

(12) NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum
Internationales Büro



(43) Internationales Veröffentlichungsdatum
11. Juni 2009 (11.06.2009)

PCT

(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2009/071264 A1

(51) Internationale Patentklassifikation:

F15B 7/00 (2006.01) F15B 21/14 (2006.01)
F15B 11/024 (2006.01) E02F 9/22 (2006.01)

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP2008/010200

(22) Internationales Anmeldedatum:
2. Dezember 2008 (02.12.2008)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:

10 2007 058 337.2
4. Dezember 2007 (04.12.2007) DE
10 2008 031 007.7 30. Juni 2008 (30.06.2008) DE
10 2008 034 301.3 23. Juli 2008 (23.07.2008) DE

(71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme von US): ROBERT BOSCH GMBH [DE/DE]; Postfach 30 02 20, 70442 Suttgart (DE).

(72) Erfinder; und

(75) Erfinder/Anmelder (nur für US): TIKKANEN, Seppo [FI/DE]; Friedenstrasse 38, 89073 Ulm (DE).

(74) Anwalt: BEDER, Jens; Mitscherlich & Partner, Postfach 33 06 09, 80066 München (DE).

(81) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare nationale Schutzrechtsart): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: HYDRAULIC SYSTEM HAVING ADJUSTABLE RAPID-LOWERING VALVE

(54) Bezeichnung: HYDRAULISCHES SYSTEM MIT EINEM VERSTELLBAREN SCHNELLENSENKVENTIL

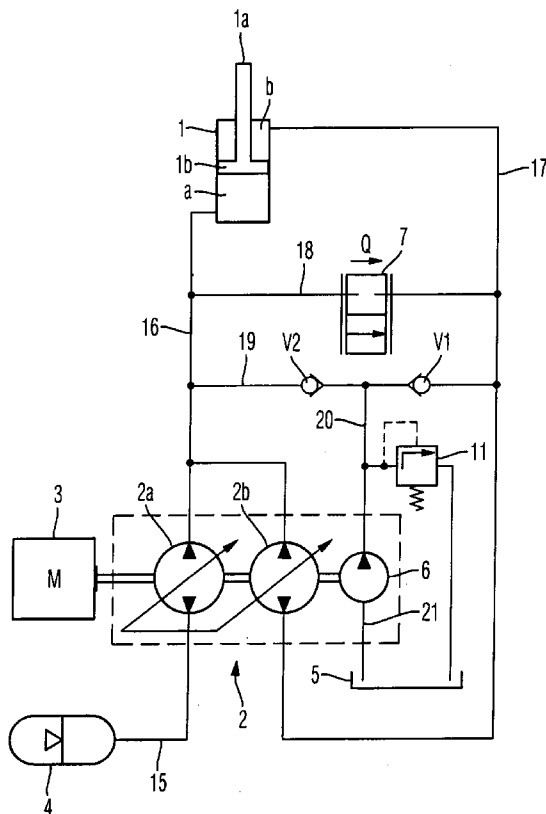


Fig. 1

(57) Abstract: The invention relates to a hydraulic system, comprising a hydraulic actuator (1), comprising at least one first chamber (a) and a second chamber (b) having a connection each for connecting to the hydraulic system, at least one adjustable hydraulic pump (2), comprising at least one first connection and a second connection, wherein the first connection is connected to the first chamber (a) of the hydraulic actuator and the second connection to the second chamber (b) of the hydraulic actuator (1). The first chamber (a) is connected to the second chamber (b) via at least one rapid-lowering valve (7) having a controllable flow cross-section.

(57) Zusammenfassung: Die Erfindung betrifft ein hydraulisches System, aufweisend einen hydraulischen Aktuator (1), aufweisend mindestens eine erste Kammer (a) und eine zweite Kammer (b) mit jeweils einem Anschluss zur Anbindung an das hydraulische System, mindestens eine verstellbare hydraulische Pumpe (2), aufweisend mindestens einen ersten Anschluss und einen zweiten Anschluss, wobei der erste Anschluss mit der ersten Kammer (a) des hydraulischen Aktuators und der zweite Anschluss mit der zweiten Kammer (b) des hydraulischen Aktuators (1) verbunden ist. Die erste Kammer (a) ist mit der zweiten Kammer (b) über mindestens ein Schnellsenkventil (7) mit einem regelbaren Strömungsquerschnitt verbunden.

WO 2009/071264 A1



(84) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare regionale Schutzrechtsart): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), europäisches (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV,

MC, MT, NL, NO, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

Veröffentlicht:

— mit internationalem Recherchenbericht

Hydraulisches System mit einem verstellbaren Schnellsenkventil

5

Die Erfindung betrifft ein hydraulisches System mit einem hydraulischen Aktuator und mindestens einer verstellbaren hydraulischen Pumpe.

- 10 In bekannten pumpengesteuerten Hydrauliksystemen eines Schaufelladers oder dergleichen werden die Durchflüsse und damit z.B. die Hub- und Senkgeschwindigkeit durch die im System vorhandene(n) Pumpe(n) vorgegeben. Während eines normalen Arbeitseinsatzes einer Maschine wirkt im Falle
- 15 einer Schaufel immer eine Gravitationskraft auf den Ausleger des Schaufelladers ein, das heißt im hydraulischen System wirkt immer zum Beispiel ein Lastdruck auf eine Bodenseite des Auslegerzylinders. In diesem Fall ist die Hubgeschwindigkeit wie auch die Senkgeschwindigkeit durch
- 20 den Durchfluss auf der Bodenseite des Zylinders gesteuert. Generell soll im Betrieb einer von einem derartigen hydraulischen System gesteuerten Maschine die Senkgeschwindigkeit 30 % bis 70 % höher sein als die Hubgeschwindigkeit, um eine effiziente Arbeitsweise mit der
- 25 Maschine zu ermöglichen. Diese Forderung nach dem unsymmetrischen Betrieb erzeugt im pumpengesteuerten Hydrauliksystem jedoch ein Nenngrößenproblem. Wird die Pumpe nach der Senkgeschwindigkeit ausgelegt, hat die resultierende Pumpe eine sehr große Nenngröße. Mit dieser
- 30 Pumpe kann aber beim Heben mit Vollast nicht die maximale Hubgeschwindigkeit erreicht werden, weil die verfügbare Leistung des Motors nicht ausreicht. Während des Hubs mit Last hätte der Schwenkwinkel der Pumpe folglich nur einen Wert von etwa 50 % und damit würde der Wirkungsgrad der
- 35 Pumpe nicht im optimalen Bereich liegen.

Diese Problematik führt zum Wunsch, ein hydraulisches System zur Steuerung von Hubzylindern oder vergleichbaren hydraulischen Aktuatoren zu entwickeln, das eine im Ver-

gleich zur Hubgeschwindigkeit schnellere Senkgeschwindigkeit des Hubzylinders ermöglicht bzw. die Nenngröße der Pumpe bei gleicher Senkgeschwindigkeit verkleinert. Damit wird ein besserer Pumpenwirkungsgrad beim Heben als auch
5 beim Senken eines Hubzylinders erreicht.

Aus der US 6,804,957 B2 ist ein hydraulisches System bekannt, dass eine Schnellsenkfunktion eines hydraulischen Zylinders ermöglicht. Das System weist ein Bypass-Ventil
10 auf, das zwischen der Bodenseite des Hydraulikzylinders und der Pumpe angeordnet und direkt mit dem Tank verbunden ist. Das Ventil kann im Senkbetrieb des Zylinders geöffnet werden und leitet einen Teil des Volumenstroms direkt in den Tank. Das abgeleitete Ölvolumen fehlt demnach im Sys-
15 tem und es wird eine zusätzliche Pumpe als Speicherladepumpe benötigt, die das Öl in den Kreislauf beziehungsweise in den Speicher zurückfördert, wodurch zusätzliche Energie benötigt wird. Um ein energiesparendes und effizientes Arbeiten zu ermöglichen, wäre aber ein
20 hydraulisches System wünschenswert, das keine zusätzliche Pumpe benötigt und bei dem die Nenngröße der Pumpe durch die geforderte Betätigungsgeschwindigkeit entgegen der Last, also zum Beispiel beim Heben einer Baggerschaufel oder dem Pressen von Müll in Müllsammelfahrzeugen,
25 bestimmt wird.

Ziel der vorliegenden Erfindung ist es demnach, bei durch die Geschwindigkeit entgegen der Lastrichtung vorgegebener Nenngröße einer Hydropumpe eine höhere Geschwindigkeit in
30 Lastrichtung in einem pumpengesteuerten hydraulischen Arbeitskreis zu erreichen oder umgekehrt die Nenngröße der Pumpe bei gleicher Senkgeschwindigkeit zu verkleinern, ohne eine zusätzliche Pumpe einzusetzen und damit den Energiekonsum im System zu erhöhen.

35 Die Aufgabe wird durch das erfindungsgemäße hydraulische System nach Anspruch 1 und das Verfahren nach Anspruch 12 gelöst.

