

(19)



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets



(11)

EP 0 648 596 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
05.08.1998 Patentblatt 1998/32

(51) Int. Cl.⁶: **B30B 15/00**

(21) Anmeldenummer: **94115982.4**

(22) Anmeldetag: **11.10.1994**

(54) **Presse, insbesondere schnellaufende Schneidpresse**

Press, in particular high-speed cutting press

Presse, en particulier presse à découper à grande vitesse

(84) Benannte Vertragsstaaten:
CH DE IT LI

(30) Priorität: **14.10.1993 DE 4335013**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
19.04.1995 Patentblatt 1995/16

(73) Patentinhaber:
**SCHULER PRESSEN GmbH & Co.
73033 Göppingen (DE)**

(72) Erfinder:

- **Dexling, Hartmut
D-73033 Göppingen (DE)**
- **Remmler, Gerhard
D-73095 Albershausen (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:

EP-A- 0 546 265 DE-A- 2 534 626
DE-A- 3 332 173 FR-A- 1 047 925
US-A- 4 791 830

- **PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 14, no. 540
(M-1053) 29. November 1990 & JP-A-02 229 700
(SANKYO SIESAKUSHO K.K.)**

EP 0 648 596 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Presse, insbesondere eine schnellaufende Schneidpresse nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

Ausgleichsgewichte als Massen dienen u.a. zum Ausgleichen rotierender Massenkräfte während des Betriebs der Presse, zum Ausgleichen oszillierender und dgl. Massenkräfte.

Es treten mit Hubzahlerhöhung und als Folge von Schneidkräften Schwingungen auf die einen nicht unwesentlichen Anteil an der Belastung von Presse und Werkzeug darstellen. Die wirtschaftliche Fertigung von Stanzteilen auf Schneidpressen und sog. Schnellläuferpressen wird jedoch beeinflusst von der Hubzahl, wie auch von der Standzeit bzw. -menge des Werkzeugs. Die Erhöhung der Hubzahlen bewirkt insgesamt ein Anwachsen der Massenkräfte. Darüber hinaus sind Massenausgleichsmaßnahmen zur Gewährleistung der Standsicherheit der Presse erforderlich, ohne daß jedoch die inneren Belastungen der Presse hierdurch reduziert werden könnten. Durch die Vergrößerung der bewegten Massen und demzufolge der Steigerung der Massenkräfte werden die inneren Belastungen wesentlich erhöht. Mit höherer Hubzahl steigt die Eintauchtiefe und der Werkzeugverschleiß nimmt zu. Das Antriebssystem des Stößels ist bei höheren Hubzahlen infolge Reibverlusten und Verschleiß höher belastet. Von daher ist eine Erhöhung der Hubzahlen für diese wirtschaftliche Fertigung nur sinnvoll, wenn der Wirkungsgrad der Presse und die Werkzeugstandzeiten zumindest gehalten werden.

Aus der DE 25 34 628 A1 und der EP 0 546 265 sind Pressen gattungsbildender Art bekannt mit oberhalb der Hauptantriebswelle gelagertem Massenausgleich. Die zweite Masse, gebildet durch den jeweiligen Pressenstößel, ist über lang ausgeführte und massereiche Stellmittel mit der Ausgleichsmasse verbunden. Eine dynamische Massenkraftkompensation beider Massen mit Anpassung der Massendynamik über den Gesamthubzahlbereich ist nicht vorgesehen.

Die US-A-4,791,830 beschreibt eine Presse, bei der mittels Pressenantrieb zwei unterschiedliche Massen bewegt werden. Hierbei übernimmt eine erste Masse die Funktion des Stößels der Presse, die zweite Masse dient dem Massenausgleich. Die Massen sind untereinander über eine Kurbelwelle des gemeinsamen Antriebs wirkverbunden. Beide Massen sind unterhalb des Pressenantriebs angeordnet und im Pressengestell linear geführt. Die zweite Masse zum Massenausgleich ist nicht auf die sich ändernden Schwingungsverhältnisse anpaßbar.

