



19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

11 Número de publicación: **2 305 380**

51 Int. Cl.:

B23Q 1/54 (2006.01)

B23Q 11/00 (2006.01)

B23Q 39/04 (2006.01)

B23Q 16/10 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Número de solicitud europea: **03023017 .1**

86 Fecha de presentación : **13.10.2003**

87 Número de publicación de la solicitud: **1524068**

87 Fecha de publicación de la solicitud: **20.04.2005**

54 Título: **Máquina herramienta con portapiezas basculante cuyo par de torsión esta compensado.**

45 Fecha de publicación de la mención BOPI:
01.11.2008

45 Fecha de la publicación del folleto de la patente:
01.11.2008

73 Titular/es: **Cross Hüller GmbH**
Schwieberdinger Strasse 80
71636 Ludwigsburg, DE

72 Inventor/es: **Stengele, Gerald y**
Krauss, Peter

74 Agente: **Carpintero López, Mario**

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).

ES 2 305 380 T3

DESCRIPCIÓN

Máquina herramienta con portapiezas basculante cuyo par de torsión está compensado.

La invención se refiere a una máquina herramienta conforme al preámbulo de la reivindicación 1.

En estas máquinas herramientas conocidas aparece en el soporte basculante un par de torsión que da lugar a una carga estática del accionamiento de giro y a la torsión del soporte basculante, y con ello a errores de precisión en el mecanizado de la pieza sujeta en el mismo. Para compensar estos pares de torsión es conocido el hecho de aplicar un contrapeso en el soporte basculante. Si este contrapeso está ajustado exactamente al peso de la pieza o de las piezas, se obtiene una compensación exacta del par de torsión. Pero debido a este contrapeso se incrementan notablemente las masas que hay que acelerar, lo que da lugar a que los accionamientos de giro se tengan que diseñar correspondientemente grandes.

Por el documento EP 1 285 721 A1 se conoce una máquina herramienta conforme al preámbulo de la reivindicación 1, en la que una unidad de émbolo y cilindro ataca en un brazo de palanca del soporte basculante. En el soporte basculante están dispuestos varios portapiezas. A la unidad de émbolo y cilindro se le alimenta de modo controlado con fluido a presión procedente de un distribuidor. Esta solución es compleja.

Por el documento JP 04 115841 A se conoce el hecho de disponer en el soporte basculante un accionamiento de compensación, que es un accionamiento de émbolo y cilindro que se puede someter a un fluido a presión. Este accionamiento de émbolo y cilindro se alimenta con fluido a presión cuya presión se controla de acuerdo con la posición angular del soporte basculante y de acuerdo con el descentramiento del centro de gravedad. Esta solución conocida es sumamente compleja.

Por el documento DE 197 45 233 A1 se conoce el hecho de apoyar un carro en Y sobre cilindros compensadores que están realizados como cilindros de presión de gas. Se mantienen a una presión de gas constante por medio de unos depósitos compensadores de presión.

La invención tiene como objetivo diseñar una máquina herramienta de la clase genérica de modo que se compense el par de torsión de modo suficiente con medios sumamente sencillos.

Este objetivo se resuelve conforme a la invención por las características de la parte identificativa de la reivindicación 1. La esencia de la invención consiste en que por lo menos un acumulador de fuerza actúa sobre el soporte basculante como un accionamiento de manivela, con una fuerza sensiblemente constante en todo su recorrido, de modo que se genera un par de compensación sensiblemente senoidal, dirigido en sentido opuesto al par de torsión senoidal, con lo cual se consigue una compensación considerable del par de torsión. Para ello se parte de que el accionamiento pivotante ataca en un lado del soporte pivotante. Si únicamente ataca un dispositivo de compensación en el extremo del soporte basculante opuesto al accionamiento pivotante, y lo hace con una compensación total o sensiblemente total del par de torsión estático, entonces no tiene lugar ninguna disminución de la torsión, y por lo tanto del retorcimiento, pero sí se reduce al mínimo la carga estática del accionamiento. Si únicamente ataca un dispositivo de compensación en el accionamiento del soporte basculante opuesto al accionamiento de giro, pero sin provocar un equilibrado total del peso sino únicamente una compensación parcial del par de torsión estático, esto da lugar a una disminución del par de torsión y por lo tanto del retorcimiento del soporte basculante y a una reducción de la carga estática del accionamiento. Si en ambos extremos del soporte basculante ataca un dispositivo de compensación que ejerce respectivamente pares de compensación idénticos en el soporte basculante, cuya suma corresponda a la totalidad del par de torsión, entonces se obtiene una descarga estática total o casi total del accionamiento y una reducción al mínimo del par de torsión, y por lo tanto del retorcimiento del soporte basculante. Por último si únicamente ataca un dispositivo de compensación en el lado del accionamiento, que ejerza sobre el soporte basculante un par de compensación de la magnitud del par de torsión, entonces tampoco tiene lugar ninguna reducción del retorcimiento del soporte basculante pero sí una descarga estática total o casi total del accionamiento. De lo anterior se deduce que cuando hay un solo acumulador de fuerza en un extremo del soporte basculante se consigue una descarga del accionamiento, mientras que al disponer sendos acumuladores de fuerza en cada extremo del soporte basculante se consigue no sólo la descarga del accionamiento sino también un aumento en la precisión del mecanizado. Los acumuladores son acumuladores de fuerza sometidos a un fluido a presión con acumulador de presión compensador. Estos acumuladores de fuerza ejercen una fuerza sensiblemente constante en todo su recorrido. Desaparecen por lo tanto todos los accionamientos para generar una presión en un fluido a presión así como todos los controles. Resulta posible adaptar el par de compensación al peso y a formas de piezas muy diferentes, lo cual resulta especialmente preferible ya que la presión en el acumulador de fuerza y por lo tanto la fuerza ejercida por el acumulador de fuerza es sensiblemente constante.

