

(19)



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets



(11)

EP 0 715 675 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:

18.06.1997 Patentblatt 1997/25

(51) Int Cl.⁶: **E05F 3/12, E05F 15/04**

(86) Internationale Anmeldenummer:

PCT/EP94/02257

(21) Anmeldenummer: **94924733.2**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:

WO 95/02107 (19.01.1995 Gazette 1995/04)

(22) Anmeldetag: **10.07.1994**

(54) **DREHTÜRANTRIEB**

SWING DOOR DRIVE

MECANISME D'ENTRAÎNEMENT D'UNE PORTE BATTANTE

(84) Benannte Vertragsstaaten:

AT BE CH DE ES FR GB IT LI NL SE

(73) Patentinhaber: **GEZE GmbH & Co.**

D-71229 Leonberg (DE)

(30) Priorität: **10.07.1993 DE 4323150**

(72) Erfinder: **SINGER, Lothar**

D-71296 Heimsheim (DE)

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:

12.06.1996 Patentblatt 1996/24

(56) Entgegenhaltungen:

DE-A- 3 202 966

DE-A- 3 234 319

EP 0 715 675 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 einen Drehtürantrieb nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

Ein derartiger Drehtürantrieb ist z. B. aus der DE-OS 32 02 966 bekannt. Dort ist ein sogenannter elektrohydraulischer Türschließer beschrieben, der eine Druckfeder als Energiespeicher zum Schließen und zum motorischen Öffnen eine Hydraulikpumpe mit Elektromotor aufweist. Das Öffnen der Tür erfolgt vollautomatisch, indem der Kolben hydraulisch mit Hilfe der Hydraulikpumpe unter Kompression der Schließfeder verschoben wird, der Schließvorgang erfolgt sodann wie bei einem herkömmlichen hydraulischen Türschließer rein mechanisch unter Wirkung der Schließfeder. Nachteilig bei den bekannten derartigen Drehtürantrieben mit vollautomatischem Öffnermotor ist die relativ große Bauweise. Sie ergibt sich im wesentlichen durch die zum vollautomatischen Öffnen erforderliche leistungsstarke Einheit aus Hydraulikpumpe und Elektromotor. Nun ist aber in der Praxis häufig ein vollautomatisches motorisches Öffnen der Tür gar nicht erforderlich. Ausreichend wäre häufig ein sogenannter Servo-Schließer, der einen Öffnermotor aufweist, der lediglich zur Unterstützung beim manuellen Öffnen dient.

Aus der DE-OS 32 34 319 ist ein sogenannter selbsttätiger Türschließer bekannt, bei dem die Schließfeder über ein zwischen dem Kolben und der Schließfeder angeordnetes eigenbewegliches Stützglied beim Öffnen hydraulisch mittels einer Hydraulikpumpe vorgespannt werden kann, so daß der Begeher der Tür keine Kraft für das Vorspannen der Schließfeder aufwenden muß. Die Konstruktion ist relativ kompliziert.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, einen eingangs genannten Drehtürantrieb so weiterzuentwickeln, daß er als Servo-Türschließer eingesetzt werden kann und bei relativ kleiner Bauweise einfach aufgebaut ist.

Die Erfindung löst diese Aufgabe durch die Merkmale des kennzeichnenden Teils von Anspruch 1.

Bei bevorzugten Ausführungen des Drehtürantriebs ist der Kolben im Hydraulikzylinder verschiebbar geführt unter Ausbildung eines Druckraums und eines Drucklosraums. Hierbei kann zur Regelung des Pumpendrucks vorgesehen werden, daß die mit dem Kolben zusammenwirkende Schließfeder oder eine auf diese abgestimmte Feder mit ihrem einen Ende auf dem Kolben und mit ihrem anderen Ende auf einem hydraulischen Druckpolster abgestützt ist, wobei im Druckraum und im hydraulischen Druckpolster der gleiche hydraulische Druck geregelt eingestellt wird. Vorzugsweise ist dabei der Druckraum und das hydraulische Druckpolster mit der Druckseite der Hydraulikpumpe hydraulisch verbunden und in verschiedenen Öffnungsstellungen der Tür ein Druckgleichgewicht im Druckraum und im Druckpolster einstellbar. Je nach Verhältnis der den Druck aufnehmenden wirksamen Flächen des Kolbens im Druckraum und des Ventilieds im Druckpolster wird

bei Einstellung des Druckgleichgewichts der Kolben unter Wirkung des Pumpendrucks verschoben (Öffnungsautomatik) oder schwimmend gehalten (Servoantrieb). Bei bevorzugten Ausführungen ist der Quotient der wirksamen Flächen wahlweise einstellbar.

Im stationären Druckgleichgewicht im Servobetrieb ist der Kolben über den Pumpendruck schwimmend gehalten, das Druckpolster ist einerseits mit dem Druckraum und andererseits mit der Saugseite der Pumpe verbunden. Die Pumpe fördert hierbei im Kurzschlußkreislauf von der Druckseite in das Druckpolster zur Saugseite.

Bei besonders vorteilhaften Ausführungen ist vorgesehen, daß in dem Hydraulikkreislauf des Drehtürantriebs ein geregeltes Druckregulierungsventil vorgesehen ist. Die Regelung des Druckregulierungsventils kann in verschiedener Weise erfolgen. Vorzugsweise erfolgt die Regelung über die Schließfeder und/oder über eine separate Feder, vorzugsweise eine auf die Schließfeder abgestimmte Feder. Bei der Regelung über die Schließfeder wird der Kolbenweg und die Federvorspannung berücksichtigt. Alternativ kann auch eine ausschließlich wegabhängige Regelung des Ventils verwendet werden, bei der der Kolbenweg oder der Achsdrehwinkel, z. B. der Abtriebs-/Schließwelle oder die Stellung der Tür erfaßt wird. Die Regelung kann grundsätzlich auch elektronisch erfolgen. Die Regelung kann alternativ oder zusätzlich mit Hilfe eines gespeicherten Programms erfolgen.

Bei besonders bevorzugten Ausführungen ist vorgesehen, daß das Druckregulierungsventil einen geregelten Ventildruckraum aufweist. In dem Ventildruckraum kann ein vorzugsweise kolbenförmiges Ventilieds angeordnet sein, das mit der das Druckregulierungsventil regelnden Feder zusammenwirkt. Eine besonders kompakte Anordnung wird erhalten, wenn die das Druckregulierungsventil regelnde Feder sich mit einem Ende am Kolben der Kolbenzylindereinheit und mit dem anderen Ende an dem Ventilieds abstützt. Die Feder kann vorteilhafterweise durch die Schließfeder gebildet werden.

In den nachfolgenden Figuren sind Ausführungsbeispiele dargestellt.

Dabei zeigen

- 45 Figur 1 eine schematische Schnittdarstellung eines erfindungsgemäßen Servoschließers;
- Figur 2 ein Schaltschema des Servoschließers in Figur 1;
- 50 Figur 3 eine vergrößerte Darstellung im Bereich III in Figur 1 mit einem abgewandelten Druckregulierungsventil;
- 55 Figur 4 ein Schaltschema eines weiteren abgewandelten Ausführungsbeispiels des Servoschließers,

Figur 5 erste Schaltstellung des Schaltventils 26 in Figur 2,

Figur 6 zweite Schaltstellung des Schaltventils 26 in Figur 2.

Bei den in den Figuren dargestellten Servoschließern handelt es sich jeweils um einen hydraulischen Drehtürantrieb, mit dem die Tür motorisch bzw. motorisch unterstützt geöffnet und unter Wirkung einer Schließfeder hydraulisch gedämpft geschlossen wird. Er ist aufgebaut als hydraulisch gedämpfter Türschließer mit Schließfeder 10, kombiniert mit einem elektrohydraulischen Öffnerantrieb, mit Elektromotor 5 und Pumpe 4. Der Türschließer und der Öffnerantrieb sind in einer Baueinheit in einem Gehäuse 1 integriert.