Aufgabe der Erfindung ist es, die mit ansteigenden Hubzahlen und unter der Einwirkung der Schneidkräfte bei Pressen gattungsgemäßer Art auftretenden und sich vergrößernden Schwingungen und damit die Belastung von Presse und Werkzeug gering zu halten bzw. zu verringern. Hierbei soll der Ausgleich der linear

bewegten Massen mit einer synchron verstellbaren Gegenmasse erfolgen, wobei Stößel und Gegenmasse eng übereinander anzuordnen sind.

Diese Aufgabe ist gelöst bei einer Presse gattungsbildender Art durch die den Anspruch 1 kennzeichnenden Merkmale.

Die Kennzeichen der weiteren Ansprüche stellen bevorzugte und für sich erfinderische Ausgestaltungen dar.

Es sind sowohl Querwellen, als auch Längswellenanordnungen möglich. Das Hebelsystem zwischen Stößel und Gegenmasse hat ein linear elastisches Verhalten. Es liegen für jeden Kurbelwinkel günstige Übertragungswinkel zwischen beiden Massen vor. Durch diese Art der Kopplung der Massen läßt sich die Massenträgheit der Gegenmasse beim Schneidvorgang voll nutzen. Das Gestell der Presse wird von Massenkräften weitgehend freigehalten. Die paarweise Kopplung von Lagerstellen des Kompensationssystems für Stößel und Gegenmasse führt zu einem Kurzschließen der Lagerreaktionen bei kleinen Wegen. Es können andere Bauelemente zum Einsatz kommen. Beispielsweise ist es möglich, Gleitlager durch Wälzlager zu ersetzen. Das Produkt aus Hub mal Masse kann durch Wahl des Hebelverhältnisses für beide Massen zumindest annähernd gleich sein. Das Federsystem ist für beide Massen gleichermaßen einsetzbar.

Von weiterem Vorteil ist hierbei, daß mit der Verstellbarkeit der Federkonstanten sich die Einflüsse bei geänderter Hubzahl als auch die der Hubänderung kompensieren. Das über den gesamten Hubzahlbereich wirkende Prinzip entlastet den Antrieb von Massenkräften. Die Schneidenergie wird im wesentlichen der Bewegungsenergie von Stößel und Gegenmassen entnommen.

Anhand von Ausführungsbeispielen in der Zeichnung soll im folgenden die Erfindung näher erläutert werden.

Dabei zeigen:

- Fig. 1 skizzenartig die Veränderung der Federkonstanten eines Drehstabes durch eine verstellbare Anlenkung,
- Fig. 2 eine schnellaufende Presse mit am Pressengestell angebrachten Drehstabfedern,
- Fig. 3A bis 3C verschiedene Ausgestaltungen verstellbarer Anlenkungen von Drehstabfedern,
- Fig. 4 die Anlenkanordnung von vier Drehstabfedern und
- Fig. 5 eine schnellaufende Presse mit Massenausgleich und Massenkraftkompensation.

Das grundsätzliche Prinzip zur Verstellung der Federkonstanten zur Anwendung in schnellaufenden Pressen gemäß Fig. 1 zeigt eine lineare Feder 1, bei-