Si están previstas las medidas según la reivindicación 3, según las cuales la presión en el acumulador de fuerza se adapta a un caso de aplicación concreto, entonces será conveniente mantener invariable la distancia entre el eje de giro y el punto de ataque de la fuerza. Un ajuste básico de la presión no significa que se realice un control de la presión en función de los movimientos de giro sino únicamente que hay un solo ajuste básico de la presión de acuerdo con el caso de aplicación concreto.

La adaptación del par de compensación según las piezas muy variables en cuanto a peso y forma, se consigue de modo especialmente sencillo por las medidas según la reivindicación 4.

ES 2 305 380 T3

Otras medidas, ventajas y detalles de la invención se deducen de la siguiente descripción de ejemplos de realización, sirviéndose de los dibujos. Éstos muestran:

Fig. 1 una vista frontal de una máquina herramienta conforme a la invención,

Fig. 2 una vista lateral parcial según la flecha II de la Fig. 1 con un dispositivo de compensación, en la posición del soporte basculante sin girar,

Fig. 3 la vista según la Fig. 2, en una posición girada del dispositivo de compensación,

Fig. 4 una vista frontal de una forma de realización modificada de un soporte basculante, y

Fig. 5 una vista lateral parcial según la flecha V de la Fig. 4, en una posición correspondiente a la Fig. 2.

Las Fig. 1 a 4 sirven como explicación general de la máquina herramienta, mientras que la Fig. 5 muestra la realización concreta conforme a la invención.

La máquina herramienta representada en el dibujo es una máquina herramienta de doble husillo con un bastidor 1 rectangular, constituido por un marco formado por montantes laterales verticales 2, 3 que se extienden en la dirección y, y un travesaño superior 4 horizontal que se extiende en la dirección x, que une aquellos entre sí, así como en la parte inferior un travesaño que no está representado. Los montantes laterales 2, 3 y los travesaños 4 encierran un espacio interior 5 que está abierto por ambos lados, especialmente hacia el recinto de trabajo 6. El bastidor 1 apoya sobre una placa de cimentación 8 a través de una base inferior 7.

Por el lado frontal del bastidor 1 orientado hacia el recinto de trabajo 6 está dispuesto un carro x 9 también realizado en forma de bastidor, desplazable en la dirección x. Para ello hay sendos carriles guía x 10 dispuestos en los travesaños 4, sobre los cuales va guiado el carro x 9. El accionamiento del carro x 9 se realiza mediante un motor x 11, por medio de un husillo de bolas recirculantes x 12 que se extiende en dirección x y que va apoyado resistente a la torsión en los montantes laterales 2, 3 del bastidor 1.

En la cara frontal del carro x 9 orientada hacia el recinto de trabajo 6 hay un carro y 13 desplazable en dirección y, es decir en dirección vertical. Para ello hay dispuestos en las zonas laterales y en un puente vertical central 14 del carro x 9 en forma de bastidor, sendos carriles guía y 15, sobre los cuales va guiado de modo desplazable el carro y 13. El accionamiento de carro y 13 se efectúa mediante un motor y 16 dispuesto sobre el carro x 9, por medio de un husillo de bolas recirculantes y 17.

Sobre el carro y 13 y distanciados entre sí hay dos husillos portaherramientas 18, 19 que se extienden en dirección z hacia adelante, hacia el recinto de trabajo 6 y hacia atrás, a través de los espacios interiores libres 20 del carro x 9 al interior 5 del bastidor 1. Los husillos portaherramientas 18, 19 se pueden accionar respectivamente alrededor de un eje de giro z 21, 22 que se extiende en dirección z, mediante un motor de accionamiento que no está representado. Los husillos portaherramientas 18, 19 están dispuestos en posición fija entre sí en dirección x e y sobre el carro y, pero desplazables en dirección z sobre los carriles guía z 23.