Das Gehäuse 1 kann wie beim herkömmlichen obenliegenden Türschließer auf dem Türblatt oder dem Türrahmen montiert werden. Im Gehäuse 1 ist entsprechend wie eine herkömmliche Schließervelle die Abtriebswelle 2 gelagert, die mit einem nicht dargestellten kraftübertragenden Gestänge drehfest kuppelbar ist. Das Gestänge wird wie bei einem herkömmlichen obenliegenden Türschließer am Türrahmen bzw. am Türblatt abgestützt.

Wenn das Gestänge als Gleitarm ausgebildet ist, wird der an seinem freien Ende angeordnete Gleiter in einer am Türrahmen bzw. am Türblatt angeordneten Gleitschiene geführt. Wenn das Gestänge als Scherenarm ausgebildet ist, wird das freie Ende in einem ortsfesten Schwenklager am Türrahmen bzw. am Türblatt gelagert.

Bei dem in den Figuren dargestellten Antrieb ist in dem Gehäuse 1 nebeneinander von links nach rechts die Schließmechanik 3, die Hydraulikpumpe 4 und der Elektromotor 5 angeordnet. An der Frontseite angrenzend an der Schließmechanik ist eine elektronische Steuereinheit 6 gelagert.

Die Schließmechanik 3 besteht aus einem Hydraulikkolben 7 geführt in einem Hydraulikzylinder 8. Der Kolben 7 ist als Hohlkolben ausgebildet und weist in seinem Inneren eine zahnstangenförmige Verzahnung 7a auf, die mit einem Ritzel 9 kämmt, das mit der Abtriebswelle 2 drehfest verbunden ist. Der Kolben 7 wirkt mit der Schließfeder 10 zusammen, die bei dem Ausführungsbeispiel in einem Drucklosraum 11 im Hydraulikzylinder rechts vom Kolben 7 angeordnet ist. Links vom Kolben ist in dem Hydraulikzylinder 8 ein Druckraum 12 ausgebildet. Die Hydraulikräume 11 und 12 sind hydraulisch über Hydraulikkanäle miteinander verbunden.

Die Dichtfläche oder Dichtkante des Kolbens 7 ist am linken Stirnende des Kolbens z. B. als Ringfläche mit Dichtring 7a ausgebildet.

Die Schließfeder 10 ist als Schraubendruckfeder ausgebildet. Sie stützt sich mit ihrem linken Ende am rechten Stirnende des Kolbens 7 und mit ihrem rechten Ende an einem Federteller 13 ab. Der Federteller 13 ist,

wie aus DE-OS 32 24 300 bekannt, über eine Einstellspindel 13a in seiner axialen Position im Drucklosraum 11 einstellbar, wobei die Position des Federtellers 13 und damit die Einstellung der Federkraft über eine magnetische Anzeigeeinrichtung 13b an der Außenfläche des Gehäuses 1 angezeigt wird.

Die Einstellspindel 13a greift mit ihrem vom Federteller 13 abgewandten Ende in ein Ventilglied 21 ein und ist darin gelagert. Das Ventilglied 21 ist Bestandteil eines im Zylinderraum 8 angeordneten Druckregulierungsventils 20. Die Schließfeder 10 ist an dem Ventilglied 21 abgestützt. Das Ventilglied 21 ist in dem Hydraulikzylinder 8 beweglich gelagert und begrenzt den Drucklosraum 11, der sich also von der rechten Seite des Kolbens 7 bis zum Ventilglied 21 erstreckt.

Das Druckregulierungsventil 20 kann unterschiedlich ausgebildet sein, z. B. als Sitzventil, wie in den Figuren 1, 2 und 3 zwei Varianten dargestellt sind, oder als Schieberventil, wie in Figur 4 gezeigt ist.

Im Falle der dargestellten Sitzventile 20 in den Figuren 2 und 3 weist das Ventilglied 21 eine oder mehrere ringförmige Dichtkanten 21a, 21b auf, die mit einem gehäusefesten Ventilsitz 23 zusammenwirken, indem sie bei geschlossenem Ventil 20 dort aufsitzen. Zwischen der wirksamen Ventilfläche 22 am Ventilglied 21 und dem Ventilsitz 23 ist ein engbegrenzter minimaler Ventildruckraum 25 ausgebildet.

Der Ventildruckraum 25 ist über einen Kanal 14 mit der Druckseite und über einen Kanal 31 mit der Saugseite der Pumpe 4 verbunden (siehe Figur 2 und 3). Bei eingeschalteter Pumpe wird das Ventilglied 21 nach links verschoben unter Ausbildung eines Druckpolsters im Ventildruckraum 25. Das Hydraulikmedium kann dann in den Drucklosraum 11 sowie über den Kanal 31 zur Saugseite der Pumpe 4 hin abströmen. Als hydraulische Verbindung des Druckraums 12 mit dem Ventildruckraum 25 ist eine Leitung 30 vorgesehen, die vom Zuführkanal 14 abzweigt und in den Druckraum 12 mündet.

Die Druckseite der Pumpe 4 ist also einerseits über die Kanäle 14 und 30 mit dem Druckraum 12 und andererseits über den Kanal 14 mit dem Ventildruckraum 25 verbunden. Je nach Stellung, die das Ventilglied 21 unter Wirkung des Druckpolsters einnimmt, kann der Ventildruckraum 25 auch unmittelbar mit der Saugseite der Pumpe 4 und mit dem Drucklosraum 11 verbunden sein und zwar über Leitung 31.

Wesentlich bei allen dargestellten Ausführungen des Druckventils 20 ist, daß sowohl der Druckraum 12 des Kolbens 7 als auch der Ventildruckraum 25 von der Schließfeder 10 beaufschlagt ist. Aufgrund der zuvor beschriebenen hydraulischen Verbindung der Druckräume stellt sich bei eingeschalteter Pumpe 4 im Druckraum 12 sowie in dem Druckpolster im Ventildruckraum 25 jeweils der gleiche hydraulische Druck ein. Dieser Druck ist abhängig von der Kompression der Schließfeder 10, d. h. abhängig von der Vorspannung der Feder 10 und von ihrer von der Stellung des Kolbens 7 be-

stimmten weiteren Kompression. Dies bedeutet, daß je höher die Vorspannung bzw. die Stärke der Feder 10 und je größer der Türöffnungswinkel, um so größer ist der sich in den Druckräumen 12 und 25 einstellende hydraulische Druck.

Je nach dem Verhältnis der wirksamen Fläche des Kolbens 7 zur wirksamen Ventilfläche 22 werden - unter Wirkung des beidseitig am Kolben 7 und an der Schließfeder 10 anliegenden gleichen hydraulischen Drucks - am Kolben 7 Kräfte wirksam, die den Kolben 7 zwangsweise bewegen (Öffnungsautomatik) oder nur schwimmend halten (reine Servo-Funktion). Im letzteren Fall wird das Ventilglied 21 über das Druckpolster im Ventilraum 25 so vom Ventilsitz 23 abgehoben gehalten, daß die Pumpe kurzgeschlossen ist, d. h., die Druckseite der Pumpe ist über das Druckpolster im Ventildruckraum 25 und über die Leitung 31 mit der Saugseite verbunden und die Pumpe fördert in diesem kurzen Kreislauf.

Mit dem Druckregulierungsventil 20 stellt sich in jeder Öffnungsstellung der Tür jeweils das Druckgleichgewicht in den Druckräumen 12 und 25 ein, wobei zumindest bei ruhendem Kolben schließlich die Druckseite der Pumpe über Kanal 14, Ventildruckraum 25 und Kanal 31 mit der Saugseite der Pumpe verbunden ist. Das Ventilglied 21 ist in dieser stationären Stellung geringfügig vom Ventilsitz 23 abgehoben, in den Figuren 2 und 3 nach links hin.