spielsweise eine Drehstabfeder aus einem Vergütungsstahl oder aus einem Cr-Ni-Mo legierten Stahl, die in dem Festpunkt 2 pressenfest und in einem pressengestellseitigen Drehlager 3 gelagert ist. Mit der Drehstabfeder 1 ist ein Lenkerhebel 4 starr verbunden, der in einem Anlenkpunkt 5 von einer Lasche 6 beaufschlagbar ist. Die Lasche 6 ist andererseits in einem Anlenkpunkt 7 von einem Hebel 8 angelenkt. Mit Bezug auf die Drehstabfeder 1 und den Hebel 8 ist dieser als Anlenkpunkt im federnahen Bereich anzusehen. Der Hebel 8 ist andererseits in seinem stößelnahen Bereich in einem Anlenkpunkt 9 gelagert. Der Hebel 8 ist zudem in einem im Pressengestell 10 in Richtung der Erstreckung des Hebels 8 manuell oder motorisch verschiebbaren Lager 11 gelagert. Das Lager 11 ist bis in den federnahen Bereich, Anlenkpunkt 7, beweglich, so daß die Hebellänge L_2 des Hebels 8 zu Null wird und keine Auslenkbewegungen der Drehstabfeder 1 trotz Bewegung des Anlenkpunktes 9 durch die Bewegung des Stößels 12 erfolgt. Ein solches Hebelsystem ermöglicht die Verstellbarkeit der Federkonstanten (c_t) der Drehstabfeder auch während des Betriebs der Presse, z.B. bei Hubzahlenanpassung. Wird der Anlenkpunkt 9 mit der Bewegung des Stößels 12 um einen Betrag x ausgelenkt, wird über den in dem Hebellagerpunkt, Lager 11, gelagerten Hebel 8 mit dem Hebelverhältnis $i = L_2/L_1$ und der Lasche 6 die Drehstabfeder 1 um den Winkel α (α) verdreht. Mit der Federkonstanten (c_t) der Drehstabfeder 1 ergibt sich das in dem Endteil 13 der Drehstabfeder 1 wirkende Moment (M_t). Die rückwirkende, auf den Stößel 12 wirkende Kraft (F), ergibt sich somit aus dem Moment dividiert durch das Produkt aus L_h mal i , wobei L_h der Länge des an die Drehstabfeder 1 angeordneten Lenkerhebels 4 entspricht. Durch Verschieben des Hebellagerpunktes, Lager 11, läßt sich so die Federkonstante (c_t) der Drehstabfeder 1 verändern. Die Verstellung des Lagers 11 bis in den Anlenkpunkt 7 ermöglicht ein Abschalten des Kompensationssystems.

Zur allgemeinen Orientierung zeigt Fig. 2 eine schnellaufende Presse mit dem Pressengestell 10 und hier vier (mal zwei) in Festpunkten 2 und Dreh-Lagerstellen bei 3 gelagerten Drehstabfedern 1. Der Stößel 12 ist nur teilweise zu erkennen.

In den Fig. 3A bis 3C sind verschiedene Möglichkeiten für eine verstellbare Anlenkung der Drehstabfeder 1 gezeigt. An den Drehstabfeder 1 ist jeweils ein Lenkerhebel 4 starr befestigt, der in Fig. 3A über eine Lasche 6 mit einem Hebel 8 gelenkig verbunden ist. Der Hebel 8 ist andererseits am Stößel 12 gelenkig angeschlossen. Der Hebellagerpunkt 11 wird gebildet durch ein in Längserstreckung des Hebels 8 im Pressengestell 10 verstellbares Lager mit Maßnahmen zur Schwenkbarkeit des Hebels 8 in diesem.

In Fig. 3B ist der Lenkerhebel 4 direkt an den Hebel 8 schwenkbar angelenkt. Andererseits ist der Hebel 8 über eine Lasche 6 an dem Stößel 12 schwenkbeweglich angelenkt.

Fig. 3C zeigt die Möglichkeit der gestreckten Anord-

nung von Lenkerhebel 4, Hebel 8 und Lasche 6, wobei die Bewegung des Stößels 12 eine Auslenkbewegung des Lenkerhebels 4 bewirkt. Hebel 8 und die in diesem verschiebbar gelagerte Lasche 6 bleiben zueinander fluchtend ausgerichtet.

Fig. 4 könnte einen Schnitt durch die in Fig. 2 gezeigte Presse darstellen im Bereich des Bewegungsabgriffs am Stößel 12 für die Anlenkung von vier mal zwei Drehstabfedern 1. Die Anordnungen von Lenkerhebel 4, Hebel 8 und Lasche 6 entsprechen denen der Fig. 3B. Die Verstellbarkeit der Lager für den jeweiligen Hebellagerpunkt 11 der Hebel 8 erfolgt gemeinsam über eine motorgetriebene Welle 14, einem auf einer mit Rechts-Links-Gewinde versehenen Spindel 15 aufgesetzten Schneckenrad 16 und Gewindeteilen 17 in den die Lagerpunkte 11 bildenden verschiebbaren Kulissen 18.

