

(19)



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets



(11)

EP 1 134 431 A1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(43) Veröffentlichungstag:
19.09.2001 Patentblatt 2001/38

(51) Int Cl. 7: F15B 15/18, B25B 11/00,
F15B 7/00

(21) Anmeldenummer: 01105621.5

(22) Anmeldetag: 07.03.2001

(84) Benannte Vertragsstaaten:
**AT BE CH CY DE DK ES FI FR GB GR IE IT LI LU
MC NL PT SE TR**
Benannte Erstreckungsstaaten:
AL LT LV MK RO SI

(30) Priorität: 17.03.2000 DE 10013194

(71) Anmelder: **FESTO AG & Co
73734 Esslingen (DE)**

(72) Erfinder:

- **Muschong, Günther
71394 Kernen (DE)**
- **Stoll, Kurt, Dr.
73732 Esslingen (DE)**

(74) Vertreter: **Abel, Martin, Dipl.-Ing. et al
Patentanwälte
Magenbauer, Reimold, Vetter & Abel
Plochinger Strasse 109
73730 Esslingen (DE)**

(54) Antriebsvorrichtung

(57) Es wird eine Antriebsvorrichtung (2) vorgeschlagen, die einen geschlossenen Hydraulikkreis enthält, der einen durch hydraulisches Medium betätigbaren Hydraulikantrieb (5) und eine die Zufuhr und Abfuhr des hydraulischen Mediums bezüglich dem Hydraulik-

antrieb (5) veranlassende Hydraulikpumpe (22) aufweist. Zur Betätigung der Hydraulikpumpe (22) ist ein Elektromotor (23) vorgesehen. Die Aktivierung des Hydraulikantriebes (5) wird durch den Betriebszustand der Hydraulikpumpe (22) bestimmt.

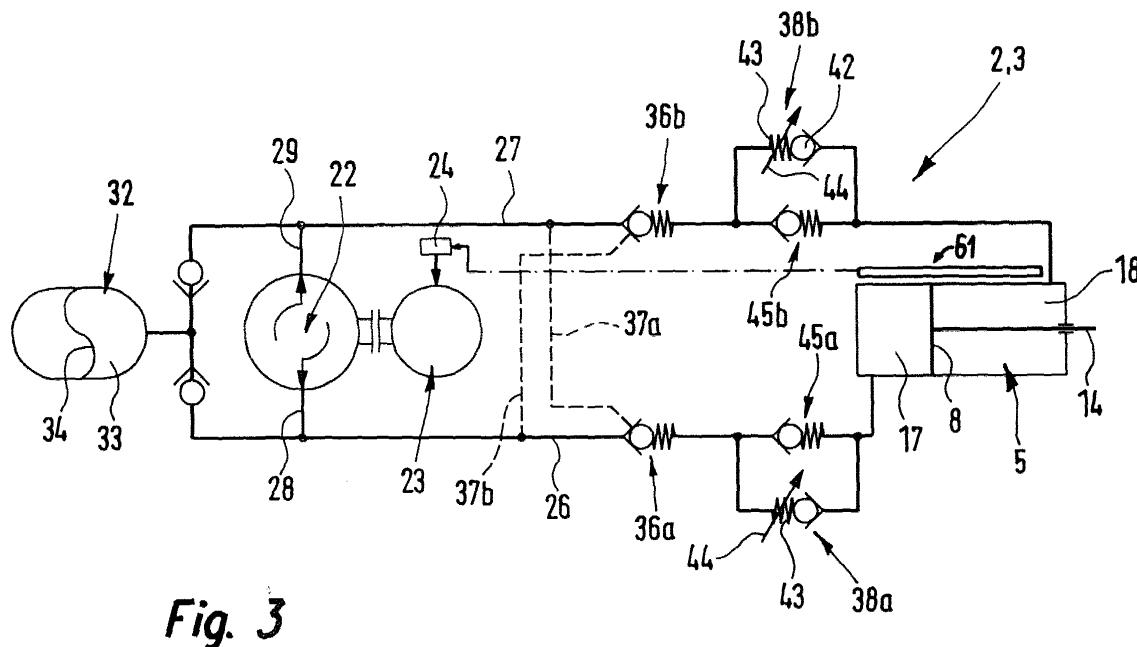


Fig. 3

Beschreibung

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft das Gebiet der Antriebsvorrichtungen, die einen durch Zufuhr von Energie aktivierbaren Antrieb aufweisen, von dem eine Antriebskraft abgegriffen werden kann.

[0002] Eine derartige Antriebsvorrichtung geht beispielsweise aus dem deutschen Gebrauchsmuster Nr. 299 03 825.4 hervor, wo sie als Bestandteil einer Kniehebel-Spannvorrichtung beschrieben wird. Sie erhält dort einen durch Druckluft aktivierbaren Pneumatikantrieb mit zugeordneten elektrisch betätigbaren Steuerventilen, um die Antriebsrichtung des Pneumatikantriebes vorgeben zu können. Alternativ wäre auch ein Hydraulikantrieb denkbar, der mit elektrisch betätigbaren Servoventilen ausgestattet ist, um den Antriebszustand zu beeinflussen. Während bei Pneumatikantrieben auf Grund der Kompressibilität des Betätigungsmediums in der Regel ein größerer technischer Aufwand notwendig ist, um exakte Positionierungen und langsame Bewegungen beherrschen zu können, überwiegt bei Hydraulikantrieben das Leckageproblem und der hohe Unterhaltsaufwand für die Gewährleistung sicherer Schlauchverbindungen und eines qualitativ hochwertigen Hydraulikmediums.

[0003] Auf dem Sektor der Spannvorrichtungen sind daher alternativ auch Bauformen mit Elektroantrieb bekannt, wobei in einem Prospekt der Firma Tünkers Maschinenbau GmbH ein sogenannter "Elektrospanner" gezeigt wird, dessen Elektroantrieb als Spindelantrieb ausgeführt ist. Hier ergibt sich jedoch, insbesondere in Verbindung mit der Übertragung hoher Stellkräfte, ein nicht unbeträchtliches Verschleißproblem.

[0004] Es ist die Aufgabe der vorliegenden Erfindung, eine Antriebsvorrichtung zu schaffen, mit der bei geringer Verschleißanfälligkeit und geringem Wartungsaufwand hohe Antriebskräfte übertragen werden können.

[0005] Gelöst wird diese Aufgabe durch eine Antriebsvorrichtung, mit einem geschlossenen Hydraulikkreis, der einen durch hydraulisches Medium betätigbaren Hydraulikantrieb und eine die Zufuhr und Abfuhr des hydraulischen Mediums bezüglich dem Hydraulikantrieb veranlassende Hydraulikpumpe enthält, wobei zur Betätigung der Hydraulikpumpe ein Elektromotor vorgesehen ist und die Aktivierung des Hydraulikantriebes durch den Betriebszustand der Hydraulikpumpe bestimmt wird.

[0006] Auf diese Weise ergibt sich eine elektro-hydraulische Antriebsvorrichtung, bei der auf Grund des geschlossenen Hydraulikkreises die Leckageproblematik sehr einfach in den Griff zu bekommen ist und auf Grund der besonderen Ansteuerung durch die elektromotorisch aktivierbare Hydraulikpumpe keine teuren Servoventile benötigt werden, um den Hydraulikantrieb in der gewünschten Weise zu betätigen. Der Verzicht auf Servo-Steuerventile hat dabei auch den Vorteil, dass an die Aufbereitung des verwendeten Hydraulikmediums relativ geringe Anforderungen gestellt sind,

was den Unterhalt sehr kostengünstig gestaltet. Die Aktivierung des Hydraulikantriebes wird zweckmäßigerweise allein durch den Betriebszustand der Hydraulikpumpe bestimmt und kann beispielsweise durch Ein-/

5 Ausschalten sowie Vorgabe einer bestimmten Pumpendrehzahl sehr einfach gesteuert werden.

[0007] Vorteilhafte Weiterbildungen der Erfindung gehen aus den Unteransprüchen hervor.

