

(19)



(11)

**EP 3 497 338 B1**

(12)

## EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

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

**08.07.2026 Patentblatt 2026/28**

(21) Anmeldenummer: **17761799.0**

(22) Anmeldetag: **11.08.2017**

(51) Internationale Patentklassifikation (IPC):

**F15B 11/08** <sup>(2006.01)</sup>

(52) Gemeinsame Patentklassifikation (CPC):

**F15B 11/08**; F15B 2211/20515; F15B 2211/20546;  
F15B 2211/20561; F15B 2211/20576;  
F15B 2211/6336; F15B 2211/7053

(86) Internationale Anmeldenummer:

**PCT/EP2017/000971**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:

**WO 2018/028832 (15.02.2018 Gazette 2018/07)**

(54) **PRESSE MIT HYDRAULISCHER DRUCKSPEICHERLOSER ANTRIEBSANORDNUNG, SOWIE VERFAHREN ZUM BETREIBEN EINER PRESSE MIT EINER HYDRAULISCHEN ANTRIEBSANORDNUNG**

PRESS WITH A HYDRAULIC DRIVE DEVICE WITHOUT AN ACCUMULATOR, AND A METHOD FOR OPERATING A PRESS WITH A HYDRAULIC DRIVE DEVICE

PRESSE AVEC DISPOSITIF D'ENTRAÎNEMENT HYDRAULIQUE SANS ACCUMULATEUR, ET PROCÉDÉ DE FONCTIONNEMENT D'UNE PRESSE AVEC DISPOSITIF D'ENTRAÎNEMENT HYDRAULIQUE

(84) Benannte Vertragsstaaten:

**AL AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB  
GR HR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MK MT NL NO  
PL PT RO RS SE SI SK SM TR**

(30) Priorität: **11.08.2016 DE 102016009691**

**04.10.2016 DE 102016011778**

**25.04.2017 DE 102017003963**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:

**19.06.2019 Patentblatt 2019/25**

(73) Patentinhaber: **M A E Maschinen- und**

**Apparatebau Götzen GmbH**

**40699 Erkrath (DE)**

(72) Erfinder: **MITZE, Manfred**

**58300 Wetter (DE)**

(74) Vertreter: **Grosse Schumacher Knauer**

**Patent- und Rechtsanwälte**

**Schloss Schellenberg - Backhaus**

**Renteilichtung 1**

**45134 Essen (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:

**EP-A1- 1 431 627**

**WO-A1-2007/140947**

**US-A1- 2012 260 641**

**US-A1- 2012 297 758**

**EP 3 497 338 B1**

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt kann jedermann nach Maßgabe der Ausführungsordnung beim Europäischen Patentamt gegen dieses Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

**Beschreibung****GEBIET DER ERFINDUNG**

5 **[0001]** Die Erfindung betrifft eine Presse mit einer hydraulischen, insbesondere druckspeicherlosen, Antriebsanordnung mit den Merkmalen des Oberbegriffs des Anspruchs 1 sowie ein Verfahren zum Betreiben einer Presse mit einer hydraulischen Antriebsanordnung mit den Merkmalen des Oberbegriffs des Anspruchs 5.

10 **[0002]** Demnach geht die Erfindung von einer hydraulischen Antriebsanordnung mit mindestens einem Arbeitskolben und, ggf., einem ergänzenden Eilgangkolben und, ggf., einem ringartigen, Rückholkolben aus, insbesondere wenn sie eine doppelt wirksame, mindestens einen reversierend verfahrbaren Arbeitskolben und mindestens einen Zylinderraum umfassende Kolben/Zylinder-Anordnung umfasst, bei der der mindestens eine Zylinderraum oder die Zylinderräume mindestens einen den Arbeitskolben mit Fluiddruck beaufschlagenden (ersten) Kolbenraum und, vorzugsweise, mindestens einen zweiten Kolbenraum umfasst/umfassen. Die Kolbenräume können über Druckleitungen mit einem Druckmittel versorgt werden. Mindestens eine Pumpenanordnung ist mit mindestens einer, vorzugsweise zumindest drehzahlvariabel angetriebenen, Pumpe und mit mindestens einem die mindestens eine Pumpe antreibenden, vorzugsweise drehzahlvariablen, Antrieb versehen. Es kann mindestens ein mit der Kolben/Zylinder-Anordnung und der Pumpenanordnung hydraulisch verbundener oder verbindbarer Druckmittel-Tank vorgesehen sein. Die mindestens eine Pumpe kann über eine erste Druckleitung mit dem ersten Kolbenraum verbunden oder verbindbar sein, so dass die hydraulische Antriebsanordnung mittels mindestens eines einzigen einmotorigen Antriebsstrangs in beiden Bewegungsrichtungen betreibbar ist und, vorzugsweise, auch im Arbeitsgang hohe Arbeitsdrücke erreicht. Es kann eine Verstelleinrichtung der mindestens einen Pumpe mit einem Stellmittel für diese vorgesehen sein, wobei der Förderstrom der mindestens einen Pumpe mittels der von dem Stellmittel betätigbaren Verstelleinrichtung veränderbar ist. Die druckspeicherlose hydraulische Antriebsanordnung kann einen den ersten Kolbenraum ergänzenden dritten Kolbenraum umfassen, der durch eine Druckleitung versorgt wird. Die den oder die Kolbenraum/-räume mit Druckmittel versorgende/n Pumpe/n können drehzahl- und gewünschtenfalls auch drehrichtungsvariabel antreibbar bzw. angetrieben sein.

**TECHNOLOGISCHER HINTERGRUND**

30 **[0003]** Drehzahlvariable Hydraulikantriebe, insbesondere für große Zylinder, werden etwa entsprechend der WO 2010/020427 oder WO 2012/110259 ausgeführt. Bei ersterer sind zwei getrennte Pumpenantriebsanordnungen für den Arbeitshub einerseits und den Rückholhub andererseits vorgesehen um großvolumige Druckspeicher einzusparen. Der Hydraulikzylinder kann mit einem zusätzlichen Eilgang-Kolbenraum ausgestattet sein. Nachteilig ist der hohe Bauaufwand für die beiden Motor-Pumpenstationen. Insbesondere bei großen Verbrauchern sind die für den Motorantrieb eingesetzten Umrichtersteuerungen und Netzteile recht kostenintensiv. Auch die großen Wegeventile zum Umschalten des Pumpenförderstroms vom Eilgangkolben auf die große Kolbenfläche sind kostenintensiv.

35 **[0004]** Zweitere basiert, ausgehend von der WO2010/020427, auf dem Konzept, bei einer druckspeicherlosen hydraulischen Antriebsanordnung mit Arbeitskolben, ergänzendem Eilgangkolben und ringartigem Rückholkolben eine drehrichtungsvariable Pumpenanordnung aus einem drehzahlvariablen Motor mit mindestens zwei Pumpen vorzusehen und die drei Zylinder- (oder Kolben-) Räume über drei Druckleitungen einzeln und direkt mit den Pumpen derart zu verbinden, dass in beide Richtungen eine Eilgangfahrt erfolgt.

40 **[0005]** Die derzeit eingesetzten, als Antriebe dienenden Servomotoren und die zugehörigen Umrichter sind sehr kostenintensiv; eine Reduktion des Antriebsmoments würde die Kosten für den Einsatz von sogenannten Verstellpumpen in drehzahlvariablen Hydraulikantrieben deutlich reduzieren. Die bislang ausgeführten Verstellpumpen basieren auf einer pumpeninternen, meist rein hydromechanischen Momenten- oder Druck-Regelung des Förderstroms. Die Verstelleinrichtung (das Verstellsystem) der Verstellpumpe/n für den Kolben- und ggf. den Ringraum des Arbeitszylinders ist durch ein Stellmittel in Gestalt eines Hydraulikzylinders mit Federrückstellung charakterisiert. Bei zunehmendem Betriebsdruck der Verstellpumpe schwenkt die Verstellpumpe gegen die Feder vor und schwenkt die Verstellpumpe zurück, so dass der Förderstrom je Pumpenumdrehung (Hubraum) geringer wird. Das Antriebsmoment des Antriebsmotors ist proportional zum Produkt aus Hydraulikdruck und Hubraum des angetriebenen Arbeitskolbens. Durch geeignete Wahl der Federcharakteristik ist es möglich, das Motor-Antriebsmoment druckunabhängig fast konstant zu halten und das Nennmoment des Motors nicht zu überschreiten. Bei ansteigendem Betriebsdruck der (Verstell-)Pumpe wird ihr Förderstrom so weit zurückgenommen, dass das Antriebsmoment ihres Antriebsmotors weitgehend konstant bleibt. Alternativ ist eine elektrische Verstelleinrichtung der Verstellpumpe bekannt.

50 **[0006]** Es wurde ferner gefunden, dass die meisten Einsatzfälle von hydraulischen Antriebsanordnungen lange Eilgang-Wege mit wenig Last erfordern, während die Phasen großer Belastung nur geringe Zeiteile ausmachen. Beispiele für solche Prozesse sind etwa Umform- oder Richtaufgaben, bei denen nur für weniger als 10 Prozent der gesamten Taktzeit hohe Prozesskräfte benötigt werden. Eine verbesserte Nutzung des verfügbaren Antriebsmomentes des Motors wäre demnach ebenfalls erwünscht.

## DARSTELLUNG DER ERFINDUNG

**[0007]** Aufgabe der Erfindung ist es demnach, eine gattungsgemäße Presse so weiterzuentwickeln, dass die Auslastung des Antriebsmotors und möglichst auch dessen Umrichters verbessert werden kann.

**[0008]** Zur Lösung des Problems wird eine Presse mit den Merkmalen des Anspruchs 1 und ein Verfahren mit den Merkmalen des Anspruchs 5 vorgeschlagen. Demnach basiert die Erfindung, ausgehend von der WO 2010/020427 auf dem Verfahrens-Konzept (Anspruch 5), dass bei einer gattungsgemäßen hydraulischen Antriebsanordnung eine durch eine hydromechanische Pumpenregelung oder -verstellung bewirkte Veränderung, insbesondere Verringerung, des Förderstromes der mindestens einen Pumpe mittels einer die hydromechanische Pumpenregelung überlagernden oder die Pumpenverstellung bewirkenden, extern ansteuerbaren hydraulischen Antriebseinrichtung so weit hinausgezögert wird, bis das Antriebsmoment des Motors so weit wie gewünscht ausgelastet ist.

**[0009]** Durch die Erfindung kann u. A. der Förderstrom der Pumpe dem aktuellen Zustand des Motors bzw. des Umrichters zeitlich angepasst werden. Insbesondere können das Antriebsmoment des Motors und die thermischen oder elektrischen Grenzen von Motor oder Umrichter so weit wie gewünscht ausgenutzt werden. So kann u. A. eine Verringerung des Förderstromes der Pumpe so weit hinausgezögert werden, bis die thermischen oder elektrischen Grenzen von Motor oder Umrichter so weit wie gewünscht ausgenutzt sind. Es kann auch eine Kombination aus Antriebsanordnung und nachgeschalteter Ventilsteuerungen vorgesehen sein. Die Drehzahlvariabilität kann mit zumindest einem Asynchronmotor und zumindest einem Frequenzumrichter erreichbar sein. Gewünschten Falls kann eine Umkehrung der Drehrichtung der Pumpe erreicht werden, ohne dass der Motor selbst eine Drehrichtungsumkehr vollziehen muss. Gewünschtenfalls kann ferner die Schwenkscheibe der (Axialkolben-)Pumpe über den Winkel "0°" hinaus, insbesondere in den negativen Winkelbereich, gedreht werden, sodass die (Gang- und Druck-)Anschlüsse der Pumpe jeweils ihre Funktion umkehren.

**[0010]** Gemäß einer (ersten) Realisierung der Erfindung ist es bei einer bekannten autarken rein hydromechanischen, eine Pumpenverstell-, insbesondere -Verschwenkeinrichtung, und einen Stellkolben hierfür umfassenden Regelung des Förderstromes der mindestens einen Pumpe vorgesehen, den Eingangsdruck des Stellkolbens mittels eines elektrisch gesteuerten Proportionalventils derart überlagernd zu verändern, dass durch die Variation der Stellung dieses Hydraulikventils der Stellkolben der Pumpenverstelleinrichtung mittels des elektrischen Stellsignals mit einem variablen Druck beaufschlagt wird.