Die schnellaufende Presse mit dem Pressengestell 10 in Fig. 5 weist einen Stößel 19, die Gegenmasse 20, einen an eine Gegenmasse 20 angelenkten Kurbelantrieb 21 und in Festpunkten 2 befestigte lineare Federn 2 gemäß Fig. 4 auf Ausgleichsmasse bzw. Gegenmasse 20 und Stößel 19 als zweite Masse sind unterhalb des Kurbelantriebs 21 linear zu dem Pressengestell 10 geführt und über einen oder mehrere Lenkersysteme 22 untereinander verbunden mit mit einem gestellfesten Drehpunkt 23 und einem in diesem drehbeweglich gelagerten Lenker 24. Jeder der Lenker 24 ist in verstellbaren Exzenterlagern 25 am Stößel 19 und in verstellbaren Exzenterlagern 26 an der Gegenmassen 20 gelagert. Die getrennte Einstellung in den Exzentern 25 und 26 ermöglicht eine Auslegung des Massenausgleichs nach der Formel $m_1 \cdot r_1 = m_2 \cdot r_2$, wobei m_1 bzw. m_2 die jeweilige Masse von Stößel 19 bzw. Gegenmasse 20, r_1 bzw. r_2 das Verhältnis der Hübe der Massen m_1 , m_2 darstellt.

Patentansprüche

1. Presse, insbesondere schnellaufende Schneidpresse mit zwei mittels Pressenantrieb (21) bewegten Massen (19, 20) von denen eine erste Masse (19) die Funktion des Stößels übernimmt und die zweite Masse (20) dem Massenausgleich dient und beide Massen (19, 20) untereinander wirkverbunden und unterhalb des Pressenantriebes (21) im Pressengestell (10) linear geführt sind, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Massen (19, 20) untereinander mittels zumindest eines im Pressengestell (10) gelagerten doppelseitigen Hebels (24) wirkverbunden sind und die zweite Masse (20) von dem Pressenantrieb getrieben ist.
2. Presse nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß die erste Masse (19) und zweite Masse (20) durch ein spiegelsymmetrisches Hebelsystem (Lenkersystem 22) untereinander verbunden sind.

3. Presse nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet**, daß beide Massen (19, 20) vermittels eines Federsystems (1, 2, 3, 4) mit dem Pressengestell verbunden sind, daß parallel zum Kurbeltrieb (21) zwischen Pressengestell und der einzelnen Masse (19, 20) gebildet ist. 5
4. Presse nach Anspruch 3, **gekennzeichnet durch** zumindest eine jeder der beiden Massen (19, 20) zugeordneten linearen Federn (1), deren einer Endteil (13) über einen Hebel (8) mit einer Masse (12, 20, 21) und deren anderer Endteil in einem Festpunkt (2) mit dem Pressengestell verbunden ist und der Hebel (8) zweiarmig ausgeführt und in einem Hebellagerpunkt (11) gelagert ist, der in dem Pressengestell (10) in Erstreckung des Hebels (8) verschiebbar ist. 10 15
5. Presse nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet**, daß die lineare Feder (1) ein Drehstab mit Lenkerhebel (4) ist. 20

Claims

1. Press, in particular high-speed cutting press, having two masses (19, 20) which are moved by means of a press drive (21) and of which a first mass (19) undertakes the function of the ram and the second mass (20) is used for mass balancing, and the two masses (19, 20) are operatively connected to each other and are guided linearly in the press frame (10), underneath the press drive (21), characterized in that the masses (19, 20) are operatively connected to each other by means of at least one double-sided lever (24) that is mounted in the press frame (10), and the second mass (20) is driven by the press drive. 25 30 35
2. Press according to Claim 1, characterized in that the first mass (19) and the second mass (20) are connected to each other by a mirror-symmetrical lever system (link system 22). 40
3. Press according to Claim 1 or 2, characterized in that the two masses (19, 20) are connected to the press frame by means of a spring system (1, 2, 3, 4) which is formed between the press frame and the individual masses (19, 20), parallel to the crank drive (21). 45
4. Press according to Claim 3, characterized by at least one linear spring (1) which is assigned to each of the two masses (19, 20) and of which one end part (13) is connected to a mass (12, 20, 21) via a lever (8) and the other end part is connected to the press frame at a fixed point (2), and the lever (8) is designed to have two arms and is mounted at a lever bearing point (11), which can be displaced in 50 55

the press frame (10), in extension of the lever (8).