Die Ausgestaltung des Ventildruckraums 25 und die Größe der wirksamen Ventilfläche 22 hängen von der Form des Ventilglieds 21 und des Ventilsitzes 23 und von der Lage der Dichtkanten 21a, 21b ab. Das Ventilglied in den Figuren 2 und 3 ist im wesentlichen tellerförmig.

Bei der Ausführung in Figur 3 ist nur eine Dichtkante 21a vorgesehen, und zwar am äußeren Rand des tellerförmigen Ventilglieds. Die dem Ventilsitz 23 zugewandte Fläche zwischen dieser ringförmigen Dichtkante 21a ist die wirksame Ventilfläche 22, die im Verhältnis zur wirksamen Fläche des Kolbens 7 steht, wodurch festgelegt ist, ob der Antrieb mit Hilfe der Pumpe selbsttätig öffnet wie ein Automatantrieb oder beim Öffnen nur unterstützend wirkt.

Bei dem in Figur 1 und 2 verwendeten Ventil 20 ist im Unterschied zu Figur 3 eine wahlweise Größeneinstellung der wirksamen Ventilfläche 22 möglich. Hierfür ist in dem Zuführkanal 14 unmittelbar in dem Ventilsitz 23 ein Schaltventil 26 gehäusefest gelagert. Es weist einen über einen Drehschalter 27 schaltbaren Ventilkörper 28 auf, der in seinen verschiedenen Stellungen unterschiedlich wirksame Ventilkanaäle hat, die den verschiedenen wirksamen Ventilflächen 22a, 22b (Figur 2) zugeordnet sind, d. h., daß also bei der einen Ventilstellung des Schaltventils 26 eine zugeordnete große Ventilfläche und bei einer anderen Stellung des Ventils 26 eine zugeordnete kleine Ventilfläche 22 wirksam wird.

Das Ventilglied 21 weist eine innere und eine äußere Dichtkante 21a, 21b auf. Innerhalb der inneren Dicht-

kante 21b ist eine erste Ventilfläche 22b mit einem ersten Ventildruckraum 25b und zwischen der inneren und der äußeren Dichtkante 21b bzw. 21a eine zweite Ventilfläche 22a mit einem zweiten Ventildruckraum 25a. In der einen Schaltstellung des Schaltventils 26 wird lediglich der erste Ventildruckraum 25a beströmt und daher nur die Ventilfläche 22a wirksam. In der zweiten Schaltstellung des Schaltventils 26 werden beide Ventildruckräume 25a und 25b beströmt und somit die Ventilfläche 22a und 22b, also eine größere Ventilfläche, wirksam.

Die beiden Schaltstellungen des Schaltventils 26 sind in den Figuren 5 oder 6 gezeigt. In der Schaltstellung in Figur 5, wie sie auch in Figur 2 vorliegt, ist der rechte Kanal 14 mit dem linken Kanal 14 und der rechte Kanal 32 mit dem linken Kanal 32 verbunden. In der anderen Schaltstellung in Figur 6 ist der rechte Kanal 14 mit dem linken Kanal 14 und dem linken Kanal 32 verbunden. Der rechte Kanal 32 endet tot.

Die wirksame Fläche des Kolbens 7 im Druckraum 22 ist unveränderbar konstant. Mit der wahlweisen Einstellung der wirksamen Ventilfläche 22 mittels des Drehschalters 27 kann somit der Quotient der wirksamen Flächen des Ventildruckraums 25 gewählt werden. Wenn der Quotient dieser Flächen größer als 1 ist, erfolgt mit der Druckbeaufschlagung über die Hydraulikpumpe eine Bewegung des Kolbens in Öffnungsrichtung, in den Figuren also nach rechts. In diesem Falle wirkt der Antrieb also als automatischer Öffnerantrieb. Wenn der Quotient der Flächen gleich 1 ist, wird der Kolben schwimmend gehalten. Dies bedeutet, daß die Schließfeder 10 in jeder Kolbenstellung durch den beidseitig an der Schließfeder einwirkenden Hydraulikdruck kompensiert wird. Die Tür kann damit wie eine Tür ohne Türschließer kraftlos geöffnet werden. Der Antrieb wirkt in diesem Falle als reiner Öffnungs-Servoantrieb.

Die Hydraulikpumpe 4, die unmittelbar angrenzend an das Schaltventil 26 angeordnet ist, kann als herkömmliche Zahnradschlepppumpe ausgebildet sein. Ebenfalls herkömmlich ist der mit der Hydraulikpumpe 4 gekoppelte Elektromotor 5 aufgebaut.

Das Ein- und Abschalten der Hydraulikpumpe 4 erfolgt über einen oder mehrere Sensoren. Beispielsweise können externe Bewegungsmelder, Schalter am Türblatt bzw. am Drücker oder Bewegungsmelder im Schließergehäuse und/oder ein Drehgeber an der Schließerwelle hierfür vorgesehen sein.

Der Einschaltvorgang wird durch eine Person, die die Tür passieren will, eingeleitet je nach Ausführung und Anordnung des Sensors entweder selbsttätig beim Annähern der Person oder durch Schalterbetätigung. Die Pumpe bleibt dann so lange eingeschaltet, bis die Person die Tür passiert hat, was durch den entsprechenden Sensor oder durch ein Zeitglied erfaßt werden kann.

Danach wird die Pumpe abgeschaltet oder gedrosselt und ein oder mehrere Sperrventile in aus dem Druckraum 12 und dem Ventildruckraum 25 herausfüh-

renden Rückströmleitungen öffnen vorzugsweise automatisch bzw. selbsttätig, so daß das Hydraulikmedium aus den Druckräumen 12 und 25 in den Drucklosraum 11 und/oder zur Saugseite der Pumpe 4 abströmen kann.

Der Kolben 7 wird dabei unter Entspannung der Schließfeder 10 in den Figuren nach links verschoben, wodurch das mit der kolbenseitigen Verzahnung gekoppelte Ritzel gemeinsam mit der Schließwelle 2 im Uhrzeigersinn, d. h. Schließrichtung, gedreht wird.

Das über die Schließfeder 10 geregelte Druckregulierventil 20 hat bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel in Figuren 1, 2 und 3 zwei Funktionen. Seine erste Funktion besteht darin, die vom Türöffnungswinkel bzw. von der jeweiligen Schließkraft abhängigen Regelung des Pumpendrucks zu realisieren, wie oben beschrieben.

Die zusätzliche zweite Funktion des Druckregulierventils 20 besteht darin, daß es im Falle von Überlast, d. h., wenn die Tür beim Öffnen blockiert oder beim Schließen gewaltsam zugeedrückt wird, als Sicherheitsüberdruckventil wirkt. Der in diesem Falle kurzzeitig aufgebaute Überdruck in den Druckräumen 12 und 25 wird - unter Verlagerung des Ventilieds 21 nach links unter Kompression der Schließfeder 10 - über die Rückströmleitung 31 zur Drucklosseite der Hydraulikpumpe oder zum Drucklosraum 11 selbsttätig abgebaut. Da dieses also als Sicherheitsüberdruckventil funktionierende Regelventil 20 über die Schließfeder 10 geregelt ist, steigt die auf das Ventil wirkende Auslösekraft mit der Kompression der Schließfeder 10 an, so daß ein konstantes Auf- bzw. Zudrückmoment erhalten wird. Damit wird also eine gleichbleibende Ansprechempfindlichkeit des Überdruckventils, unabhängig von der Öffnungsstellung der Tür, erhalten, wodurch Verletzungsgefahren beim Begehen reduziert werden.