[0008] Während des Betriebes des Hydraulikantriebes benötigte unterschiedliche Betätigungsdrücke lassen sich zweckmäßigerweise allein in Abhängigkeit von der Drehzahl der Hydraulikpumpe vorgeben. Somit lassen sich Lasten beschleunigen oder bremsen, ohne auf eine zwischengeschaltete Servoventileinrichtung zu

15 rückgreifen zu müssen, die den Strömungsquerschnitt beeinflusst. Dabei sind vorzugsweise geeignete Einstellmittel vorhanden, durch die eine variable Vorgabe der die Pumpendrehzahl der Hydraulikpumpe bestimmenden Motordrehzahl des Elektromotors steuerbar

20 oder regelbar ist. Es kann auch die Möglichkeit gegeben sein, Drehzahlrampen vorzugeben, um die Beschleunigung und Abbremsung einer durch den Hydraulikantrieb zu bewegenden Last gleichförmig zu gestalten und ruckartige Bewegungen zu vermeiden.

[0009] Bei einer besonders zweckmäßigen Ausführungsform der Antriebsvorrichtung ist der Hydraulikantrieb mit mindestens einem mit einem Kraftabgriffsteil bewegungsgekoppelten Antriebskolben versehen, der zwei Arbeitskammern fluiddicht voneinander abteilt, die

30 beide über jeweils eine Hydraulikschaltung mit der Hydraulikpumpe verbunden sind, wobei das Einspeisen von Hydraulikfluid in die jeweils eine Arbeitskammer mit dem gleichzeitigen Ausströmen von Hydraulikfluid aus der anderen Arbeitskammer einhergeht, um dementsprechend den Antriebskolben in gewünschter Weise

35 zu verlagern. Indem die Hydraulikpumpe wahlweise zu einer linksdrehenden oder rechtsdrehenden Rotationsbewegung antreibbar ist - beispielsweise durch Änderung des Drehsinnes des Elektromotors oder unter Zwischenhaltung eines Umschaltgetriebes - , kann Hydraulikmedium wahlweise in die eine oder andere der beiden Arbeitskammern eingespeist werden, um dementsprechend die Bewegungsrichtung des Antriebskolbens zu beeinflussen.

[0010] Die beiden Hydraulikschaltungen der Antriebsvorrichtung enthalten zweckmäßigerweise jeweils ein entsperrbares Rückschlagventil, das normalerweise eine Fluidströmung von der Hydraulikpumpe zum Hydraulikantrieb zulässt und in Gegenrichtung verhindert,

50 wobei jedes Rückschlagventil durch den in der jeweils anderen Hydraulikschaltung von der Hydraulikpumpe aufrecht erhaltenen Druck entsperrbar ist, um eine Fluidströmung vom Hydraulikantrieb zurück zur Hydraulikpumpe zu ermöglichen. Auf diese Weise können beliebige Zwischenstellungen des Antriebskolbens

55 ohne ständige Energiezufuhr aufrecht erhalten werden, weil das Hydraulikmedium bei deaktivierter Hydraulikpumpe durch die Rückschlagventile in den Arbeitskam-

mern eingesperrt wird. Wird hingegen die Hydraulikpumpe aktiviert, so sorgt der in der einen Hydrauliksitzung dadurch aufgebaute Druck für ein Entsperrnen des in der anderen Hydrauliksitzung befindlichen Rückschlagventils und ermöglicht somit die ungehinderte Bewegung des Antriebskolbens.

[0011] Eine weitere, besonders vorteilhafte Ausstattung der Antriebsvorrichtung ergibt sich, wenn in mindestens einer und vorzugsweise beide Hydrauliksitzungen ein Vorspannventil eingeschaltet ist, das die Fluidverbindung von der zugeordneten Arbeitskammer hin zur Hydraulikpumpe normalerweise absperrt und nur dann freigibt, wenn und solange sich in der ausströmseitigen Arbeitskammer ein vorbestimmter Öffnungsdruck aufgebaut hat. Durch das Vorspannventil wird also eine Vorspannung des in der ausströmseitigen Arbeitskammer befindlichen Hydraulikmediums bewirkt, das nicht sofort verdrängt werden kann, wenn in der einspeiseseitigen Arbeitskammer eine Druckerhöhung stattfindet. Erst wenn die Druckerhöhung in der einspeiseseitigen Arbeitskammer so stark ist, dass der in der ausströmseitigen Arbeitskammer sich aufbauende Druck den als Öffnungsdruck bezeichneten Mindestdruck erreicht, kann das zuvor eingespannte Hydraulikmedium ausströmen. Da der in der ausströmseitigen Arbeitskammer herrschende Druck dabei jedoch ständig eine der gewünschten Bewegungsrichtung des Antriebskolbens entgegengesetzt orientierte Gegenkraft verursacht, lässt sich der Antriebskolben auch bei einer mit hoher Dynamik ausgeführten Bewegung sehr schnell und präzise abbremsen, indem einfach der einströmseitig angelegte Druck durch entsprechende Änderung des Betriebszustandes der Hydraulikpumpe variiert wird. Es kann also wiederum ohne servogesteuerte Hydraulikventile eine sehr exakte Positionierung des Antriebskolbens bzw. eines mit diesem bewegungsgekoppelten Kraftabgriffsteils auch bei hohen Betriebsgeschwindigkeiten erreicht werden.

[0012] Die Auslegung der Vorspannventile ist zweckmäßigerweise so getroffen, dass der das Öffnen bewirkende Öffnungsdruck im Bereich zwischen 10% und 90% des von der Hydraulikpumpe maximal erzeugbaren Betriebsdruckes liegt. Der bevorzugte Druckbereich liegt dabei zwischen 30% und 50% des erwähnten maximalen Betätigungsdruckes. Anders als ein einfaches Rückschlagventil, das schon bei sehr geringen Druckdifferenzen öffnet, wird also durch die Vorspannventile ein nicht unbeträchtlicher Vorspanneffekt herbeigeführt. Dabei lässt sich der Öffnungsdruck zweckmäßigerweise durch geeignete Einstellmittel variabel vorgeben, um eine einfache Anpassung an den jeweiligen Anwendungsfall durchführen zu können.

[0013] Zweckmäßigerweise verfügt das betreffende Vorspannventil über ein bewegliches Absperrglied, das durch eine dem gewünschten Öffnungsdruck entsprechende Federkraft in eine die Fluidverbindung unterbrechende Schließstellung vorgespannt ist und das vom Hydraulikfluid der ausströmseitigen Arbeitskammer ent-

gegen der Federkraft im Öffnungssinne beaufschlagt wird. Steigt der Druck in der ausströmseitigen Arbeitskammer auf mindestens den Öffnungsdruck an, ergibt sich eine resultierende Öffnungskraft, die die Federkraft

5 überwinden und das Absperrglied in eine Offenstellung umschalten kann. Das Vorspannventil hat also vorzugsweise ein digitales Schaltverhalten.

[0014] Soweit eine Hydrauliksitzung sowohl mit einem entsperrbaren Rückschlagventil als auch mit einem Vorspannventil ausgestattet ist, sind diese Ventile zweckmäßigerweise in Reihe geschaltet, wobei das Vorspannventil vorzugsweise zwischen dem entsperrbaren Rückschlagventil und dem Hydraulikantrieb platziert ist.

[0015] Jedem Vorspannventil ist zweckmäßigerweise ein in Richtung zum Hydraulikantrieb öffnendes und in Gegenrichtung sperrendes Rückschlagventil parallel geschaltet, das bei entsprechender Drehrichtung der Hydraulikpumpe ein Einspeisen des Hydraulikmediums 10 in die zugeordnete Arbeitskammer unter Umgehung des Vorspannventils ermöglicht.

[0016] Zur Kompensation von Temperaturschwankungen und/oder unterschiedlichen Volumina der Arbeitskammern kann jede Hydrauliksitzung mit einem 15 Hydraulikfluid-Ausgleichsbehältnis verbunden sein, das eine dem Atmosphärendruck ausgesetzte bewegliche Wand besitzt.

[0017] Zweckmäßigerweise sind zumindest der Hydraulikantrieb, die Hydraulikpumpe, die Hydrauliksitzungen und der Elektromotor zu einer Baueinheit (Antriebseinheit) zusammengefasst, wobei zur Energieeinspeisung ausschließlich elektrische Schnittstellenmittel 20 vorhanden sein können, die zum Betrieb des Elektromotors dienen. Auf hydraulische Schnittstellenmittel kann verzichtet werden, weil der geschlossene Hydraulikkreis als autarker Bestandteil der Antriebseinheit ausgeführt sein kann.