5. Press according to Claim 4, characterized in that the linear spring (1) is a torsion rod with a link lever (4).

Revendications

1. Presse, notamment presse à découper à grande vitesse comportant deux masses (19, 20) actionnées par l'intermédiaire d'un entraînement de la presse (21), dont une première masse (19) assurant la fonction du coulisseau et la deuxième masse (20) servant à l'équilibrage des masses, les deux masses (19, 20) concourant entre elles et étant guidées linéairement en dessous de l'entraînement de la presse (21) dans le bâti de la presse (10), **caractérisée en ce que** les masses (19, 20) concourent entre elles par l'intermédiaire d'au moins un levier bilatéral (24) monté dans le bâti (10) de la presse et que la deuxième masse (20) étant entraînée par l'entraînement de la presse
2. Presse selon la revendication 1, **caractérisée en ce que** la première masse (19) et la deuxième masse (20) sont reliées entre elles par un système de leviers ayant une symétrie miroir (système de guidage 22).
3. Presse selon les revendication 1 ou 2, **caractérisée en ce que** les deux masses (19, 20) sont reliées par l'intermédiaire d'un système à ressorts (1, 2, 3, 4) au bâti de la presse, qui est formé parallèlement au mécanisme à bielle (21) entre le bâti de la presse et la masse individuelle (19,20).
4. Presse selon la revendication 3, **caractérisée en ce que**, pour au moins un des ressorts linéaires (1) adjoint à chacune des deux masses (19, 20), une extrémité (13) est reliée par un levier (8) à une masse (12, 20, 21) et l'autre extrémité est reliée en un point fixe (2) au bâti de la presse, et le levier (8) comportant deux bras et étant logé dans un point d'appui (11) déplaçable dans le bâti de la presse (10) dans le prolongement du levier (8).
5. Presse selon la revendication 4, **caractérisée en ce que** le ressort linéaire (1) est une barre de torsion avec un levier de commande (4).