En el recinto de trabajo y delante del bastidor 1 descansa sobre la placa de cimentación 8 una bancada del portapiezas 24, sobre el cual apoya un portapiezas 25. El portapiezas 25 está realizado en forma de puente, que presenta unos laterales 26, 27 que apoyan sobre la bancada 24 del portapiezas, en los que apoya con posibilidad de giro un soporte basculante 28 que se puede girar alrededor de un eje de giro 29 que transcurre en dirección x. El accionamiento de giro tiene lugar mediante un motor de giro 30.

Sobre el soporte basculante 28 están dispuestas dos mesas giratorias y 31, 32, que tienen cada una un accionamiento de giro mediante un motor de giro y 33, 34 dispuesto en el soporte basculante 28, alrededor de un eje de giro y 35, 36 vertical, es decir que transcurre en la dirección y. Sobre las mesas giratorias y 31, 32 están dispuestos sendos portapiezas 37, 38 que pueden recibir una pieza que se trate de mecanizar.

El mecanizado simultáneo de piezas básicamente idénticas mediante herramientas alojadas en los husillos 18, 19 tiene lugar de modo que se realizan movimientos idénticos de los husillos portaherramientas 18, 19 en dirección x y mediante el carro x 9 y el carro y 13. Los movimientos por lo general también idénticos de las herramientas en la dirección z se realizan mediante los husillos portaherramientas 18, 19 desplazables en la dirección z. Los movimientos de las piezas alrededor de los ejes de giro verticales y 35, 36 se realizan por medio de los motores de giro y 33, 34. Los movimientos pivotantes de las piezas alrededor del eje de giro 29 que transcurre en dirección x se realizan mediante el motor de giro 30.

Tal como se deduce del dibujo, el centro de gravedad 39 del soporte basculante 28 con las mesas giratorias y 31, 32 y los portapiezas 37, 38 está situado por debajo del eje de giro 29. Según la forma y peso de las piezas que se vayan a colocar en los portapiezas 37, 38, el centro de gravedad 39 se desplaza con relación al eje de giro 29, pero en cualquier caso de aplicación imaginable permanece por el lado del eje de giro 29 alejado de los portapiezas 37, 38. Gracias a esta posición del centro de gravedad 39 situado fuera del eje de giro 29, se ejerce sobre el soporte basculante 28 un par

ES 2 305 380 T3

de giro estático, debido a la fuerza de gravedad que ataca en el centro de gravedad 39, al girar el soporte basculante 28 alrededor del eje de giro 29 a una posición en la que el centro de gravedad 39 no se encuentra verticalmente debajo del eje de giro 29, durante una posición de trabajo fija del soporte basculante 28 para el mecanizado de piezas en esta posición pivotada. Dado que el soporte basculante 28 está inmovilizado en esta posición de trabajo mediante el motor de giro 30, que se encuentra en el lateral 26 que en las figuras está dibujado en el lado izquierdo, se ejerce un par de torsión sobre el soporte basculante 28.

Para compensar esta torsión, en el extremo del soporte basculante 28 alejado del motor de giro 30, es decir en la zona del costado lateral 27 correspondiente a este extremo, ataca un dispositivo de compensación 40 que en toda posición ejerce una fuerza esencialmente constante. Este dispositivo de compensación 40 ataca en un brazo de palanca 41 fijado a un soporte basculante 28, que respecto al eje de giro 29 transcurre paralelo al emplazamiento del centro de gravedad 39. Por lo tanto, cuando el centro de gravedad 39 se encuentra en la vertical debajo del eje de giro 39, este brazo de palanca 41 transcurre verticalmente hacia abajo.