[0018] Bei einer besonders vorteilhaften Ausgestaltung ist die Antriebsvorrichtung als Bestandteil einer insbesondere als Kniehebel-Spannvorrichtung ausgebildeten Spannvorrichtung ausgeführt, bei der das Kraftabgriffsteil des Hydraulikantriebes mit einem schwenkbeweglichen Spannarm der Spannvorrichtung in Antriebsverbindung steht. Diese Ausgestaltung empfiehlt 25 sich insbesondere in Verbindung mit einer zu einer Antriebseinheit zusammengefassten Antriebsvorrichtung, da dies sehr kompakte Abmessungen ermöglicht und einen Einsatz alternativ zu einer rein fluidisch oder rein elektrisch betätigten Spannvorrichtung gestattet. Hier 30 können auch Bauformen erhalten werden, bei denen die Querschnittsabmessungen der Antriebseinheit gleich oder geringer sind als diejenigen des zur Schwenklagerung dienenden Lagerungskopfes der Spannvorrichtung.

[0019] Nachfolgend wird die Erfindung anhand der beiliegenden Zeichnung näher erläutert. In dieser zeigen:

- Figur 1 in schematischer Darstellung und teilweise im Längsschnitt eine Spannvorrichtung, die mit einer bevorzugten Ausgestaltung der erfundungsgemäßen Antriebsvorrichtung ausgestattet ist,
- Figur 2 die Anordnung aus Figur 1 in einer Rückansicht mit Blickrichtung gemäß Pfeil II, und
- Figur 3 den elektro-hydraulischen Schaltplan der bei der Spannvorrichtung gemäß Figuren 1 und 2 bevorzugt zum Einsatz gelangenden Antriebsvorrichtung.

[0020] Die Figuren 1 und 2 zeigen eine als Kniehebel-Spannvorrichtung ausgebildete Spannvorrichtung 1, die als wesentliche Komponenten eine zu einer Baueinheit zusammengefasste und daher als Antriebseinheit 3 bezeichnenbare Antriebsvorrichtung 2 und eine fest mit der Antriebseinheit 3 verbundene Spanneinheit 4 enthält. Der schaltungstechnische Aufbau der Antriebsvorrichtung 2 bzw. Antriebseinheit 3 ist in Figur 1 nur schematisch wiedergegeben, wobei die Figur 3 den Schaltplan eines besonders vorteilhaften Aufbaus wiedergibt.

[0021] Die Antriebsvorrichtung 2 enthält einen durch hydraulisches Medium betätigbarer Hydraulikantrieb 5, der beim Ausführungsbeispiel als Linearantrieb ausgeführt ist, bei entsprechendem Einsatzgebiet der Antriebsvorrichtung 2 aber beispielsweise auch als Drehantrieb konzipiert sein kann.

[0022] Der Hydraulikantrieb 5 verfügt über ein Gehäuse 6, in dem sich ein länglicher Kolbenaufnahmerraum 7 befindet, der einen Antriebskolben 8 enthält. Dieser ist Bestandteil einer im Rahmen einer durch einen Doppelpfeil markierten Antriebsbewegung 12 linear verschiebbaren Abtriebseinheit 13, die beim Ausführungsbeispiel noch ein von einer Kolbenstange gebildetes längliches Kraftabgriffsteil 14 enthält, das mit dem Antriebskolben 8 fest verbunden und somit bewegungsgekoppelt ist.

[0023] Das Kraftabgriffsteil 14 erstreckt sich in der Richtung der Antriebsbewegung 12, wobei es an der vorderen Stirnseite 15 des Gehäuses 6 herausragt und an seinem außerhalb des Gehäuses 6 befindlichen Abschnitt über Kraftabgriffsmittel 16 verfügt, die eine Verbindung mit zu bewegenden Bauteilen oder Einrichtungen ermöglichen.

[0024] Der Antriebskolben 8 befindet sich entweder unmittelbar im Gehäuse 6 oder in einer in das Gehäuse 6 eingesetzten Hülse, wobei er den Kolbenaufnahmerraum 7 unter Abdichtung in zwei Arbeitskammern unterteilt, die nachfolgend zur besseren Unterscheidung als erste und zweite Arbeitskammern 17, 18 bezeichnet werden.

[0025] Die Antriebsvorrichtung 2 enthält desweiteren eine Hydraulikpumpe 22 an sich bekannten Aufbaus, die mit einem vorzugsweise als Gleichstrommotor ausgeführten Elektromotor 23 in Antriebsverbindung steht.

Der Elektromotor 23 lässt sich wahlweise mit Linkslauf und Rechtslauf betreiben, um dementsprechend auch die Hydraulikpumpe 22 wahlweise in einer der beiden möglichen Drehrichtungen zu betreiben. Die Hydraulikpumpe ist also reversierbar, wobei es sich zweckmäßigerverweise um eine Volumenstrompumpe handelt, deren Drehzahl unmittelbar die Bewegungsgeschwindigkeit des Antriebskolbens bestimmt.

[0026] Der Elektromotor 23 ist mit Einstellmitteln 24 ausgestattet, durch die sich sowohl die Drehrichtung als auch die Motordrehzahl des Elektromotors 23 variabel vorgeben lässt, um dementsprechend auch die Pumpendrehzahl der Hydraulikpumpe 22 variabel einstellen zu können, die zweckmäigerverweise als Rotationspumpe ausgeführt ist. Eine Drehzahlsteuerung oder auch Drehzahlregelung ist somit möglich.

[0027] Ferner können durch die Einstellmittel 24 bei Bedarf Drehzahlrampen derart erzeugt werden, dass eine ruckartige Beschleunigung oder Abbremsung einer durch den Antriebskolben 8 zu bewegenden Last verhindert wird.

[0028] Es versteht sich, dass die Änderung der Richtungsumkehr der Pumpenrotation auch durch ein zwischen den Elektromotor 23 und die Hydraulikpumpe 22 zwischengeschaltetes Getriebe realisiert werden könnte.

[0029] Wie aus Figur 1 hervorgeht, sind die Hydraulikpumpe 22 und der Elektromotor 23 zweckmäigerverweise zu einer festen Baueinheit mit dem Gehäuse 6 des Hydraulikantriebes 5 zusammengefasst. Beim Ausführungsbeispiel ist die Hydraulikpumpe 22 an das Gehäuse 6 angeflanscht, wobei der Elektromotor 23 seinerseits an der Hydraulikpumpe 22 befestigt ist. Möglich wäre auch eine separate Befestigung der beiden Komponenten am Gehäuse 6 wie auch eine zumindest partielle Integration einer oder beider Komponenten in das Gehäuse 6.

[0030] Damit die Antriebseinheit 3 über eine schlanke Bauweise verfügt, sind der Elektromotor 23 und die Hydraulikpumpe 22 im Bereich der rückwärtigen Stirnseite 25 des Gehäuses 6 installiert.

[0031] Die Hydraulikpumpe 22 ist über zwei zueinander parallele und zur besseren Unterscheidung als erste und zweite Hydraulikschaltungen 26, 27 bezeichnete Hydraulikschaltungen hydraulisch mit dem Hydraulikantrieb 5 verbunden. Die Hydraulikpumpe 22 hat zwei Pumpenanschlüsse 28, 29, deren erster (28) über die erste Hydraulikschaltung 26 mit der ersten Arbeitskammer 17 verbunden ist und deren zweiter (29) über die zweite Hydraulikschaltung 27 mit der zweiten Arbeitskammer 18 des Hydraulikantriebs 5 in Verbindung steht. Dabei liegt ein geschlossener, komplett mit Hydraulikmedium gefüllter Hydraulikkreis vor, wobei sich als Hydraulikmedium beispielsweise Öl oder Wasser anbietet.