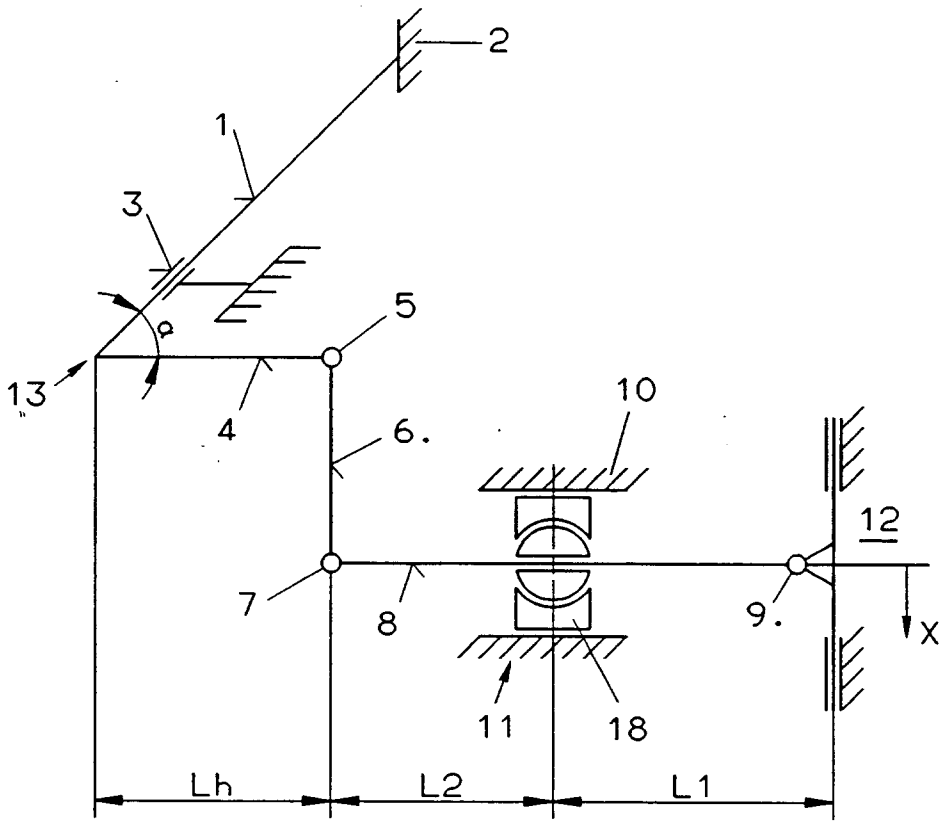


FIG. 1

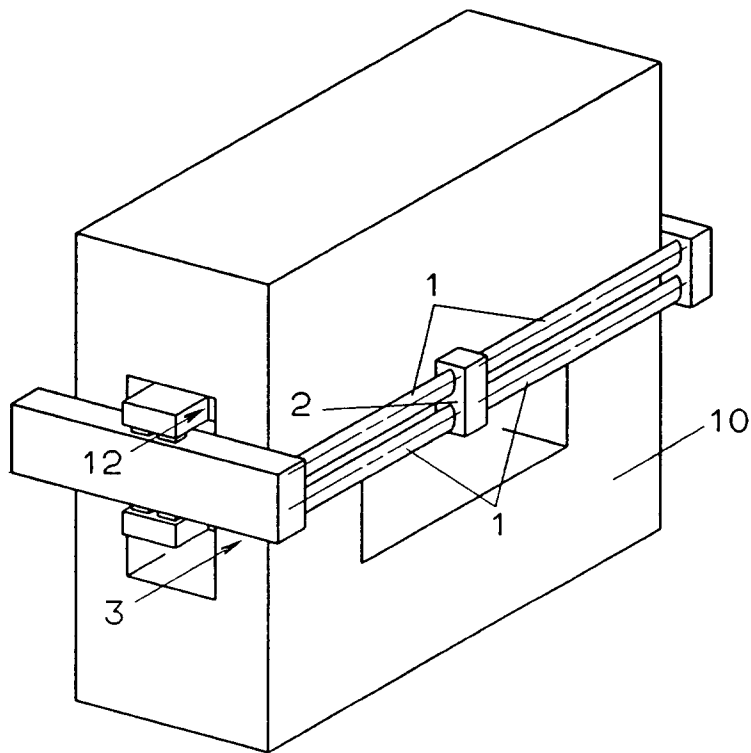


FIG. 2