**[0011]** Das Verstellsystem der Pumpe kann demnach einen an sich bekannten Hydraulikzylinder umfassen, ggf. mit (Feder-)Rückstellung. Bei zunehmendem Betriebsdruck schwenkt die Pumpe gegen die Rückstellung (Feder). Beim Vor- und/oder Zurückschwenken wird der Förderstrom je Pumpenumdrehung (Hubraum) verändert.

**[0012]** Der Einsatz der erfindungsgemäßen Förderstrom-Verstelltechnik kann mit den verschiedensten Schaltungskonzepten drehzahlvariabler Motor-Pumpen-Kombinationen verwirklicht werden, wie z.B. mit einer einzigen Motor-Pumpenstation mit einer oder mehreren Pumpen von denen zumindest an einer Pumpe eine Verstellung nach der Erfindung erfolgt oder mit mehreren Motor-Pumpenstationen mit je einer oder mehreren Pumpen wobei zumindest an einer Motor-Pumpenstation eine Förderstrom-Verstellung nach der Erfindung vorgesehen ist.

**[0013]** Bekannte drehzahlvariable Hydraulikantriebe verfügen über Antriebsmotoren, die kurzzeitig deutlich über das Nennmoment hinaus belastet werden können. So ist beispielsweise ein um den Faktor vier höheres Moment für rund zwei Sekunden abrufbar, eine 10-prozentige Überschreitung ist über mehrere Minuten hinweg zulässig. Die höheren Grenzen werden durch die thermische Belastbarkeit der Motorwicklungen und der Leistungshalbleiter des Umrichters bestimmt. Dabei geht der Strom  $I$  quadratisch, die Dauer  $t$  des Stroms linear ein. Für die Bewertung der Grenzen des Systems wird das jeweilige Lastkollektiv bewertet (" $I^2t$ -Rechnung"). Dieses Potential kann durch die Erfindung auf einfache und kostengünstige Weise genutzt werden, wohingegen bekannte Hydraulikantriebe das Motormoment durch das Einschwenken der Pumpe selbsttätig begrenzen, so dass ein höheres Moment ohne Nutzung der Auslastungswerte von Umrichter und Motor daher auch kurzzeitig nur bedingt genutzt werden kann.

**[0014]** Verstellbare Pumpenregler nach der Erfindung, können ohne weitere Steuerbaugruppen und Sensoren z. B. direkt vom Umrichter gesteuert werden. Dabei sollte die Regelung vorzugsweise dergestalt erfolgen, dass entsprechend dem mit der umrichter-internen  $I^2t$ -Rechnung durch den Umrichter ermittelten aktuellen Auslastungsfaktor von Motor und Antrieb die Pumpe möglichst lange mit hohem Schwenkwinkel betrieben wird, um Motor und Umrichter optimal auszulasten. Der auf diese Weise erhöhte Förderstrom erlaubt es, die Anlagentaktzeit deutlich zu verkürzen oder alternativ einen kleineren Antriebsmotor zu wählen. Es wurde zudem erkannt, dass die oben genannten, typischen Lastprofile einer Presse mit den nur kurzzeitig höheren Kräften es erlauben, während des Arbeitsprozesses deutlich höhere Momente abzurufen, wenn die anschließende Eilgangfahrt und auch Pausen zum Be- und Entladen der Anlage wieder zur Abkühlung genutzt werden.

**[0015]** Nach der Erfindung kann es demnach vorteilhaft sein, den aktuellen Auslastungsgrad als Regelgröße zu verwenden. Vorzugsweise wird dabei einerseits der Auslastungswert von Motor und Umrichter betrachtet, andererseits aber auch die Änderungsgeschwindigkeit dieses Werts. Mit schnell steigendem Auslastungswert wird die Verstellung der Pumpe, wie der Schwenkwinkel, zur Senkung des Motormoments relativ rasch zurückgenommen, während bei einem

langsam steigenden Auslastungswert eine Anpassung langsamer erfolgen oder gar ganz unterbleiben kann.

**[0016]** Neben dem Auslastungsfaktor für Motor und Antrieb kann nach der Erfindung als weitere Regelgröße zur Verstellung der Pumpe auch die Kenntnis des jeweiligen Arbeitsprozesses der Gesamtanlage berücksichtigt werden. Ist etwa bekannt, dass ein besonders hoher Leistungsbedarf nur noch für einen kurzen Zeitabschnitt benötigt wird, so kann ein hoher Verstellungsgrad, wie ein hoher Schwenkwinkel, beibehalten werden, obwohl der Verlauf des Auslastungsfaktors eine baldige Notabschaltung erkennen lässt.

**[0017]** Die bislang nach dem Stand der Technik, von dem die Erfindung ausgeht, ausgeführten drehzahlvariablen Antriebe basieren demgegenüber - wie eingangs bereits erwähnt - lediglich auf einer pumpeninternen, meist rein hydromechanischen Regelung des Förderstroms. Bei ansteigendem Druck wird der Förderstrom der Pumpe selbsttätig so weit zurückgenommen, dass das Antriebsmoment des Motors, welches proportional zum Produkt aus Hydraulikdruck und Hubraum ist, weitgehend konstant bleibt. Damit war es durch geeignete Wahl der Federcharakteristik möglich, das Motor-Antriebsmoment druckunabhängig fast konstant zu halten und das Nennmoment des Motors nicht zu überschreiten. Beispiele für eine solche hydromechanisch momentengeregelte Pumpe ist etwa der Typ A4VSO-LR2 der Firma BoschRexroth. Charakteristisch für diese bekannte Regelung ist die Tatsache, dass die Verstellung pumpenintern erfolgt und der für die Bewegungssteuerung verantwortliche Umrichter keinen Einfluss darauf hat. Diese autarken, rein hydromechanischen Regler konnten alternativ aber beispielsweise auch so ausgelegt sein, dass als Stellgröße für die Variation des Hubraums der Betriebsdruck konstant gehalten wird (Druckregler). Dies war bei solchen Steuerung sinnvoll für diejenige Pumpe, die mit dem Ringraum des Zylinders verbunden war. Sie hatte lediglich die Aufgabe, den Zylinder und eventuell anhängende Massen gegen die Schwerkraft abzustützen und bei der Aufwärtsfahrt eine Kavitation der mit dem Ringraum verbundenen Pumpe zu verhindern.

**[0018]** Neben diesen hydromechanischen Reglern sind aktuell auch elektrisch beeinflussbare Regler bekannt. So können z. B. heute eingesetzte Umrichter die Auslastung des Motors und des Umrichters selbst ständig verfolgen und sie begrenzen den Strom selbsttätig, sobald die thermischen Grenzen erreicht werden. Auch kann der jeweilige Auslastungsgrad von Umrichter und Motor an einer elektrischen Schnittstelle als Zahlenwert für die Maschinensteuerung zur Verfügung gestellt werden. Verfügbar für die oben genannte Pumpe sind auch solche Regler - z.B. in Gestalt des Reglertyps DFE1 - welche die Beeinflussung der Pumpe durch externe Steuersignale für Förderstrom oder Druck gestatten. Die elektrisch beeinflussbaren Regler benötigen eine eigene Steuerelektronik und verfügen über Sensoren für die Istwerte z.B. von Schwenkwinkel und Druck. Die zusätzlichen Einrichtungen und Kosten des Regelsystems verteuern die Pumpe allerdings deutlich.

**[0019]** Durch die Erfindung werden dem gegenüber u. A. folgende Vorteile erzielt:

- Bessere Ausnutzung von Motor und Umrichter;
- Geringer Anschaffungspreis durch Entfall einer eigenen Pumpensteuerung und Sensoren für Schwenkwinkel und Druck;
- Günstigere Taktzeiten;
- Anwahl energieoptimaler Betriebspunkte für Motor und Pumpe möglich (schlechte Wirkungsgrade bei sehr geringer Drehzahl);
- Erhöhung der Maschinensicherheit: Gezieltes Schwenken der Pumpen auf "0" mindert die Gefahr einer ungewollten Bewegung;
- Ggf. Verzicht auf Umkehrung der Drehrichtung des Motors, insbesondere durch Schwenken der Pumpe über "0°" hinaus.

**[0020]** Die vorgenannten sowie die beanspruchten und in den Ausführungsbeispielen beschriebenen erfindungsgemäß zu verwendenden Bauteile unterliegen in ihrer Größe, Formgestaltung, Materialauswahl und technischen Konzeption keinen besonderen Ausnahmerebedingungen, so dass die in dem Anwendungsgebiet bekannten Auswahlkriterien uneingeschränkt Anwendung finden können.

**[0021]** Weitere Einzelheiten, Merkmale und Vorteile des Gegenstandes der Erfindung ergeben sich aus den Unteransprüchen, sowie aus der nachfolgenden Beschreibung der zugehörigen Zeichnung und Tabelle, in der - beispielhaft - ein Ausführungsbeispiel einer druckspeicherlosen hydraulischen Antriebsanordnung dargestellt sind.

#### FIGURENKURZBESCHREIBUNG

**[0022]** In der Zeichnung zeigen:

Fig. 1 eine (erste) Ausführungsform einer druckspeicherlosen hydraulischen Antriebsanordnung mit einer externen, insbesondere elektrisch gesteuerten, Antriebseinrichtung zur Beeinflussung der Stellung (Position) eines hydro-mechanischen Antriebsgliedes (Stellmittels) der Verstelleinrichtung der mindestens einen Pumpe der Antriebsanordnung, wobei die Antriebseinrichtung die Position des Stellmittels zur Beeinflussung des Förderstroms der

mindestens einen Pumpe mittels des Arbeitsdrucks der Antriebsanordnung hydraulisch überlagernd verändert - als Blockschaltbild; und

Fig. 2 eine (zweite) Ausführungsform einer druckspeicherlosen hydraulischen Antriebsanordnung mit einer externen, insbesondere elektrisch gesteuerten, Antriebseinrichtung zur Beeinflussung der Stellung (Position) eines hydro-mechanischen Antriebsgliedes (Stellmittels) der Verstelleinrichtung der mindestens einen Pumpe der Antriebsanordnung, wobei die Antriebseinrichtung die Position des Stellmittels zur Beeinflussung des Förderstroms der mindestens einen Pumpe mittels des Arbeitsdrucks der Antriebsanordnung hydraulisch überlagernd verändert - als Blockschaltbild;

Fig. 3 eine alternative, nicht erfindungsgemäße Realisierung einer hydraulischen Antriebsanordnung mit einer externen, insbesondere elektrisch gesteuerten, Antriebseinrichtung zur Beeinflussung der Stellung (Position) eines hydromechanischen Antriebsgliedes (Stellmittels) der Verstelleinrichtung der mindestens einen Pumpe der Antriebsanordnung, wobei die Antriebseinrichtung die Position des Stellmittels zur Beeinflussung des Förderstroms der mindestens einen Pumpe mittels des Arbeitsdrucks einer gesonderten Pumpe hydraulisch verändert - als Blockschaltbild;

Fig. 4 eine weitere alternative, nicht erfindungsgemäße Realisierung einer hydraulischen Antriebsanordnung mit einer externen, insbesondere elektrisch gesteuerten, Antriebseinrichtung zur Beeinflussung der Stellung (Position) eines mechanischen Antriebsgliedes (Stellmittels) der Verstelleinrichtung der mindestens einen Pumpe der Antriebsanordnung, wobei die Antriebseinrichtung die Position des mechanischen Antriebsgliedes zur Beeinflussung des Förderstroms der mindestens einen Pumpe mittels eines dem mechanischen Antriebsglied zugeordneten Antriebsmittels mechanisch verändert - als Blockschaltbild;

Fig. 5 eine gegenüber der weiteren alternativen Realisierung nach Fig. 4 geänderte (zweite) Ausführungsform - als Blockschaltbild,

Fig. 6 eine gegenüber der weiteren alternativen Realisierung nach Fig. 4 oder 5 geänderte (dritte) Ausführungsform - als Blockschaltbild

Fig. 7 eine gegenüber der weiteren alternativen Realisierung nach Fig. 4, 5 oder 6 geänderte (vierte) Ausführungsform - als Blockschaltbild.

