



(11) **EP 1 915 538 B1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
04.04.2012 Patentblatt 2012/14

(21) Anmeldenummer: **06701053.8**

(22) Anmeldetag: **27.01.2006**

(51) Int Cl.:
F15B 11/044^(2006.01) F15B 11/024^(2006.01)

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/CH2006/000057

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2007/019712 (22.02.2007 Gazette 2007/08)

(54) **SCHALTUNG ZUR ANSTEUERUNG EINES DOPPELTWIRKENDEN HYDRAULISCHEN ANTRIEBSZYLINDERS**

CIRCUIT FOR CONTROLLING A DOUBLE-ACTION HYDRAULIC DRIVE CYLINDER

MONTAGE POUR COMMANDER UN CYLINDRE D'ENTRAÎNEMENT HYDRAULIQUE A DOUBLE EFFET

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR HU IE IS IT LI LT LU LV MC NL PL PT RO SE SI SK TR

(30) Priorität: **19.08.2005 CH 13662005**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
30.04.2008 Patentblatt 2008/18

(73) Patentinhaber: **Bucher Hydraulics AG 6345 Neuheim/Zug (CH)**

(72) Erfinder:
• **HRISTOV, Ivan CH-6300 Zug (CH)**
• **ZÜRCHER, Josef CH-6345 Neuheim (CH)**

(74) Vertreter: **Münch, Martin Walter et al E. Blum & Co. AG Vorderberg 11 8044 Zürich (CH)**

(56) Entgegenhaltungen:
EP-B- 0 831 181 DE-A1- 19 932 948

EP 1 915 538 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

[0001] Die Erfindung bezieht sich auf eine Schaltung zur Ansteuerung eines doppeltwirkenden hydraulischen Antriebszylinders gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

[0002] Bei Vorrichtungen zum Heben und Senken von Lasten werden vielfach doppeltwirkende Antriebszylinder angewendet. In der einen Bewegungsrichtung wird Hydrauliköl in den Kolbenraum des Antriebszylinders gespeist, während aus dem Stangenraum des Antriebszylinders Hydrauliköl abgeführt werden muss. Weil die Querschnitte von Kolben- und Stangenraum unterschiedlich groß sind, sind die Mengen von eingespeistem und abgeführten Hydrauliköl unterschiedlich groß. Bei der genannten ersten Bewegungsrichtung muss dem Kolbenraum mehr Hydrauliköl zugeführt werden als auf dem Stangenraum abfließt. In der anderen Bewegungsrichtung ist dies umgekehrt.

[0003] Wird der Zu- und Abfluss von Hydrauliköl nur mit einem Wegeventil gesteuert, so muss beispielsweise das ganze in den Kolbenraum zu fördernde Hydrauliköl von einer Pumpe gefördert werden. Das aus dem Stangenraum abfließende Hydrauliköl strömt über das Wegeventil zum Tank.

[0004] Aus der Druckschrift "Der Hydraulik Trainer, Band 2 - Proportional- und Servoventil-Technik" (Mannesmann Rexroth GmbH, 1. Auflage, ISBN 3-8023-0898-0) ist eine Differentialschaltung bekannt, bei der parallel zum Wegeventil ein federbelastetes Rückschlagventil angeordnet ist. Wird von der Pumpe über das Wegeventil zum Kolbenraum Hydrauliköl gefördert, so dass fließt Hydrauliköl aus dem Stangenraum über das Rückschlagventil zum Pumpenanschluss des Wegeventils, weil der Rückfluss in den Tank durch das Wegeventil abgesperrt ist. Die Pumpe muss also nur die Differenzmenge an Hydrauliköl fördern.

[0005] Bei Arbeitsmaschinen, bei denen solche doppeltwirkenden Antriebszylinder angewendet werden, sind die Rohrleitungen zwischen dem Wegeventil und dem doppeltwirkenden Antriebszylinder oftmals sehr lang, beispielsweise 8 m oder mehr. Eine lange Hydraulikölleitung ist aber ein hydraulischer Widerstand, was Energieverluste bedeutet und zu einer Erwärmung des Hydrauliköls führt.