In einem ersten Aspekt behandelt die Erfindung ein hydraulisches System, das über mindestens einen hydraulischen Aktuator zum Beispiel zum Heben von Lasten verfügt, aufweisend mindestens zwei Kammern zur Bewegung des Aktuators in oder entgegen der Lastrichtung. Die Kammern weisen jeweils einen Anschluss zur Anbindung an das hydraulische System auf. Das hydraulische System weist mindestens eine verstellbare hydraulische Pumpe auf, mit mindestens zwei Anschlüssen, wobei der eine Anschluss mit einer ersten Kammer des hydraulischen Aktuators und der zweite Anschluss mit einer zweiten Kammer des hydraulischen Aktuators verbunden ist. Ferner weist das hydraulische System mindestens ein Schnellsenkventil mit einem regelbaren Strömungsquerschnitt auf, über das beide Kammern verbindbar sind.

Mit einem derartigen hydraulischen System ist es möglich, mit Hilfe der Pumpe Druckmittel zwischen den Kammern des hydraulischen Aktuators hin und her zu fördern, wodurch eine Betätigung, zum Beispiel ein Heben und Senken, ermöglicht wird. Da der Aktuator in vielfältiger Weise in einer Maschine verbaut werden kann, wäre es beispielsweise ebenfalls denkbar, den Aktuator horizontal anzuordnen, wodurch ein Ausfahren und Einfahren des Aktuators durch die hydraulische Pumpe des oben beschriebenen Systems ermöglicht wird. Nachfolgend wird jeweils der Einfachheit halber vom Heben und Senken einer Last gesprochen.

Da das Schnellsenkventil parallel zur Pumpe angeordnet ist und die beiden Kammern des Aktuators miteinander verbindet, wird das Schnellsenkventil als By-Pass-Schaltung für die Pumpe zur Erhöhung des Gesamtvolumenstroms und damit der Betätigungsgeschwindigkeit verwendet. Es ist daher möglich, einen Teil des Druckmittels nicht durch die Pumpe zu fördern, sondern durch eine vorhandene Druckdifferenz auf Grund einer Last von der ersten Kammer des Aktuators direkt in die zweite Kammer des Aktuators. Da in diesem Fall nicht mehr das gesamte Druckmittel von der Pumpe gefördert werden muss, sondern ein Teil des

Druckmittels unter Umgehung der Pumpe durch das Schnellsenkventil gefördert wird, ist es möglich, einen insgesamt größeren Volumenstrom des Druckmittels zu erreichen. Dementsprechend kann das Schnellsenkventil dazu verwendet werden, zum Beispiel beim Senken des Aktuators eine höhere Senkgeschwindigkeit zu erreichen. Die Erhöhung der Betätigungsgeschwindigkeit ist allgemein bei einer Betätigung des Aktuators in Lastrichtung möglich.

Ein Vorteil der oben beschriebenen Ausführung des Systems ist, dass im Gegensatz zu konventionellen Systemen keine zusätzlichen Leitungen zwischen dem Schnellsenkventil und einem Tank des Hydrauliksystems anzubringen sind. Zudem kann auf eine Speisepumpe verzichtet werden, die Druckmittel vom Tank zurück in die Leitungen fördert. Folglich kann der Energiekonsum des Systems im Vergleich zu anderen Systemen reduziert werden.

Vorzugsweise wird das Schnellsenkventil erst bei vollständig ausgeschwenkter Pumpe geöffnet. Dadurch entsteht vor der Öffnung des Schnellsenkventils bereits eine Druckdifferenz zwischen den Kammern des Aktuators. Vorzugsweise ist der Strömungsquerschnitt des Schnellsenkventils so dimensioniert, dass die Einstellung eines Druckabfalls über das Schnellsenkventil erreicht wird. Es ist somit möglich, einen Teil des Volumenstroms durch das Schnellsenkventil zu leiten.

Der Strömungsquerschnitt des Schnellsenkventils ist vorzugsweise frei regelbar in einem Wertebereich von 0 % bis 100 %. Es ist daher möglich, das durch das Schnellsenkventil geförderte Ölvolumen beziehungsweise den Volumenstrom mit Hilfe der Einstellung des Strömungsquerschnitts zu beeinflussen. Die Senkgeschwindigkeit bzw. Betätigungsgeschwindigkeit in Lastrichtung des Aktuators kann somit individuell den Wünschen eines Benutzers angepasst werden.

Mit dem oben beschriebenen System können unterschiedliche Geschwindigkeiten des Aktuators erreicht werden, je nachdem, ob und wie weit das Schnellsenkventil geöffnet ist. Die Pumpe fördert dabei beim Hub- als auch beim Senk-

5 betrieb des Aktuators dasselbe maximale Ölvolumen, egal ob das Schnellsenkventil geöffnet ist oder nicht. Es ist daher möglich, die Pumpe in beiden Betriebsarten des Aktuators, im Hub- als auch im Senkbetrieb nah an ihrem Wirkungsgradoptimum zu betreiben.

10

Vorzugsweise ist beim Hubbetrieb des Aktuators das Schnellsenkventil geschlossen, wodurch eine By-Pass-Schaltung des Aktuators oder der Pumpe verhindert wird. Im Hubbetrieb wird daher das gesamte zu fördernde Druckmittel

15 nur mit Hilfe der Pumpe in eine der Kammern gefördert.

Die Pumpe des oben beschriebenen hydraulischen Systems ist vorzugsweise eine Zweikreispumpe und hat eine Nenngröße, die nach der erforderlichen Geschwindigkeit gegen die

20 Last, also zum Beispiel die Hubgeschwindigkeit des Aktuators ausgelegt ist. Dadurch ist die Pumpe kleiner und günstiger als bei einer Dimensionierung der Pumpe nach der erforderlichen Geschwindigkeit in Lastrichtung, also der Senkgeschwindigkeit, die generell über der geforderten

25 Hubgeschwindigkeit liegt.

Ebenfalls möglich ist die Integration eines Speichers für Druckmittel im oben beschriebenen System. Dieser ermöglicht die Bereitstellung von unter Druck stehendem Druck-

30 mittel. Das Druckmittel wird dort beim Senken von einer Last unter Erhöhen der gespeicherten Druckenergie gespeichert.

In einer weiteren bevorzugten Ausführungsform weist das

35 erfindungsgemäße hydraulische System zudem ein Mengenausgleichsventil auf, über welches die erste oder die zweite Kammer des Aktuators mit einem Tankvolumen vorzugsweise über ein Druckbegrenzungsventil verbunden werden kann. Das Mengenausgleichsventil ist dabei derart ausgebildet, dass

ein Überschuss an Druckmittel in einer der Kammern des Aktuators oder in einer der Leitungen, welche die Kammern des Aktuators mit der Pumpe verbinden, während des Betriebs des Schnellsenkventils verhindert wird. Damit
5 wird ein Druckausgleich zwischen den beiden Kammern des Aktuators verhindert und so die Funktion des Schnellsenkventils gewährleistet.

In einem weiteren Aspekt beschreibt die vorliegende
10 Erfindung ein Verfahren zum Betätigen eines hydraulischen Aktuators mit Hilfe eines hydraulischen Systems. Bei dem erfindungsgemäßen Verfahren wird einerseits ein Volumenstrom aus einer ersten Kammer des hydraulischen Aktuators in eine zweite Kammer des hydraulischen Aktuators durch
15 eine Pumpe erzeugt. Darüber hinaus wird der Volumenstrom zur weiteren Geschwindigkeitserhöhung durch Öffnen eines die erste mit der zweiten Kammer verbindenden Schnellsenkventils erhöht. Das erfindungsgemäße Verfahren hat den Vorteil, dass nicht mehr der gesamte zum Senken einer Last
20 erforderliche Volumenstrom aus der ersten Kammer in die zweite Kammer durch die Pumpe gefördert werden muss. Vielmehr wird ein Teil des Gesamtvolumenstroms über das Schnellsenkventil direkt aus der ersten Kammer in die zweite Kammer gefördert. Dementsprechend kann die Pumpe
25 kleiner dimensioniert werden.

Gemäß einer vorteilhaften Ausführungsform gliedert sich die Bewegung des Aktuators in Lastrichtung in zwei Bereiche. Zunächst wird zum Erhöhen der Betätigungsgeschwindigkeit zunächst die Pumpe in Richtung ihres
30 maximalen Fördervolumens ausgeschwenkt. Nach dem Erreichen des maximalen Fördervolumens der Pumpe wird zur weiteren Erhöhung der Betätigungsgeschwindigkeit des hydraulischen Aktuators ein regelbares Schnellsenkventil in Richtung
35 seiner geöffneten Position verstellt und somit eine zunehmend geöffnete Verbindung zwischen der ersten Kammer und der zweiten Kammer des hydraulischen Aktuators geschaffen. Der Gesamtvolumenstrom aus der ersten Kammer in die zweite Kammer wird somit über das maximale Förder-

volumen der Pumpe hinaus erhöht. Damit lässt sich eine im Vergleich zur Betätigungsgeschwindigkeit des Aktuators entgegen der Lastrichtung, also beispielsweise beim Heben einer Last, vergrößerte Geschwindigkeit in Richtung der Last erreichen.

Dabei wählt der Benutzer vorzugsweise aus zwei Regelbereichen, wobei das regelbare Schnellsenkventil in mindestens einem der beiden Regelbereiche geöffnet werden kann. Der Benutzer hat somit die Wahl zwischen dem ersten Regelbereich, in dem stufenlos die Fördergeschwindigkeit der Pumpe eingestellt werden kann, und einem zweiten Regelbereich, indem bei maximaler Förderleistung der Pumpe das Schnellsenkventil ansteuerbar ist.