#### DETAILLIERTE BESCHREIBUNG VON AUSFÜHRUNGSBEISPIELEN

**[0023]** Aus der Figur 1 ist eine doppelt wirksame, einen Arbeitskolben 21, eine Kolbenstange 22 und einen Zylinderraum umfassende Kolben/Zylinder-Anordnung 20 ersichtlich, in der der reversierend verfahrbare Arbeitskolben 21 den Zylinderraum einerseits in einen ersten Kolbenraum 23A (oder Arbeitszylinder) und andererseits in einen die Kolbenstange 22 umgebenden zweiten Kolbenraum 23C (oder Ringraum oder Rückholzylinder) unterteilt. Ein in dieser und den weiteren Figuren nicht dargestellter aber verwendbarer Eilgangkolben kann in eine zur Kolbenstange 22 entgegengesetzt weisenden Richtung, oder in eine mit der Kolbenstange gleichen Richtung orientiert sein. Die Kolben/Zylinder-Anordnung 20 ist an eine den ersten Kolbenraum 23A mit einem Druckmittel versorgende erste Druckleitung D1 sowie an eine optionale, den optionalen Ringraum 23C mit Druckmittel versorgende zweite Druckleitung D3 angeschlossen.

**[0024]** Ein einziger, als Servomotor gestalteter Antrieb 33 treibt eine Doppelpumpe in Gestalt von zwei, insbesondere drehzahlvariablen Pumpen 31, 32 auf einer einzigen Antriebswelle 33A an. Beide Pumpen sind mit je einer Einrichtung (50, 51, D1'; D3') zum Verstellen ihres Fördervolumens ausgestattet. Die Verstellung erfolgt einerseits, insbesondere pumpenintern, jeweils durch eine Regeleinrichtung (Verstelleinrichtung 38; 38A, 38B), insbesondere in Gestalt von Stellzylindern 51; 51A, 51B, die die Fördermenge in bekannte Weise dem aktuellen, über die Verbindungsleitungen D1' bzw. D3' an ihr anstehenden Betriebsdruck der zugeordneten Pumpe 31 bzw. 32 folgend, z.B. mittels eines PumpenVerschwenkmechanismus 52, verändert. Zusätzlich wird erfindungsgemäß eine hydraulisch vorgeschaltete Verstelleinrichtung 50 (Hydraulikventil) in Gestalt eines Proportionalventils; 50A, 50B je Pumpe eingesetzt, die auf hydraulische oder, insbesondere, elektrische Stellgrößen einer externen Steuerung, wie in einem Umrichter, reagiert/en. Damit kann der Pumpen-Förderstrom in Abhängigkeit von einem externen Eingangssignal bis zum maximalen Förderstrom - den Betriebsdruck der zugeordneten Pumpe 31 und/oder 32 überlagernd - hydraulisch verstellt werden. Die Antriebseinrichtung 60 für diese überlagernde Förderstrom-Verstellung ist demgemäß hydromechanischer Natur und umfasst - neben den Verbindungsleitungen D1' bzw. D3' für die Versorgung der Hydraulikventile 50 mit Druckfluid - die über Signalleitungen 150A bzw. 150B extern angesteuerten und elektrisch verstellbaren Hydraulikventile 50. Letztere drosseln - wie weiter unten näher beschrieben - in Abhängigkeit vom Zustand des Antriebs 33 und/oder des Umrichters U

die Fluidmenge zum Verstellen der Fördermenge der zugeordneten Pumpe 31 bzw. 32 durch das hydromechanische Antriebsglied 51A bzw. 51B.

**[0025]** Die dem Servomotor 33 nächstliegende Pumpe 32 ist in dem vorliegenden Ausführungsbeispiel mit dem als Arbeitszylinder dienenden Kolbenraum 23A und die andere Pumpe 31 mit dem gegenüber liegenden Kolbenraum 23C hydraulisch verbunden. Die Pumpen 31, 32 sind auf ihrer einen Seite mit einem Tank 40 und auf der anderen Seite mit dem Kolbenraum 23A bzw. mit dem Ringraum 23C fluidisch verbunden. Der an der Kolbenstange 22 installierte Weggeber 36 meldet die aktuelle Kolbenposition an einen den Antrieb 33 mit elektrischer Spannung versorgenden Umrichter U.

**[0026]** Ein ggf. vorhandenes mechanisches Getriebe 37 für die Drehmomentübertragung vom Antrieb 33, wie es auch in den weiteren Figuren als Option dargestellt ist, ist beiden Pumpen desselben Antriebsstrangs zugeordnet, insbesondere, um Motoren mit im Vergleich zu den Pumpen relativ höheren Drehzahlen einsetzen zu können. Ebenso ist es hilfreich, wenn die Pumpenanordnung eine Bremse umfasst, insbesondere um einen schaltventillosen Betrieb zu begünstigen.

Folgende/r Arbeitsweise/Aufbau sind bevorzugt:

A) Pumpen-, insbesondere Schwenkwinkel-, -Verstellsystem

**[0027]** Ausgehend von dem hydraulischen Antriebssystem gemäß WO 2012/110259 ist in oder z.B. an den Enden mindestens einer Verbindungsleitung D1', D3' mindestens ein Hydraulikventil, insbesondere ein Proportionalventil 50A bzw. 50B hydraulisch verbindend eingebaut. Die mindestens eine Verbindungsleitung D1', D3' ist vorgesehen zwischen dem/denn mindestens einer der Pumpen 32 bzw. 31 zugeordneten, Stellzylinder/n 51A bzw. 51B und den Druckleitungen D1 bzw. D3 der Pumpen 32 bzw. 31. Die Stellzylinder 51A bzw. 51B können in die jeweils ihnen zugeordnete Pumpe 32 bzw. 31 integriert sein. Durch Variation der Kolbenstellung dieser Hydraulikventile können die Stellzylinder 51A bzw. 51B mit einem variablen Druck beaufschlagt werden, der in den Grenzen von 0 bis zum anliegenden Pumpendruck verstellbar werden kann. Damit kann die jeweilige Pumpe mit, insbesondere je einem, z.B. elektrischen, Stellsignal extern über die Proportionalventile 50A bzw. 50B verstellt werden. Für die Steuerung der beiden Hydraulik-/Proportionalventile können in aktuell verfügbaren Umrichtern standardmäßig installierte, frei programmierbare Steuerungssysteme eingesetzt werden. Der Regelalgorithmus kann auf alle Systemgrößen des Antriebs zugreifen (beispielsweise Auslastungsgrad des Motors, Motortemperatur, Wegposition des Stößels, Drehmoment und Drehzahl des Motors), um sie für eine optimale Steuerung der Pumpenverstellung, insbesondere des Pumpenschwenkwinkels, zu nutzen. Die bei üblichen Reglern vorhandenen Sensoren für die Stellung, insbesondere den Schwenkwinkel, und Druck können entfallen, weil mit den aktuellen Signalen des Zylinder-Weggebers und den umrichter-intern verfügbaren Werten für Motorstrom und -drehzahl sowie nach Bedarf auch einem rechnerischen Modell des Pumpenverhaltens Schwenkwinkel und Systemdruck indirekt berechnet werden/-werden können. Zudem wird es möglich und insoweit bevorzugt, die Pumpe ohne Instandhaltungsprobleme platzsparend und lärm-dämmend unterhalb des Ölspiegels einzubauen.

**[0028]** Die mit dem Kolbenraum 23A verbundene Pumpe 32 wird beispielsweise erst dann verstellt, insbesondere zurückgeschwenkt, wenn der Auslastungsgrad des Motors 33 dies erfordert. Die mit dem Ringraum 23C verbundene Pumpe 31 wird beispielsweise so verschwenkt, dass der ringraumseitige Druck zur Kompensation der Schwerkraft rund 20 bar beträgt.

**[0029]** Für die Steuerung der beiden Proportionalventile können in aktuell verfügbaren Umrichtern standardmäßig installierte, frei programmierbare Systeme eingesetzt werden. Der Regelalgorithmus kann, insbesondere, auf alle Systemgrößen des Antriebs 33 zugreifen (Beispielsweise Auslastungsgrad des Motors, Motortemperatur, Wegposition des Stößels, Drehmoment und Drehzahl des Motors), um sie für eine optimale Steuerung der Pumpen(ver)stellung, insbesondere des Pumpenschwenkwinkels, zu nutzen.

**[0030]** Zum **Ausfahren** der an dem Arbeitskolben 21 vorgesehenen Kolbenstange 22 mit Eilganggeschwindigkeit fördert bei Drehung des Servomotors 33 die Pumpe 32 Öl in den Kolbenraum 23A. Zeitgleich saugt die Pumpe 31 Öl aus dem Ringraum 23C. Der zur Füllung des als Arbeitszylinders dienenden Kolbenraums 23A erforderliche Ölstrom kann aus dem Tank 40 nachgesaugt werden. Die Pumpe 31 wird z. B. durch die gemeinsame Welle 33A zur Pumpe 32 durch den Servomotor 33 mit derselben Drehzahl wie die Pumpe 32 aber mit entgegengesetztem Drehsinn angetrieben. Der Förderstrom wird über die Verstelleinrichtung jeder Pumpe vorzugsweise auf das Maximum eingestellt. Das geschieht bei vergleichsweise geringem Pumpendruck.

**[0031]** Zum **Umschalten auf Arbeitsgeschwindigkeit** füllt die Pumpe 32 den großen Kolbenraum 23A allein. Das Fördervolumen der Pumpe 32 wird dabei zurückgenommen, wahlweise druckabhängig oder mit überlagernder Hilfe des über den Umrichter langgesteuerten Proportionalventils 50A auf einen vorgebbaren Wert.

**[0032]** Der Positioniervorgang erfolgt in gewohnter Weise durch Anhalten des Servomotors 33.

**[0033]** Zum **Dekomprimieren** wird die Drehrichtung des Servomotors 33 umgekehrt. Das unter Druck stehende Öl treibt den Servomotor an, der nun als Generator wirkt. Die entstehende elektrische Energie kann ins elektrische Netz zurückgespeist werden.

**[0034]** Für die **Aufwärtsfahrt** wird ein etwa vorhandenes Füllventil geöffnet, die reversierte Pumpe 31 fördert nun in den

Ringraum 23C der Kolben/Zylinder-Anordnung 20, so dass die Kolbenstange 22 mit Eilganggeschwindigkeit einfährt. Zudem saugt die Pumpe 32 das Öl aus dem Kolbenraum 23A. Die Pumpe 31 wird vorzugsweise mit vollem Förderstrom betrieben, um ein ggf. vorgesehenes schaltbares Füllventil beim Entleeren des Arbeitszylinders zu unterstützen.

5 B) Pumpen-, insbesondere Schwenkwinkel-Regelung, nach Antriebsauslastung

**[0035]** Dabei wird einerseits der Auslastungswert von Motor und Umrichter betrachtet, andererseits aber auch die Änderungsgeschwindigkeit dieses Werts. Mit schnell steigendem Auslastungswert muss der Schwenkwinkel zur Senkung des Motormoments relativ rasch zurückgenommen werden, während bei einem langsam steigenden Auslastungswert eine Anpassung langsamer erfolgen oder gar ganz unterbleiben kann.

C) Optimierte Pumpen-, insbesondere Schwenkwinkel-Regelung aus Prozessdaten

**[0036]** Eine zusätzliche Möglichkeit der Regelung der Pumpen(ver)stellung, insbesondere des Schwenkwinkels, ist möglich, wenn der eigentliche Prozessablauf für die einzelnen Arbeitsspiele der Gesamtanlage sich in Bezug auf das Kraft-Geschwindigkeitsprofil immer wieder in sehr ähnlicher Form wiederholt. Das ist beispielsweise bei Umform- oder Richtvorgängen der Fall. Hierbei kann neben den aktuellen Messdaten auch die Kenntnis über die nächsten Zeitabschnitte wertvolle Informationen zur optimalen Schwenkwinkeleinstellung der Pumpe geben. Die Kenntnisse über den Prozessablauf können beispielsweise aus für den jeweiligen Prozess erstellten Parameterlisten entnommen werden.