Diese Funktion als Sicherheitsüberdruckventil ist bei dem jeweils gewählten Flächenverhältnis der wirksamen Ventillfläche 22 und wirksamen Fläche des Kolbens 7 in jedem Falle gewährleistet.

Das Schaltschema in Figur 2 zeigt den Hydraulikkreislauf des Servoschließers in Figur 1. Hierbei sind die wesentlichen Funktionsteile des Servoschließers schematisch dargestellt sowie die zuvor bereits erwähnten Hydraulikkanäle: Zuführkanal 14, Verbindungskanal 30 und Rückströmkanal 31, ferner Rückstromkanäle zwischen dem Druckraum 12 und dem Drucklosraum 11 mit Drosselventilen zur Einstellung der Rückströmgeschwindigkeit beim Schließen. Es handelt sich um die Kanäle 44, 45, 46 und 47 mit den Drosselventilen 45a, 46a bzw. 47a zur Einstellung des Endschlags, der Schließgeschwindigkeit bzw. der Schließverzögerung.

Als Sperrventil, das das Rückströmen des Hydraulikmediums aus dem Druckraum 12 beim Öffnen verhindert, ist in dem Schaltschema in Figur 2 ein hydraulisch gesteuertes Sperrventil 40 vorgesehen, das beim Öffnen der Tür geschlossen und beim Schließen der Tür geöffnet ist. Das Sperrventil 40 ist im Rückströmkanal

44 angeordnet und wird über den Hydraulikdruck im Kanal 30 gesteuert. Es ersetzt das bei herkömmlichen elektrohydraulischen Antrieben verwendete Elektromagnetventil. Die dargestellten Ausführungen verwenden kein Elektromagnetventil.

Das Sperrventil 40 ist ein Schieberventil. Es sperrt oder öffnet den Rückströmkanal 44, der den Druckraum 12 mit dem Drucklosraum 11 verbindet. Der Schieber 41 ist kolbenförmig ausgebildet und in einem zylinderförmigen Ventilraum 42 dichtend verschiebbar geführt. Der Schieber 41 wird auf seiner einen Stirnseite von einer im Ventilraum 42 angeordneten Ventillfeder 43, auf seiner anderen Stirnseite vom Hydraulikdruck der Druckseite der Hydraulikpumpe 4 über den Kanal 30 beaufschlagt. Beim Öffnen der Tür bei eingeschalteter Pumpe 4 wird, wie in Figur 3 mit ausgezogener Linie dargestellt, der Schieber 41 unter Wirkung des Hydraulikdrucks in Sperrstellung gehalten, in der die Hydraulikzuleitung über Verbindung der Kanäle 30 und 44 geöffnet, aber der Rückströmkanal 44 bei 44c gesperrt ist.

Wenn der Hydraulikdruck im Kanal 30 reduziert wird, wie beim Schließvorgang bei um- oder abgeschalteter bzw. gedrosselter Pumpe 4, wird der Schieber 41 unter Wirkung der Ventillfeder 43 in der Darstellung in der Figur nach links in die gestrichelte Stellung verschoben und dadurch die Sperrung des Rückströmkanals 44 unter Verbindung von 44b und 44c aufgehoben und die Verbindung von Kanal 30 und 44 unterbrochen.

Anstelle oder zusätzlich zur Steuerung der Schließgeschwindigkeit über die Drosselventile kann bei abgewandelten Ausführungsbeispielen der Schließvorgang, d. h., die Schließgeschwindigkeit auch über die Pumpe reguliert werden. Hierfür wird eine reversierbare Pumpe eingesetzt. Beim Schließvorgang wird das Hydraulikmedium über die Pumpe zurückgedrückt. Die Pumpe wirkt dann als Hydromotor und der Elektromotor als Generator. Die Schließgeschwindigkeit wird elektronisch geregelt.

Die Stromversorgung hierfür erfolgt durch den Generator selbst. Um zusätzliche Schließfunktionen, wie Endschlag, Öffnungsdämpfung und Schließverzögerung anzusteuern, können Mikroschalter am Schließergehäuse fix angebracht werden. Es können hierfür Schalter bei 10 Grad und 80 Grad angeordnet werden. Über den Schalter bei 10 Grad kann die Schließgeschwindigkeit separat angesteuert werden. Die Schließverzögerung kann gleichfalls über ein Zeitglied eingeleitet werden. Über den Schalter bei 80 Grad kann die Öffnungsdämpfung angesteuert werden.

Mit dem Schaltschema in Figur 4 wird ein Servoschließer beschrieben, der im wesentlichen gleichen Aufbau wie die vorangehend beschriebenen Ausführungsbeispiele aufweist. Das Druckregulierventil 20 ist jedoch als Schieberventil ausgebildet und der Hydraulikkreislauf ist etwas abgewandelt. Das Ventilielid 21 des Ventils 22 ist als kolbenförmiger Schieber ausgebildet, der in dem Zylinderraum dicht geführt ist. Der Ventildruckraum 25 ist in dem Zylinderraum auf der von der

Schließfeder 10 abgewandten Seite des Schiebers 21 ausgebildet.

An der Stirnseite des Ventildruckraums 25 mündet der Zuführkanal 14 und befinden sich die Austrittsöffnungen des Verbindungskanals 30, der den Ventildruckraum 25 mit dem Druckraum 12 verbindet und die Austrittsöffnung des Rückströmkanals 54, der über ein hydraulisch gesteuertes Sperrventil 50 sperrbar ist. Der Rückströmkanal 31, der an der Saugseite der Pumpe 4 angeschlossen ist, mündet mit Abstand zur Stirnseite des Ventildruckraums 25 und bestimmt die Ausdehnung des Ventildruckraums 25. Das Schieberventil 20 dient in gleicher Weise wie die Sitzventile in den Figuren 2 und 3 als Druckreguliventil, das den hydraulischen Druck, abhängig von der momentanen Schließerkraft, regelt mit gleichem Druck im Ventildruckraum 25 und im Druckraum 12 sowie als Sicherheitsdruckventil.

Beim Öffnen wird der kolbenförmige Schieber 21 jeweils unter Wirkung des Pumpendrucks in die linke gestrichelt dargestellte Stellung verschoben. In den Druckräumen 25 und 12, die über die Leitung 30 mit Rückschlagventil 30b verbunden sind, herrscht gleicher Druck. In der linken Stellung des Schiebers 21 führt die Pumpe 4 das Hydraulikmedium über den Kanal 14 in den Druckraum 25 zu. Der Rückfluß zur Saugseite erfolgt aus dem Druckraum 25 über den Kanal 31.

Beim Anfahren, wenn die Pumpe eingeschaltet wird, oder bei schnellem Öffnen, steht der kolbenförmige Schieber 21 in einer weiter rechten Stellung, in der er die Austrittsöffnung des Kanals 31 verschließt.

Beim Schließen der Tür, wenn die Pumpe abgeschaltet ist, steht der Schieber 21 in seiner rechten Endstellung. Das über den Pumpendruck gesteuerte Ventil 40 ist nun offen und damit der Rückströmkanal 44 nicht mehr gesperrt. Der Kolben 7 bewegt sich nun unter Wirkung der Schließfeder 10 nach links. Dabei strömt das Öl über den Kanal 44 über Filter 45 und Strömungsventil 44a und Ventil 40 in den Drucklosraum 11. Gleichzeitig erfolgt Rückfluß in den nun drucklosen Ventilraum 20 und schließlich zur Saugseite der Pumpe. Dieser Rückfluß aus dem Druckraum erfolgt ebenfalls über den Filter 45 und ein Strömungsventil 30a.

Falls Druckstöße beim Öffnen oder Schließen auftreten, werden diese jeweils über das Ventil 20 sofort abgebaut, da der Schieber 21 unter Kompression der Schließfeder 10 nach links ausweichen und das Hydraulikmedium über den Austrittskanal 31 bzw. 54 abgeleitet werden kann.