El dispositivo de compensación 40 puede ser, de acuerdo con la representación de las Fig. 1 a 3, un acumulador de fuerza 42 realizado como muelle de gas, cuyo cilindro 43 lleno de gas a presión está articulado en la zona inferior del costado lateral 27 mediante una articulación giratoria 46. Esta clase de muelles de gas están dimensionados normalmente de modo que la fuerza de extensión varíe sólo muy escasamente a lo largo de la carrera de extensión del vástago del émbolo 45. El brazo de palanca 41 presenta varias posiciones de ataque de la fuerza 47 a distintas distancias a del eje de giro 29, en los cuales se puede colocar la articulación giratoria 46, de modo que se puede elegir el punto de ataque de la fuerza 47 de acuerdo con el peso y con la forma de las piezas que se vayan a mecanizar, para obtener diferentes pares de giro de compensación. Cuanto mayor sea la relación entre la distancia b desde la articulación giratoria 44 al eje de giro 29 respecto a la distancia a, tanto mayor es la precisión con la que se corresponden la magnitud y variación del par de giro de compensación ejercido sobre el dispositivo de compensación 40 sobre el soporte basculante 28 al girar éste alrededor del eje de giro 28 con respecto al par de torsión, y concretamente en lo referente a su variación senoidal. Convenientemente será $b/a \geq 3,0$, no debiendo ser $b/a < 2,5$. Como se ha visto en la práctica, se pueden compensar sin problema el 90% de los pares de torsión que se producen. Aproximadamente el 5% de la desviación del par de giro de compensación respecto al par de torsión se debe a que la fuerza del acumulador de fuerza no es exactamente constante en todo su recorrido. Hasta otro 5% de la desviación se debe a que durante el movimiento de trabajo el acumulador de fuerza 42 se desvía respecto a la línea de unión vertical entre la articulación giratoria inferior 44 y el eje de giro 29. Esta desviación se debe a que la distancia b es finita. La variación de longitud del brazo de palanca 41 puede realizarse, tal como se ha descrito, en pasos discretos mediante diferentes puntos de ataque de la fuerza 47, pero también mediante una regulación continua, por ejemplo mediante un husillo o similar.

En la realización según las Fig. 1 a 3, los conductos de alimentación 48 para los portapiezas 37, 38 se conducen a través de un paso giratorio comercial 49, dispuesto alineado con el eje de giro 29, y que pasa a través del costado lateral 26. El paso giratorio 49 está dispuesto por lo tanto en el lado del soporte basculante 28 alejado del dispositivo de compensación 40.

En la representación según las Fig. 4 a 5, se ha previsto en cambio un dispositivo de arrastre 50 para las conducciones de alimentación 48, que está situado por el lado correspondiente al dispositivo de compensación 40. Tal como se puede reconocer en la Fig. 4 en combinación con la Fig. 5, este dispositivo de arrastre 50 puede seguir los movimientos basculantes del soporte basculante 28. No se produce ninguna colisión del acumulador de fuerza 42 con el dispositivo de arrastre 50 mientras el movimiento de giro del soporte basculante 28 solamente tenga lugar en un ángulo de unos 135° hacia cada uno de los lados respecto a la línea de unión vertical ya mencionada entre la articulación giratoria inferior 44 y el eje de giro 29. No es posible realizar el giro completo libre del dispositivo de compensación 40, pero tampoco es necesario. En esta realización ataca en ambos extremos del soporte basculante 28 un dispositivo de compensación 40 idéntico en cada uno.

De acuerdo con la Fig. 5, el acumulador de fuerza 42' también puede estar realizado como un accionamiento de émbolo y cilindro sometido a un fluido a presión, cuyo cilindro 43' está conectado a un acumulador de equilibrado de presión 51 a través de un conducto de unión 52. En este caso se puede emplear como fluido a presión, bien un gas a presión o un líquido a presión o ambos. En el acumulador de equilibrado de presión 51 totalmente cerrado desemboca junto con la conducción de unión 52 una conducción de llenado 53 en la que hay una llave de paso 54. En el acumulador de equilibrado de presión 51 se encuentra una carga de gas a presión 55 en forma de una vejiga de gas. A través de la conducción de llenado 53 se alimenta una carga de líquido a presión 56 hasta que en el acumulador de equilibrado de presión 51 reine una presión especificada. Dado que la carga de líquido a presión 56 se encuentra permanentemente en comunicación con el cilindro 43' existe la misma presión en todo el sistema formado por el acumulador de fuerza 42' y el acumulador de equilibrado de presión 51. Puesto que el volumen del acumulador de presión de equilibrado 51, y en particular el volumen de la carga de gas a presión 56 en el estado pretensado a la presión de trabajo es grande en comparación con el volumen en el cual se varía el sistema mencionado al extender o recoger el vástago del émbolo 45 en el cilindro 43', se producen en el sistema sólo unas variaciones de presión de escasa magnitud. En una realización tal, la presión reinante en el cilindro 43', y por tanto la fuerza ejercida por el vástago del émbolo 45, se puede mantener casi exactamente constante en toda la carrera de extensión del vástago del émbolo 45. La presión en el acumulador de equilibrado de presión 51 se capta mediante un aparato de medida de presión 57.