**[0037]** Möglich ist auch, für die Optimierung selbstlernende Algorithmen zu verwenden, die die Schwenkwinkeleinstellung ausgehend von einer eher "vorsichtigen" Einstellung bis zum Auslastungsoptimum immer weiter verbessern. Die mit dem Ringraum verbundene Pumpe wird beispielsweise so verschwenkt, dass der ringraumseitige Druck zur Kompensation der Schwerkraft rund 20 bar beträgt.

**[0038]** Die Ausführungsform nach Figur 2 enthält je eine Motor-Pumpenstation für den Kolben- und den Ringraum. Hier sind ein erster und ein zweiter Antriebsmotor 33C bzw. 33B samt Umrichter vorgesehen. Die für die Ringraumseite 23C deutlich geringeren Anforderungen an Fördermenge und Druck erfordern jedoch nur eine geringe Motorleistung und kleine Pumpen. Zudem kann eine einfache Konstantpumpe 34 für die Ringraumseite 23C eingesetzt werden. Die Variation des Förderstroms zur Ringraumseite 23C wird ausschließlich über die Motordrehzahl erreicht. Bei vertikal angeordnetem Zylinderraum ist es besonders vorteilhaft, den Ringraumdruck durch die Regelung des Motormoments konstant zu halten. - Im Einzelnen ist aus Figur 2 eine doppelt wirksame, einen Arbeitskolben 21, eine Kolbenstange 22 und einen Zylinderraum umfassende Kolben/Zylinder-Anordnung 20 ersichtlich, in der der reversierend verfahrbare Arbeitskolben 21 den Zylinderraum einerseits in einen ersten Kolbenraum 23A (oder Arbeitszylinder) und andererseits in einen die Kolbenstange 22 umgebenden Ringraum 23C (oder Rückholzylinder) unterteilt. Ein etwa vorgesehener Eilgangkolben kann, wie nicht dargestellt, in eine zur Kolbenstange entgegengesetzt weisende Richtung, oder in eine mit der Kolbenstange gleiche Richtung orientiert sein. Die Kolben/Zylinder-Anordnung 20 ist an eine den ersten Kolbenraum 23A mit einem Druckmittel versorgende erste Druckleitung D1 sowie eine den Ringraum 23C mit Druckmittel versorgende Druckleitung D3 angeschlossen.

**[0039]** Zwei, je als mit drehzahlvariablen Motoren gestaltete Antriebe 33B und 33C treiben je eine, insbesondere drehzahlvariable Pumpe 32 bzw. 34 an. Allein die Pumpe 33C ist mit einer Einrichtung 50, 51 zum Verstellen ihres Fördervolumens ausgestattet. Die Verstellung erfolgt einerseits, insbesondere pumpenintern, durch eine Regeleinrichtung, insbesondere in Gestalt eines Stellzylinders 51A, der die Fördermenge in bekannte Weise dem aktuellen Druck folgend verändert. Zusätzlich wird eine hydraulisch vorgeschaltete Verstelleinrichtung (Hydraulikventil) in Gestalt eines Proportionalventils 50 eingesetzt, die auf hydraulische oder, insbesondere, elektrische Stellgrößen einer externen Steuerung, wie in einem Umrichter U, reagiert. Damit kann der Pumpen-Förderstrom in Abhängigkeit von einem externen Eingangssignal bis zum maximalen Förderstrom hydraulisch verstellt werden.

**[0040]** Die dem Motor 33C zugeordnete Pumpe 32 ist in dem vorliegenden Ausführungsbeispiel mit dem als Arbeitszylinder dienenden Kolbenraum 23A hydraulisch verbunden. Beide Pumpen 32 und 34 sind auf ihrer einen Seite mit einem Tank 40 und auf der anderen Seite mit dem Kolbenraum 23A bzw. mit dem Ringraum 23C fluidisch verbunden. Der an der Kolbenstange 22 installierte Weggeber 36 meldet die aktuelle Kolbenposition an einen den Antrieb 33B bzw. 33C mit elektrischer Spannung versorgenden Umrichter U.

**[0041]** Die Ausstattung der beiden Motoren 33C und 33B mit geeigneten (in keiner der Figuren dargestellten, optionalen) Bremsen kann ein gefahrbringendes Absinken des Kolbens 21 unter Schwerkrafteinfluss bei vertikal installierter Zylindereinheit 20, beispielsweise bei Netzausfall verhindern. Auf bisher in solchen Fällen eingesetzte Schaltventile kann so verzichtet werden.

**[0042]** Während die Verstellung der mindestens einen Pumpe 31; 32 gemäß der vorangehenden Realisierung der Erfindung (Figuren 1 und 2) über ein Proportionalventil ausgeführt ist, wird gemäß der Realisierungen nach Figuren 3 bis 7 ein kleines, insbesondere mechanisches, Antriebsmittel 62; 62A, 62B, vorzugsweise in Gestalt eines Servomotors, für die Verstelloperation benutzt. Er wirkt entweder über eine weitere Pumpe 61, vorzugsweise in Gestalt einer kleinen Zahn-

radpumpe, auf den Verstellkolben, d.h. auf ein hydromechanisches Antriebsglied 51A, 51B, welches vorzugsweise als Stellzylinder ausgeführt ist (Figur 3), oder es wirkt auf ein mechanisches Antriebsglied 51C, welches vorzugsweise als Stellspindel ausgeführt ist (Figuren 4 bis 7).

**[0043]** Die Realisierungen nach Figuren 3 bis 7 betreffen nicht den Schutzbereich, dennoch sind eine Reihe von Vorteilen erzielbar: So ist die mindestens eine Pumpe 31, 32 auch ohne einen anstehenden Hydraulikdruck schwenkbar. Der Energieverbrauch ist deutlich geringer. Die Regelung (x Motorumdrehungen erzeugen y Grad Pumpenschwenkwinkel) ist einfacher. Eine Nutzung der gezielten Schwenkung auf "0" als überwachbare Sicherheitsfunktion ist möglich. Es besteht eine Fixierungsmöglichkeit des Pumpenschwenkwinkels durch eine motorseitige Bremse. Ferner ist es bei allen in den Ausführungsformen nach Figuren 1 bis 7 eingesetzten, elektrisch schwenkbaren Pumpen möglich, diese über den Nullpunkt hinauszuschwenken. Es wechseln dann Saug- und Druckseite. Man kann auf diese Weise auch eine Drehrichtungsumkehr des Motors vermeiden und statt dessen die Pumpe, insbesondere, "durchschwenken". In diesem Fall ist statt des Servomotors ein einfacher Asynchronmotor mit Frequenzumrichter einsetzbar.

**[0044]** Bei den Realisierungen nach Figuren 5 und 7 (exemplarische und insoweit bevorzugten Darstellungen) ist vorteilhafter Weise eine Nutzung der den Ringraum 23C versorgenden Pumpe (Pumpe 31) auch für Füllung des ersten Kolbenraums 23A möglich. Bislang waren Ring- und erster Kolbenraum jeweils mit einer eigenen Pumpe ausgestattet. Dies war notwendig, weil beide Räume unterschiedliche Flächen aufweisen. Verbindet man den zweiten Druckfluid-Ausgang 31B der Ringraumpumpe 31, anstatt mit dem Druckfluid-Tank, über eine Rohrleitung ebenfalls mit dem ersten Kolbenraum 23A, so können u. A. die unterschiedlichen Flächenverhältnisse ausgeglichen werden, indem die Pumpen 31 und/oder 32 in ihrem Fördervolumen an diese (Flächenverhältnisse) angepasst werden.

**[0045]** Beispiel: Für einen Zylinder mit dem Flächenverhältnis Kolben/Ring von 2:1 würden zwei gleiche Pumpen mit einem Fördervolumen von beispielsweise maximal 40 cm<sup>3</sup> gewählt. Bei Ausfahren des Kolbens ergibt sich kolbenseitig ein Fördervolumen von 40 + 40 = 80 cm<sup>3</sup>. Die Kolbenpumpe kann also deutlich kleiner dimensioniert werden. Durch Veränderung des Schwenkwinkels der mit dem Ringraum verbundenen Pumpe kann das Fördervolumen so verstellt werden, dass der Druck im Ringraum den gewünschten Wert annimmt (z.B. ca. 5 bar bei der Abwärtsfahrt, 20 bar bei der Aufwärtsfahrt). Da beide Pumpen unabhängig voneinander geschwenkt werden können - wie z.B. in Figur 6 dargestellt, kann auch die Schwenkwinkelveränderung bei steigender Motor-Auslastung realisiert werden. Auch vorübergehende Änderungen des Förderstrom-Verhältnisses Kolben/Ring z.B. während der Kompressions- oder Dekompressionsphase sind durch Schwenkwinkelkorrekturen ausgleichbar. Besondere Vorteile: Die Pumpen können kleiner dimensioniert werden (40 + 40 statt 80 + 40). Geräuschpegel und Verlustleistung und Pumpenpreis sinken.

**[0046]** In der zu Figur 6 alternativen Ausführungsform gemäß Figur 7 wird auf einen eigenständig gesteuerten Motor für die zweite Antriebseinrichtung 60B verzichtet. Stattdessen ist ein Getriebe 63 vorgesehen, dass den (einzigen) Motor 62A und das zugehörnde Antriebsglied, wie eine Stellspindel, mit dem anderen Antriebsglied in einem, insbesondere festen, Drehzahlverhältnis koppelt. Die Verstellung der, z.B. auf den Ringraum 23C einwirkenden, Pumpe 31 folgt dann, insbesondere den Flächenverhältnissen am Arbeitskolben 21 entsprechend, der Verstellung der auf, z.B. den ersten Kolbenraum 23A einwirkenden, Pumpe 32.

**[0047]** Es ist wichtig zu betonen, dass es dem Fachmann auf dem vorliegenden Sachgebiet ohne weiteres möglich ist, auch die übrigen Merkmale der Realisierungen nach Figuren 1 und 2 und die übrigen Merkmale der Realisierungen nach Figuren 3 bis 7 im Wesentlichen auch bei den jeweils anderen Realisierungen anzuwenden.

#### BEZUGSZEICHENLISTE

|     |                                          |          |                                            |
|-----|------------------------------------------|----------|--------------------------------------------|
| 10  | Antriebsanordnung                        | 51       | Stellmittel                                |
| 20  | Kolben/Zylinder-Anordnung                | 51A, 51B | hydromechanisches Antriebsglied, wie       |
| 21  | Arbeitskolben                            |          | Stellzylinder                              |
| 22  | Kolbenstange                             | 51C      | mechanisches Antriebsglied, wie Stellspin- |
| 23A | (erster) Kolbenraum oder Arbeitszylinder |          | del                                        |
| 23C | (zweiter) Kolbenraum oder Ringraum oder  | 51C'     | mechanisches Antriebsglied, wie Stellspin- |
|     | Rückholzylinder                          |          | del                                        |
| 30  | Pumpenanordnung                          | 51C"     | mechanisches Antriebsglied, wie Stellspin- |
|     |                                          |          | del                                        |
| 31  | (erste) Pumpe                            | 52       | Pumpenverschwenkmechanismus                |
| 31A | (erster) Druckfluid-Ausgang              | 60       | Antriebseinrichtung                        |
| 31B | (zweiter) Druckfluid-Ausgang             | 60A      | Antriebseinrichtung                        |
| 32  | zweite Pumpe                             | 60B      | Antriebseinrichtung                        |
| 33  | Antrieb                                  | 61       | weitere Pumpe                              |
| 33A | Antriebswelle                            | 62       | Antriebsmittel                             |
| 33B | Antrieb                                  | 63       | Getriebe                                   |