[0032] Im Betrieb der Hydraulikpumpe 22 wird das Hydraulikmedium je nach Drehrichtung derart innerhalb des geschlossenen Hydraulikkreises gefördert, dass es in die erste oder zweite Arbeitskammer 17, 18 einge-

speist wird, wobei gleichzeitig Hydraulikmedium durch den sich dabei bewegenden Antriebskolben 8 aus der jeweils anderen Arbeitskammer 18, 17 zurück zur Hydraulikpumpe 22 verdrängt wird. Auf diese Weise lässt sich die Abtriebseinheit 13 zu einer Antriebsbewegung 12 in zwei einander entgegengesetzte Richtungen veranlassen, wobei das stangenförmige Kraftabgriffsteil 14 beim Ausführungsbeispiel entweder aus dem Gehäuse 6 ausfährt oder in dieses einfährt. Wesentlich ist dabei, dass die Aktivierung des Hydraulikantriebes 5 und vorzugsweise auch der im aktivierte Hydraulikantrieb 5 stattfindende Druckaufbau bzw. Volumenstrom allein durch den Betriebszustand der Hydraulikpumpe bestimmt wird. Um die Abtriebseinheit 13 in einer bestimmten Position anzuhalten, wird die Hydraulikpumpe 22 stillgesetzt. Um die Abtriebseinheit 13 zu verlagern, wird je nach gewünschter Bewegungsrichtung die Hydraulikpumpe 22 mit entsprechendem Drehsinn aktiviert. Der Druckaufbau in der einspeiseseitigen Arbeitskammer und dementsprechend auch die Verlagerungsgeschwindigkeit der Abtriebseinheit 13 wird durch die Pumpendrehzahl bestimmt, die mit Hilfe der Einstellmittel 24 nach Bedarf variabel vorgegeben werden kann.

[0033] Vorzugsweise wird also die Geschwindigkeit des aktivierte Antriebskolbens 8 des Hydraulikantriebes 5 ausschließlich von dem Volumenstrom des hydraulischen Mediums in den hydraulischen Schaltungen 26, 27 bestimmt.

[0034] Bedingt durch das die zweite Arbeitskammer 18 durchsetzende Kraftabgriffsteil 14, stellen sich beim Verlagern der Abtriebseinheit 13 in den beiden Arbeitskammern 17, 18 unterschiedliche Volumenänderungen pro Zeiteinheit ein. Um dies zu kompensieren, sind die beiden Hydraulikschaltungen 26, 27 gemeinsam an ein Hydraulikfluid-Ausgleichsbehältnis 32 angeschlossen, das überschüssiges Fluid aufnimmt und fehlendes Fluid nachfüllt. Dabei stehen die beiden Hydraulikschaltungen 26, 27 mit einem volumenveränderlichen Ausgleichsraum 33 in Fluidverbindung, der eine andererseits dem Atmosphärendruck ausgesetzte bewegliche Wand 34 aufweist. Letztere kann beispielsweise von einem Kolben oder von einer Membran gebildet sein. Wie aus Figur 1 hervorgeht, ist das Hydraulikfluid-Ausgleichsbehältnis 32 zweckmäßigerweise ebenfalls Bestandteil der Abtriebseinheit 3 und kann in das Gehäuse 6 integriert oder an dessen rückwärtige Stirnseite 25 angesetzt sein.

[0035] Hinsichtlich der für den Betrieb notwendigen Energiezufuhr von außen her ist die Antriebsvorrichtung 2 als monoenergetisches Gerät ausgeführt. Bedingt durch den intern geschlossenen Hydraulikkreis bedarf es keiner Zufuhr und/oder Abfuhr hydraulischer Betätigungsenergie, so dass die Antriebsvorrichtung 2 zur Energieeinspeisung ausschließlich über elektrische Anschlussmittel 35 verfügt, über die die für den Betrieb des Elektromotors 23 benötigte elektrische Energie eingespeist wird. Es kann sich dabei beispielsweise um Steckanschlussmittel handeln oder, wie beim Ausfüh-

rungsbeispiel, um ein abgehendes, zu einer elektrischen Energiequelle geführtes Anschlusskabel.

[0036] In Baueinheit mit den elektrischen Anschlussmitteln oder über separate weitere elektrische Anschlussmittel kann auch eine Anbindung der Antriebsvorrichtung 2 an eine externe elektronische Steuereinrichtung erfolgen, die auch Positionserfassungssignale berücksichtigen kann, welche in Abhängigkeit von der Position der Abtriebseinheit 13 erzeugt werden. Die Antriebsvorrichtung 2 lässt sich auf diese Weise bei Bedarf in ein Fertigungs- oder Montagesystem integrieren, dessen Betriebsabläufe elektronisch gesteuert werden.

[0037] Die zur Vorgabe des Betriebszustandes der Hydraulikpumpe 22 dienenden Einstellmittel 24 können bei Bedarf abseits von der Antriebsvorrichtung 2 platziert sein und über entsprechende Signalverbindungen mit dem Elektromotor 23 zusammenwirken. Sämtliche für den Betrieb der Antriebsvorrichtung 2 benötigten Signale können auch drahtlos übermittelt werden.

[0038] Vorzugsweise ist dem Hydraulikantrieb 5 ein Wegmeßsystem 61 zugeordnet, das die Position des Antriebskolbens 8 oder einer mit diesem bewegungsgekoppelten Komponente erfassen kann, um in Abhängigkeit von bestimmten Positionen den Elektromotor 23 nach Bedarf ansteuern zu können. Dabei können die Positionserfassungssignale den Einstellmitteln 24 zugeführt werden, die hierbei zweckmäßigerweise mit einem Positionsregler ausgestattet sind.

[0039] Die beiden Hydraulikschaltungen 26, 27 sind beim Ausführungsbeispiel in das Gehäuse 6 des Hydraulikantriebes 5 integriert, wobei sie in Figur 1 nur strichpunktiert schematisch angedeutet sind, während ihr bevorzugter Aufbau im einzelnen in Figur 3 gezeigt ist.

[0040] So enthalten beide Hydraulikschaltungen zweckmäßigerweise jeweils ein entsperrbares Rückschlagventil 36a, 36b, also ein Rückschlagventil, das sich unter bestimmten Umständen entsperren lässt, so dass es auch in der normalerweise gesperrten Durchflussrichtung einen Fluiddurchlass ermöglicht.

[0041] Die entsperrbaren Rückschlagventile 36a, 36b sind so in die jeweilige Hydraulikschaltung 26, 27 eingegliedert, dass sie normalerweise eine Fluidströmung von der Hydraulikpumpe 22 zur jeweils angeschlossenen Arbeitskammer 17, 18 zulassen und in Gegenrichtung verhindern. Das entsperrbare Rückschlagventil 36a, 36b einer jeweiligen Hydraulikschaltung 26, 27 steht allerdings über einen in Figur 3 gestrichelt angezeigten Entsperrkanal 37a, 37b mit demjenigen Kanalabschnitt der jeweils anderen Hydraulikschaltung 27, 26 in Fluidverbindung, der sich zwischen der Hydraulikpumpe 22 und dem dortigen entsperrbaren Rückschlagventil befindet. Auf diese Weise wird in einer jeweiligen Hydraulikschaltung 26, 27 der von der Hydraulikpumpe 22 aufrecht erhaltenden Druck abgegriffen und dem in der anderen Hydraulikschaltung platzierten entsperrbaren Rückschlagventil als Entsperrsignal zugeleitet. Wird also die Hydraulikpumpe 22 beispielsweise so betrieben,

dass in der ersten Hydraulikschaltung 26 ein Druckaufbau stattfindet und durch das sich dabei öffnende zugeordnete entsperrbare Rückschlagventil 36a ein Einspeisen von Hydraulikfluid in die erste Arbeitskammer 17 erfolgt, bewirkt der aufgebaute Druck gleichzeitig eine Entsperrung und Öffnen des entsperrbaren Rückschlagventils 36b der zweiten Hydraulikschaltung 27, so dass aus der zweiten Arbeitskammer 18 verdrängtes Hydraulikmedium zur Hydraulikpumpe 22 zurückströmen kann. Der entsprechende Ablauf ergibt sich bei umgekehrter Förderrichtung der Hydraulikpumpe 22.

[0042] Durch die entsperrbaren Rückschlagventile 36a, 36b ergibt sich der Vorteil, dass die Abtriebseinheit 13 bei deaktivierter Hydraulikpumpe 22 in ihrer momentanen Position festgehalten wird, weil das in den Arbeitskammern 17, 18 und in den sich daran anschließend bis hin zu den entsperrbaren Rückschlagventilen 36a und 36b in den Hydraulikschaltungen 26, 27 befindliche Fluid fest eingesperrt ist. Zum Halten einer bestimmten Position der Abtriebseinheit 13 wird somit keine Energie benötigt.