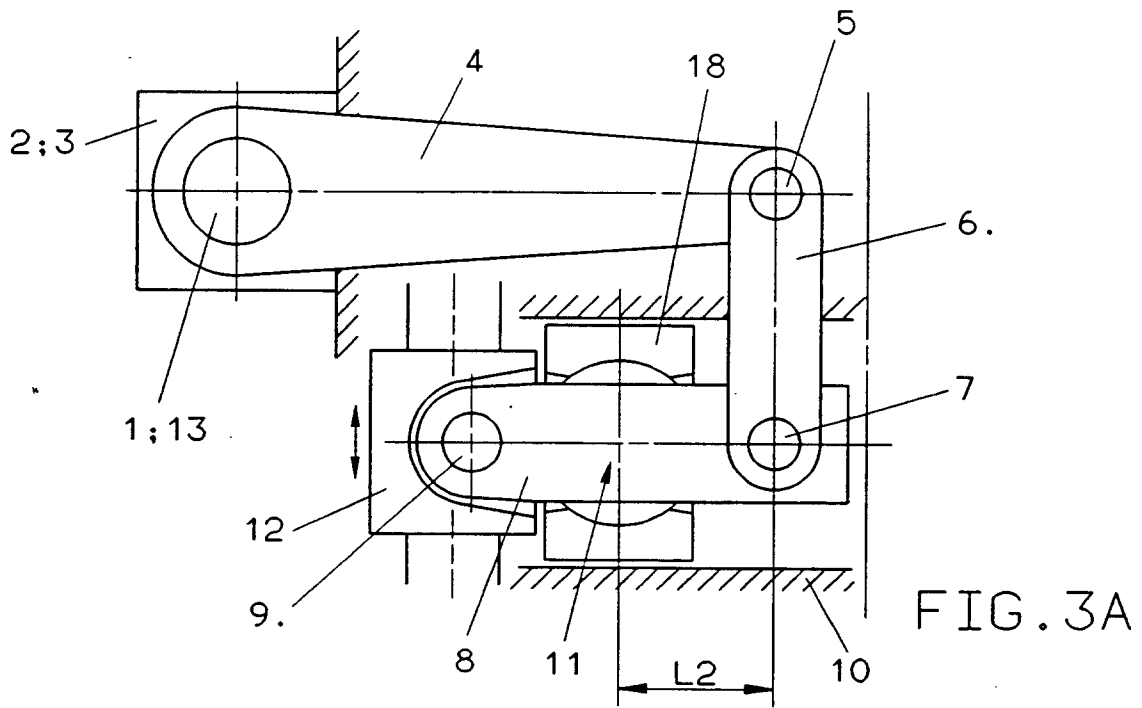


FIG. 3A

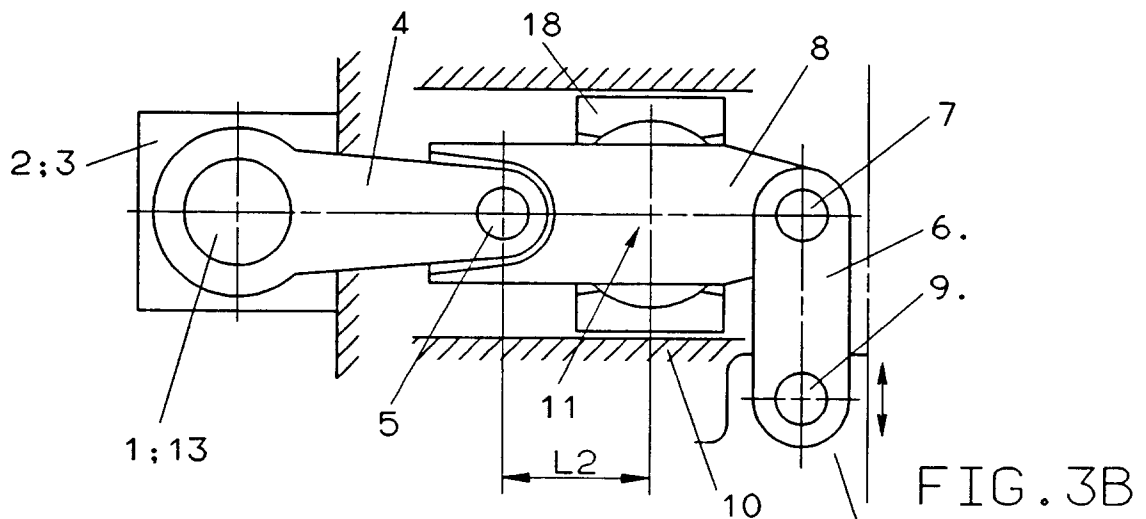


FIG. 3B