(fortgesetzt)

|    |          |                      |      |                       |
|----|----------|----------------------|------|-----------------------|
|    | 33C      | Antrieb              | 150  | Signalleitung         |
|    | 34       | Pumpe                | 150A | Signalleitung         |
| 5  | 36       | Weggeber             | 150B | Signalleitung         |
|    | 37       | Getriebe             |      |                       |
|    | 38       | Verstelleinrichtung  | D1   | (erste) Druckleitung  |
|    | 38A      | Verstelleinrichtung  | D1'  | Verbindungsleitung    |
|    | 38B      | Verstelleinrichtung  | D3   | (zweite) Druckleitung |
| 10 | 40       | Druckmittel-Tank     | D3'  | Verbindungsleitung    |
|    | 50       | Hydraulikventil      | U    | Umrichter             |
|    | 50A, 50B | Proportionalventil/e |      |                       |

15

## Patentansprüche

### 1. Presse mit einer hydraulischen druckspeicherlosen Antriebsanordnung (10),

20 mit einer doppelt wirksamen Kolben-/Zylinder-Anordnung (20), die zumindest einen reversierend verfahrbaren Arbeitskolben (21) und zumindest einen Zylinderraum umfasst und bei der der zumindest eine Zylinderraum oder die Zylinderräume zumindest einen den Arbeitskolben (21) mit Fluiddruck beaufschlagenden, ersten Kolbenraum (23A), und zumindest einen zweiten Kolbenraum (23C) umfasst,

25 mit die Kolbenräume mit einem Druckmittel versorgende Druckleitungen (D1, D3),

mit zumindest einer Pumpenanordnung (30), welche zumindest eine drehzahlvariabel und drehrichtungsvariabel angetriebene Pumpe (31; 32) und zumindest einen die zumindest eine Pumpe (31, 32) antreibenden drehzahlvariablen Antrieb (33) umfasst,

mit zumindest einem mit der Kolben-/Zylinder-Anordnung (20) und der Pumpenanordnung (30) hydraulisch verbundenen oder verbindbaren Druckmittelvorrat,

30 bei der die zumindest eine Pumpe (32) über eine erste Druckleitung (D1) mit dem ersten Kolbenraum (23A) verbunden ist, so dass die hydraulische Antriebsanordnung (10) vorzugsweise mittels eines einzigen einmotorigen Antriebsstrangs in zumindest einer Bewegungsrichtung betreibbar ist und auch im Arbeitsgang hohe Arbeitsdrücke erreicht,

**gekennzeichnet durch**

35 eine Verstelleinrichtung (38) mit zumindest einem hydromechanischen Stellzylinder (51; 51A) der zumindest einen Pumpe (32),

eine hydraulische Verbindung/Verbindungsleitung (D1'), die zwischen dem Stellzylinder (51; 51A) und der zwischen der zumindest einen Pumpe (32) und dem ihr zugeordneten Kolbenraum (23A) vorgesehenen Druckleitung (D1) wirksam ist, sowie zumindest ein als Proportionalventil (50; 50A) gebildetes Hydraulikventil,

40 wobei das zumindest eine Hydraulikventil in der zumindest einen Verbindungsleitung (D1') zwischen dem Stellzylinder (51; 51A) und der Druckleitung (D1) derart hydraulisch wirksam ist, dass durch Variation der Stellung dieses Hydraulikventils mittels eines elektrischen die Stellung des Hydraulikventils beeinflussenden Stellsignals der Stellzylinder (51; 51A) mit einem variablen Druck beaufschlagbar ist.

45 **2.** Presse nach Anspruch 1, **gekennzeichnet durch** zumindest zwei, je aus zumindest einer Pumpe (32; 34) und einem Antrieb (33C; 33B) bestehende, gesonderte Motor-Pumpenstationen für den ersten Kolbenraum (23A) und für den zweiten Kolbenraum (23C).

50 **3.** Presse nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** die erste Pumpe (31) über einen zweiten Druckfluid-Ausgang (31B) mit dem ersten Kolbenraum (23A) der Kolben/Zylinder-Anordnung (20) zu dessen zusätzlicher Druckmittelbeaufschlagung verbunden ist.

55 **4.** Presse nach einem der Ansprüche 1 bis 3, wobei der zweite Kolbenraum (23C) von einer ersten Pumpe (31) der Pumpenanordnung (30) gespeist wird, **dadurch gekennzeichnet, dass**, unter Verzicht auf ein eigenständig gesteuertes Antriebsmittels für eine zweite Antriebseinrichtung (60B), ein Getriebe (63) vorgesehen ist, dass das Antriebsmittel des zugehörigen Antriebsglieds der ersten Antriebseinrichtung (60A) mit dem anderen Antriebsglied in einem festen Drehzahlverhältnis koppelt.

5. Verfahren zum Betreiben einer Presse mit einer hydraulischen druckspeicherlosen Antriebsanordnung,

mit einer doppelt wirksamen zumindest einen reversierend verfahrbaren Arbeitskolben (21) und zumindest einen Zylinderraum umfassenden Kolben/Zylinder-Anordnung (20), bei der der zumindest eine Zylinderraum oder die Zylinderräume zumindest einen den Arbeitskolben (21) mit Fluiddruck beaufschlagenden, ersten Kolbenraum (23A), und zumindest einen zweiten Kolbenraum (23C) umfasst/umfassen, mit die Kolbenräume mit einem Druckmittel versorgenden Druckleitungen (D1, D3), mit zumindest einer Pumpenanordnung (30), welche zumindest eine, drehzahlvariabel und drehrichtungsvariabel angetriebene, Pumpe (31; 32) und zumindest einen die zumindest eine Pumpe (31, 32) antreibenden drehzahlvariablen Antrieb (33) umfasst, nämlich, wenn eine Verstelleinrichtung (38) der zumindest einen Pumpe und einem Stellmittel (51) für diese vorgesehen ist, wobei der Förderstrom der zumindest einen Pumpe mittels der von dem Stellmittel (51) betätigbaren Verstelleinrichtung (38) veränderbar ist, mit zumindest einem mit der Kolben-/Zylinder-Anordnung (20) und der Pumpenanordnung (30) hydraulisch verbundenen oder verbindbaren Druckmittelvorrat, bei der die zumindest eine Pumpe (32) über eine erste Druckleitung (D1) mit dem ersten Kolbenraum (23A) verbunden ist, so dass die hydraulische Antriebsanordnung (10) vorzugsweise mittels eines einzigen einmotorigen Antriebsstrangs in zumindest einer Bewegungsrichtung betreibbar ist und, auch im Arbeitsgang hohe Arbeitsdrücke erreicht,

**dadurch gekennzeichnet, dass**

zumindest ein hydromechanischer Stellzylinder (51; 51A) der zumindest einen Pumpe (32) vorgesehen wird, eine hydraulische Verbindung/Verbindungsleitung (D1'), die zwischen dem Stellzylinder (51; 51A) und der zwischen der zumindest einen Pumpe (32) und dem ihr zugeordneten Kolbenraum (23A) vorgesehenen Druckleitung (D1) wirksam ist, vorgesehen wird, sowie zumindest ein als Proportionalventil (50; 50A) gebildetes Hydraulikventil vorgesehen wird, wobei das zumindest eine Hydraulikventil in der zumindest einen Verbindungsleitung (D1') zwischen dem Stellzylinder (51; 51A) und der Druckleitung (D1) derart hydraulisch wirksam wird, dass durch Variation der Stellung dieses Hydraulikventils mittels eines elektrischen die Stellung des Hydraulikventils beeinflussenden Stellsignals der Stellzylinder (51; 51A) mit einem variablen Druck beaufschlagt wird.

6. Verfahren nach Anspruch 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** eine durch eine hydromechanische Pumpenverstellung oder -regelung bewirkte Verringerung des Förderstromes der zumindest einen Pumpe mittels einer die hydromechanische Pumpenverstellung bewirkenden oder die Pumpenregelung überlagernden hydraulischen Antriebseinrichtung (60) so weit hinausgezögert wird, bis das Antriebsmoment des Motors ausgelastet ist.

7. Verfahren nach Anspruch 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Antriebsmotor des drehzahlvariablen Hydraulikantriebes mittels der Antriebseinrichtung (60) kurzzeitig gezielt über sein Nennmoment hinaus belastet wird.

8. Verfahren nach einem der Ansprüche 5 bis 7, **gekennzeichnet durch** Verwenden des aktuellen Auslastungsgrades des Antriebsmotors als Regelgröße für die zu geordnete Pumpe.

9. Verfahren nach Anspruch 7 oder 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** zur Wiederabkühlung des zuvor gezielt überlasteten Antriebsmotors eine Eilgangfahrt und/oder Pausen zum Be- und Entladen des Verbrauchers genutzt werden.

10. Verfahren nach einem der Ansprüche 5 bis 9, **dadurch gekennzeichnet, dass** ein hoher Schwenkwinkel der zumindest einen Pumpe beibehalten wird, obwohl der Verlauf des Auslastungsfaktors eine baldige Notabschaltung erkennen lässt.

**Claims**

1. A press with a hydraulic drive arrangement (10) without a pressure accumulator,

with a double-acting piston/cylinder arrangement (20), which comprises at least one reversibly movable working piston (21) and at least one cylinder chamber and in which the at least one cylinder chamber or the cylinder chambers comprise/s at least one first piston chamber (23A) that acts upon the working piston (21) with fluid pressure and at least one second piston chamber (23C),

with pressure lines (D1, D3) that supply the piston chambers with a pressure medium,  
with at least one pump arrangement (30), which comprises at least one pump (31; 32) that is driven with variable speed and in variable rotating directions and at least one variable-speed drive (33) that drives the at least one pump (31, 32),

with at least one pressure medium reservoir that is or can be hydraulically connected to the piston/cylinder arrangement (20) and the pump arrangement (30),  
wherein the at least one pump (32) is connected to the first piston chamber (23A) by means of a first pressure line (D1) such that the hydraulic drive arrangement (10) can be operated in at least one direction of movement, preferably by means of a single one-motor drivetrain, and also reaches high operating pressures during working operation,

**characterized by**

an adjustment device (38) with at least one hydromechanical actuating cylinder (51; 51A) of the at least one pump (32),

a hydraulic connection/connecting line (D1'), which is active between the actuating cylinder (51; 51A) and the pressure line (D1) provided between the at least one pump (32) and the piston chamber (23A) assigned thereto, and

at least one hydraulic valve that is realized in the form of a proportional valve (50; 50A),  
wherein the at least one hydraulic valve is hydraulically active in the at least one connecting line (D1') between the actuating cylinder (51; 51A) and the pressure line (D1) in such a way that the actuating cylinder (51; 51A) can be acted upon with a variable pressure by varying the position of this hydraulic valve with the aid of an electrical control signal that influences the position of the hydraulic valve.

2. The press according to claim 1, **characterized by** at least two separate motor-pump stations, which respectively consist of at least one pump (32; 34) and a drive (33C; 33B), for the first piston chamber (23A) and for the second piston chamber (23C).

3. The press according to claim 1 or 2, **characterized in that** the first pump (31) is connected to the first piston chamber (23A) of the piston/cylinder arrangement (20) by means of a second pressure medium outlet (31B) for the purpose of acting upon said first piston chamber with additional pressure medium.

4. The press according to one of claims 1 to 3, in which the second piston chamber (23C) is supplied by a first pump (31) of the pump arrangement (30), **characterized in that** a transmission (63) is provided while forgoing an independently controlled driving means for a second drive device (60B), wherein said transmission couples the driving means of the associated driving member of the first drive device (60A) to the other driving member at a fixed speed ratio.