[0043] Die Realisierung eines weiteren Ausstattungsmerkmals der Antriebsvorrichtung 2 empfiehlt sich insbesondere bei Anwendungsfällen, die ein sehr dynamisches Bewegungsverhalten der Abtriebseinheit 13 erfordern, also abwechselnd hohe Beschleunigungen bzw. Geschwindigkeiten und starkes Abbremsen. Dieses Ausstattungsmerkmal besteht in einem zweckmäßigerweise in jede Hydraulikschaltung 26, 27 integrierten Vorspannventil 38a, 38b, das die Fluidverbindung von der zugeordneten Arbeitskammer 17, 18 hin zur Hydraulikpumpe 22 nur freigibt, wenn und solange sich in der momentan ausströmseitigen Arbeitskammer ein vorbestimmter Mindestdruck aufgebaut hat, der als Öffnungsdruck bezeichnet sei. Dieser Öffnungsdruck bewegt sich typischerweise im Bereich zwischen 10% und 90% und dabei vorzugsweise in einer Größenordnung zwischen 30% und 50% des von der Hydraulikpumpe 22 maximal erzeugbaren Betriebsdruckes. Beim Ausführungsbeispiel, bei dem der Arbeitsbereich der Hydraulikpumpe 22 zwischen 24 und 100 bar liegt, sind die beiden Vorspannventile 38a, 38b auf einen Öffnungsdruck von etwa 50 bar ausgelegt.

[0044] Die auch als Druckbegrenzungsventile bezeichnetbaren, druckabhängig öffnenden Vorspannventile 38a, 38b bewirken, dass der Abtriebseinheit 13 zusätzlich zu der eigentlich zu bewegenden Last eine Bremslast auferlegt wird, die es erst durch entsprechende Druckerzeugung der Hydraulikpumpe 22 zu überwinden gilt, um die Abtriebseinheit 13 in Bewegung zu versetzen. Vernachlässigt man einmal die durch das Kraftabgriffsteil 14 zu betätigende externe Last und die auftretende Reibung, so würde sich beim geschilderten Ausführungsbeispiel erst dann eine Bewegung der Abtriebseinheit 13 einstellen, wenn durch das eingespeiste Hydraulikmedium ein über 50 bar liegender Druck aufgebaut wird.

[0045] Wird die Abtriebseinheit 13 durch entspre-

chenden Druckaufbau mit hoher Geschwindigkeit verlagert, so lässt sich der Abbremsvorgang durch Reduzieren der Pumpleistung sehr einfach beherrschen, weil der durch die Fluidvorspannung in der ausströmseitigen 5 Arbeitskammer herrschende Öffnungsdruck eine als Bremskraft wirkende Gegenkraft zur Folge hat.

[0046] Beim Ausführungsbeispiel enthalten die Vorspannventile jeweils ein bewegliches Absperrglied 42, das durch einen dem Öffnungsdruck entsprechenden Federdruck in eine die Fluidverbindung normalerweise unterbrechende Schließstellung vorgespannt ist. Die Federdruck wird beispielsweise durch eine mechanische Federeinrichtung 43 und/oder durch eine Gasfeder geliefert. Durch schematisch angedeutete Einstellmittel 44 10 lässt sich die Federvorspannung zweckmäßigerweise variabel einstellen, um den Öffnungsdruck zu beeinflussen und dementsprechend eine Anpassung an den momentanen Einsatzfall der Antriebsvorrichtung 2 zu ermöglichen.

[0047] Das Absperrglied 42 wird vom Hydraulikfluid der ausströmseitigen Arbeitskammer entgegen der Federdruck im Öffnungssinne beaufschlagt und verlagert das Absperrglied in die Offenstellung, wenn die aus dem Öffnungsdruck resultierende Stellkraft größer ist als die 15 Federdruck. Die Auslegung ist dabei zweckmäßigerweise so getroffen, dass ein digitales Schaltverhalten vorliegt und das Vorspannventil schlagartig in die maximale Offenstellung umschaltet.

[0048] Es versteht sich, dass auch lediglich eine der 20 Hydraulikschaltungen mit einem Vorspannventil ausgestattet sein kann. Dies insbesondere dann, wenn nur in einer Bewegungsrichtung dynamische Bewegungen der geschilderten Art auftreten.

[0049] Da die Vorspannventile 38a, 38b in der betreffenden Hydraulikschaltung 26, 27 eine Fluidströmung von der Hydraulikpumpe 22 zum Hydraulikantrieb 5 nicht zulassen, ist ihnen jeweils ein Rückschlagventil 45a, 45b parallel geschaltet, das in der genannten Richtung eine Fluidströmung zulässt und in Gegenrichtung, 25 hin zur Hydraulikpumpe 22, absperrt.

[0050] Innerhalb einer jeweiligen Hydraulikschaltung 26, 27 ist das entsperrbare Rückschlagventil 36a, 36b mit den parallel geschalteten Vorspann- und Rückschlagventilen 38a, 45a; 38b, 45b in Reihe geschaltet. 30 Dabei befindet sich das Vorspannventil 38a, 38b zweckmäßigerweise in demjenigen Kanalabschnitt, der sich zwischen dem entsperrbaren Rückschlagventil 36a, 36b und dem Hydraulikantrieb 5 erstreckt.

[0051] Wie eingangs schon erwähnt, sind der Hydraulikantrieb 5, die Hydraulikpumpe 22, die Hydraulikschaltungen 26, 27, der Elektromotor 23 und das gegebenenfalls vorhandene Hydraulikfluid-Ausgleichsbehältnis 32 zu der Abtriebseinheit 3 zusammengefasst. Dabei können die rückseitig an das Gehäuse 6 angesetzten Komponenten durch ein am Gehäuse 6 fixiertes Schutzgehäuse 46 abgedeckt sein, das vor Eindringen von Verunreinigungen und Feuchtigkeit abschirmt.

[0052] Es wäre auch möglich, den Hydraulikantrieb 5,

den Ausgleichs- bzw. Vorratsbehälter 32, die Hydraulikpumpe 22, den Elektromotor 23 mit Einstellmitteln 24, sowie die hydraulischen Schaltungen 26, 27 in ein gemeinsames Gehäuse zu integrieren.

[0053] Die Antriebsvorrichtung 2 lässt sich prinzipiell zu beliebigen Antriebszwecken einsetzen, wobei auch unterschiedliche Bauarten des Hydraulikantriebes 5 denkbar wären, beispielsweise auch kolbenstangenlose Ausführungsformen. Besonders vorteilhaft gestaltet sich der Einsatz der Antriebsvorrichtung 2 in einer zu einer Antriebseinheit 3 zusammengefassten Bauform in Verbindung mit einer Spannvorrichtung 1, wobei an die vordere Stirnseite 15 des Gehäuses 6 die oben erwähnte Spanneinheit 4 angesetzt ist. Letztere kann wie abgebildet einen an das Gehäuse 6 angeflanschten Lagerungskopf 47 enthalten, in den das aus dem Gehäuse 6 herausragende Ende der Abtriebseinheit 13 eintaucht und der einen schwenkbeweglichen Spannarm 48 trägt. Dabei sind die Kraftabgriffsmittel 16 der Abtriebseinheit 13 über einen Kniehebelmechanismus 49 derart mit dem Spannarm 48 bewegungsgekoppelt, dass aus der Linearbewegung der Abtriebseinheit 13 eine Dreh- bzw. Schwenkbewegung des Spannarmes 48 abgeleitet wird. Dieser verfügt beim Ausführungsbeispiel über einen drehfest verbundenen Schwenkhebel 50, an dem an einer zur Schwenkkhase 52 des Spannarmes 48 beabstandeten Lagerstelle 53 ein laschenartiges Zwischenglied 54 angelenkt ist, das über eine weitere Lagerstelle 55 mit den Kraftabgriffsmitteln 16 gelenkig gekoppelt ist.

[0054] Um das Kraftabgriffsteil 14 und die diesem zugeordnete, im Bereich einer vorderen Abschlusswand 59 des Kolbenaufnahmerraums 7 platzierte Dichtung 58 vor zu starkem Verschleiß zu schützen, ist das Kraftabgriffsteil 14 mit seinem äußeren Endabschnitt an Führungsmitteln 56 längsverschiebbar geführt und zugleich in Querrichtung bezüglich der Schwenkkhase 52 abgestützt. Die Führungsmittel 56 können beispielsweise von einer oder mehreren, insbesondere nutartig ausgebildeten Führungsbahnen gebildet sein.