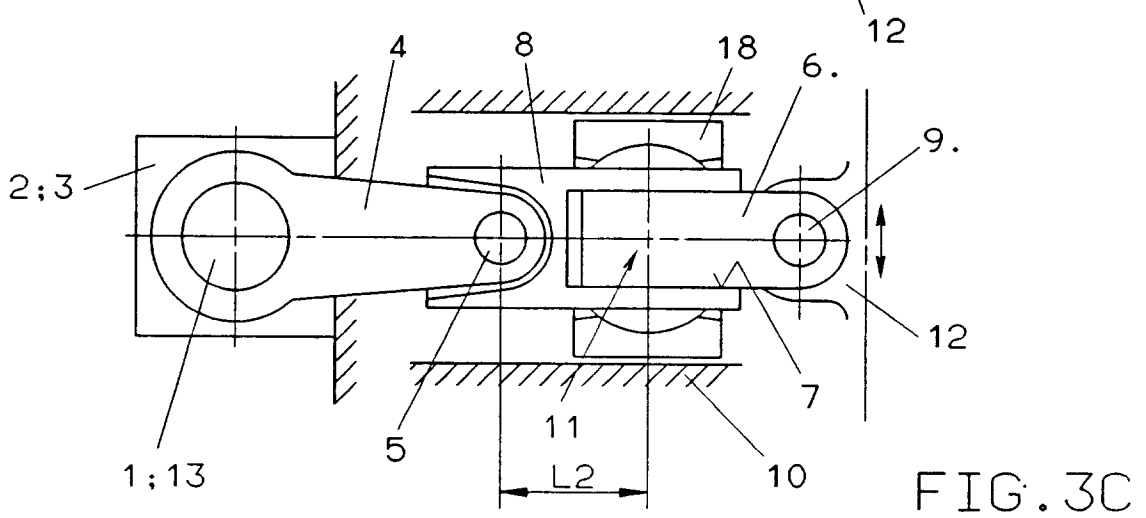


FIG. 3C

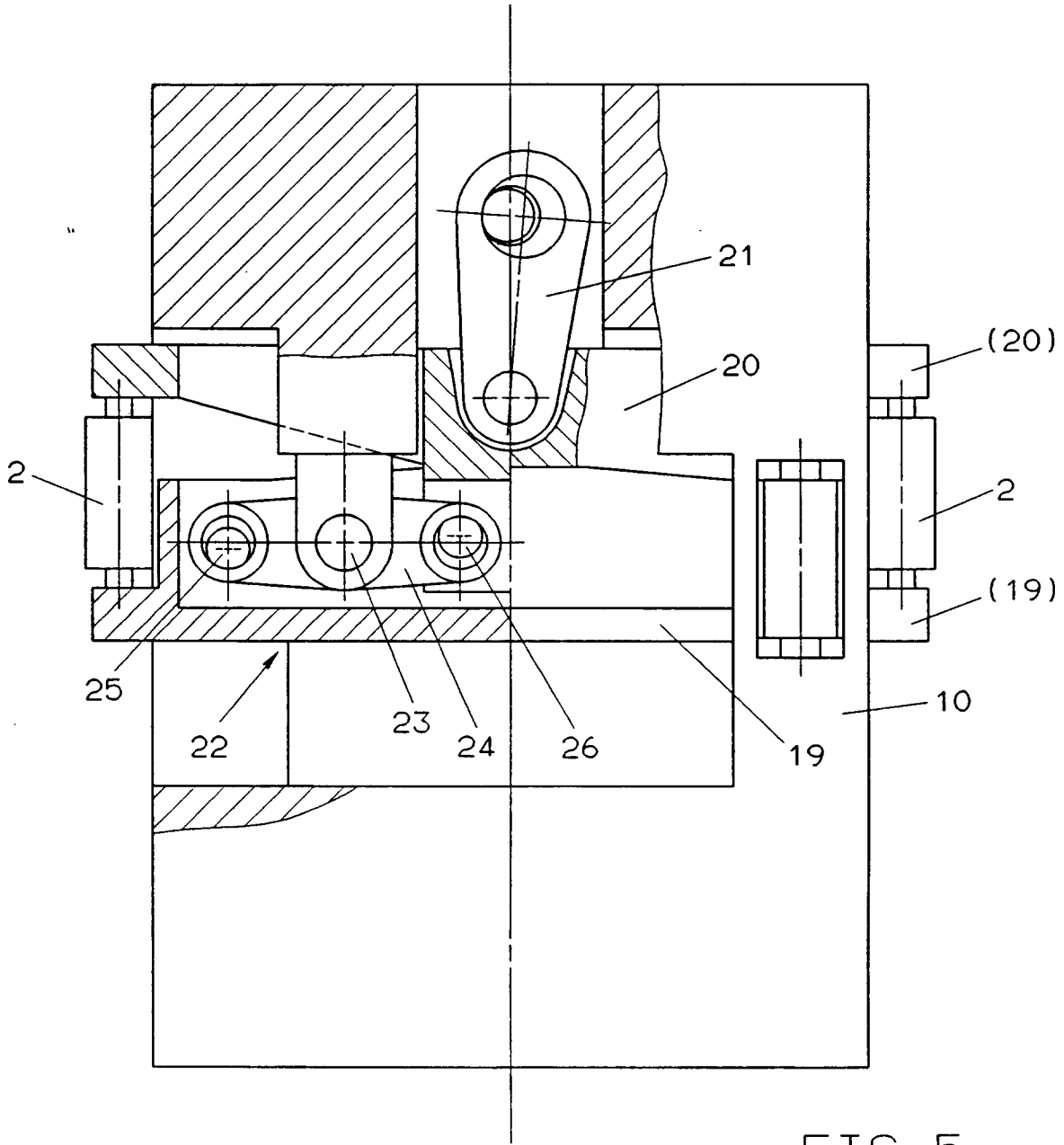


FIG. 5