5. A method for operating a press with a hydraulic drive arrangement without a pressure accumulator,

with a double-acting piston/cylinder arrangement (20), which comprises at least one reversibly movable working piston (21) and at least one cylinder chamber and in which the at least one cylinder chamber or the cylinder chambers comprise/s at least one first piston chamber (23A) that acts upon the working piston (21) with fluid pressure and at least one second piston chamber (23C), with pressure lines (D1, D3) that supply the piston chambers with a pressure medium,

with at least one pump arrangement (30), which comprises at least one pump (31; 32) that is driven with variable speed and in variable rotating directions and at least one variable-speed drive (33) that drives the at least one pump (31, 32), namely if an adjustment device (38) of the at least one pump and an actuating means (51) for said adjustment device are provided, wherein the delivery rate of the at least one pump can be varied by means of the adjustment device (38) that can be actuated with the aid of the actuating means (51),

with at least one pressure medium reservoir that is or can be hydraulically connected to the piston/cylinder arrangement (20) and the pump arrangement (30),

wherein the at least one pump (32) is connected to the first piston chamber (23A) by means of a first pressure line (D1) such that the hydraulic drive arrangement (10) can be operated in at least one direction of movement, preferably by means of a single one-motor drivetrain, and also reaches high operating pressures during working operation,

**characterized in that**

at least one hydromechanical actuating cylinder (51; 51A) of the at least one pump (32) is provided,  
a hydraulic connection/connecting line (D1') is provided and active between the actuating cylinder (51; 51A) and the pressure line (D1) provided between the at least one pump (32) and the piston chamber (23A) assigned thereto, and

at least one hydraulic valve is provided and realized in the form of a proportional valve (50; 50A), wherein the at least one hydraulic valve is hydraulically active in the at least one connecting line (D1') between the actuating cylinder (51; 51A) and the pressure line (D1) in such a way that the actuating cylinder (51; 51A) can be acted upon with a variable pressure by varying the position of this hydraulic valve with the aid of an electrical control signal that influences the position of the hydraulic valve.

6. The method according to claim 5, **characterized in that** a reduction of the delivery rate of the at least one pump, which is caused by a hydromechanical pump adjustment or control, is delayed by means of a hydraulic drive device (60) that causes the hydromechanical pump adjustment or overrides the pump control until the driving torque of the motor is fully utilized.
7. The method according to claim 6, **characterized in that** the driving motor of the variable-speed hydraulic drive is briefly and purposefully subjected to a load beyond its nominal torque by means of the drive device (60).
8. The method according to one of claims 5 to 7, **characterized by** using the current degree of utilization of the driving motor as control variable for the assigned pump.
9. The method according to claim 7 or 8, **characterized in that** a high-speed run and/or pauses for loading and unloading the consumer are used for once again cooling down the driving motor, which previously was purposefully overloaded.
10. The method according to one of claims 5 to 9, **characterized in that** a high pivoting angle of the at least one pump is maintained although the progression of the utilization factor indicates an imminent emergency shutdown.

## Revendications

1. Presse avec un dispositif d'entraînement hydraulique sans accumulateur (10),

avec un ensemble piston-cylindre à double effet (20), qui comprend au moins un piston de travail (21) inversement déplaçable et au moins une chambre de cylindre et pour laquelle au moins une chambre de cylindre ou les chambres de cylindre comprend/comprennent au moins une première chambre de piston (23A) sollicitant au moins le piston de travail (21) avec une pression de fluide, et au moins une deuxième chambre de piston (23C),

avec des conduits de pression (D1, D3) alimentant les chambres de piston avec un moyen de pression, avec au moins un ensemble de pompage (30), lequel comprend au moins une pompe (31 ; 32) entraînée à vitesse variable et sens de rotation variable et au moins un entraînement (33) à vitesse variable entraînant au moins une pompe (31, 32),

avec au moins une réserve de moyen de pression reliée ou pouvant être reliée hydrauliquement à l'ensemble piston-cylindre (20) et à l'ensemble de pompage (30),

pour laquelle au moins une pompe (32) est reliée par un premier conduit de pression (D1) à la première chambre de piston (23A) de telle manière que le dispositif d'entraînement hydraulique (10) peut être utilisé de préférence au moyen d'une chaîne cinématique unique monomoteur dans au moins un sens de déplacement et atteint également des pressions de travail élevées dans le cycle de travail,

### **caractérisée par**

un système de réglage (38) avec au moins un vérin de réglage hydromécanique (51 ; 51A) d'au moins une pompe (32),

une liaison/conduite de liaison hydraulique (D1'), qui intervient entre le vérin de réglage (51 ; 51A) et le conduit de pression (D1) prévu entre au moins une pompe (32) et la chambre de piston (23A) qui lui est attribuée, ainsi qu'au moins une soupape hydraulique formée sous la forme d'une soupape proportionnelle (50 ; 50A),

sachant qu'au moins une soupape hydraulique intervient de façon hydraulique dans au moins une conduite de liaison (D1') entre le vérin de réglage (51 ; 51A) et le conduit de pression (D1) de telle manière que par la variation de la position de cette soupape hydraulique au moyen d'un signal de réglage électrique influençant la position de la soupape hydraulique, le vérin de réglage (51 ; 51A) peut être sollicité par une pression variable.

2. Presse selon la revendication 1, **caractérisée par** au moins deux, postes de pompage motorisés spéciaux, composés respectivement d'au moins une pompe (32 ; 34) et d'un entraînement (33C ; 33B) pour la première chambre de piston (23A) et pour la deuxième chambre de piston (23C).

3. Presse selon la revendication 1 ou 2, **caractérisée en ce que** la première pompe (31) est reliée par une deuxième sortie de fluide de pression (31B) à la première chambre de piston (23A) de l'ensemble piston/cylindre (20) à des fins de sollicitation supplémentaire de celle-ci par moyen de pression.

4. Presse selon l'une quelconque des revendications 1 à 3, sachant que la deuxième chambre de piston (23C) est alimentée par une première pompe (31) de l'ensemble de pompage (30), **caractérisée en ce qu'**en renonçant à un moyen d'entraînement commandé de façon propre pour un deuxième dispositif d'entraînement (60B), un mécanisme (63) est prévu de sorte que le moyen d'entraînement de l'organe d'entraînement correspondant du premier dispositif d'entraînement (60A) est couplé à l'autre organe d'entraînement dans un rapport de vitesse fixe.

5. Procédé d'utilisation d'une presse avec un dispositif d'entraînement hydraulique sans accumulateur

avec un ensemble piston/cylindre (20) comprenant un piston à double effet inversement déplaçable (21) et au moins une chambre de cylindre, pour lequel au moins une chambre de cylindre ou des chambres de cylindre comprend/comprennent au moins une première chambre de piston (23A) sollicitant le piston de travail (21) avec une pression de fluide et au moins une deuxième chambre de piston (23C),

avec des conduits de pression (D1, D3) alimentant les chambres de piston avec un moyen de pression, avec au moins un ensemble de pompage (30), lequel comprend au moins une pompe (31 ; 32) entraînée à vitesse variable et sens de rotation variable et au moins un entraînement (33) à vitesse variable entraînant au moins une pompe (31, 32),

notamment, lorsqu'un système de réglage (38) d'au moins une pompe et un moyen de réglage (51) est prévu pour celle-ci, sachant que le débit d'au moins une pompe peut être modifié par le système de réglage (38) pouvant être actionné par le moyen de réglage (51),

avec au moins une réserve de moyen de pression reliée ou pouvant être reliée hydrauliquement à l'ensemble piston-cylindre (20) et à l'ensemble de pompage (30),

pour lequel au moins une pompe (32) est reliée par un premier conduit de pression (D1) à la première chambre de piston (23A) de telle manière que le dispositif d'entraînement hydraulique (10) peut être de préférence utilisé au moyen d'une chaîne cinématique unique monomoteur dans au moins une direction de déplacement et atteint également des pressions de travail élevées dans le cycle de travail,

**caractérisé en ce qu'**

au moins un vérin de réglage hydromécanique (51 ; 51A) d'au moins une pompe (32) est prévu, une liaison/conduite de liaison hydraulique (D1'), est prévue, qui intervient entre le vérin de réglage (51 ; 51A) et le conduit de pression (D1) prévu entre au moins une pompe (32) et la chambre de piston (23A) qui lui est attribuée, ainsi

qu'au moins une soupape hydraulique formée sous la forme d'une soupape proportionnelle (50 ; 50A) est prévue, sachant qu'au moins une soupape hydraulique intervient de façon hydraulique dans au moins une conduite de liaison (D1') entre le vérin de réglage (51 ; 51A) et le conduit de pression (D1) de telle manière que par variation de la position de cette soupape hydraulique au moyen d'un signal de réglage électrique influençant la position de la soupape hydraulique, le vérin de réglage (51 ; 51A) peut être sollicité par une pression variable.

6. Procédé selon la revendication 5, **caractérisé en ce qu'**une réduction causée par un réglage ou une régulation hydromécanique du débit d'au moins une pompe est retardée au moyen d'un dispositif d'entraînement hydraulique (60) causant le réglage de pompage hydromécanique ou superposant la régulation de pompage jusqu'à ce que le couple d'entraînement du moteur soit pleinement utilisé.

7. Procédé selon la revendication 6, **caractérisé en ce que** le moteur d'entraînement de l'entraînement hydraulique à vitesse variable est précisément chargé brièvement au-delà de son couple nominal au moyen du dispositif d'entraînement (60).

8. Procédé selon l'une quelconque des revendications 5 à 7, **caractérisé par** l'utilisation du degré d'utilisation actuel du moteur d'entraînement en tant que valeur normale pour la pompe attribuée.

9. Procédé selon la revendication 7 ou 8, **caractérisé en ce qu'**un cycle de fonctionnement rapide et/ou des pauses pour le chargement et déchargement de l'élément consommateur sont utilisés pour refroidir à nouveau le moteur d'entraînement précisément surchargé au préalable.

10. Procédé selon l'une quelconque des revendications 5 à 9, **caractérisé en ce qu'**un angle de pivotement élevé d'au moins une pompe est maintenu, bien que le profil du facteur d'utilisation permette d'identifier un arrêt d'urgence

proche.

