de las cámaras de accionamiento tiene una presión constante durante esencialmente el ciclo completo de carrera.
- 6.- El mecanismo de impacto hidráulico de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones 1 a 3, en el que las cámaras de accionamiento se disponen bajo presión de manera alternativa.
- 7.- El mecanismo de impacto hidráulico de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones anteriores, en el que los volúmenes de las cámaras se extienden simétricamente alrededor del orificio del cilindro (115, 215).
- 8.- El mecanismo de impacto hidráulico de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones precedentes, en el que los volúmenes de las cámaras se extienden concéntricamente alrededor del taladro (115, 215) del cilindro.
- 9.- El mecanismo de impacto hidráulico de acuerdo con la reivindicación 5, en el que la cámara de accionamiento con presión alternada se extiende en la extensión del taladro del cilindro.
- 10.- Un taladro de roca que comprende mecanismos de impacto de acuerdo con una de las reivindicaciones precedentes.
- 11.- Una plataforma de perforación de roca que comprende el taladro de roca de acuerdo con la reivindicación 10.
- 12.- Un rompedor hidráulico que comprende mecanismos de impacto de acuerdo con una de las reivindicaciones 1 - 9.



Módulo de compresibilidad de mezcla de aceite-aire

$$\beta_{bt} = \gamma_t \beta_t$$

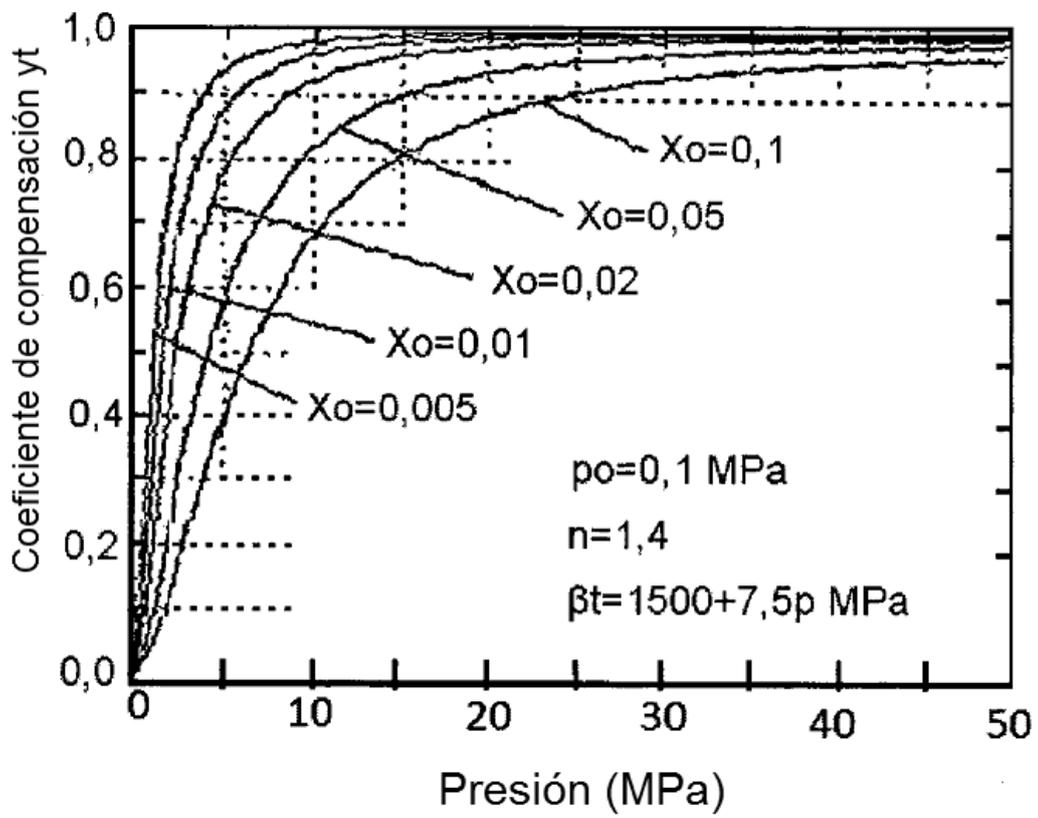


Fig. 3

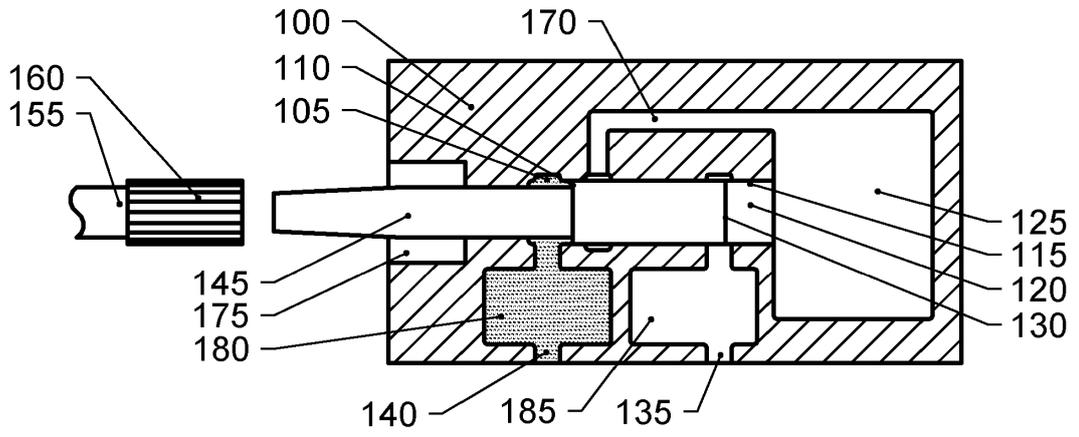


Fig. 4a

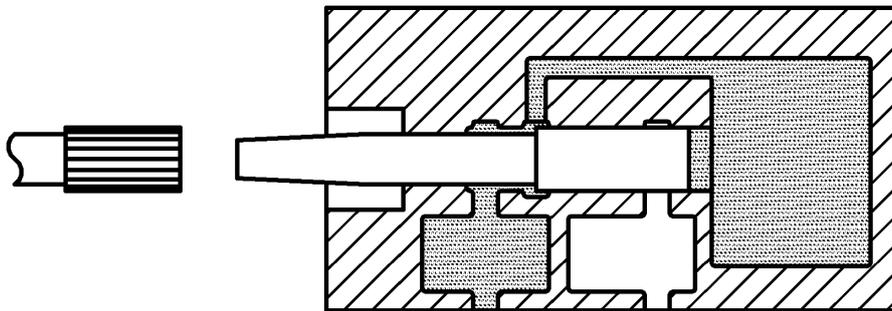


Fig. 4b

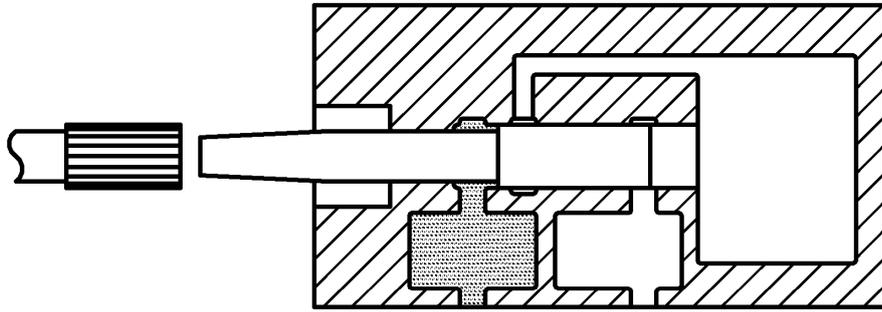


Fig. 4c

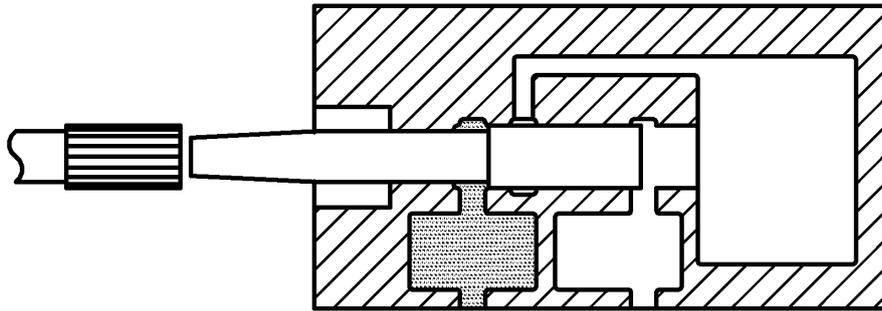


Fig. 4d