Eine weitere Funktion des Ventils 20 besteht bei der Ausführung in Figur 4 darin, daß es eine besondere Einrichtung zum Vorspeichern der zum Öffnen benötigten Energie bildet. Hierfür wird vor dem Bewegen der Tür die Pumpe eingeschaltet und der Schieber 21 unter Wirkung des Hydraulikmediums nach links in die gestrichelt dargestellte Stellung verschoben. Der Kolben 7 wird dabei nicht bewegt. Dadurch wird die Schließfeder 10 vorgespannt. Die Energie aus der Vorspannung steht danach beim Einleiten des Öffnungsvorgangs zur Ver-

fügung und unterstützt das Öffnen in der Anfangsphase. Der Schieber 21 kann dabei, insbesondere bei schnellem Öffnen mehr oder weniger weit aus seiner gestrichelten Position nach rechts verschoben werden, während beim Öffnen der Tür der Kolben 7 ebenfalls nach rechts bewegt wird. Beim Öffnen der Tür wird dadurch zumindest in der Anfangsphase weniger Kraft erforderlich. Die in der Vorspannung der Schließfeder gespeicherte Energie kann auf diesem Wege als Öffnungshilfe verwendet werden.

Auch bei weiterem Öffnen der Tür wird über eine Vorspannung der Schließfeder 10 durch Verschiebung des Schiebers 21 über die Hydraulikpumpe eine Kraftreserve bzw. Pufferung erhalten, die die Servowirkung des Antriebs beim Öffnen unterstützt und für einen begrenzten weiteren Öffnungswinkel auch ein schnelles kraftloses Öffnen erlaubt.

20 Patentansprüche

1. Drehtürantrieb mit einer hydraulischen Schließereinrichtung mit hydraulischer Kolben-Zylindereinheit und einer mit dem Kolben (7) zusammenwirkenden Schließfeder (10) und mit einer motorischen Öffnereinrichtung mit Hydraulikpumpe (4) und Elektromotor (5), wobei der Kolben (7) mit einer Abtriebswelle (2) des Drehantriebs gekoppelt ist und beim Öffnungs- und Schließvorgang im Hydraulikzylinder (8) verschiebbar geführt ist unter Ausbildung eines Druckraums (12) und eines Drucklosraums (11), **dadurch gekennzeichnet**, daß beim motorischen Öffnungsvorgang der Druck des Hydraulikmediums im Druckraum (12) angepaßt an die momentane Kraft der Schließfeder (10) geregelt wird, wobei die Schließfeder (10) oder eine auf diese abgestimmte Feder mit ihrem einen Ende auf dem Kolben (7) und mit ihrem anderen Ende auf einem hydraulischen Druckpolster (25) abgestützt ist und im Druckraum (12) und im hydraulischen Druckpolster (25) der gleiche hydraulische Druck geregelt eingestellt wird.
2. Drehtürantrieb nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Druckraum (12) und das hydraulische Druckpolster (25) mit der Druckseite der Hydraulikpumpe (4) hydraulisch verbunden sind und in verschiedenen Öffnungsstellungen der Tür zumindest nahezu Druckgleichgewicht im Druckraum (12) und im Druckpolster (25) einstellbar ist, wobei die Hydraulikpumpe (4) ohne weitere Verschiebearbeit läuft und/oder kurzgeschlossen ist und den Kolben (7) schwimmend hält oder wobei die Hydraulikpumpe (4) Verschiebearbeit leistet und den Kolben (7) bewegt.
3. Drehtürantrieb nach einem der vorangehenden An-

sprüche, dadurch **gekennzeichnet**, daß in dem Hydraulikkreislauf des Drehtürantriebs ein geregeltes Druckregulierungsventil (20) vorgesehen ist.

4. Drehtürantrieb nach Anspruch 3, dadurch **gekennzeichnet**, daß das Druckregulierungsventil (20) über die Schließfeder (10) und/oder über eine separate Feder, vorzugsweise eine auf die Schließfeder (10) abgestimmte Feder geregelt wird.
5. Drehtürantrieb nach Anspruch 2 oder 3 oder 4, dadurch **gekennzeichnet**, daß das Druckregulierungsventil (20) einen geregelten Ventildruckraum (25) aufweist.
6. Drehtürantrieb nach Anspruch 4 oder 5 in Verbindung mit Anspruch 1, dadurch **gekennzeichnet**, daß das Druckpolster (25) mit dem Druckregulierungsventil (20) verbunden ist, vorzugsweise als ein geregelter Ventildruckraum (25) des Druckregulierungsventils (20) ausgebildet ist.
7. Drehtürantrieb nach Anspruch 5 bis 6, dadurch **gekennzeichnet**, daß der Ventildruckraum (25) einen regelbaren Austrittskanal (31) aufweist, der vorzugsweise mit der Saugseite der Hydraulikpumpe (4) verbunden ist.
8. Drehtürantrieb nach einem der Ansprüche 5 bis 7, dadurch **gekennzeichnet**, daß in dem Ventildruckraum (25) ein Ventilglied (21) angeordnet ist, das mit der das Druckregulierungsventil (20) regelnden Feder (10) zusammenwirkt.
9. Drehtürantrieb nach Anspruch 8, dadurch **gekennzeichnet**, daß die das Druckregulierungsventil (20) regelnde Feder (10) sich mit einem Ende am Kolben (7) der Kolbenzylindereinheit und mit ihrem anderen Ende an dem Ventilglied (21) abstützt.
10. Drehtürantrieb nach Anspruch 8 oder 9, dadurch **gekennzeichnet**, daß das Ventilglied (21) auf den Austrittskanal (31) einwirkt.
11. Drehtürantrieb nach einem der Ansprüche 8 bis 10, dadurch **gekennzeichnet**, daß die Größe der wirksamen Ventilfläche (22) des Ventilglieds (21) wahlweise einstellbar ist.
12. Drehtürantrieb nach einem der Ansprüche 8 bis 11, dadurch **gekennzeichnet**, daß das Verhältnis der wirksamen Ventilfläche (22) des Ventilglieds (21) und der wirksamen Fläche des Kolbens (7) der Kolben-Zylindereinheit wahlweise einstellbar ist.
13. Drehtürantrieb nach Anspruch 11 oder 12, dadurch **gekennzeichnet**, daß zur wahlweisen Einstellung ein vorzugsweise mittels eines Handschalters

schaltbares Ventil (26) vorgesehen ist, das mit der wirksamen Ventilfläche (22) des Druckregulierungsventils (20) zusammenwirkt bzw. diese bestimmt.

- 5 14. Drehtürantrieb nach einem der Ansprüche 3 bis 13, dadurch **gekennzeichnet**, daß das Druckregulierungsventil als Schieberventil mit einem abgedichtet verschiebbaren kolbenförmigen Ventilglied oder als Sitzventil mit einem dicht an-/abhebbaren Sitzventilglied ausgebildet ist.