[0055] Durch Betätigung des Hydraulikantriebs 5 kann der Schwenkarm 48 gemäß Doppelpfeil 57 zu einer Schwenkbewegung um die Schwenkkhase 52 veranlasst werden, um ihn wahlweise in einer Spannstellung oder einer Freigabestellung zu positionieren. In der Spannstellung kann er auf ein nicht näher dargestelltes Werkstück einwirken, um dieses so fest zu spannen, dass es bearbeitet werden kann. Die Spannvorrichtung 1 eignet sich besonders zum Zusammenspannen von zu verschweißenden Werkstücken.

[0056] Wie auch aus der Rückansicht der Figur 2 ersichtlich ist, ermöglicht die Antriebseinheit 3 eine besonders schmale Bauweise. Es ist insbesondere möglich, die Querschnittsabmessungen der Antriebseinheit 3 so zu wählen, dass sie gleich oder geringer sind als diejenigen, des Lagerungskopfes 47.

[0057] Da die Antriebsvorrichtung 2 weder servobetätigtes Steuerventile bzw. Proportionalventile noch

Drosselventile benötigt, sind an das verwendete Hydraulikmedium keine besonders hohen Qualitätsanforderungen gestellt, was die zur Aufbereitung notwendigen Maßnahmen auf ein Minimum reduziert. Häufiges

- 5 Auswechseln des Hydraulikmediums und Reinigen von Filtereinrichtungen erübrigt sich. Die Bewegungsrichtung der Abtriebseinheit 13 wird allein durch die Drehrichtung des Gleichstrommotors vorgegeben, wie auch die Hubgeschwindigkeit der Abtriebseinheit 13 eine
- 10 Funktion der Geschwindigkeit des Gleichstrommotors bzw. der Pumpendrehzahl ist. Die einzige Variable während des Betriebes der Antriebsvorrichtung 2 ist beim Ausführungsbeispiel der Betriebszustand der Hydraulikpumpe bzw. deren Drehzahl.
- 15 **[0058]** Zum Ausführungsbeispiel kann nochmals zusammengefasst werden, dass es sich vorzugsweise um eine Antriebsvorrichtung mit einem durch ein hydraulisches Medium betätigbaren Hydraulikantrieb 5 handelt, dem eine Hydraulikpumpe 22 zur Zufuhr des hydraulischen Mediums zugeordnet ist. Der Druckaufbau im aktivierten Hydraulikantrieb 5 wird durch einstellbare Druckbegrenzungsventile (Vorspannventile 38a, 38b), die druckabhängig öffnend ausgebildet sind, sowie zu diesen parallelgeschaltete Rückschlagventile 45a, 45b,
- 20 gesteuert. Die Geschwindigkeit des Antriebskolbens 8 des aktivierten Hydraulikantriebes 5 wird ausschließlich vom Volumenstrom des hydraulischen Mediums in den hydraulischen Schaltungen 26, 27 bestimmt.
- 25

30

Patentansprüche

1. Antriebsvorrichtung, mit einem geschlossenen Hydraulikkreis, der einen durch hydraulisches Medium betätigbaren Hydraulikantrieb (5) und eine die Zufuhr und Abfuhr des hydraulischen Mediums bezüglich dem Hydraulikantrieb (5) veranlassende Hydraulikpumpe (22) enthält, wobei zur Betätigung der Hydraulikpumpe (22) ein Elektromotor (23) vorgesehen ist und die Aktivierung des Hydraulikantriebes (5) durch den Betriebszustand der Hydraulikpumpe (22) bestimmt wird.
2. Antriebsvorrichtung nach Anspruch 1, **gekennzeichnet durch** einen allein in Abhängigkeit von der Drehzahl der Hydraulikpumpe (22) erfolgenden Druckaufbau unterschiedlicher Betätigungsdrücke im Hydraulikantrieb (5).
3. Antriebsvorrichtung nach Anspruch 1 oder 2, **gekennzeichnet durch** Einstellmittel (24) zur variablen Vorgabe der die Pumpendrehzahl der Hydraulikpumpe (22) bestimmenden Motordrehzahl des Elektromotors (23).
4. Antriebsvorrichtung nach Anspruch 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** durch die Einstellmittel (24) Drehzahlrampen erzeugbar sind, die eine gleichför-

- mige Antriebsbewegung des Hydraulikantriebes (5) hervorrufen.
5. Antriebsvorrichtung nach Anspruch 3 oder 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** dem Hydraulikantrieb (5) ein Wegmeßsystem zugeordnet ist, dessen Signale den Einstellmitteln (24) zugeführt werden, welche hierbei zweckmäßigerweise einen Positionsregler enthalten.
6. Antriebsvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Elektromotor (23) als drehzahlgesteuerter oder drehzahlgeregelter Antriebsmotor ausgebildet ist.
7. Antriebsvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Drehzahl der Hydraulikpumpe (22) die Bewegungsgeschwindigkeit des Antriebskolbens (8) des Hydraulikantriebes bestimmt.
8. Antriebsvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 7, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Hydraulikpumpe als reversierbare Volumenstrompumpe ausgebildet ist.
9. Antriebsvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Hydraulikantrieb (5) mindestens einen mit einem Kraftabgriffsteil (14) bewegungsgekoppelten Antriebskolben (8) aufweist, der zwei Arbeitskammern (17, 18) fluiddicht voneinander abteilt, die beide über jeweils eine Hydraulikschaltung (26, 27) mit der Hydraulikpumpe (22) verbunden sind, wobei das Einspeisen von Hydraulikfluid in die eine Arbeitskammer (17, 18) mit dem gleichzeitigen Ausströmen von Hydraulikfluid aus der anderen Arbeitskammer (18, 17) einhergeht.
10. Antriebsvorrichtung nach Anspruch 9, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Hydraulikpumpe (22) wahlweise zu einer linksdrehenden oder einer rechtsdrehenden Rotationsbewegung antreibbar ist, um Hydraulikmedium wahlweise in die eine oder andere der beiden Arbeitskammern (17, 18) einzuspeisen und dementsprechend die Bewegungsrichtung des Antriebskolbens (8) vorzugeben.
11. Antriebsvorrichtung nach Anspruch 9 oder 10, **dadurch gekennzeichnet, dass** beide Hydraulikschaltungen (26, 27) ein entsperrbares Rückschlagventil (36a, 36b) enthalten, das normalerweise eine Fluidströmung von der Hydraulikpumpe (22) zum Hydraulikantrieb (5) zulässt und in Gegenrichtung verhindert, wobei jedes Rückschlagventil (36a, 36b) durch den in der jeweils anderen Hydraulikschaltung von der Hydraulikpumpe (22) aufrecht erhaltenen Druck entsperrbar ist, um eine Fluidströmung vom Hydraulikantrieb (5) zurück zur Hydraulikpumpe (22) zu ermöglichen.
12. Antriebsvorrichtung nach einem der Ansprüche 9 bis 11, **dadurch gekennzeichnet, dass** mindestens eine Hydraulikschaltung (26, 27) ein Vorspannventil (38a, 38b) enthält, das die Fluidverbindung von der betreffenden Arbeitskammer (17, 18) hin zur Hydraulikpumpe (22) nur freigibt, wenn und solange sich in der ausströmseitigen Arbeitskammer ein vorbestimmter Öffnungsdruck aufgebaut hat.
13. Antriebsvorrichtung nach Anspruch 12, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Auslegung so getroffen ist, dass der Öffnungsdruck im Bereich zwischen 10% und 90% und dabei vorzugsweise im Bereich zwischen 30% und 50% des von der Hydraulikpumpe (22) maximal erzeugbaren Betriebsdruckes liegt.
14. Antriebsvorrichtung nach Anspruch 12 oder 13, **gekennzeichnet durch** Einstellmittel (44) zur veränderlichen Vorgabe des Öffnungsdruckes.
15. Antriebsvorrichtung nach einem der Ansprüche 12 bis 14, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Vorspannventil (38a, 38b) ein bewegliches Absperrglied (42) aufweist, das durch einen Öffnungsdruck entsprechende Federkraft in eine die Fluidverbindung unterbrechende Schließstellung vorgespannt ist und das vom Hydraulikfluid der ausströmseitigen Arbeitskammer entgegen der Federkraft im Öffnungssinne beaufschlagt wird.
16. Antriebsvorrichtung nach einem der Ansprüche 12 bis 15, **dadurch gekennzeichnet, dass** jede Hydraulikschaltung (26, 27) ein Vorspannventil (36a, 36b) enthält.
17. Antriebsvorrichtung nach einem der Ansprüche 12 bis 16 in Verbindung mit Anspruch 11, **dadurch gekennzeichnet, dass** in einer betreffenden Hydraulikschaltung (26, 27) das entsperrbare Rückschlagventil (36a, 36b) und das Vorspannventil (38a, 38b) in Reihe geschaltet sind.
18. Antriebsvorrichtung nach einem der Ansprüche 12 bis 17, **dadurch gekennzeichnet, dass** jedem Vorspannventil (38a, 38b) ein in Richtung zum Hydraulikantrieb (5) öffnendes und in Gegenrichtung sperrendes Rückschlagventil (45a, 45b) parallel geschaltet ist.
19. Antriebsvorrichtung nach einem der Ansprüche 9 bis 18, **dadurch gekennzeichnet, dass** jede Hydraulikschaltung (26, 27) mit einem Hydraulikfluid-Ausgleichsbehältnis (33) verbunden ist.

20. Antriebsvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 19, **dadurch gekennzeichnet, dass** zumindest der Hydraulikantrieb (5), die Hydraulikpumpe (22), die gegebenenfalls vorhandene Hydraulikschaltungen (26, 27) und der Elektromotor (23) zu einer Antriebseinheit (3) zusammengefasst sind. 5

21. Antriebsvorrichtung nach Anspruch 20, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Antriebseinheit (3) zur Energieeinspeisung ausschließlich über elektrische Anschlussmittel (35) verfügt. 10

22. Antriebsvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 21, als Bestandteil einer insbesondere als Kniehebel-Spannvorrichtung ausgebildeten Spannvorrichtung (1), wobei das Kraftabgriffsteil (14) des Hydraulikantriebes (5) mit einem schwenkbeweglichen Spannarm (48) in Antriebsverbindung steht. 15

23. Antriebsvorrichtung nach Anspruch 22 in Verbindung mit Anspruch 20 oder 21, **dadurch gekennzeichnet, dass** stirnseitig an der Antriebseinheit (3) ein den Schwenkarm (48) tragender Lagerungskopf (47) angeordnet ist. 20

25

24. Antriebsvorrichtung nach Anspruch 23, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Querschnittsabmessungen der Antriebseinheit (3) gleich oder geringer sind als diejenigen des Lagerungskopfes (47). 30

25. Antriebsvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 24, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Hydraulikantrieb (5) ein Drehantrieb ist.

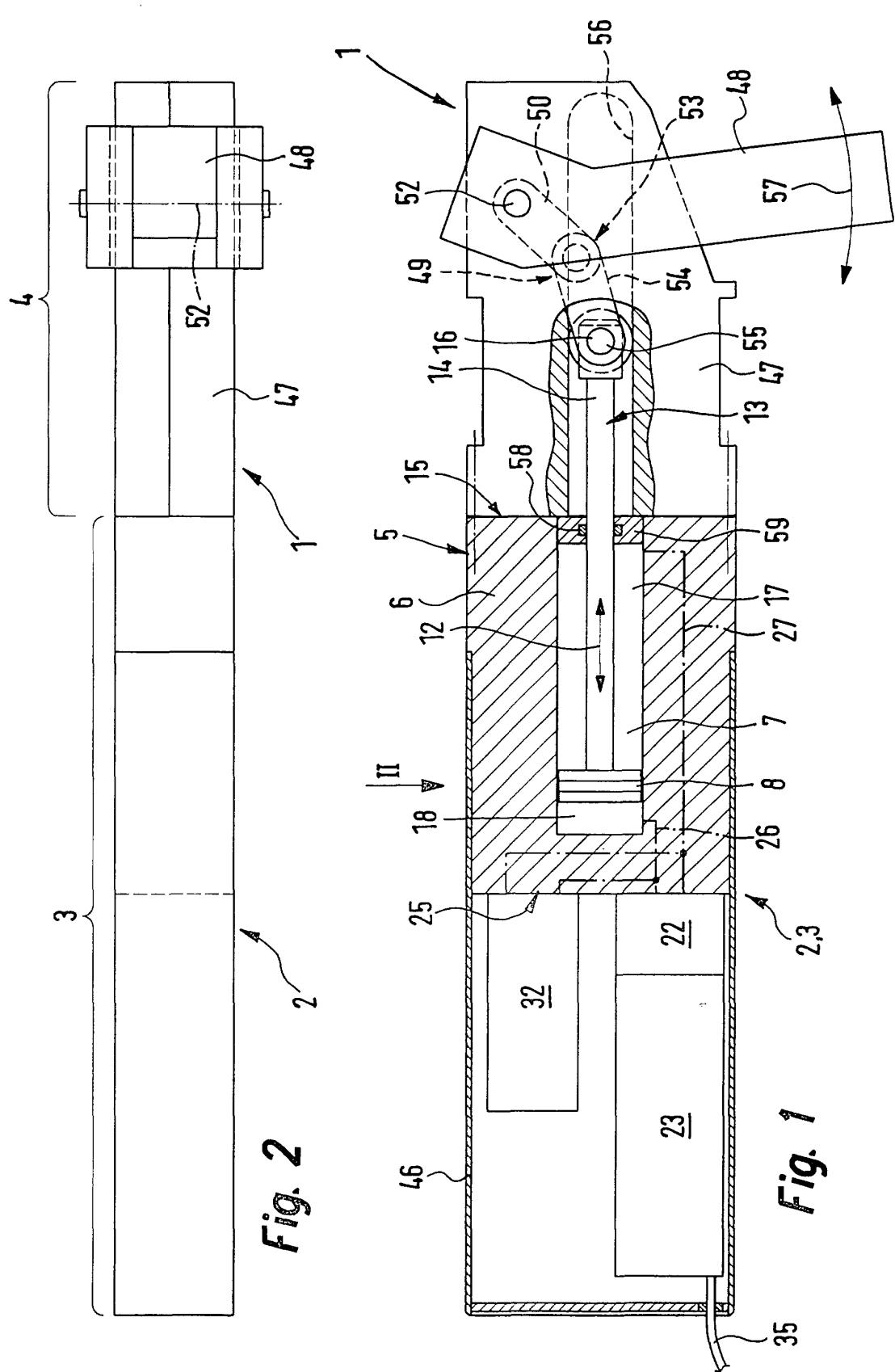
26. Antriebsvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 25, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Hydraulikantrieb (5) ein Linearantrieb ist. 35