Auf diese Weise wird sichergestellt, dass die Pumpe bei Öffnung des Schnellsenkventils bereits maximal fördert und sich somit bereits ein Druckgefälle zwischen den zwei Kammern des Aktuators eingestellt hat. Zudem hat ein Benutzer dadurch die Wahl, die Absenkung des Aktuators nur mit Hilfe der Pumpe erfolgen zu lassen oder zusätzlich das Schnellsenkventil für einen schnelleren Senkvorgang des Aktuators hinzuschalten. Ein gewisser Überlappungsbereich, in dem gleichzeitig das Fördervolumen der Pumpe zunimmt und bereits das Schnellsenkventil geöffnet wird, ist ebenfalls denkbar.

Bei entgegengesetzter Bewegung des Aktuators kann der Benutzer ebenfalls die Geschwindigkeit der Pumpe stufenlos einstellen. Das Schnellsenkventil kann bei dieser Bewegung nicht geöffnet werden.

Ferner wird das Schnellsenkventil beim Senkbetrieb automatisch geschlossen, falls der Lastdruck einen bestimmten Grenzwert übersteigt. Es kann somit verhindert werden, dass z.B. ein Maschinenausleger unter Last im Schnellsenkbetrieb eine Gefahr für den Benutzer oder umstehende Personen darstellt.

Erfindungsgemäß kann ein Überdruck in einer der beiden Kammern des Aktuators durch ein im hydraulischen System integriertes Mengenausgleichsventil verhindert werden. Damit wird ein von der Hydropumpe erzeugter zu großer Druckmittelstrom ausgeglichen. Die auftretende Differenzmenge wird über das Mengenausgleichsventil in den Tank abgeführt.

Ein bevorzugtes Ausführungsbeispiel des erfindungsgemäßen hydrostatischen Systems ist in den Zeichnungen dargestellt und wird in der nachfolgenden Beschreibung näher erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 eine schematische Darstellung des erfindungsgemäßen hydraulischen Systems nach einer bevorzugten Ausführungsform,

Fig. 2 eine schematische Darstellung des erfindungsgemäßen hydraulischen Schnellsenkventils,

Fig. 3 eine schematische Darstellung des erfindungsgemäßen hydraulischen Schnellsenkventils mit Schwimmstellungsventil

Fig. 4 eine schematische Darstellung des erfindungsgemäßen hydraulischen Systems mit einem Mengenausgleichsventil und Abführen des Druckmittels über ein Druckbegrenzungsventil der Speiseeinrichtung, und

Fig. 5 eine schematische Darstellung des erfindungsgemäßen hydraulischen Systems mit einem Mengenausgleichsventil und separatem Druckbegrenzungsventil.

Das erfindungsgemäße hydraulische System in Fig. 1 weist einen Aktuator 1 mit zwei Kammern a und b auf. Ferner

besteht der Aktuator aus einer Kolbenstange 1a sowie einem Kolben 1b. Die Trennung der beiden Kammern a, b erfolgt durch den Kolben 1b. Die zweite Kammer b ist dabei auf einer Kolbenstangenseite des Aktuators 1 angeordnet und die erste Kammer a ist auf der Bodenseite des Kolbens 1b des Aktuators 1 angeordnet. Durch Einleitung in von Druckmittel in die erste Kammer a kann der Aktuator 1 somit gehoben werden. Die Einleitung von Druckmittel in die zweite Kammer b ermöglicht einen Senkbetrieb des Aktuators.

Bei den Ausführungen zur Erfindung wird von einem Heben und Senken einer Last ausgegangen. Generell ist es dagegen so, dass der hydraulische Aktuator entgegen einer Last-richtung betätigt werden kann, was dem Heben entspricht, oder in Lastrichtung betätigt werden kann, was beim Senken der Fall ist. Dies kann beispielsweise bei einer Müllpresse der Fall sein, wo beim Verdichten des Mülls entgegen der Lastrichtung gearbeitet wird. Es wird dabei angenommen, dass für eine Betätigung entgegen der Last-richtung Druckmittel der ersten Kammer a zugeführt wird.

Es ist zu erwähnen, dass statt dem dargestellten Aktuator 1 auch ein anderer hydraulischer Aktuator 1 verwendet werden kann. So ist es beispielsweise denkbar, einen hydraulischen Aktuator 1 mit einer durchgehenden Kolbenstange 1a zu verwenden, um auf beiden Seiten des Kolbens 1b des Aktuators 1 gleich große Druckflächen für die Beaufschlagung mit einem Druckmittel zu erhalten.

Weiterhin weist das erfindungsgemäße hydraulische System in Fig. 1 eine Pumpe 2 auf, die von einem Motor 3, vorzugsweise einem Dieselmotor, angetrieben wird. Die Pumpe 2 ist hinsichtlich ihres Hubvolumens einstellbar ausgeführt und bevorzugt eine hydraulische Axialkolbenmaschine in Schrägscheibenbausweise, die aus einer Neutralstellung heraus in zwei Richtungen verschwenkbar ist. Das Hubvolumen wird durch Verstellung einer Neigung

der Schrägscheibe eingestellt. In dem dargestellten Beispiel ist die Pumpe 2 eine Zweikreispumpe.

Die Zweikreispumpe weist zwei Einzelpumpen 2a, 2b auf. Die
5 erste Einzelpumpe 2a ist über eine Speicherleitung 15 mit
einem Hydrospeicher 4 verbunden. Mit ihrem zweiten An-
schluss ist die erste Einzelpumpe 2a mit einer ersten
Stelldruckleitung 16 verbunden, die die erste Einzelpumpe
2a mit der ersten Kammer a verbindet. Die zweite Einzel-
10 pumpe 2b weist ebenfalls zwei Anschlüsse auf. Ein erster
Anschluss ist dabei über eine Verbindungsleitung, die in
der ersten Stelldruckleitung 16 ausmündet mit der ersten
Kammer a verbunden. Der zweite Anschluss der zweiten
Einzelpumpe 2b ist dagegen über eine zweite Stelldruck-
15 leitung 17 mit der zweiten Kammer b verbunden.

Die erste Stelldruckleitung 16 und die zweite Stelldruck-
leitung 17 sind über eine erste Verbindungsleitung 18 mit-
einander verbunden. In der ersten Verbindungsleitung 18
20 ist ein Schnellsenkventil 7 angeordnet, sodass in
Abhängigkeit von der Einstellung des Schnellsenkventils 7
eine gedrosselte Verbindung zwischen der ersten Stelldruck-
leitung 16 und der zweiten Stelldruckleitung 17
hergestellt ist.

25 Ferner ist parallel zu der Verbindungsleitung 18 eine
zweite Verbindungsleitung 19 ausgebildet, die die erste
Stelldruckleitung 16 mit der zweiten Stelldruckleitung 17
verbindet. In der Verbindungsleitung 19 sind zwei
30 entgegengesetzt zueinander angeordnete Rückschlagventile
V1 und V2 vorgesehen. Zwischen diesen beiden Rückschlag-
ventilen V1, V2, die jeweils in Richtung auf die erste
Stelldruckleitung 16 zu bzw. die zweite Stelldruckleitung
17 zu öffnen, mündet eine Speisedruckleitung 20 in der
35 zweiten Verbindungsleitung 19 aus.

Das von der zweiten Verbindungsleitung 19 abgewandte Ende
der Speisedruckleitung 20 ist mit einer Speisepumpe 6
verbunden. Die Speisepumpe 6 saugt aus einem Tankvolumen 5

Druckmittel über eine Saugleitung 21 an. Die Speisedruckleitung 20 ist über ein Druckbegrenzungsventil 11 mit dem Tankvolumen verbindbar.

- 5 Die Speisepumpe 6 wird ebenfalls einem über eine Antriebswelle mit der Pumpe 2 verbundenen Motor 3 angetrieben. Die Ventile V1 und V2 sind Rückschlagventile, die einen Durchfluss nur in Förderrichtung der Pumpe 6 ermöglichen und die somit das Nachführen von Druckmittel bei auftretender
10 Druckmittelleckage ermöglichen.

Wie bereits oben ausgeführt, ist die erste Stelldruckleitung 16 mit den Verbindungsleitungen 18 und 19 verbunden. Die zweite Stelldruckleitung B ist mit den
15 jeweils anderen Enden der Verbindungsleitungen 18 und 19 verbunden. Damit sind der hydraulische Aktuator 1 und das in der ersten Verbindungsleitung angeordnete Schnellsenkventil 7 parallel geschaltet.

- 20 Im Folgenden soll nun der Betrieb des hydraulischen Systems mit dem Schnellsenkventils 7 genauer erläutert werden.

Beim Hubbetrieb des Aktuators 1 fördert die Pumpe 2 Druckmittel in die erste Stelldruckleitung 16. Das Schnellsenkventil 7 ist im Hubbetrieb geschlossen. Es erfolgt also keine Förderung des Druckmittels in Richtung zu der zweiten Kammer b. Das Druckmittel gelangt in die erste Kammer a des Aktuators 1. Gleichzeitig wird aus der
30 zweiten Kammer b zur Pumpe 2 gefördert. Die Folge ist ein Heben bzw. Ausfahren des Kolbens 1b des Aktuators 1.