[0006] Aus EP 0 831 181 B1 und DE 69717 040 T2 ist eine Schaltung bekannt, bei der eine Schaltung mit einem Rückschlagventil zwischen den Zuführleitungen zum Stangenraum und zum Kolbenraum vorhanden ist. Somit kann Hydrauliköl vom Stangenraum zum Kolbenraum fließen, ohne dass es den Umweg über das Wegeventil nehmen muss. Damit ist das Problem der Energieverluste und der Ölerwärmung entschärft. Die sogenannte Regeneration ist also beim Ausfahren der Stange aus dem Antriebszylinder wirksam, was beispielsweise das Heben einer Last bedeuten kann. Beim Einfahren, also beispielsweise beim Senken der Last, findet keine Regeneration statt. Die gesamte aus dem Kolbenraum

des hydraulischen Antriebszylinders austretende Menge an Hydrauliköl muss über das Wegeventil zum Tank abgeführt werden, während die in den Stangenraum zu fördernde Menge des Hydrauliköls von der Pumpe über das Wegeventil fließen muss. Beim Senken der Last muss die Pumpe also Leistung erbringen und die Gesamtmenge des Hydrauliköls muss durch die langen Leitungen fließen.

[0007] Aus DE-A1-199 32 948 ist eine gesteuerte Schwebeschaltung für eine Betätigungsvorrichtung bekannt. Dabei ist eine Regeneration vom Kolbenraum zum Stangenraum eines hydraulischen Antriebszylinders möglich, erfordert jedoch zusätzliche Steuermittel, nämlich ein vorsteuerbetätigtes Rückschlagventil, das von einem elektrisch gesteuerten Ventil angesteuert wird. Das elektrisch gesteuerte Ventil seinerseits ist angesteuert durch einen Kontakt einer Schalteranordnung. Bei der einen gezeigten Ausführungsvariante ist darüber hinaus ein zweites vorsteuerbetätigtes Rückschlagventil erforderlich, das von einem Proportionaldrucksteuerteil gesteuert wird. Bei der zweiten gezeigten Ausführungsvariante ist ein zusätzliches Auslassventil nötig, das der Ansteuerung durch ein zweites Proportionaldrucksteuerteil bedarf.

[0008] Eine Regeneration vom Kolbenraum zum Stangenraum ist also hier im Prinzip möglich, erfordert aber Steuereingriffe und ist an das Vorhandensein von vorsteuerbetätigten Rückschlagventilen und deren Ansteuerorgane gebunden. Hydraulisch gesteuerte Ventile und deren Ansteuerorgane, die ebenfalls hydraulisch wirken, führen zu Druckverlusten und erfordern damit einen bestimmten Leistungsbedarf.

[0009] Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, die hydraulische Schaltung zu vereinfachen und gleichzeitig den Leistungsbedarf weiter zu reduzieren, indem hydraulische Strömungswiderstände und damit die Ölerwärmung minimiert werden.

[0010] Die genannte Aufgabe wird erfindungsgemäß durch die Merkmale des Anspruchs 1 gelöst. Vorteilhafte Weiterbildungen ergeben sich aus den abhängigen Ansprüchen.

[0011] Nachfolgend werden Ausführungsbeispiele der Erfindung anhand der Zeichnung näher erläutert.

[0012] Es zeigen:

Fig. 1 ein Schema einer Schaltung zur Ansteuerung eines doppeltwirkenden hydraulischen Antriebszylinders,

Fig. 2 das gleiche Schema in einem anderen Betriebszustand,

Fig. 3 ein Schema mit einer abweichenden Lage des Antriebszylinders,

Fig. 4 ein Schema für die Betriebsart Ausfahren,

Fig. 5 eine Schaltungsvariante und

Fig. 6 ein Schema zum Betrieb zweier parallel arbeitender Antriebszylinder.

[0013] In der Fig. 1 ist ein doppelwirkender hydraulischer Antriebszylinder 1 gezeigt, in dem durch einen Kolben 2 und eine damit verbundene Kolbenstange 3 eine Last 4 bewegbar ist. Ansteuerbar ist der Antriebszylinder 1 durch ein Wegeventil 5, das in bekannter Weise durch Antriebe 6 steuerbar ist. Das Wegeventil 5 weist in bekannter Weise einen Pumpenanschluss P, einen Tankanschluss T, einen ersten Arbeitsanschluss A und einen zweiten Arbeitsanschluss B auf.