40

45

50

55



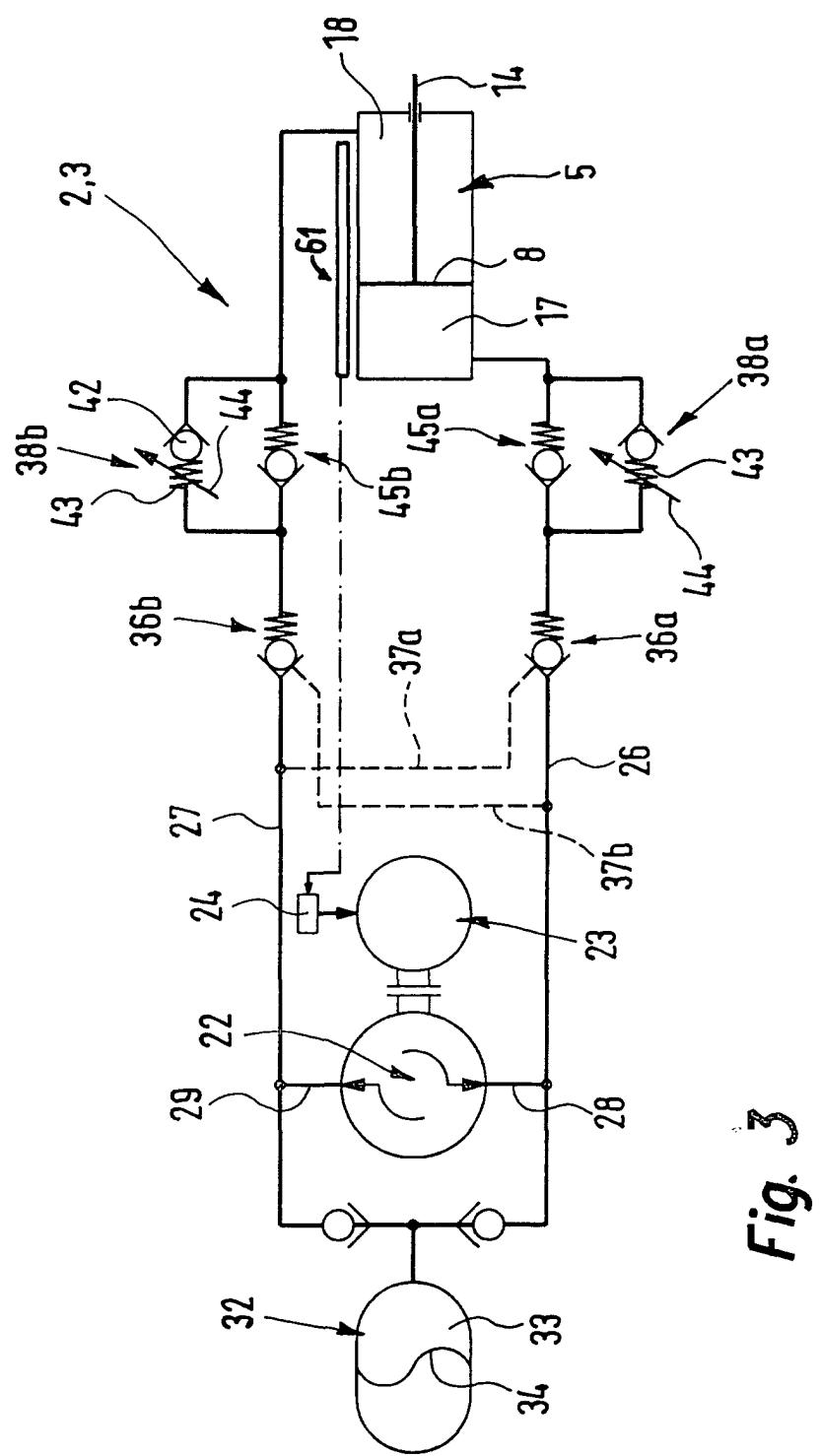


Fig. 3



Europäisches
Patentamt

EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

Nummer der Anmeldung

EP 01 10 5621

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betritt Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (Int.Cl.7)
X	DE 195 35 691 C (ROTHENBERGER WERKZEUGE MASCH) 23. Januar 1997 (1997-01-23)	1	F15B15/18 B25B11/00 F15B7/00
Y	* das ganze Dokument *	1-8	
X	DE 17 76 139 A (LEVRINI TULLIO) 30. September 1971 (1971-09-30)	1-3	
A	* das ganze Dokument *	4-26	
X	DE 29 29 442 A (ELMEG) 29. Januar 1981 (1981-01-29)	1, 2	
A	* Seite 7, Absatz 3 - Seite 9, Absatz 1; Abbildungen 1,2,4 *	3-26	
X	DE 42 07 764 A (HUGO JUNKERS WERKE GMBH) 16. September 1993 (1993-09-16)	1	
A	* Spalte 1, Zeile 51 - Spalte 3, Zeile 64; Abbildung 1 *	2-26	
X	DE 36 37 404 A (ALFMEIER WALTER GMBH & CO ;BORNEMANN & HALLER KG (DE); DAIMLER BEN) 26. November 1987 (1987-11-26)	1	
A	* Spalte 5, Zeile 42 - Spalte 8, Zeile 59; Abbildung 1 *	2-26	RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (Int.Cl.7)
X	DE 41 37 103 A (ELMEG) 13. Mai 1993 (1993-05-13)	1	F15B B25B
A	* Spalte 2, Zeile 41 - Spalte 5, Zeile 1; Abbildungen 1,2 *	2-26	
X	DE 43 02 889 A (EMG ELTMA HEBEZEUGE OSCHERSLEB) 4. August 1994 (1994-08-04)	1	
A	* Spalte 1, Zeile 56 - Spalte 4, Zeile 66; Abbildungen 5,7 *	2-26	
X	US 5 125 324 A (ARAKI MASAHIRO ET AL) 30. Juni 1992 (1992-06-30)	1	
A	* Spalte 8, Zeile 10 - Spalte 23, Zeile 19 *	2-26	
		-/-	
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			
Recherchenort	Abschlußdatum der Recherche	Prüfer	
MÜNCHEN	10. Juli 2001	Staengl, G	
KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE		T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze E : älteres Patentdokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmeldedatum veröffentlicht worden ist D : in der Anmeldung angeführtes Dokument L : aus anderen Gründen angeführtes Dokument & : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument	
X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie A : technologischer Hintergrund O : nichtschriftliche Offenbarung P : Zwischenliteratur			



Europäisches
Patentamt

EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

Nummer der Anmeldung
EP 01 10 5621

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betreff Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (Int.Cl.7)
Y	FR 2 752 446 A (THOMSON CSF) 20. Februar 1998 (1998-02-20) * das ganze Dokument *	1-8	
A		9-26	
A	DE 299 03 281 U (FESTO AG & CO) 1. Juli 1999 (1999-07-01) * Seite 5, Absatz 2 - Seite 11, Absatz 3 *	1-26	
A	PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 1997, no. 10, 31. Oktober 1997 (1997-10-31) & JP 09 170601 A (TOKIMEC INC), 30. Juni 1997 (1997-06-30) * Zusammenfassung *	1-26	
			RECHERCHIERTE SACHGEBiete (Int.Cl.7)
<p>Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt</p>			
Recherchenort	Abschlußdatum der Recherche		Prüfer
MÜNCHEN	10. Juli 2001		Staengl, G
KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE			
X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie A : technologischer Hintergrund O : nichtschriftliche Offenbarung P : Zwischenliteratur			
T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze E : älteres Patentdokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmelde datum veröffentlicht worden ist D : in der Anmeldung angeführtes Dokument L : aus anderen Gründen angeführtes Dokument & : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument			

**ANHANG ZUM EUROPÄISCHEN RECHERCHENBERICHT
ÜBER DIE EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG NR.**

EP 01 10 5621

In diesem Anhang sind die Mitglieder der Patentfamilien der im obengenannten europäischen Recherchenbericht angeführten Patentdokumente angegeben.

Die Angaben über die Familienmitglieder entsprechen dem Stand der Datei des Europäischen Patentamts am
Diese Angaben dienen nur zur Unterrichtung und erfolgen ohne Gewähr.

10-07-2001

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument		Datum der Veröffentlichung		Mitglied(er) der Patentfamilie		Datum der Veröffentlichung
DE 19535691	C	23-01-1997	EP	0766010 A		02-04-1997
DE 1776139	A	30-09-1971		KEINE		
DE 2929442	A	29-01-1981		KEINE		
DE 4207764	A	16-09-1993		KEINE		
DE 3637404	A	26-11-1987	EP	0266657 A		11-05-1988
			JP	63135603 A		08-06-1988
			US	4811562 A		14-03-1989
DE 4137103	A	13-05-1993	CA	2112357 A		27-05-1993
			CZ	9401159 A		15-12-1994
			DE	59204627 D		18-01-1996
			WO	9310361 A		27-05-1993
			EP	0612378 A		31-08-1994
			ES	2080523 T		01-02-1996
			HU	68102 A, B		29-05-1995
			JP	7503781 T		20-04-1995
			SK	54494 A		05-10-1994
			US	5519995 A		28-05-1996
DE 4302889	A	04-08-1994		KEINE		
US 5125324	A	30-06-1992	JP	1829760 C		15-03-1994
			JP	2104498 A		17-04-1990
			US	5209153 A		11-05-1993
FR 2752446	A	20-02-1998	AU	4018297 A		06-03-1998
			WO	9807078 A		19-02-1998
DE 29903281	U	01-07-1999	DE	10000661 A		07-09-2000
JP 09170601	A	30-06-1997		KEINE		