Zusätzlich kann mit Hilfe der Speisepumpe 6 Druckmittel aus dem Tank bereitgestellt werden, um Druckmittelleckage
35 auszugleichen.

Im Senkbetrieb des Aktuators 1 fördert die Pumpe 2 Druckmittel aus der ersten Kammer a des Aktuators 1 und in die zweite Kammer b. Wegen der Kolbenstange 1a sind die

Volumenströme aus/in die erste Kammer a und in/aus der zweiten Kammer b unterschiedlich. Das so entstehende Differenzvolumen wird unter Erhöhung der potentiellen Energie in den Hydrospeicher 4 gefördert. Die Folge ist
5 ein Senken bzw. Einfahren des Aktuators 1. Da es zwischen der Entnahme von Druckmittel aus dem Hydrospeicher 4 und dem Zurückführen zu einer Volumendifferenz kommen kann, wie es sich aus dem weiter unten ausgeführten Beispiel ergibt, ist eine Möglichkeit zum Aufladen des Hydrospeichers
10 4 vorgesehen. Dies könnte beispielsweise durch die Speisepumpe 6 erfolgen, die dann über ein Rückschlagventil mit dem Hydrospeicher 4 verbunden wäre.

Um die Senkgeschwindigkeit zu erhöhen, ist das Schnellsenkventil 7 vorgesehen. Das Schnellsenkventil 7 schafft eine gedrosselte Verbindung zwischen der ersten Stelldruckleitung 16 und der zweiten Stelldruckleitung 17. Zusätzlich zu dem Volumenstrom, der auf Grund des Pumpenschwenkwinkels aus der ersten Kammer a in die zweite
20 Kammer b gefördert wird, kann somit bei zumindest teilweise geöffnetem Schnellsenkventil 7 Druckmittel aus der ersten Kammer a unter Umgehung der Hydropumpe 2 in die zweite Kammer b strömen. Der Gesamtvolumenstrom aus der ersten Kammer a in die zweite Kammer b hinein erhöht sich
25 somit, wodurch die Senkgeschwindigkeit gleichfalls erhöht wird.

Das Schnellsenkventil ist beispielsweise ein zwischen zwei Endpositionen variable einstellbares 2/2-Wegeventil, mit
30 proportionaler Ansteuerung. Dabei wird eine einem Steuersignal proportionale Steuerkraft erzeugt, die das Schnellsenkventil 7 entgegen einer das Schnellsenkventil 7 in seine geschlossene Position beaufschlagende Rückstellfeder beaufschlagt.

35 Vorzugsweise ist eine Regelung des Schnellsenkventils 7 derart gestaltet, dass die Öffnung des Schnellsenkventils 7 durch einen Benutzer erst bei maximaler Förderleistung der Pumpe 2 möglich ist. Demnach kann ein Benutzer das

Fördervolumen der Pumpe 2 stufenlos bis hin zur maximalen Fördervolumen wählen. Zusätzlich kann der Benutzer das Schnellsenkventil 7 bei maximaler Förderung von Druckmittel durch die Pumpe 2 bei Bedarf öffnen und schließen.

5 Dementsprechend wird eine Beschleunigung des Senkvorgangs erreicht, da zusätzlich zur Pumpe 2 Druckmittel aus der Kammer a durch das Schnellsenkventil 7 gefördert wird.

Da bereits vor Öffnung des Schnellsenkventils 7 die Pumpe
10 2 ihre maximale Förderleistung erbringt, entsteht ein Druckgefälle zwischen der ersten Kammer a und zweiten Kammer b des Aktuators 1. Dieses Druckgefälle ermöglicht ein korrektes Arbeiten des Schnellsenkventils 7. Aufgrund der Druckdifferenz in den Kammern a und b herrscht in den
15 Stelldruckleitungen 16 und 17 und damit auch in der Leitung 18 ebenfalls ein Druckgefälle. Beim Öffnen des Schnellsenkventils 7 strömt demnach ein Volumenstrom Q aus der ersten Stelldruckleitung 16 in die zweite Stelldruckleitung 12. Dieser Volumenstrom Q ist umso höher, je
20 größer das Druckgefälle zwischen den Leitungen 16 und 17 ist. Bevorzugt ist daher ein kleiner Ventilquerschnitt des Schnellsenkventils 7 zu wählen, der einen deutlichen Druckabfall und damit einen hohen Volumenstrom Q über dem Schnellsenkventil 7 ermöglicht.

25

Das Schnellsenkventil 7 ist mit einem variablen Strömungsquerschnitt ausgestattet. Ein Benutzer kann somit die Öffnung des Ventils zwischen 0 und 100% regeln und damit die Senkgeschwindigkeit des Aktuators 1 beeinflussen. Die
30 Ansteuerung des Schnellsenkventils 7 erfolgt vorzugsweise elektromagnetisch. Zudem können auch andere Ansteuerungsmöglichkeiten für das Schnellsenkventil 7 vorgesehen sein, wie es beispielhaft in Fig.2 gezeigt ist.

35 Aus Sicherheitsgründen kann eine Beschränkung der Absenkgeschwindigkeit vorgesehen sein, die das Öffnen des Schnellsenkventils 7 bei einem bestimmten Lastdruck verhindert oder ein bereits geöffnetes Schnellsenkventil 7 zurück in seine Ausgangsposition bringt, in der die erste

Verbindungsleitung 18 unterbrochen ist. Dabei kann zum Beispiel ein integrierter Drucksensor den Lastdruck, also den Druck in der ersten Kammer a des Aktuators 1 messen und diesen an eine Steuereinheit des hydraulischen Systems weitergeben. Übersteigt der Lastdruck einen zuvor festgelegten Grenzwert, erfolgt eine automatische Schließung des Schnellsenkventils 7. Vorzugsweise entspricht dieser Grenzwert dem 1,2-fachen Druckniveau des Aktuatorbetriebs ohne Last.

10

Fig. 2 zeigt eine bevorzugte Beschaltung des Schnellsenkventils 7, das sich in der ersten Verbindungsleitung 18 befindet. Es handelt sich in der dargestellten Ausführung um ein 2/2-Proportionalventil. In der Ausgangsstellung, die durch eine Rückstellfeder 7b eingestellt wird, ist die Verbindung zwischen den Stelldruckleitungen 16 und 17 gesperrt. Bei Ansteuerung des Schnellsenkventils 7 durch das Steuerventil 8 wird ein gedrosselter Durchfluss durch das Schnellsenkventil 7 ermöglicht. Hierbei gelangt Druckmittel aus der ersten Stelldruckleitung 16 zur zweiten Stelldruckleitung 17. Durch eine integrierte Rückschlagventilfunktion ist der Durchfluss in umgekehrter Richtung auch bei geöffnetem Schnellsenkventil 7 gesperrt. Die dargestellte Druckleitung 7a ermöglicht die oben angeführte Sicherheitsfunktion auf hydrostatischen Weg. Bei Erhöhen des Lastdrucks steigt die zusätzlich zur Federkraft der Rückstellfeder 7b wirkende hydraulische Kraft in Schließrichtung an. Damit steigt auch die zum Öffnen erforderliche Betätigungskraft an, und bei konstanter Öffnungskraft wird das Schnellsenkventil 7 automatisch in eine geschlossene Position gebracht.

Zur Vorsteuerung ist mit dem Schnellsenkventil 7 ein Steuerventil 8 durch die Druckleitung 8a verbunden. Dabei wird über die Druckleitung 8a eine Druckfläche des Schnellsenkventils 7 mit einer hydrostatischen Steuerkraft entgegen der Kraft der Rückstellfeder 7b beaufschlagt. Eine Realisierung von unterschiedlichen Durchflussraten aufgrund unterschiedlicher Schaltstellungen des Schnell-

senkventils 7 ist dadurch durch eine Einstellung der hydraulischen Steuerkraft möglich.

Das Steuerventil 8 ist vorzugsweise ein 3/2 Proportional-
5 ventil mit elektromagnetischer Ansteuerung. Mit Hilfe einer zusätzlichen Feder 8c ist eine Ausgangsstellung des Ventils festgelegt. In der Ausgangsstellung, die eine erste Endposition des Ventils bildet, ist das Steuerventil 8 nach Fig. 2 demnach mit dem Tank 5 verbunden. In dieser
10 Schalstellung wird somit kein Druckmittel vom Steuerventil 8 durch die Leitung 8a zum Schnellsenkventil 7 gefördert und die Druckfläche des Schnellsenkventils 7 ist entlastet. Bei einer Ansteuerung des Steuerventils 8 mit Hilfe des damit verbundenen Elektromagneten 8d wird die
15 Druckleitung 8a in Abhängigkeit von der Höhe des Steuerungssignals zunehmend mit einer Druckmittelquelle 8b verbunden. Bei einer Verstellung des Steuerventils 8 in Richtung dieser zweiten Endposition kann demnach Druckmittel von der Druckmittelquelle 8b zur Druckleitung
20 8a gefördert werden, wodurch eine gezielte Ansteuerung des Schnellsenkventils 7 in Öffnungsrichtung erfolgt. Durch die variable Einstellbarkeit des Ventils wird die Höhe des die Druckfläche des Schnellsenkventils 7 beaufschlagenden Drucks eingestellt.