[0014] Ein erster Antrieb 6.1 bringt in bekannter Weise das Wegeventil 5 in jene Stellung, bei der der Pumpenanschluss P mit dem Arbeitsanschluss B und der Tankanschluss T mit dem Arbeitsanschluss A verbunden sind. Ein zweiter Antrieb 6.2 bringt das Wegeventil 5 in jene Stellung, bei der der Pumpenanschluss P mit dem Arbeitsanschluss A und der Tankanschluss T mit dem Arbeitsanschluss B verbunden sind. Ist keiner der Antriebe 6 angesteuert, nimmt das Wegeventil 5 die gezeichnete Stellung ein, die die Neutralstellung des Wegeventils 5 dargestellt.

[0015] Der Antriebszylinder 1 weist einen Kolbenraum 11 und einen Stangenraum 12 auf. Durch Zufuhr von Hydrauliköl in den Kolbenraum 11 bei gleichzeitiger Abfuhr von Hydrauliköl aus dem Stangenraum 12 ist für die Last 4 die Funktion "Heben" erreichbar, durch Zufuhr von Hydrauliköl in den Stangenraum 12 bei gleichzeitiger Abfuhr von Hydrauliköl aus dem Kolbenraum 11 die Funktion "Senken". Wie eingangs erwähnt sind dabei die zu- und abströmenden Mengen von Hydrauliköl wegen der unterschiedlichen Querschnitte von Kolbenraum 11 und Stangenraum 12 nicht gleich.

[0016] Erfindungsgemäß ist ein Kolbenraum-Anschluss A_{11} am Kolbenraum 11 über ein Druckbegrenzungsventil 21 und ein selbsttätiges Regenerations-Rückschlagventil 22, das keiner Ansteuerung bedarf, mit einem Stangenraum-Anschluss A_{12} am Stangenraum 12 verbunden. Über diese Verbindung ist ein Fluss des Hydrauliköls vom Kolbenraum-Anschluss A_{11} zum Stangenraum-Anschluss A_{12} möglich, was noch beschrieben werden wird.

[0017] Das Druckbegrenzungsventil 21 bewirkt die Begrenzung des Druckes im Kolbenraum 11. Beim Einfahren des Kolbens 2 mit der Stange 3 in den Antriebszylinder 1 öffnet dieses Druckbegrenzungsventil 21, wenn der Druck im Kolbenraum 11 höher ist als der am Druckbegrenzungsventil 21 eingestellte Druck, so dass Hydrauliköl aus dem Kolbenraum 11 abfließen kann, um den Druck zu vermindern, also zu begrenzen. Das Hydrauliköl fließt je nach Betriebsbedingungen auf unterschiedlichen Wegen ab. Mit dem Druckbegrenzungsventil 21 wird der Antriebszylinder 1 auch gegen von außen wirkende Belastungen abgesichert.

[0018] Das Regenerations-Rückschlagventil 22 öffnet selbsttätig, wenn an seiner dem Kolbenraum-Anschluss A_{11} zugewandten Seite ein höherer Druck herrscht als

an seiner dem Stangenraum-Anschluss A_{12} zugewandten Seite. Damit ist eine Regeneration vom Kolbenraum 11 zum Stangenraum 12 möglich, ohne dass zusätzliche Steuermittel betätigt werden müssen.

[0019] In der Fig. 1 ist - wie schon erwähnt - die Neutralstellung des Wegeventils 5 dargestellt. Die beiden Antriebe 6 sind dabei nicht angesteuert. So sind die beiden Arbeitsanschlüsse A, B mit dem Tankanschluss T verbunden. Der Pumpenanschluss P ist abgesperrt.

[0020] Zwischen dem Druckbegrenzungsventil 21 und dem selbsttätigen Regenerations-Rückschlagventil 22 verzweigt die Verbindungsleitung, nämlich einerseits über ein erstes Vorspannventil 24 zum Arbeitsanschluss A des Wegeventils 5, und andererseits erfindungsgemäß über ein Lasthalteventil 26 zum Kolbenraum-Anschluss A_{11} . Das Lasthalteventil 26 ist durch einen Steuerdruck p_x ansteuerbar, der an einem Steuerdruckanschluss X ansteht.

[0021] Parallel zu erstem Vorspannventil 24 und Lasthalteventil 26 ist ein erstes selbsttätiges Umgehungs-rückschlagventil 28 angeordnet. Dadurch kann die Sperrwirkung von erstem Vorspannventil 24 und Lasthalteventil 26 in einer Richtung umgangen werden, so dass Hydrauliköl vom Arbeitsanschluss A des Wegeventils 5 zum Kolbenraum-Anschluss A_{11} fließen kann, wenn das Wegeventil 5 entsprechend angesteuert ist. Eines Steuereingriffs bedarf es nicht.