Claims

- 15 1. Swing door drive having a hydraulic closing device with a hydraulic piston in cylinder unit and with a closing spring (10) co-operating with the piston (7), and a motorised opening device with a hydraulic pump (4) and an electric motor (5),
20 wherein the piston (7) is coupled to an output drive shaft (2) of the rotary drive and is displaceably guided in the hydraulic cylinder (8) during the opening and closing process, while forming a pressure space (12) and a pressure-less space (11),
25 characterised in that the pressure of the hydraulic medium in the pressure space (12) is regulated during the motorised opening process so that it is adapted to the instantaneous force of the closing spring (10), with the closing spring (10) or a spring matched to the latter being braced at its one end on the piston (7) and at its other end on a hydraulic pressure cushion (25), and with the same hydraulic pressure being set by regulation in the pressure space (12) and in the hydraulic pressure cushion (25).
- 30 2. Swing door drive in accordance with claim 1, characterised in that the pressure space (12) and the hydraulic pressure cushion (25) are hydraulically connected to the pressure side of the hydraulic pump (4) and in that at least almost pressure equilibrium can be set in the pressure space (12) and in the pressure cushion (25) in various open positions of the door, with the hydraulic pump (4) running without further displacement work and/or being short-circuited and holding the piston (7) floating or with the hydraulic pump (4) performing displacement work and moving the piston (7).
- 35 3. Swing door drive in accordance with one of the preceding claims, characterised in that a regulated pressure regulating valve (20) is provided in the hydraulic circuit of the swing door drive.
- 40 4. Swing door drive in accordance with claim 3, characterised in that the pressure regulating valve (20) is regulated via the closing spring (10) and/or via a separate spring, preferably via a spring matched to

the closing spring (10).

5. Swing door drive in accordance with claim 2 or claim 3 or claim 4, characterised in that the pressure regulating valve (20) has a regulated valve pressure space (25). 5
6. Swing door drive in accordance with claim 4 or claim 5, in combination with claim 1, characterised in that the pressure cushion (25) is connected to the pressure regulating valve (20) and is preferably formed as a regulated valve pressure space (25) of the pressure regulating valve (20). 10
7. Swing door drive in accordance with claim 5 or claim 6, characterised in that the valve pressure space (25) has a regulatable outlet passage (31) which is preferably connected to the suction side of the hydraulic pump (4). 15
8. Swing door drive in accordance with one of the claims 5 to 7, characterised in that a valve member (21) is arranged in the valve pressure space (25) and co-operates with the spring (10), which regulates the pressure regulating valve (20). 20
9. Swing door drive in accordance with claim 8, characterised in that the spring (10) which regulates the pressure regulating valve (20) is braced at one end against the piston (7) of the piston in cylinder unit and at its other end against the valve member (21). 25
10. Swing door drive in accordance with claim 8 or claim 9, characterised in that the valve member (21) acts on the outlet passage (31). 30
11. Swing door drive in accordance with one of the claims 8 to 10, characterised in that the size of the effective valve area (22) of the valve member (21) is selectively adjustable. 35
12. Swing door drive in accordance with one of the claims 8 to 11, characterised in that the ratio of the effective valve area (22) of the valve member (21) and of the effective area of the piston (7) of the piston in cylinder unit is selectively adjustable. 40
13. Swing door drive in accordance with claim 11 or claim 12, characterised in that for the selective adjustment a valve (26) which can be switched preferably by means of a hand switch is provided and co-operated with the effective valve area (22) of the pressure regulating valve (20), i.e. determines the latter. 45
14. Swing door drive in accordance with one of the claims 3 to 13, characterised in that the pressure regulating valve is formed as a slide valve with a

sealed, displaceable, piston-like valve member, or as a seating valve with a sealing seat valve member which can be raised and lowered.

Revendications

1. Mécanisme d'entraînement d'une porte battante comportant un dispositif de fermeture hydraulique avec une unité hydraulique piston-cylindre et un ressort de fermeture (10) coopérant avec le piston (7) et comportant un dispositif d'ouverture commandé par moteur avec une pompe hydraulique (4) et un moteur électrique (5), le piston (7) étant couplé à un arbre de sortie (2) de l'entraînement à rotation et pouvant se déplacer dans le cylindre hydraulique (8) lors de l'opération d'ouverture et de fermeture en formant un espace de compression (12) et un espace sans compression (11), caractérisé en ce que lors de l'opération d'ouverture commandée par moteur, la pression du fluide hydraulique dans l'espace de compression (12) est réglée de façon adaptée à la force instantanée du ressort de fermeture (10), le ressort de fermeture (10) ou un ressort adapté à ce dernier s'appuyant par l'une de ses extrémités sur le piston (7) et par son autre extrémité sur un coussin de pression (25) hydraulique et une même pression hydraulique étant réglée dans l'espace de compression (12) et dans le coussin de pression hydraulique (25).
2. Mécanisme d'entraînement d'une porte battante selon la revendication 1, caractérisé en ce que l'espace de compression (12) et le coussin de pression hydraulique (25) sont reliés par voie hydraulique au côté refoulement de la pompe hydraulique (4) et en ce que dans différentes positions d'ouverture de la porte, il est possible de régler au moins à peu près un équilibre de pression dans l'espace de compression (12) et dans le coussin de pression (25), la pompe hydraulique (4) fonctionnant sans autre travail de déplacement et/ou étant court-circuitée et maintenant le piston (7) flottant ou la pompe hydraulique (4) effectuant un travail de déplacement et déplaçant le piston (7).
3. Mécanisme d'entraînement d'une porte battante selon l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisé en ce que dans le circuit hydraulique du mécanisme d'entraînement de la porte à tambour, il est prévu une vanne de régulation de pression (20) réglée.
4. Mécanisme d'entraînement d'une porte battante selon la revendication 4, caractérisé en ce que la vanne de régulation de pression (20) est réglée par l'intermédiaire du ressort de fermeture (10) et/ou d'un ressort séparé, de préférence un ressort adapté au

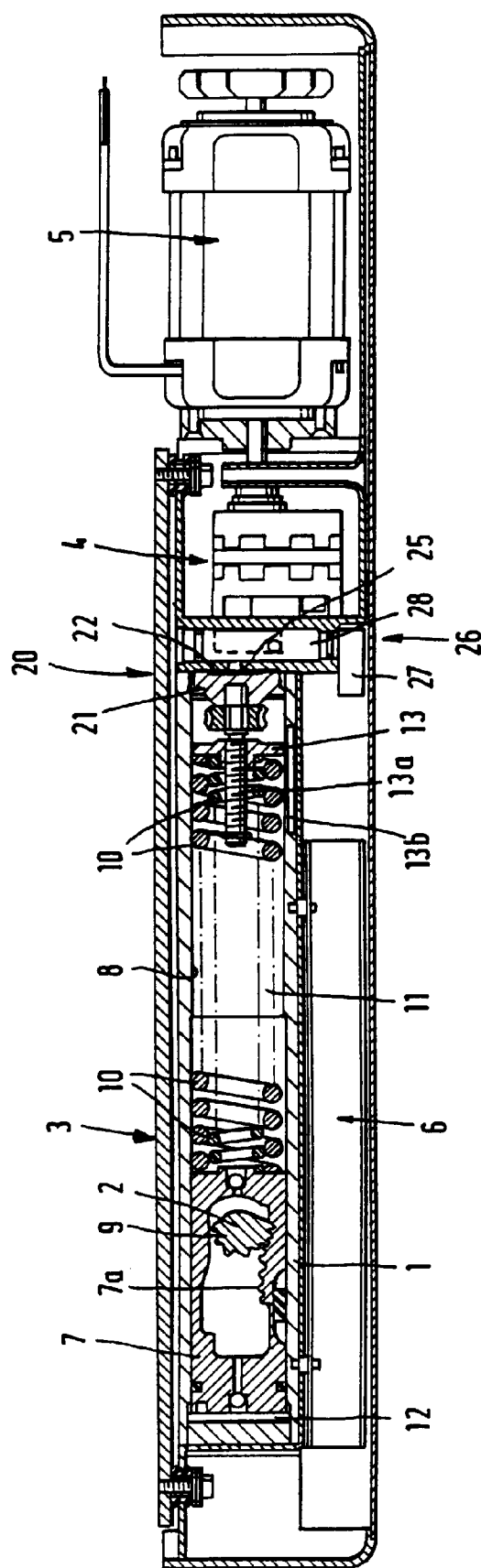
ressort de fermeture (10).