25

Die Förderung von Druckmittel von der Quelle 8b kann beispielsweise durch eine Speisepumpe realisiert sein. Da es sich bei dem Steuerventil 8 um ein Proportionalventil handelt, können mit Hilfe der Ansteuerung durch den
30 Elektromagneten 8d verschiedene Schaltstellungen und damit auch unterschiedliche Durchflussraten durch das Steuerventil 8 realisiert werden.

Fig. 3 zeigt eine erfindungsgemäße Ausführung des Schnell-
35 senkventils 7 kombiniert mit einem zusätzlichen Schwimmstellungsventil 9. Dabei ist das Schwimmstellungsventil 9 in der zweiten Verbindungsleitung 19 angeordnet. Bei dem dargestellten Schwimmstellungsventil 9 handelt es sich um 2/2-Wegeventil. In der Ausgangsstellung ist das Schwimm-

stellungsventil 9 gesperrt. Diese Ausgangsstellung des Ventils wird durch die Feder 9a bestimmt. Zusätzlich ist eine zweite Druckleitung 9b vorhanden, die das Schwimmstellungsventil 9 mit der ersten Verbindungsleitung 18 auf
5 der zur ersten Kammer a gerichteten Seite des Schnellsenkventils 7 verbindet. Die Federkraft der Feder 9a und die Kraft der Druckbeaufschlagung auf das Schwimmstellungsventil 9 durch den Druck in der Leitung 9b addieren sich. Die elektromagnetische Ansteuerung des Schwimmstellungsventils
10 9 wird dadurch bei erhöhtem Lastdruck hydraulisch übersteuert. Das Schwimmstellungsventil 9 geht somit aus Sicherheitsgründen in seine geschlossene Position, wenn der Lastdruck über einen durch die Höhe der elektromagnetischen Kraft festlegbaren Wert ansteigt.

15

Die elektromagnetische Kraft wird durch einen Elektromagneten 9c als Gegenkraft zur Feder 9a und zur Druckbeaufschlagung durch die Leitung 9b erzeugt. Bei Beaufschlagung mit der elektromagnetischen Kraft und einem
20 unkritisch niedrigen Lastdruck wird eine Öffnung des Schwimmstellungsventils 9 bewirkt. Durch die geöffnete Schaltstellung des Schwimmstellungsventils 9 wird bei gleichzeitiger Öffnung des Schnellsenkventils 7 eine Schwimmstellung des hydraulischen Systems realisiert.
25 Dabei ist die erste Verbindungsleitung 18 des hydraulischen Systems auf der zur zweiten Kammer b gelegenen Seite in Bezug auf das Schnellsenkventil 7 mit dem Tank 5 durch eine Drosselschaltung 10 verbunden. Der Durchfluss von Druckmittel zum Tank 5 ist somit begrenzt.
30 Die Drosselschaltung 10 ist mit einem Rückschlagventil ausgeführt damit gegebenenfalls Druckmittel aus dem Tank 5 angesaugt werden kann, so dass beispielsweise Kavitation im hydraulischen System verhindert wird.

35 Fig. 4 zeigt eine erfindungsgemäße Ausführung des hydraulischen Systems gemäß Figur 1 mit einem Mengenausgleichsventil 23. Dieses ist über eine erste Verbindungsleitung 22a mit der Stelldruckleitung 16 und damit mit der ersten Kammer a des Aktuators 1 verbunden.

Über eine zweite Verbindungsleitung 22b ist das Mengenausgleichsventil 23 mit der Stelldruckleitung 17 und somit mit der zweiten Kammer b des Aktuators 1 verbunden. Das Mengenausgleichsventil 23 ist zudem mit dem Speisesystem
5 verbunden und somit über das Druckbegrenzungsventil 11 mit dem Tank 5 verbunden.

Bei dem erfindungsgemäßen Mengenausgleichsventil 23 handelt es sich vorzugsweise um ein 3/3-Wegeventil, das
10 von auftretenden Druckkräften bzw. Druckdifferenzen angesteuert wird. Abhängig von den auftretenden Druckverhältnissen auf der Kolben- und der Bodenseite des Aktuators 1 wird entweder die erste Kammer a oder die zweite Kammer b mit dem Tank 5 über das Druckbegrenzungs-
15 ventil verbunden. Bei Druckgleichgewicht befindet sich das Mengenausgleichsventil 23 in seiner Ausgangsstellung.

Bei dem in Figur 4 dargestellten Mengenausgleichsventil 23 handelt es sich um ein 3/3-Wegeventil. In der
20 Ausgangsstellung ist das Mengenausgleichsventil 23 gesperrt und die Verbindungsleitungen 22a und 22b voneinander und von dem Tank 5 getrennt. Zwei Druckmessleitungen 25a, 25b sind mit den Stelldruckleitungen 16 und 17 verbunden, wodurch in dem Fall eines Überdrucks in einer der beiden
25 Stelldruckleitungen 16,17 das Ventil 23 aktiviert wird. Dies erfolgt derart, dass durch einen Überdruck in der Stelldruckleitung 17 die Stelldruckleitung 16 mit dem Tank 5 über das Druckbegrenzungsventil 11 verbunden wird. Bei einem Überdruck in der Stelldruckleitung 16 wird
30 dagegen die Stelldruckleitung 17 mit dem Tank 5 über das Druckbegrenzungsventil 11 verbunden. Demzufolge kann durch Betätigung des Mengenausgleichsventils 23 wahlweise Ölvolumen aus der Stelldruckleitung 16 oder aus der Stell-
druckleitung 17 an den Tank 5 abgeführt werden.

35

Das Mengenausgleichsventil 23 wird vorzugsweise dann aktiviert, wenn das Verhältnis der aktuellen Schnellsenkgeschwindigkeit zur Maximalgeschwindigkeit des Aktuators 1

(im Betrieb ohne Schnellsenkventil) einen Faktor K überschreitet. Der Faktor K berechnet sich hierbei wie folgt:

$$K = \frac{-1}{2(A_{st}/A_{bo}-1)},$$

dabei entspricht A_{st} der Fläche der Stangenseite des Aktuators 1 und A_{bo} der Fläche der Bodenseite des Aktuators 1.

Der Betrieb des Mengenausgleichsventils 23 wird im Folgenden erläutert.

Beträgt das Verhältnis der Schnellsenkgeschwindigkeit zur Maximalgeschwindigkeit des Aktuators 1 weniger als der zuvor definierte Faktor K, wird weniger Ölvolumen von der Stangenseite und damit von der ersten Kammer a zur zweiten Kammer b gefördert, als in der zweiten Kammer b benötigt wird. Dies bedeutet, dass das geförderte Volumen des Schnellsenkventils 7 und der Pumpe 2 nicht ausreicht, um den Bedarf der Stangenseite (Kammer b) des Aktuators 1 zu decken. Deswegen wird in diesem Fall zusätzlich Ölvolumen zur Kammer b mit Hilfe der Speisepumpe 6 gefördert. Das Mengenausgleichsventil 23 wird in diesem Fall nicht aktiviert.

Beträgt das Verhältnis der Schnellsenkgeschwindigkeit zur Maximalgeschwindigkeit des Aktuators 1 mehr als der zuvor definierte Faktor K, wird mehr Ölvolumen von der Stangenseite und damit von der ersten Kammer a zur zweiten Kammer b gefördert, als in der zweiten Kammer b benötigt wird. Dies bedeutet, dass ein Überschuss an Ölvolumen in die Stelldruckleitung 17 gefördert wird. In diesem Fall wird das Mengenausgleichsventil 23 durch die Leitung 25b aktiviert, wodurch ein Überschuss an Ölvolumen verhindert wird, indem Ölvolumen von der Stelldruckleitung 16 über das Druckbegrenzungsventil 11 des Speisesystems direkt zum Tank 5 abfließt.

Dementsprechend kann mit dem erfindungsgemäßen Mengenausgleichsventil 23 verhindert werden, dass sich die Drücke an der Bodenseite und an der Stangenseite des Aktuators 1 während des Betriebs des Schnellsenkventils 7 angleichen und die Funktionsweise des Schnellsenkventils 7 negativ beeinflussen.

Zur Einstellung einer Ansprechgrenze für einen Druckunterschied zwischen Stangen- und Bodenseite und zum Rückführen des Mengenausgleichsventils 23 in seine Ausgangsposition können Zentrierfedern vorgesehen sein, die in der Zeichnung nicht dargestellt sind.

Zur Verdeutlichung ist nachfolgend ein Zahlenbeispiel für $k=1,21$ gezeigt, was einem typischen Verhältnis der Kolbenflächen auf Stangen- und Bodenseite entspricht.