[0022] Zwischen dem Arbeitsanschluss B des Wegeventils und dem Stangenraum-Anschluss A_{12} sind zwei Rückschlagventile antiparallel geschaltet, nämlich ein zweites Vorspannventil 30 und ein zweites selbsttätiges Umgehungs-rückschlagventil 32. Das zweite Vorspannventil 30 ist damit zwischen dem Stangenraum 12 und dem Tank in Reihe mit dem Wegeventil 5 geschaltet.

[0023] Durch die erfindungsgemäße serielle Anordnung von Lasthalteventil 26 und Regenerations-Rückschlagventil 22 zwischen dem Kolbenraum-Anschluss A_{11} und dem Stangenraum-Anschluss A_{12} ist es nun möglich, bei in Neutralstellung befindlichem Wegeventil 5, bei der der Pumpenanschluss P gesperrt ist und die beiden Arbeitsanschlüsse A, B mit dem Tankanschluss T verbunden sind, das Einfahren der Stange in den Antriebszylinder dadurch zu erreichen, dass das Lasthalteventil 26 angesteuert wird. Unter der Wirkung der Last 4 herrscht im Kolbenraum 11 ein höherer Druck als im Stangenraum 12. Wird das Lasthalteventil 26 mit einem Steuerdruck p_x angesteuert, öffnet dieses und das Hydrauliköl kann über das Regenerations-Rückschlagventil 22 in den Stangenraum 12 fließen, ohne dass es eines weiteren Steuereingriffs bedarf.

[0024] Weil nun aber bei der Bewegung des Kolbens 2 wegen der unterschiedlichen Querschnitte von Kolbenraum 11 und Stangenraum 12 mehr Hydrauliköl aus dem Kolbenraum 11 abfließt als der Stangenraum 12 aufzunehmen vermag, wird die Differenzmenge über das erste Vorspannventil 24 und/oder über das ein zweite Vorspannventil 30 und somit über die Arbeitsanschlüsse A bzw. B zum Tankanschluss T und damit in den Tank ab-

fließen. Das Einfahren, in diesem Fall identisch mit dem Senken der Last 4, erfolgt also ohne dass Pumpenleistung aufgebracht werden muss. Die Vorspannventile 24, 30 bewirken, dass nur die Differenzmenge abgeführt wird. Sie sind deshalb erfindungswesentlich.

[0025] In der Fig. 2 ist das gleiche Schema wie in der Fig. 1 gezeigt, doch befindet sich nun das Wegeventil 5 in einer anderen Stellung, bei der der Pumpenanschluss P mit dem Arbeitsanschluss B und der Tankanschluss T mit dem Arbeitsanschluss A verbunden sind. Diese andere Stellung wird dadurch erreicht, dass der erste Antrieb 6.1 mit dem schon erwähnten Steuerdruck p_x beaufschlagt wird. Fördert die Pumpe Hydrauliköl, so fließt dieses über das Wegeventil 5 und das zweite Umgehungs-Rückschlagventil 32 in den Stangenraum 12. Gleichzeitig fließt Hydrauliköl vom Kolbenraum 11 wegen des auch hier angesteuerten Lasthalteventils 26 durch dieses und das Regenerations-Rückschlagventil 22 in den Stangenraum 12. Wegen der unterschiedlichen Querschnitte von Kolbenraum 11 und Stangenraum 12 wird auch hier die Differenzmenge über das erste Vorspannventil 24 und somit über den Arbeitsanschluss A des Wegeventils 5 zum Tankanschluss T und damit in den Tank abfließen.

[0026] Die in der Fig. 2 gezeigte Betriebsart ergibt gegenüber der Betriebsweise von Fig. 1 eine schnellere Bewegung. Diese Eilgangschaltung erfordert aber nur wenig Energieaufwand für die Pumpe, weil auch hier jener Teil des Hydrauliköls, der vom Kolbenraum 11 direkt über das Lasthalteventil 26 und das Regenerations-Rückschlagventil 22 in den Stangenraum 12 fließt, nicht von der Pumpe gefördert werden muss.