5. Mécanisme d'entraînement d'une porte battante selon l'une quelconque des revendications 2 à 4, caractérisé en ce que la vanne de régulation de pression (20) présente un espace de compression (25) réglé de la vanne. 5
6. Mécanisme d'entraînement d'une porte battante selon la revendication 4 ou la revendication 5 en liaison avec la revendication 1, caractérisé en ce que le coussin de pression (25) est relié à la vanne de régulation de pression (20), de préférence comme un espace de compression (25) réglé de la vanne de régulation de pression (20). 10 15
7. Mécanisme d'entraînement d'une porte battante selon la revendication 5 et la revendication 6, caractérisé en ce que l'espace de compression de la vanne (25) présente un canal de sortie (31) réglable et relié de préférence au côté aspiration de la pompe hydraulique (4). 20
8. Mécanisme d'entraînement d'une porte battante selon l'une quelconque des revendications 5 à 7, caractérisé en ce que dans l'espace de compression de la vanne (25) est disposé un élément de vanne (21) qui coopère avec le ressort (10) réglant la vanne de régulation de pression (20). 25 30
9. Mécanisme d'entraînement d'une porte battante selon la revendication 8, caractérisé en ce que le ressort (10) réglant la vanne de régulation de pression (20) s'appuie par une extrémité sur le piston (7) de l'unité piston-cylindre et par son autre extrémité sur l'élément de vanne (21). 35
10. Mécanisme d'entraînement d'une porte battante selon la revendication 8 ou la revendication 9, caractérisé en ce que l'élément de vanne (21) agit sur le canal de sortie (31). 40
11. Mécanisme d'entraînement d'une porte battante selon l'une quelconque des revendications 8 à 10, caractérisé en ce que la dimension de la surface (22) active de l'élément de vanne (21) peut être ajustée au choix. 45
12. Mécanisme d'entraînement d'une porte battante selon l'une quelconque des revendications 8 à 11, caractérisé en ce que le rapport de la surface (22) active de l'élément de vanne (21) et de la surface active du piston (7) de l'unité piston-cylindre peut être réglé au choix. 50 55
13. Mécanisme d'entraînement d'une porte battante selon la revendication 11 ou la revendication 12, caractérisé en ce que pour le réglage au choix, il est

prévu une vanne (26) commutable de préférence à l'aide d'un commutateur à main et qui coopère avec la surface active (22) de la vanne de régulation de pression (20) ou la détermine.

14. Mécanisme d'entraînement d'une porte battante selon l'une quelconque des revendications 3 à 13, caractérisé en ce que la vanne de régulation de pression est conçue comme une soupape à coulisse comportant un élément de vanne en forme de piston mobile en translation de façon étanchéifiée ou comme une soupape à siège comportant un élément de soupape à siège pouvant être levé/baissé de façon étanche.