Fall A: Senkgeschwindigkeit 1,2-Mal schneller als Schnellsenkventil

20

Q von Zylinder (Kammer a)	204 l/min
Q durch Pumpen 2a, 2b	85 und 85l/min
Q durch Schnellsenkventil	34 l/min
Q _{total} (Schnellsenkventil+Pumpe 2b)	119 l/min
Q erfordert von Kammer b	120 l/min
→ 1 l/min fehlt und wird von Speisepumpe 6 geliefert	

25

30

Fall B: Senkgeschwindigkeit 1,25-Mal schneller als ohne schnellsenkventil

Q Zylinder (Kammer a)	212 l/min
Q durch Pumpen 2a, 2b	85 und 85l/min
Q durch Schnellsenkventil	42 l/min
Q _{total} (Schnellsenkventil+Pumpe 2b)	127 l/min
Q erfordert von Kammer b	125 l/min
→ Überschuss wird durch Spülventil 23 über das Druckbegrenzungsventil bis zum Tank weitergeleitet	

35

Die Fig. 5 zeigt ein ausgehend von dem Ausführungsbeispiel der Fig. 4 abgewandeltes Ausführungsbeispiel. Im Unterschied zu der Fig. 4 ist hier ein separates Druckbegrenzungsventil 11' vorgesehen, welches das Mengenausgleichsventil 23 mit dem Tank verbindet. Die Funktion stimmt im wesentlichen mit der bereits zur Fig. 4 beschriebenen Funktion überein. Vorteilhaft ist allerdings bei dem Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 5, dass über das separate Druckbegrenzungsventil 11' eine einem Spülventil in einem herkömmlichen hydrostatischen Fahrtrieb gleichkommende Funktion erreicht wird. Diese Ausführungsform wird daher bevorzugt. Sie erlaubt außerdem das Druckbegrenzungsventil 11' hinsichtlich der durchfließenden Mengen und des eingestellten Drucks an die Mengenausgleichsfunktion anzupassen, ohne Kompromisse hinsichtlich sonstiger Funktionen des Druckbegrenzungsventils, wie beispielsweise einer Druckbegrenzung des zulässigen Speisedrucks in Kauf nehmen zu müssen. Ein üblicherweise vorhandenes Druckbegrenzungsventil zur Begrenzung des Speisedrucks eines Speisesystems ist in der Fig. 5 nicht explizit dargestellt. Es ist jedoch in der Regel ebenfalls vorhanden. In seltenen Ausnahmefällen könnte auch eine direkte Verbindung des Mengenausgleichsventils 23 mit dem Tankvolumen vorgesehen sein.

25

Die Erfindung ist nicht auf das dargestellte Ausführungsbeispiel beschränkt. Vielmehr sind auch vorteilhafte Kombinationen der einzelnen Merkmale miteinander möglich.

Ansprüche

1. Hydraulisches System, aufweisend:
einen hydraulischen Aktuator (1), aufweisend
5 mindestens eine erste Kammer (a) und eine zweite
Kammer (b) mit jeweils einem Anschluss zur Anbindung
an das hydraulische System,
mindestens eine verstellbare hydraulische Pumpe (2),
aufweisend mindestens einen ersten Anschluss und
10 einen zweiten Anschluss, wobei der erste Anschluss
mit der ersten Kammer (a) des hydraulischen Aktuators
und der zweite Anschluss mit der zweiten Kammer (b)
des hydraulischen Aktuators (1) verbunden ist,
dadurch gekennzeichnet, dass die erste Kammer (a) mit
15 der zweiten Kammer (b) über mindestens ein
Schnellsenkventil (7) mit einem regelbaren
Strömungsquerschnitt verbunden ist.
2. Hydraulisches System nach Anspruch 1, **dadurch**
20 **gekennzeichnet**, dass der Strömungsquerschnitt des
regelbaren Schnellsenkventils (7) mit Hilfe eines
Steuersignals zwischen 0 und 100 % verstellbar ist.
3. Hydraulisches System nach einem der vorhergehenden
25 Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass das regelbare
Schnellsenkventil (7) beim Betätigen des
hydraulischen Aktuators (1) entgegen einer Last
geschlossen ist.
- 30 4. Hydraulisches System nach einem der vorhergehenden
Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass eine
Nenngröße der Pumpe (2) nach einer erforderlichen
Hubgeschwindigkeit dimensioniert ist.
- 35 5. Hydraulisches System nach einem der vorhergehenden
Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass die
hydraulische Pumpe (2) eine Zweikreispumpe ist.

6. Hydraulisches System nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass ein Speicher (4) für Hydraulikflüssigkeit mit mindestens einer Pumpe (2,6) verbunden ist.
- 5
7. Hydraulisches System nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Schnellsenkventil (7) mittels eines elektroproportionalen Vorsteuerventils (8) betätigt ist.
- 10
8. Hydraulisches System nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass ein Schwimmstellungsventil (9) vorgesehen ist, über welches die erste und die zweite Kammer (a,b) des Aktuators (1) mit einem Tankvolumen (5) verbindbar sind.
- 15
9. Hydraulisches System nach Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Schwimmstellungsventil (9) mit einem zwischen dem Schnellsenkventil (7) und der zweiten Kammer (b) ausgebildeten Leitungsabschnitt verbunden ist.
- 20
10. Hydraulisches System nach Anspruch 8 oder 9, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Schwimmstellungsventil (9) in Richtung einer geschlossenen Ruheposition mit dem in der ersten Kammer (a) herrschenden Druck beaufschlagt ist.
- 25
11. Hydraulisches System nach Anspruch 1 bis 10, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Schnellsenkventil (7) mit dem Druck der ersten Kammer (a) in Richtung einer geschlossenen Stellung beaufschlagt ist.
- 30
12. Hydraulisches System nach Anspruch 1 bis 11, **dadurch gekennzeichnet**, dass ein Mengenausgleichsventil (23) vorgesehen ist, über welches die erste oder die zweite Kammer (a,b) des Aktuators (1) mit einem Tankvolumen (5) vorzugsweise über ein Druckbegrenzungsventil (11, 11') verbindbar sind.
- 35

13. Hydraulisches System nach Anspruch 12, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Mengenausgleichsventil (23) derart ausgebildet ist, einen Überschuss an Hydraulikflüssigkeit während des Betriebs des Schnellsenkventils (7) vorzugsweise über ein Druckbegrenzungsventil (11, 11') an das Tankvolumen (5) zu leiten.
14. Verfahren zum Betätigen eines hydraulischen Aktuators (1) mit folgenden Verfahrensschritten:
- Erzeugen eines Volumenstroms aus einer ersten Kammer (a) des hydraulischen Aktuators (1) in eine zweite Kammer (b) des Aktuators (1) und
 - Erhöhen des Volumenstroms durch Öffnen eines die erste Kammer (a) mit der zweiten Kammer (b) verbindenden Schnellsenkventils.(7)
15. Verfahren nach Anspruch 14, **dadurch gekennzeichnet**, dass zum Erhöhen der Betätigungsgeschwindigkeit zunächst die Pumpe (2) auf maximales Fördervolumen und anschließend zur weiteren Erhöhung der Betätigungsgeschwindigkeit das regelbare Schnellsenkventil (7) in Richtung seiner geöffneten Position verstellt wird.
16. Verfahren nach Anspruch 14 oder 15, **dadurch gekennzeichnet**, dass das regelbare Schnellsenkventil (7) geschlossen wird, wenn ein in der ersten Kammer (a) herrschender Lastdruck einen Grenzwert übersteigt.
17. Verfahren nach Anspruch 14 bis 16, **dadurch gekennzeichnet**, dass ein Überschuss an vom Schnellsenkventil (7) geförderter Hydraulikflüssigkeit mit Hilfe eines Spülventils (23) zu einem Tankvolumen (5) vorzugsweise über ein Druckbegrenzungsventil (11, 11') gefördert wird.