REIVINDICACIONES

1. Máquina herramienta

- a. con un soporte basculante (28),
 - i. sobre el cual está dispuesto por lo menos un portapiezas (37, 38),
 - ii. que presenta un primer extremo y un segundo extremo,
 - iii. que en su primer extremo y en su segundo extremo descansa de modo basculante alrededor de un eje de giro (29),
 - iv. cuyo centro de gravedad (39) se encuentra fuera del eje de giro (29) generando un par de torsión senoidal que actúa sobre el soporte basculante (28),
- b. con un motor de giro (30) que ataca en una zona del primer extremo del soporte basculante (28), y
- c. con por lo menos un husillo portaherramientas (18, 19) que es móvil con relación al portapiezas (37, 38),
caracterizada porque
para generar un par de compensación esencialmente senoidal de sentido opuesto al par de torsión senoidal,
- d. está previsto por lo menos un acumulador de fuerza (42, 42') en la zona del primero o del segundo extremo del soporte basculante (28),
 - i. que a la distancia (a) del eje de giro (29) ataca en un punto de ataque de la fuerza (47) del soporte basculante (28),
 - ii. que por un extremo opuesto al punto de ataque de la fuerza (47) está articulado en un punto fijo mediante una articulación giratoria (44),
 - iii. que ejerce sobre el soporte basculante (28) el par de compensación de sentido opuesto al par de torsión, y
 - iv. que para actuar sobre el soporte basculante (28) con una fuerza sensiblemente constante en todo su recorrido está realizado como unidad de émbolo y cilindro, cuyo cilindro (43') está en comunicación con un acumulador de equilibrado de presión (51),
- e. para la relación entre una distancia (b) desde la articulación giratoria (44) al eje de giro (29), respecto a la distancia (a) entre el punto de ataque de la fuerza (47) y el eje de giro (29), se aplica: $b/a \geq 3,0$ y
- f. la distancia (a) desde el punto desde el punto de ataque de la fuerza (47) al eje de giro (29) es variable.

2. Máquina herramienta según la reivindicación 1, **caracterizada** porque tanto en el primero como en el segundo extremo del soporte basculante (28) hay un acumulador de fuerza (42') que ataca a la distancia (a) del eje de giro (29) en un punto de ataque de la fuerza (47) del soporte basculante (28).

3. Máquina herramienta según una de las reivindicaciones 1 ó 2, **caracterizada** porque en el acumulador de fuerza (42) se puede ajustar un valor básico de la presión.

4. Máquina herramienta según la reivindicación 1, **caracterizada** porque el soporte basculante (28) presenta varios puntos de ataque de la fuerza (47) a diferentes distancias (a) respecto al eje de giro (29), en los que se puede unir el acumulador de fuerza (42, 42') con el soporte basculante (28).