[0027] In den Fig. 1 und 2 sind Zustände gezeigt, bei denen die Last 4 oberhalb des Antriebszylinders 1 angreift, weil der Antriebszylinder 1 so geneigt ist, dass das lastseitige Ende der Kolbenstange 3 höher liegt als das kolbenseitige Ende der Kolbenstange 3. Bei einer solchen Anordnung bedeutet das Ausfahren das Heben der Last 4, während das Einfahren das Senken der Last bedeutet. Es gibt Anwendungen, bei denen der hydraulische Antriebszylinder 1 immer diese Lage hat.

[0028] Andererseits gibt es aber auch Anwendungen, bei denen der hydraulische Antriebszylinder 1 anders geneigt ist. Dies ist in der Fig. 3 dargestellt. Hier greift die Last 4 unterhalb des Antriebszylinders 1 an, weil der Antriebszylinder 1 so geneigt ist, dass das lastseitige Ende der Kolbenstange 3 tiefer liegt als das kolbenseitige Ende der Kolbenstange 3. Folglich bedeutet hier nun das Einfahren das Heben der Last 4, während das Ausfahren das Senken der Last 4 bedeutet.

[0029] Das Einfahren ist hier nicht allein durch Ansteuern des Lasthalteventils 26 gemäß Fig. 1 möglich, weil die Last 4 nicht auf den Kolben 2 drückt, sondern an diesem zieht. Entsprechend ist es also zum Einfahren, das in diesem Fall das Heben der Last 4 bedeutet, erforderlich, die nötige Energie zum Heben der Last 4 durch den Betrieb der Pumpe aufzubringen. Die erfindungsgemäße Schaltung beherrscht aber auch diesen Betriebs-

zustand problemlos. Zusätzlicher Steuerdruck und deren Betätigung bedarf es nicht.

[0030] In diesem Fall ist die Ansteuerung von Lasthalteventil 26 und Wegeventil 5 gleich wie bei der Fig. 2. Mit dem Steuerdruck p_x werden sowohl das Lasthalteventil 26 als auch der erste Antrieb 6.1 des Wegeventils 5 beaufschlagt. Deshalb befindet sich das Wegeventil 5 in der gezeigten Stellung, bei der der Pumpenanschluss P mit dem Arbeitsanschluss B und der Tankanschluss T mit dem Arbeitsanschluss A verbunden sind. Die Pumpe fördert also Hydrauliköl vom Pumpenanschluss P über den Arbeitsanschluss B durch das sich öffnende zweite Umgehungs-Rückschlagventil 32 durch den Stangenraum-Anschluss A_{12} in den Stangenraum 12. Dadurch wird aus dem Kolbenraum 11 Hydrauliköl verdrängt, das über den Kolbenraum-Anschluss A_{11} , durch das wegen der Ansteuerung öffnende Lasthalteventil 26, das sich selbsttätig öffnende erste Vorspannventil 24 und die im Wegeventil 5 bestehende Verbindung vom Arbeitsanschluss A zum Tankanschluss T zum Tank ab. Der Druck im Stangenraum 12 ist größer als der Druck im Kolbenraum 11 und das hat zur Folge, dass das Regenerations-Rückschlagventil 22 geschlossen ist. In diesem Betriebszustand findet also keine Regeneration statt.

[0031] In der Fig. 4 ist die Betriebsart Ausfahren dargestellt. Durch Ansteuerung des zweiten Antriebs 6.2 nimmt das Wegeventil 5 die gezeigte Stellung ein, bei der im Wegeventil 5 der Pumpenanschluss P mit dem Arbeitsanschluss A verbunden ist sowie der Arbeitsanschluss B mit dem Tankanschluss T. Das von der Pumpe geförderte Hydrauliköl fließt vom Pumpenanschluss P zum Arbeitsanschluss A und das sich selbsttätig öffnende erste Umgehungs-Rückschlagventil 28 in den Kolbenraum 11. Gleichzeitig wird aus dem Stangenraum 12 Hydrauliköl verdrängt, das über das sich selbsttätig öffnende zweite Vorspannventil 30 und die im Wegeventil 5 bestehende Verbindung vom Arbeitsanschluss B zum Tankanschluss T in den Tank abfließt. Das Lasthalteventil 26 ist nicht angesteuert und das Regenerations-Rückschlagventil 22 ist geschlossen.