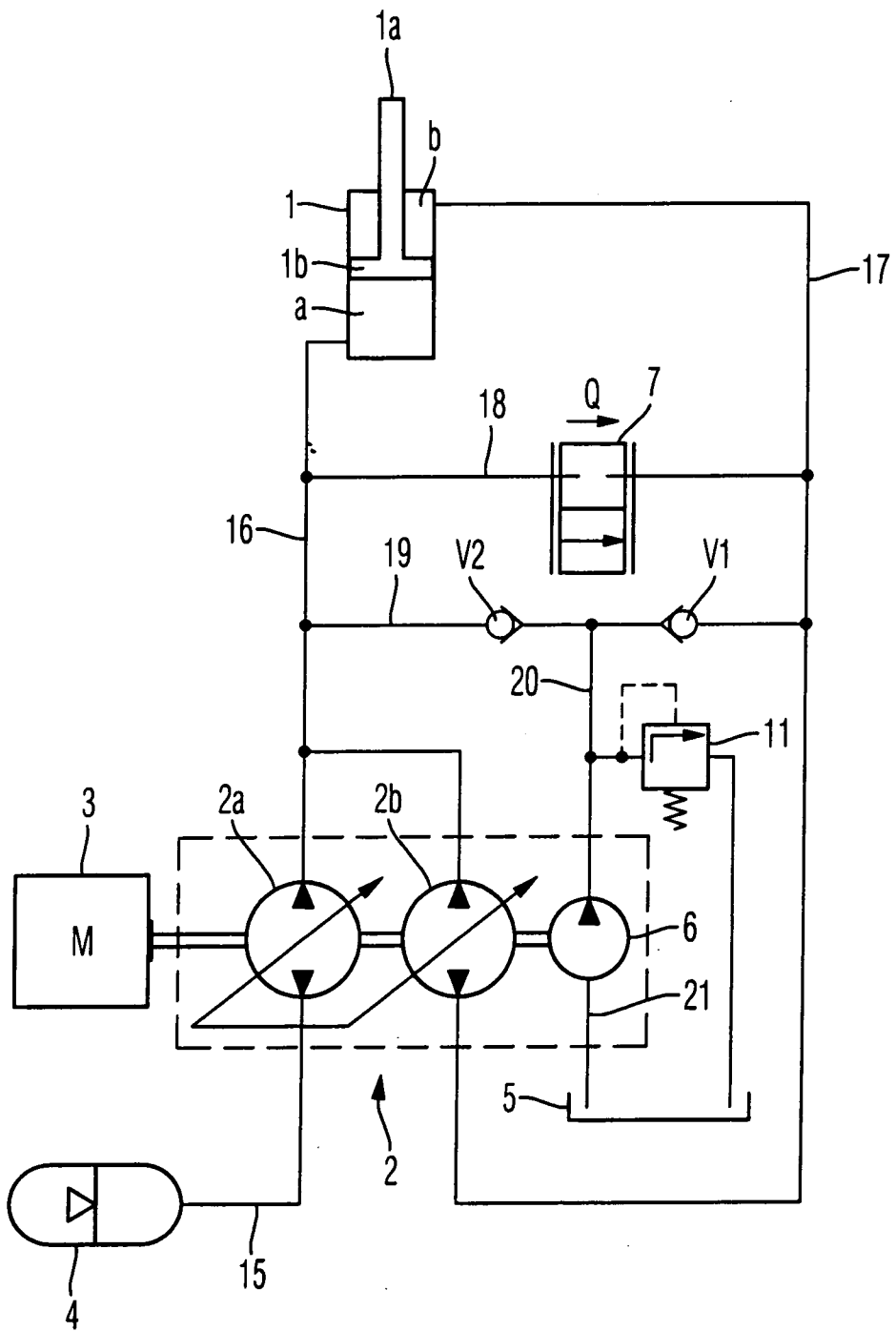


Fig. 1

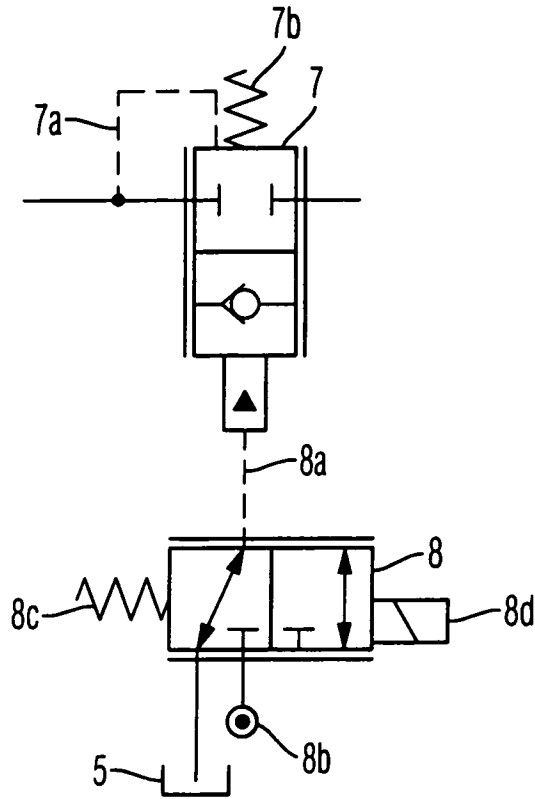


Fig. 2

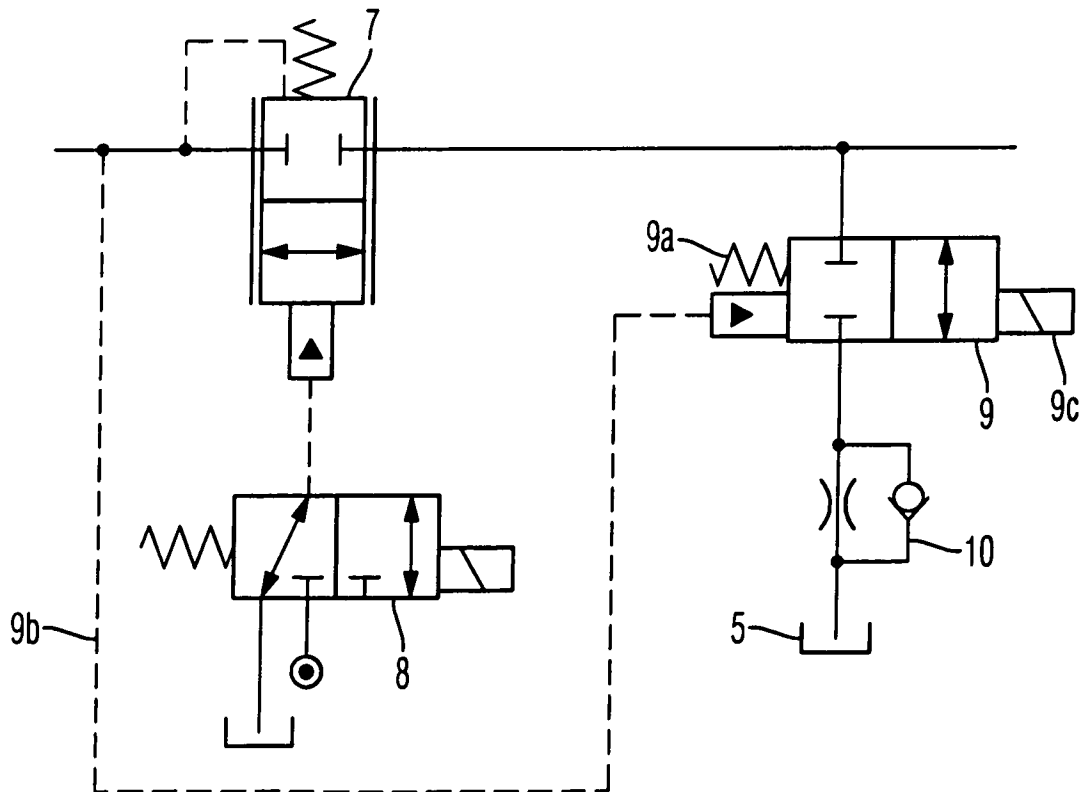


Fig. 3

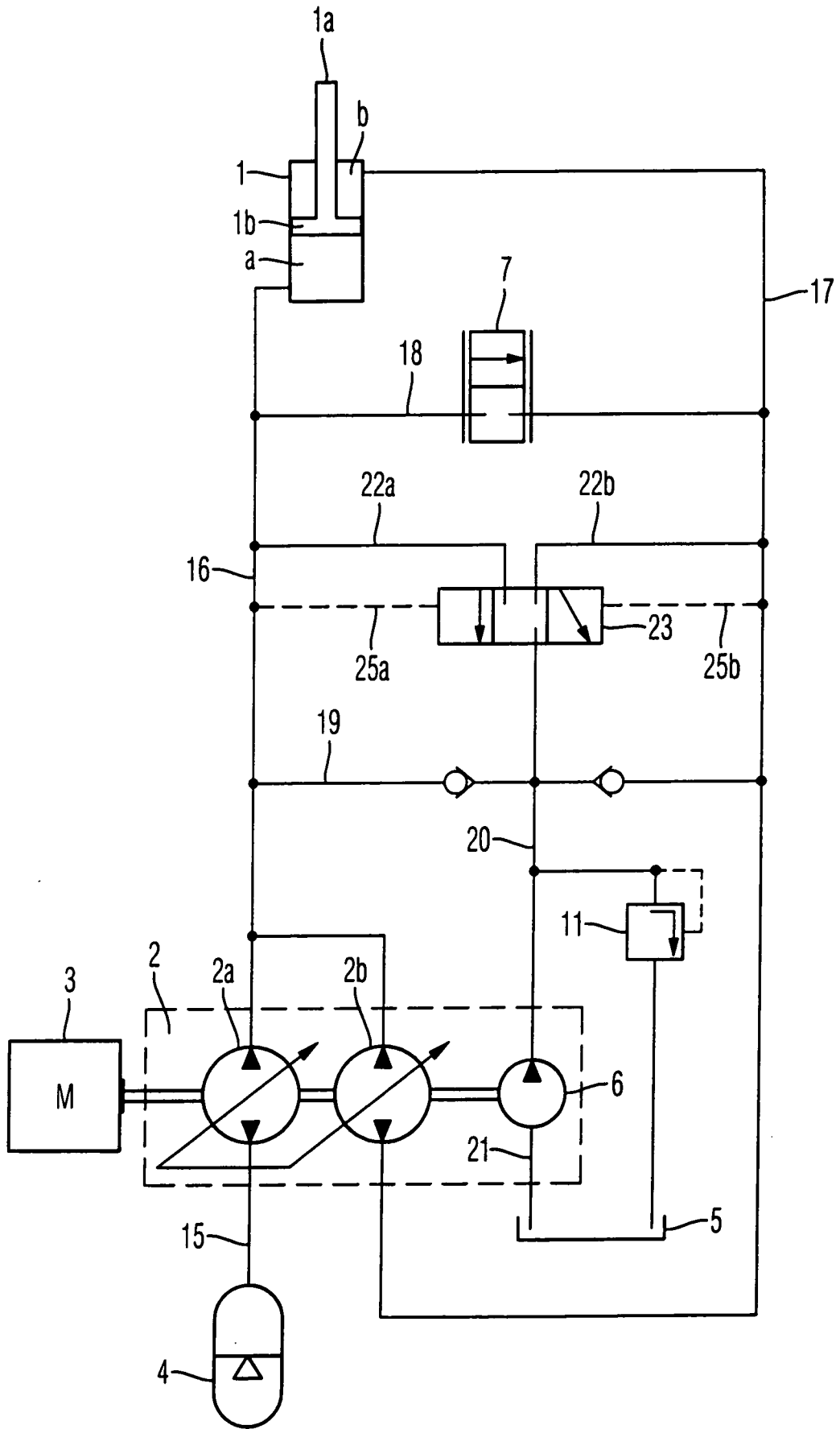


Fig. 4

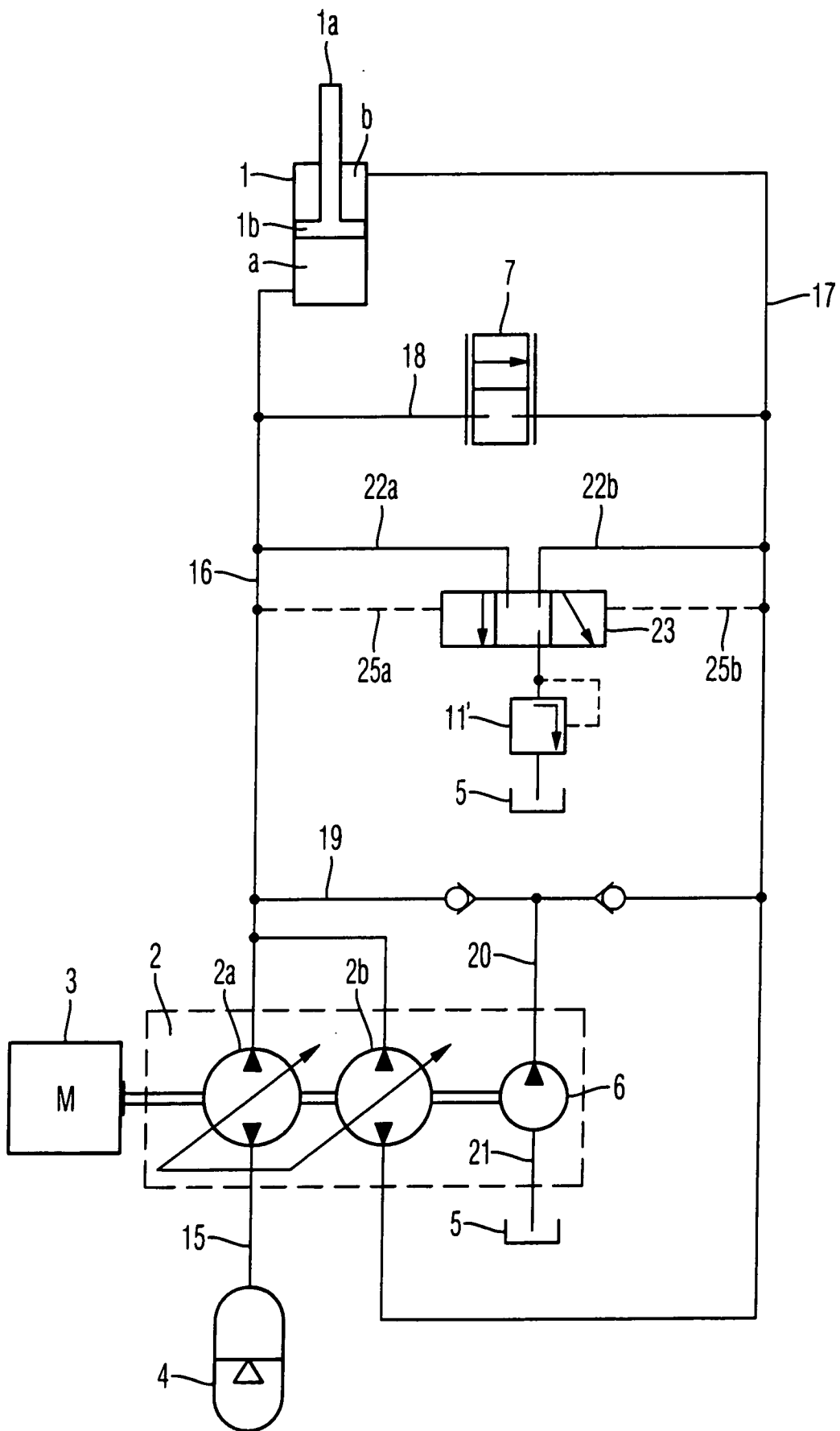


Fig. 5

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No

PCT/EP2008/010200

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

INV. F15B7/00 F15B11/024 F15B21/14 E02F9/22

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F15B E02F

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)

EPO-Internal

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	DE 25 38 676 A1 (VOEGELE AG J) 3 March 1977 (1977-03-03) page 3, paragraph 3 - page 4	1-8, 11, 12, 14, 16
X	EP 0 081 703 A (BOSCH GMBH ROBERT [DE]) 22 June 1983 (1983-06-22) page 4, last paragraph - page 5, paragraph 1; figure 3	1, 14
X	US 2007/166168 A1 (VIGHOLM BO [SE] ET AL) 19 July 2007 (2007-07-19) paragraphs [0078] - [0083]; figure 3	14, 15, 17
X	US 2007/079609 A1 (BRINKMAN JASON L [US] ET AL BRINKMAN JASON LEE [US] ET AL) 12 April 2007 (2007-04-12) paragraphs [0023] - [0028]	14, 15, 17
	-/--	



Further documents are listed in the continuation of Box C.



See patent family annex.

* Special categories of cited documents :

- *A* document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
- *E* earlier document but published on or after the international filing date
- *L* document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
- *O* document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
- *P* document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

T later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

X document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

Y document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.

& document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

20 März 2009

Date of mailing of the international search report

26/03/2009

Name and mailing address of the ISA/

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2,
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040,
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Toffolo, Olivier

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No
PCT/EP2008/010200

C(Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	EP 1 621 777 A (PORSCHE AG [DE]) 1 February 2006 (2006-02-01) paragraphs [0004], [0005], [0013], [0014] -----	14

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No PCT/EP2008/010200
--

Patent document cited in search report	Publication date	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
DE 2538676	A1	03-03-1977	NONE	
EP 0081703	A	22-06-1983	DE 3148174 A1 JP 58102807 A	09-06-1983 18-06-1983
US 2007166168	A1	19-07-2007	NONE	
US 2007079609	A1	12-04-2007	CN 101283146 A WO 2007044130 A1	08-10-2008 19-04-2007