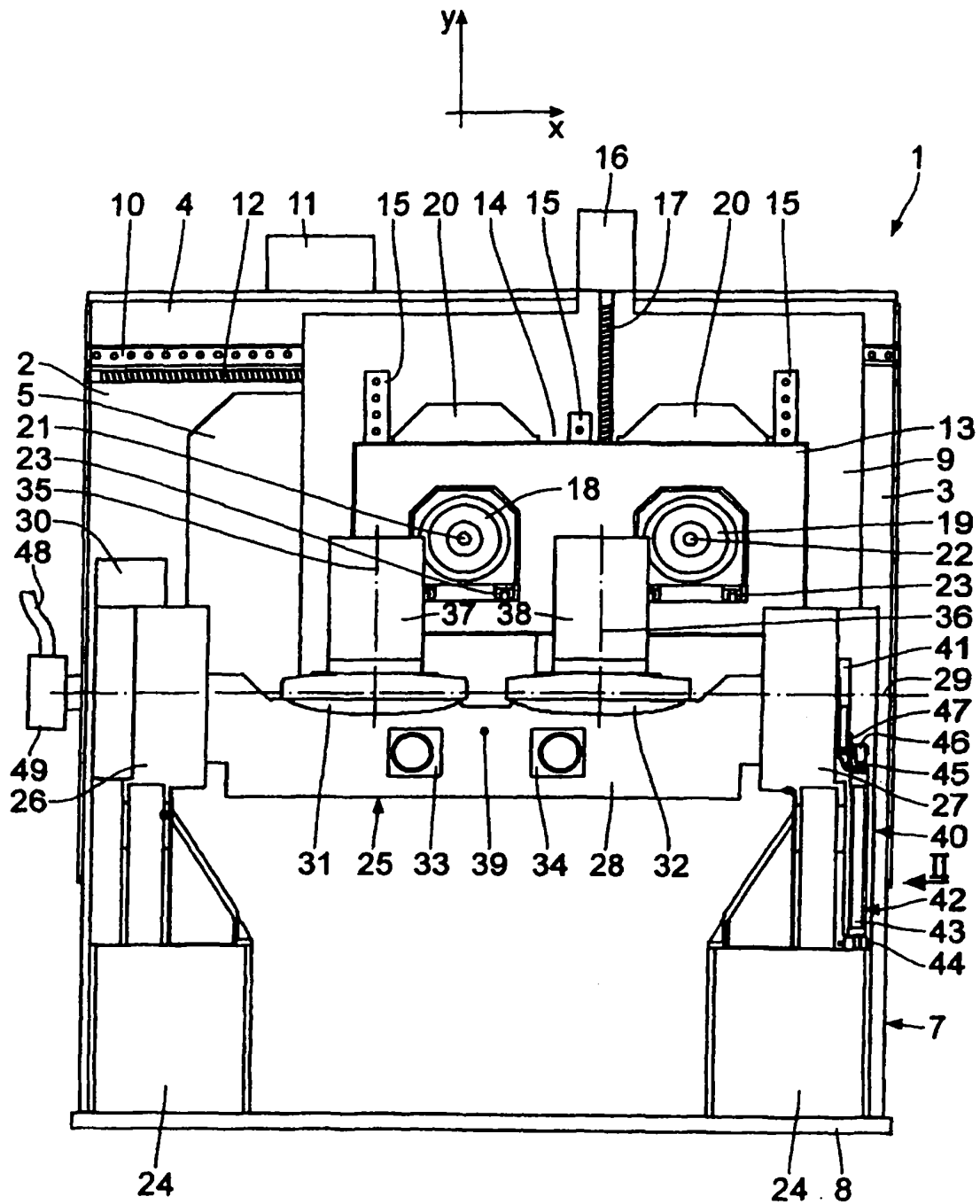


Fig. 1

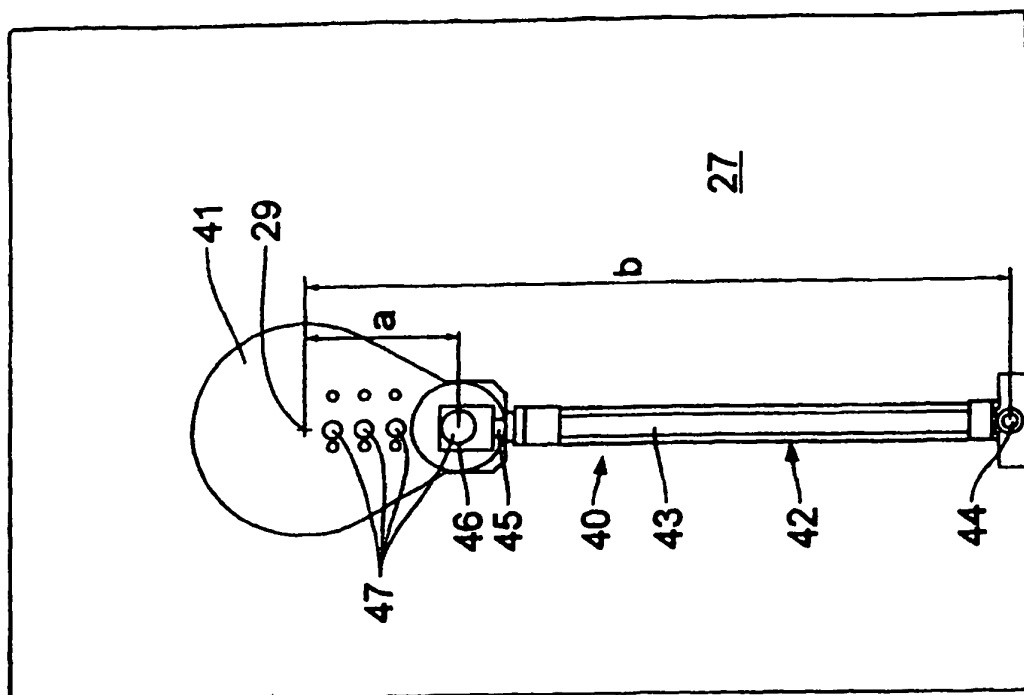