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

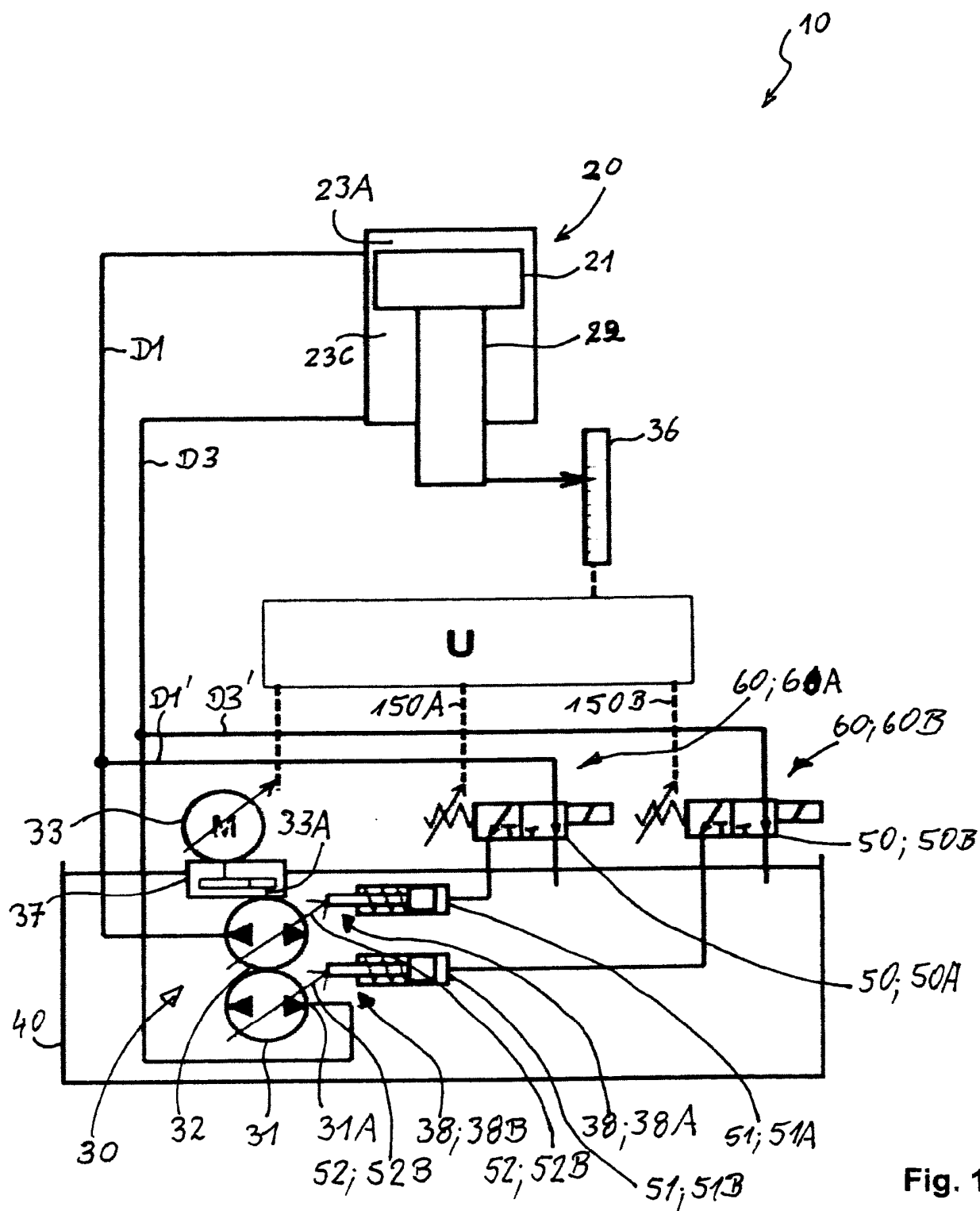
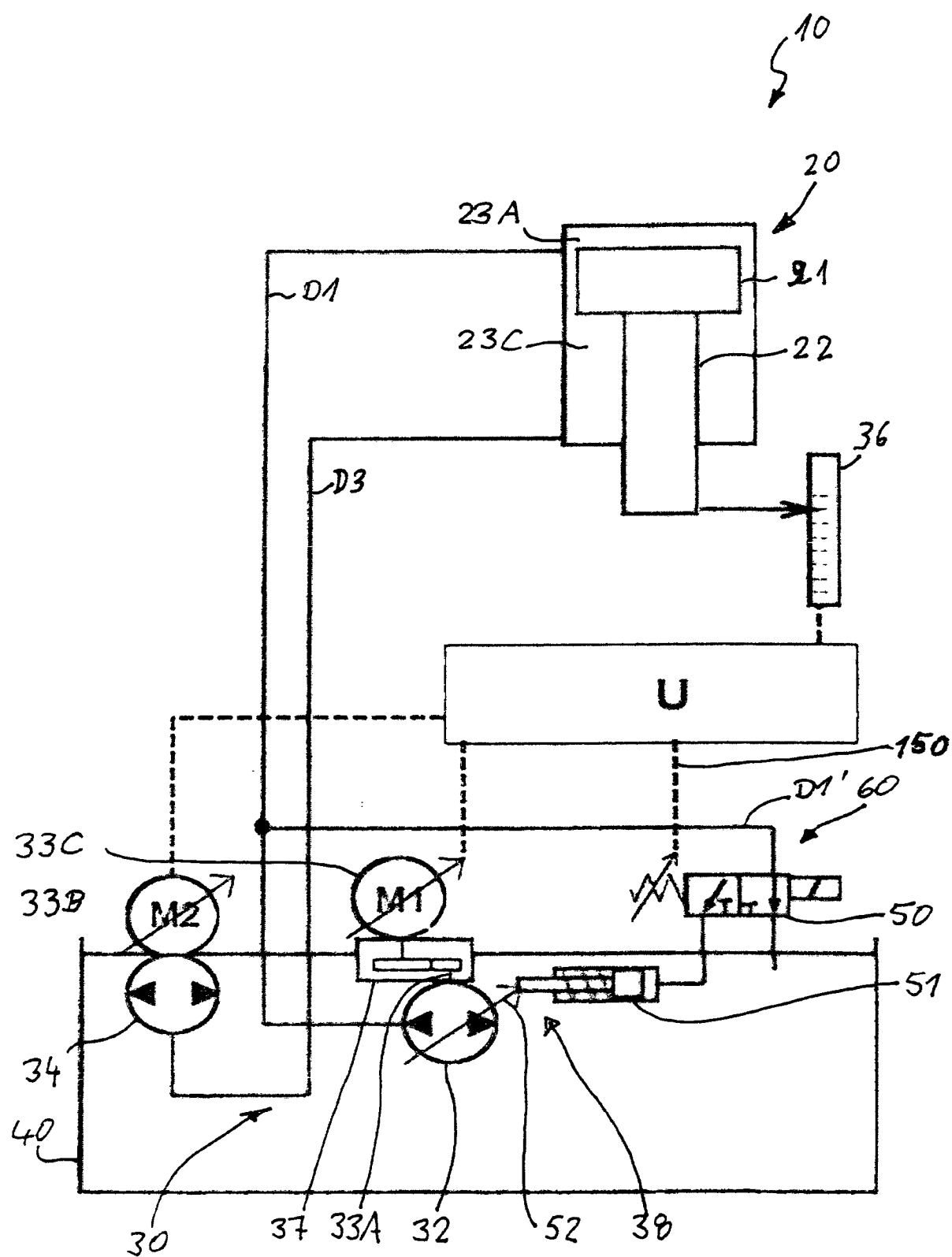
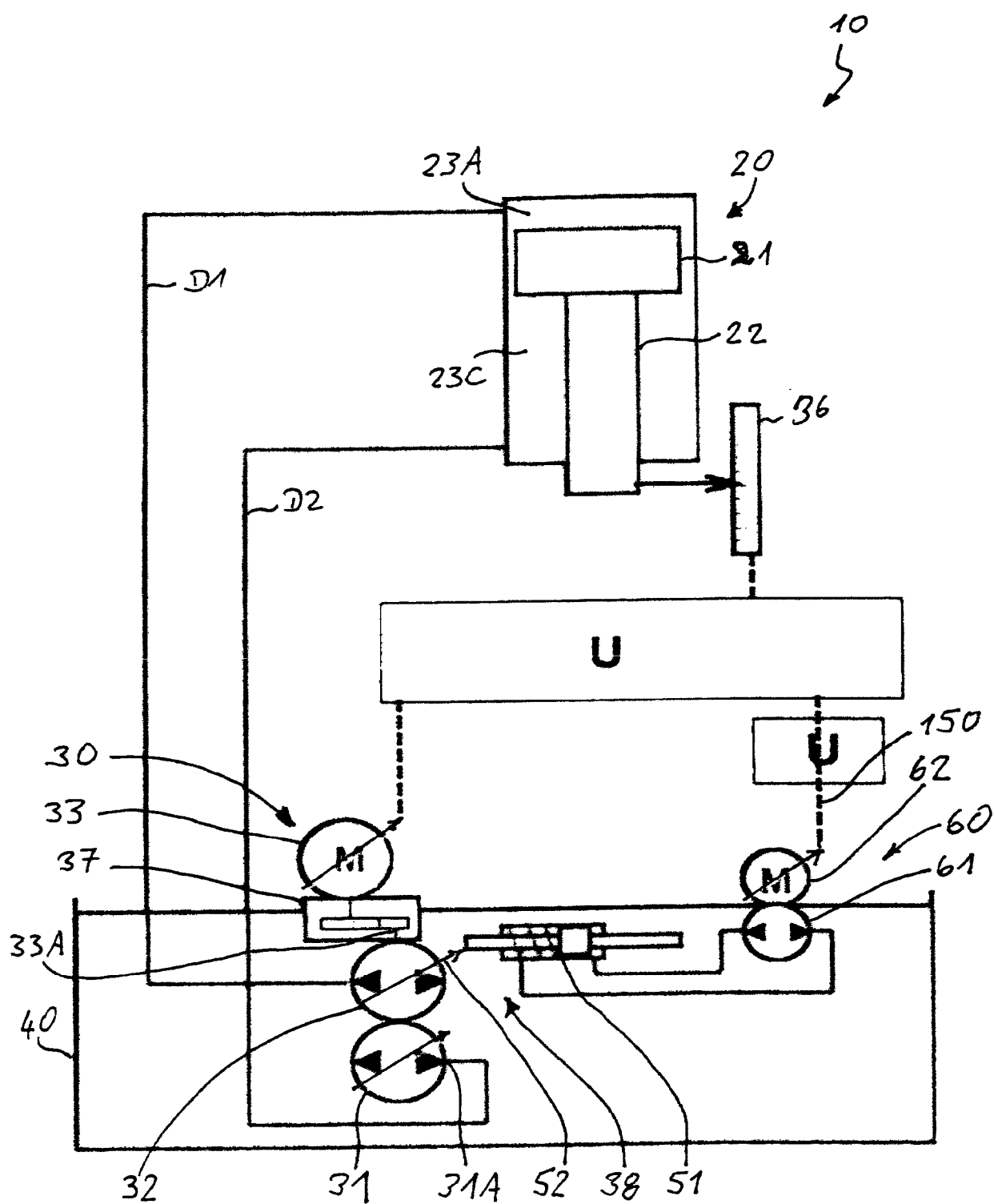