FIG. 1



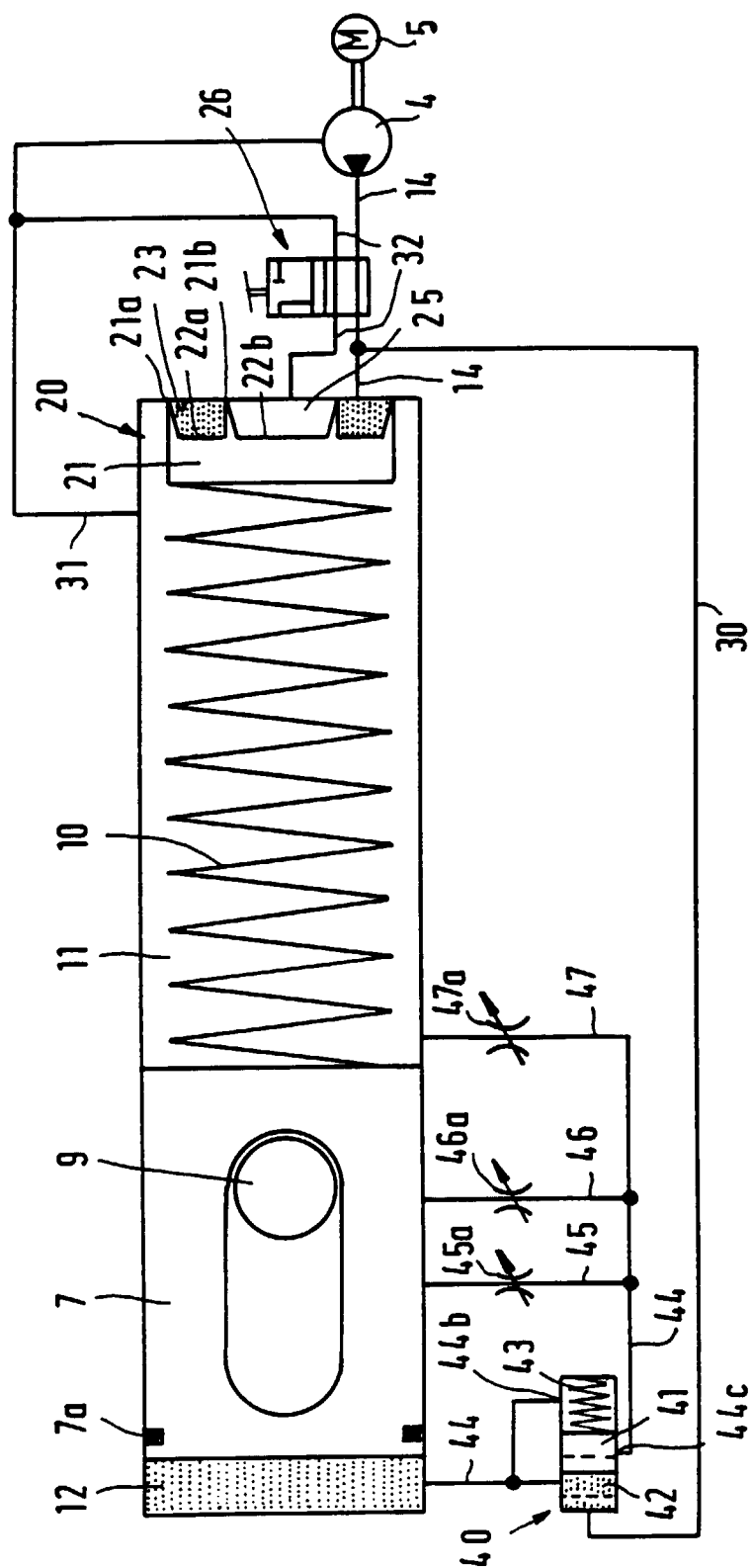


FIG. 2

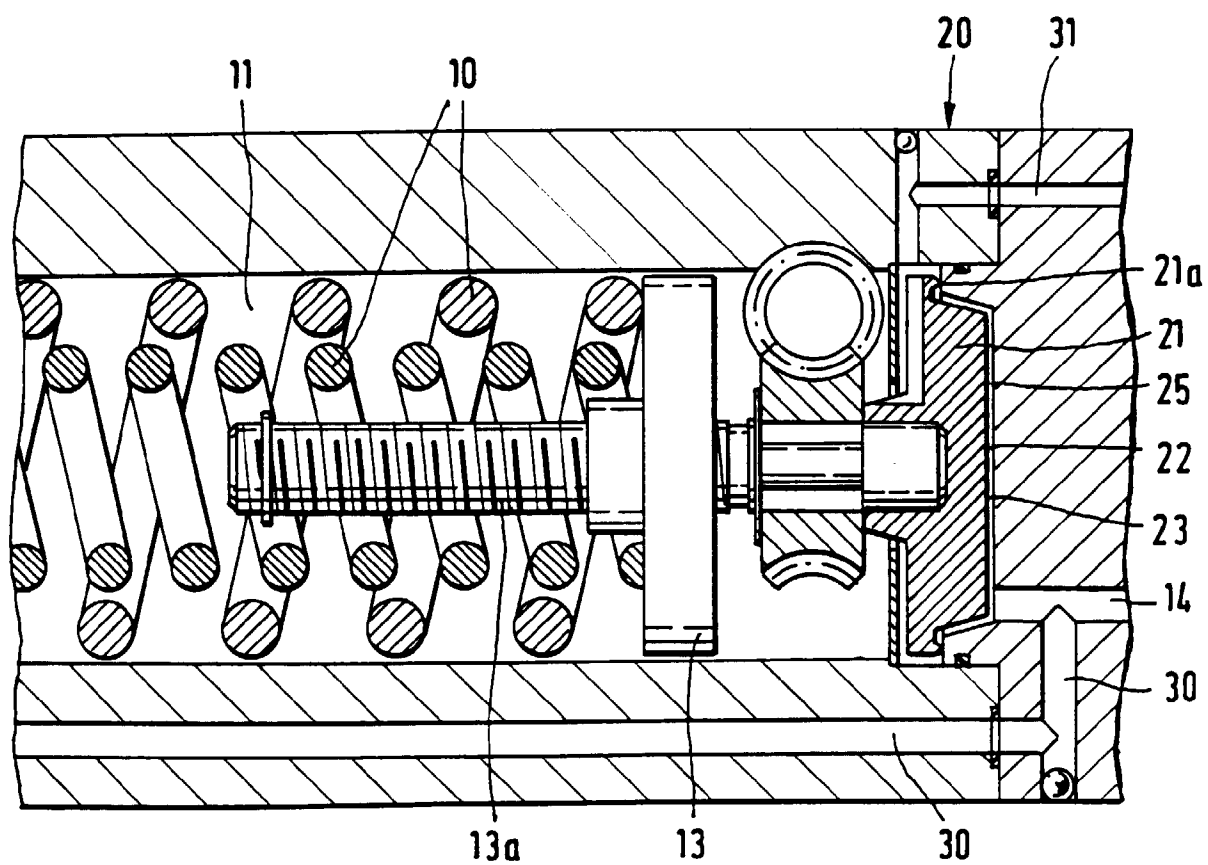


FIG. 3

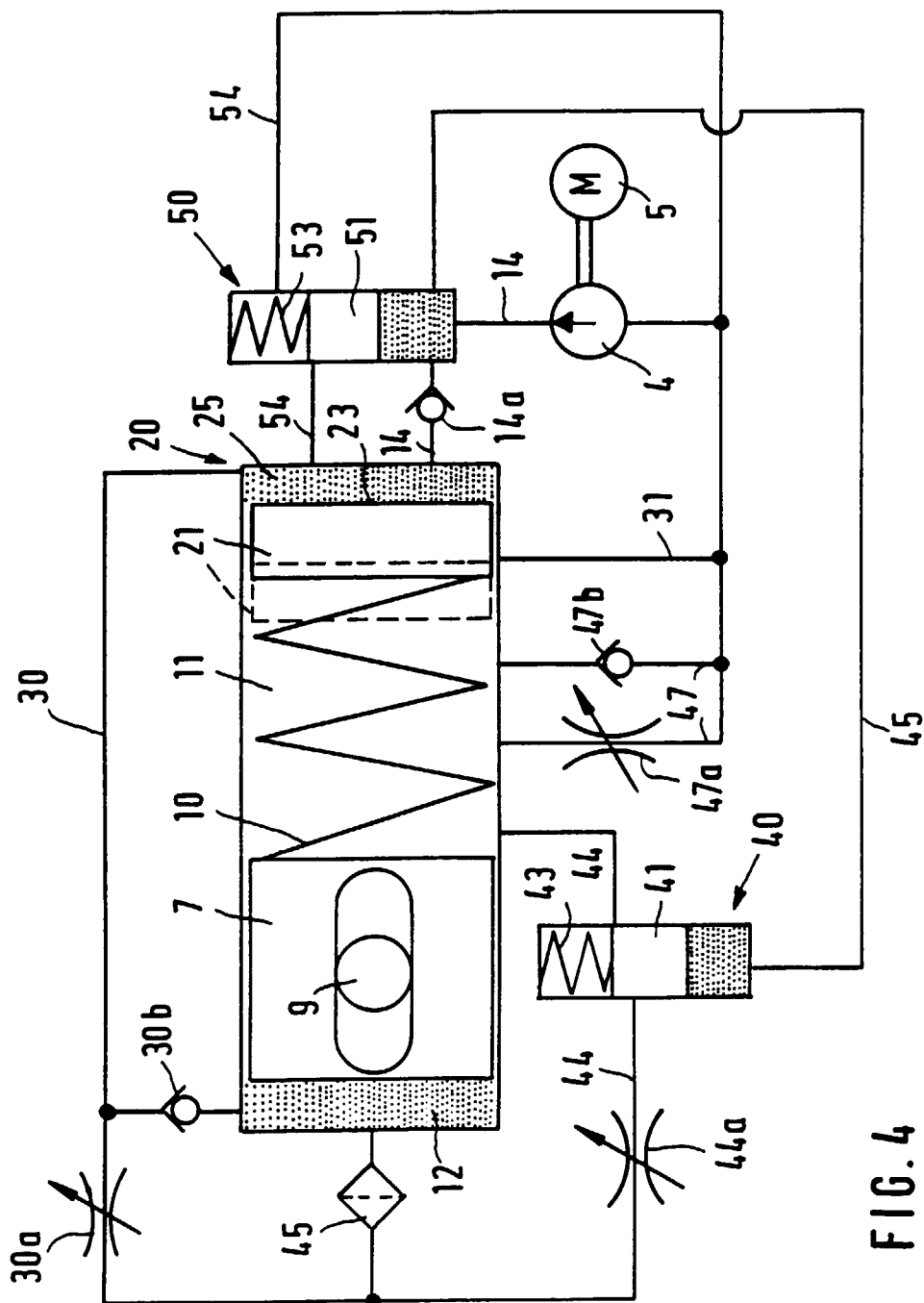


FIG. 4

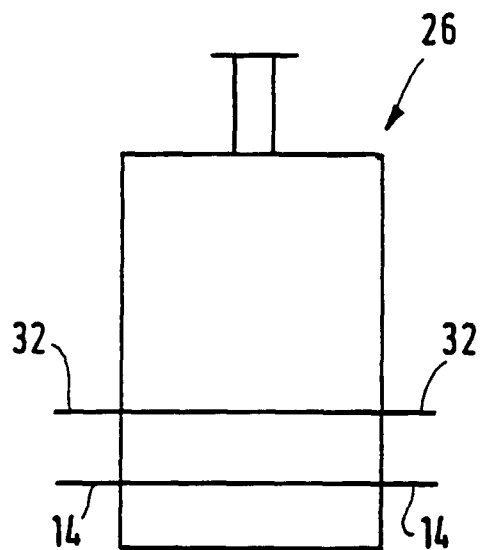


FIG. 5

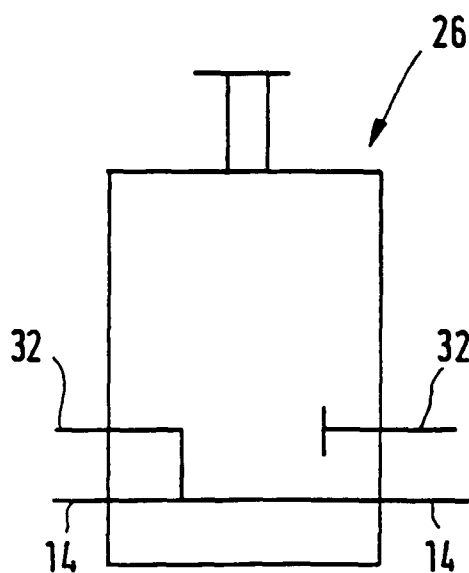


FIG. 6