EP 1621777	A	01-02-2006	DE 102004037104 A1 JP 2006046648 A US 2006025269 A1	23-03-2006 16-02-2006 02-02-2006

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES INV. F15B7/00 F15B11/024 F15B21/14 E02F9/22		
Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPC) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPC		
B. RECHERCHIERTE GEBIETE		
Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole) F15B E02F		
Recherchierte, aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen		
Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe) EPO-Internal		
C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN		
Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	DE 25 38 676 A1 (VOEGELE AG J) 3. März 1977 (1977-03-03) Seite 3, Absatz 3 - Seite 4	1-8, 11, 12, 14, 16
X	EP 0 081 703 A (BOSCH GMBH ROBERT [DE]) 22. Juni 1983 (1983-06-22) Seite 4, letzter Absatz - Seite 5, Absatz 1; Abbildung 3	1, 14
X	US 2007/166168 A1 (VIGHOLM BO [SE] ET AL) 19. Juli 2007 (2007-07-19) Absätze [0078] - [0083]; Abbildung 3	14, 15, 17
X	US 2007/079609 A1 (BRINKMAN JASON L [US] ET AL BRINKMAN JASON LEE [US] ET AL) 12. April 2007 (2007-04-12) Absätze [0023] - [0028]	14, 15, 17
	-/--	
<input checked="" type="checkbox"/> Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen <input checked="" type="checkbox"/> Siehe Anhang Patentfamilie		
<ul style="list-style-type: none"> * Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen : *A* Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist *E* älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist *L* Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt) *O* Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht *P* Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist *T* Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist *X* Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden *Y* Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist *Z* Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist 		
Datum des Abschlusses der internationalen Recherche		Absendedatum des internationalen Recherchenberichts
20. März 2009		26/03/2009
Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 340-2040, Fax: (+31-70) 340-3016		Bevollmächtigter Bediensteter Toffolo, Olivier

C. (Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	EP 1 621 777 A (PORSCHE AG [DE]) 1. Februar 2006 (2006-02-01) Absätze [0004], [0005], [0013], [0014] -----	14

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2008/010200

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
DE 2538676	A1	03-03-1977	KEINE
EP 0081703	A	22-06-1983	DE 3148174 A1 09-06-1983 JP 58102807 A 18-06-1983
US 2007166168	A1	19-07-2007	KEINE
US 2007079609	A1	12-04-2007	CN 101283146 A 08-10-2008 WO 2007044130 A1 19-04-2007
EP 1621777	A	01-02-2006	DE 102004037104 A1 23-03-2006 JP 2006046648 A 16-02-2006 US 2006025269 A1 02-02-2006