Fig. 2

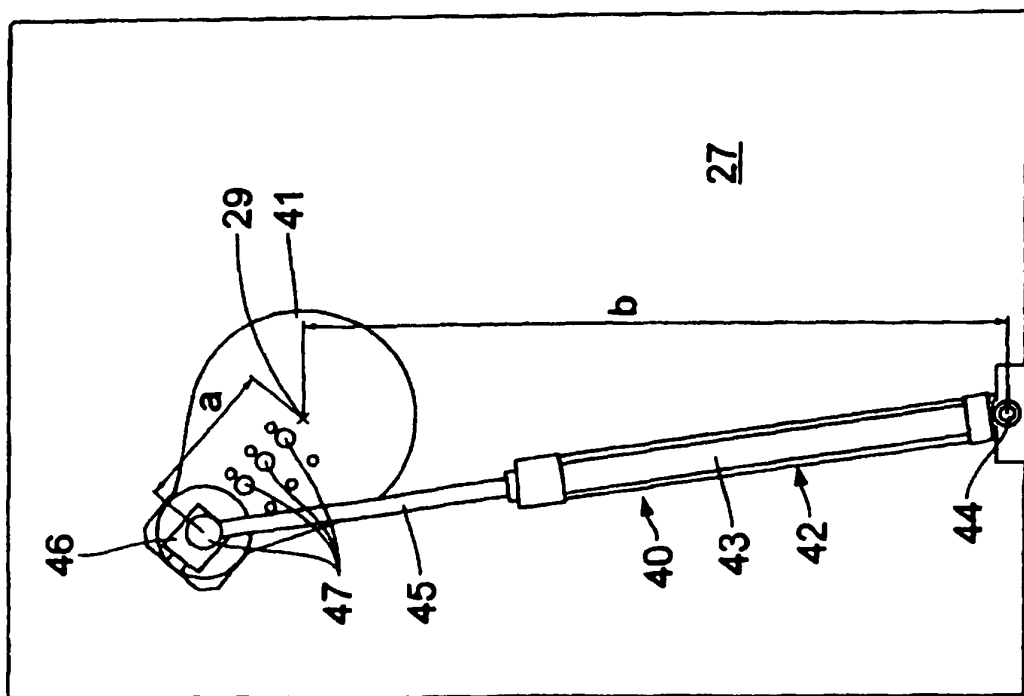


Fig. 3