Fig. 1



**Fig. 2**





**Fig. 3**

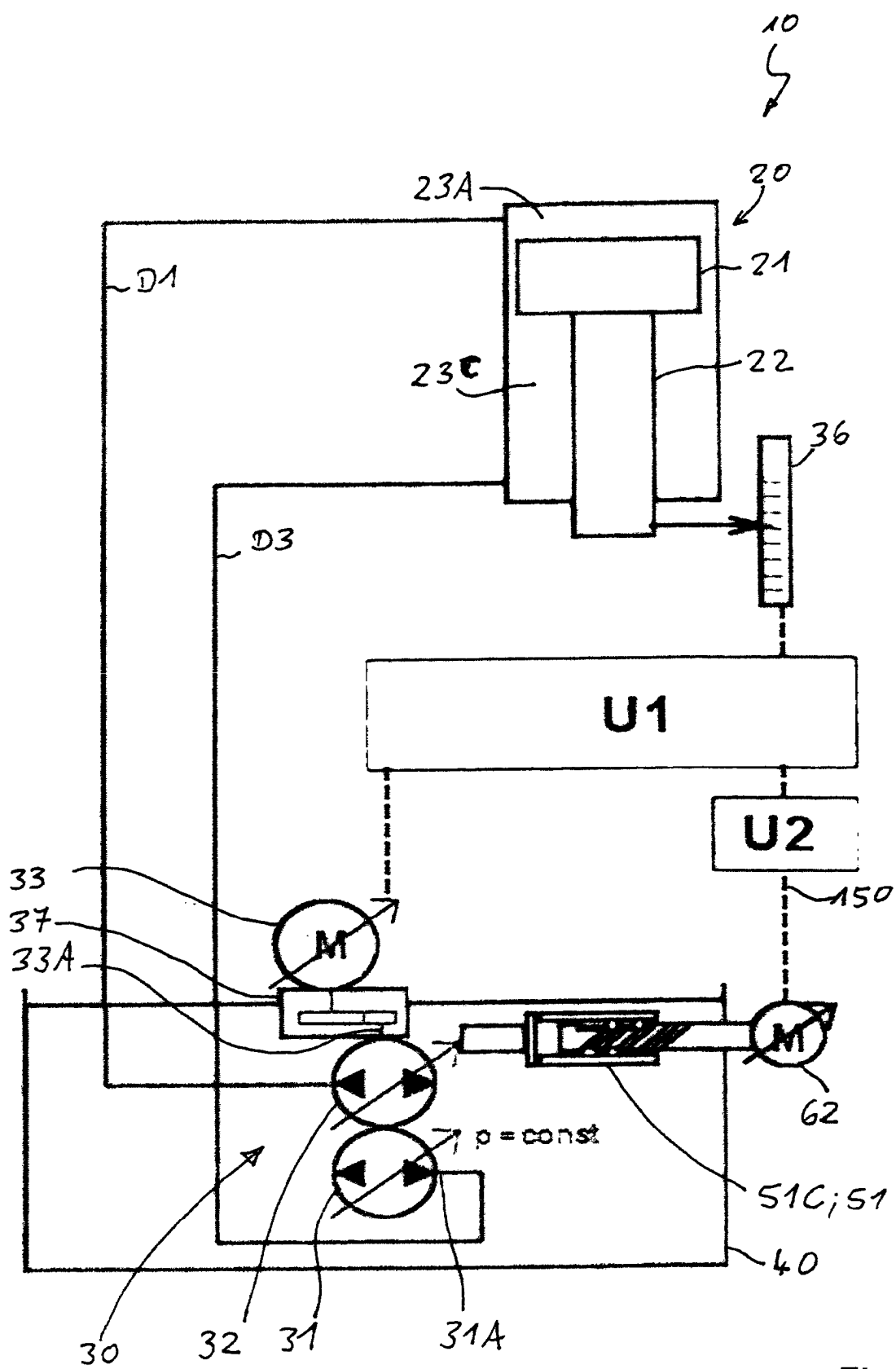


Fig. 4

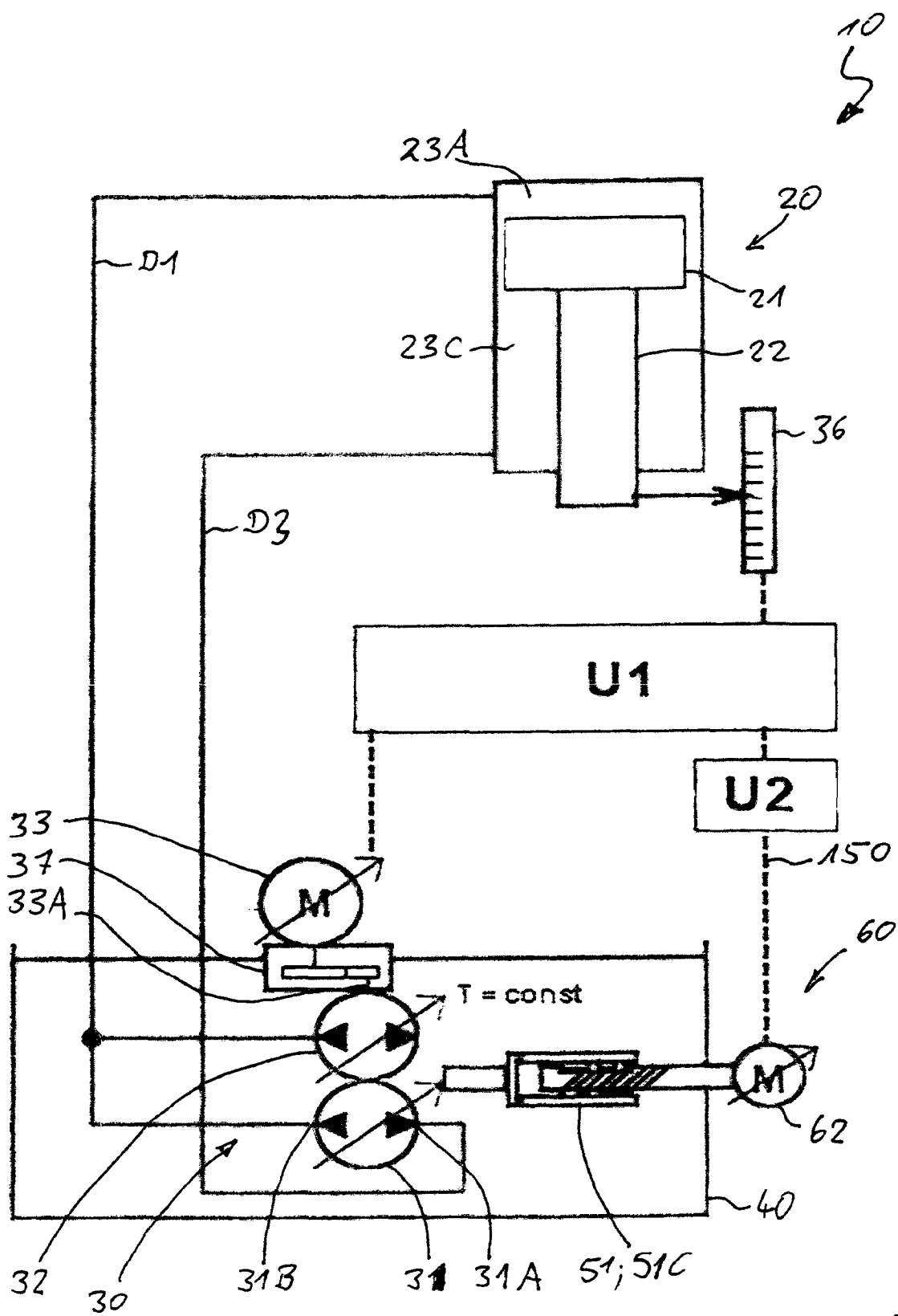
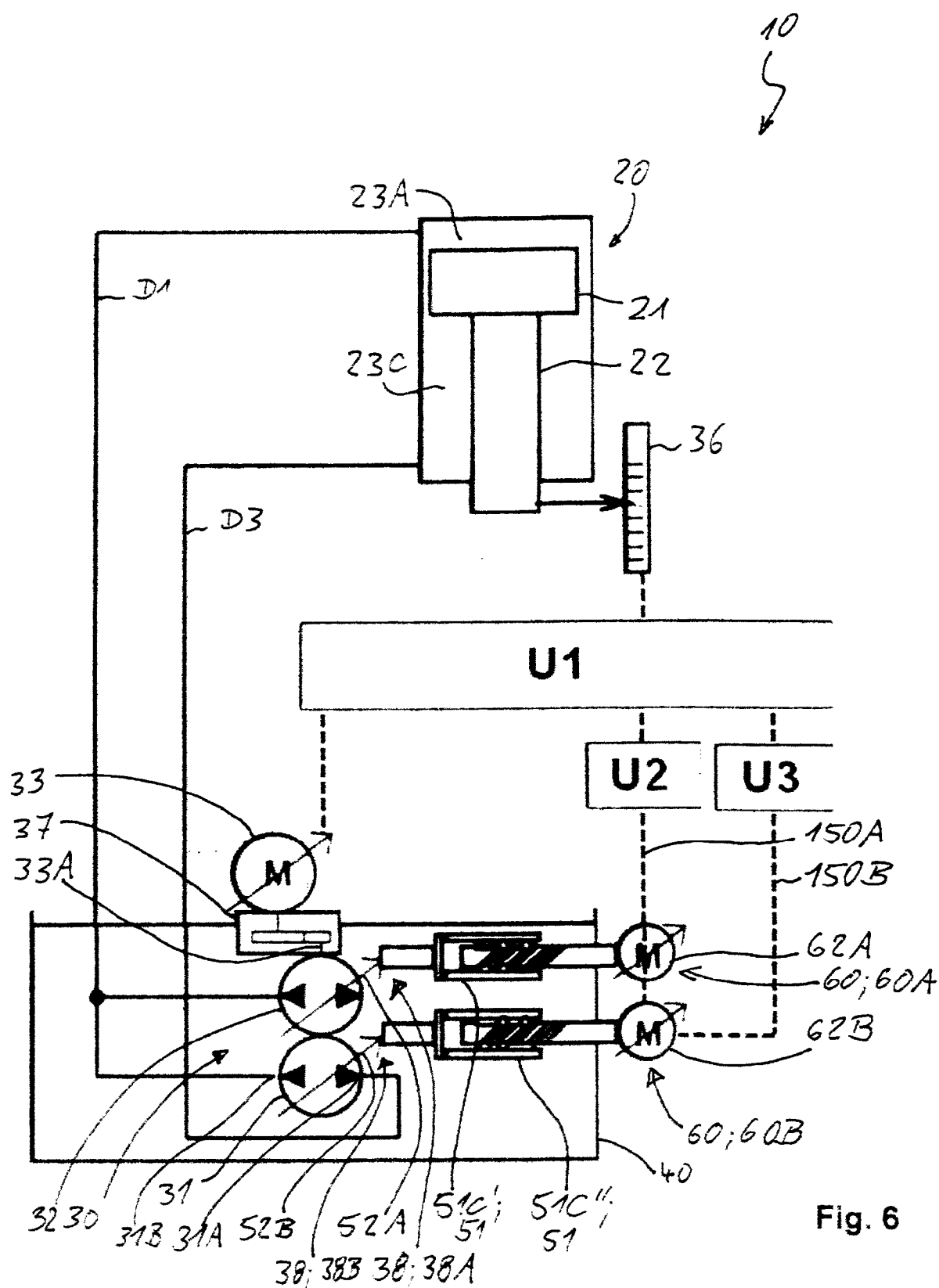


Fig. 5



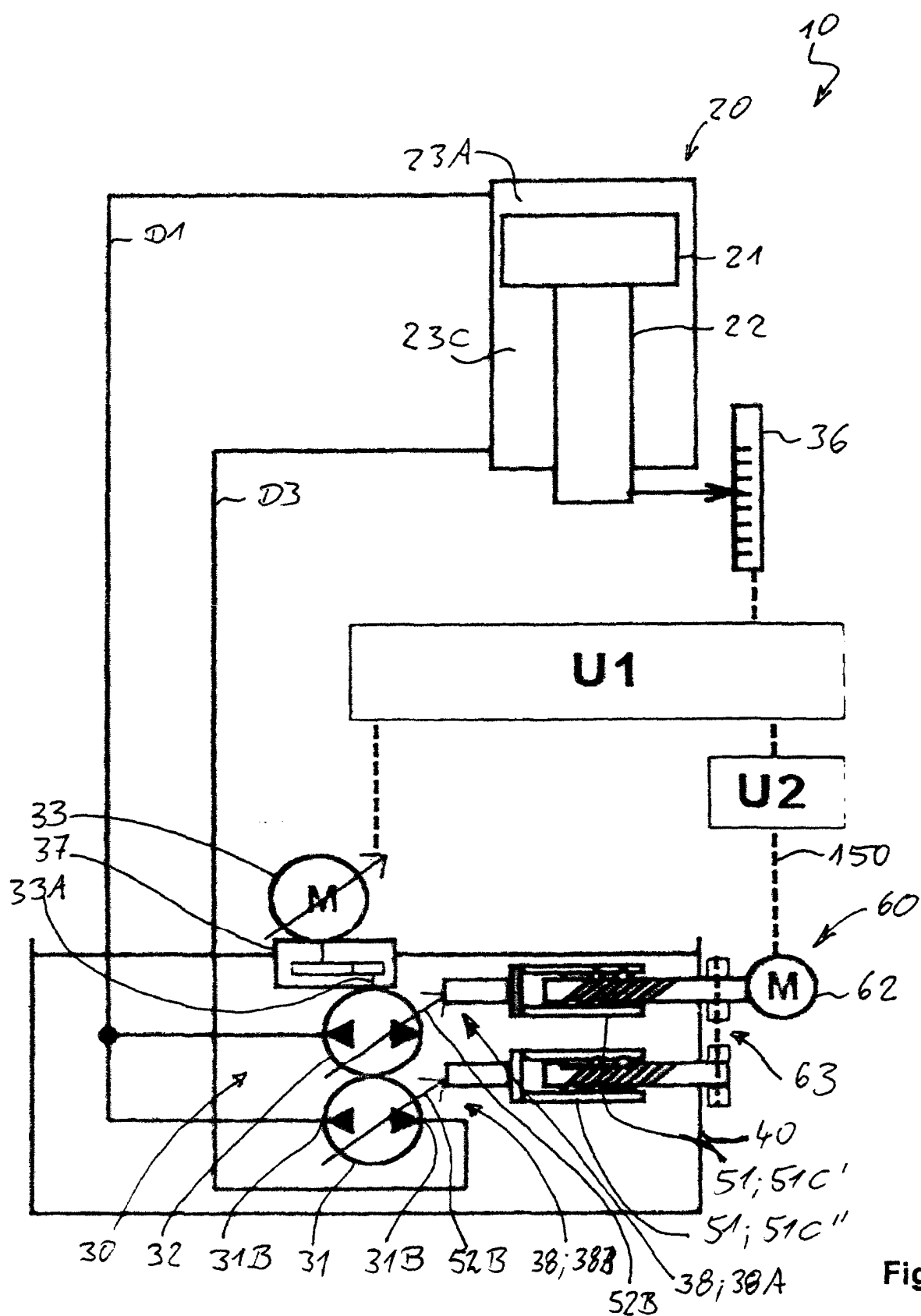


Fig. 7

**IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE**

*Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.*

**In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente**

- WO 2010020427 A [0003] [0004] [0008]
- WO 2012110259 A [0003] [0027]