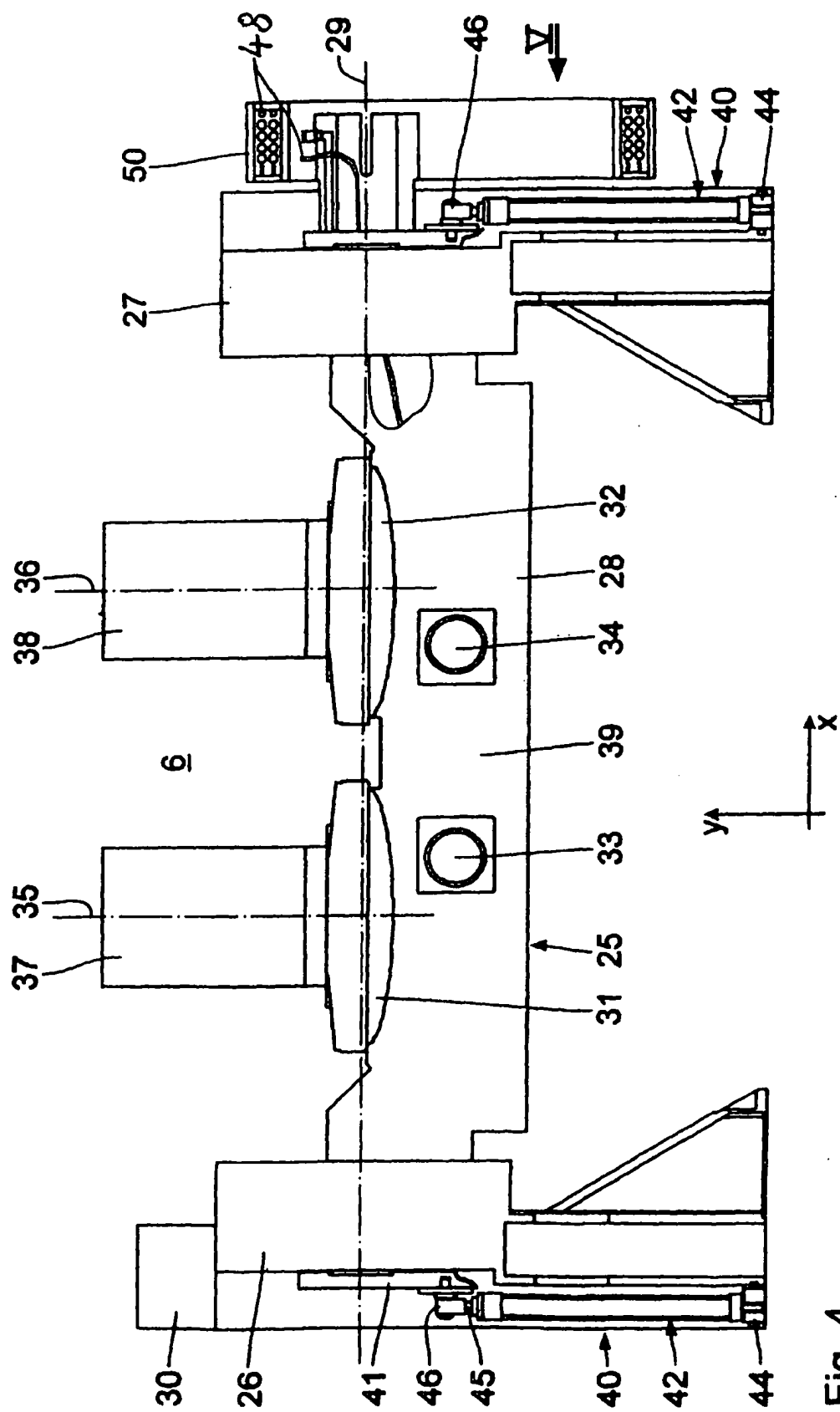


Fig. 4

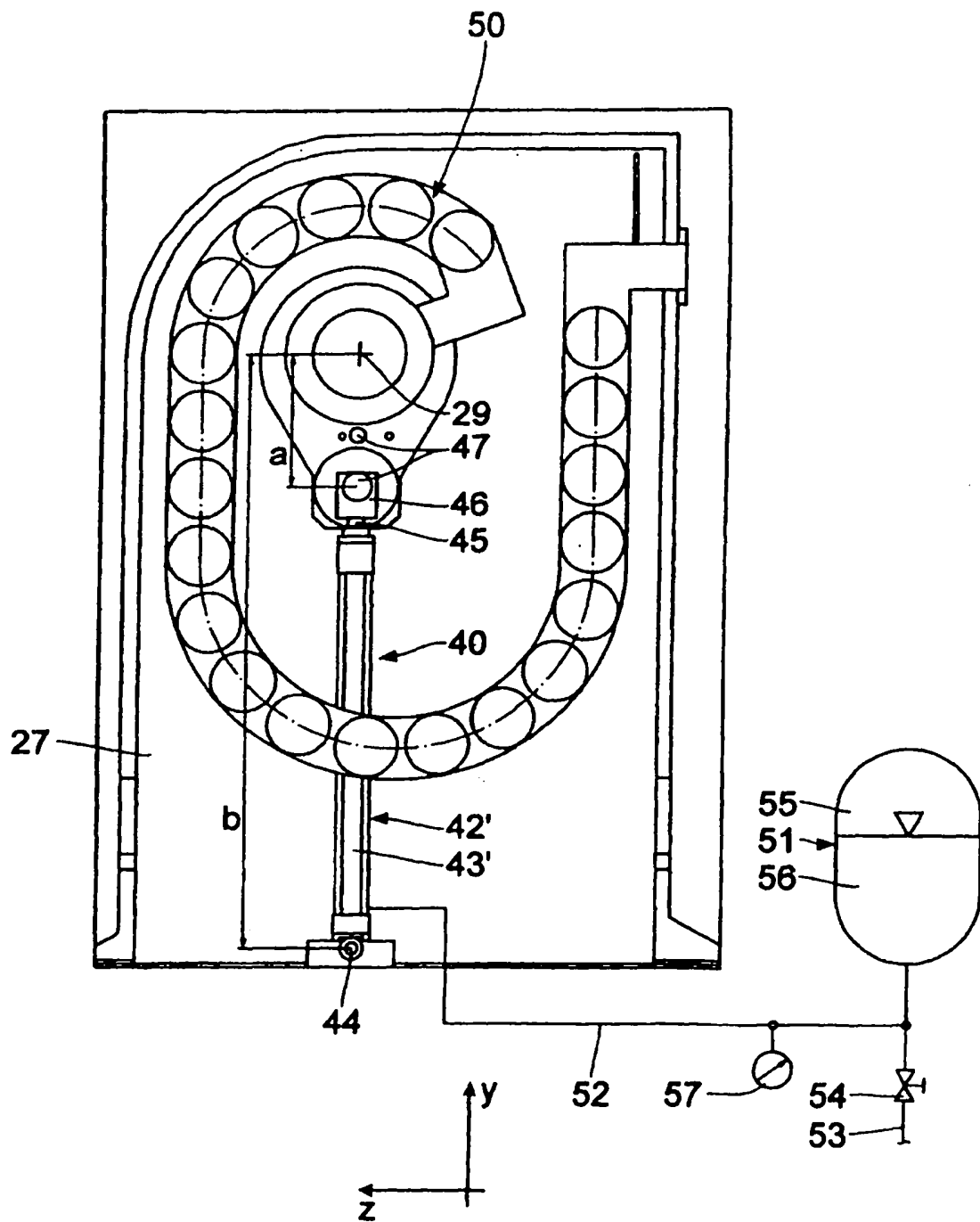


Fig. 5