[0032] Das Ausfahren ist dabei unabhängig von der räumlichen Lage des hydraulischen Antriebszylinders 1. Befindet sich der Antriebszylinder 1 in der gezeigten Lage, bedeutet das Ausfahren das Heben der Last 4. Befindet sich der Antriebszylinder 1 in der in der Fig. 3 gezeigten Lage, bedeutet das Ausfahren das Senken der Last. Die durch die Pumpe aufzubringende Leistung ist natürlich in beiden Fällen unterschiedlich.

[0033] Das zur Erfindung gehörende Druckbegrenzungsventil 21 hat den Zweck, den Antriebszylinder 1 beim Einfahren vor übermäßigen Belastung zu schützen. Würde der Druck im Kolbenraum 11 größer als der am Druckbegrenzungsventil 21 eingestellte Druck, so öffnet das Druckbegrenzungsventil 21 und Hydrauliköl fließt über das Regenerations-Rückschlagventil 22 zum Stangenraum 12 und/oder über das Vorspannventil 24 und das Wegeventil 5 zum Tank. Welchen Weg es nimmt, hängt von den jeweiligen Betriebsbedingungen ab.

[0034] In vorteilhafter Weise sind das Druckbegrenzungsventil 21, das Regenerations-Rückschlagventil 22, das erste Vorspannventil 24, das Lasthalteventil 26, das erste Umgehungs-rückschlagventil 28, das ein zweite Vorspannventil 30 und das zweite Umgehungs-rückschlagventil 32 in einem einzigen Ventilblock 40 vereinigt und unmittelbar am Antriebszylinder 1 angebaut.

[0035] In der Fig. 5 ist eine vorteilhafte Ausführungsvariante der Erfindung gezeigt. Prinzipiell ist die Schaltung gleich wie jene nach Fig. 1, jedoch fehlt hier die Parallelschaltung des zweiten Vorspannventils 30 und des zweiten Umgehungs-rückschlagventils 32. Somit besteht eine unmittelbare Verbindung zwischen dem Arbeitsanschluss B und dem Stangenraum 12. Die zum erfindungsgemäßen Betrieb der Schaltung erforderliche Vorspannung des Stangenraums 12 wird erreicht durch ein in der Tankleitung zwischen dem Tankanschluss T und dem Tank angeordnetes weiteres Vorspannventil 45. Dieses übernimmt also die Funktion des zweiten Vorspannventils 30 nach den Fig. 1 bis 4. Das geschilderte Betriebsverhalten ändert sich dadurch nicht. Auch das Vorspannventil 45 ist zwischen dem Stangenraum 12 und dem Tank in Reihe mit dem Wegeventil 5 geschaltet.

[0036] In der Fig. 6 sind zwei parallel arbeitende Antriebszylinder 1 gezeigt. Beide greifen an der gleichen Last 4' an. Dies wird angewendet, wenn die Last 4' sehr schwer ist. Jeder Antriebszylinder 1 ist von einer gleichartigen, jener der Fig. 1 entsprechenden Schaltung angesteuert. Gleiche Bezugszahlen bedeuten auch hier gleiche Teile wie in der Fig. 1. Die beiden Antriebszylinder 1 werden parallel von einem einzigen Wegeventil 5 angesteuert, so dass sie völlig gleichartig an die Arbeitsanschlüsse A und B des Wegeventils 5 angeschlossen sind. Auch die beiden Lasthalteventil 26 werden durch den Steuerdruck p_x parallel angesteuert.

[0037] Für einen solchen Parallelbetrieb zweier Antriebszylinder 1 ist aber zusätzlich noch eine Ausgleichsleitung 49 erforderlich, mit der die Kolbenräume 11 beider Antriebszylinder 1 verbunden sind. Jedem der Antriebszylinder 1 ist dabei eine Ausgleichsleitungsdüse 50 und ein Ausgleichsleitungs-Rückschlagventil 51 zugeordnet, die parallel zueinander in der Ausgleichsleitung 49 angeordnet sind. Dadurch wird erreicht, dass die Drücke in den beiden Kolbenräumen 11 gleich groß sind. Ist der Druck in einem der Kolbenräume 11 größer, so kann zum Druckausgleich Hydrauliköl von diesem Kolbenraum 11 in den Kolbenraum 11 des anderen Antriebszylinders 1 fließen, wobei das Hydrauliköl zunächst die nächstgelegene Ausgleichsdüse 50 und anschließend das dem anderen Antriebszylinder 1 zugeordnete Ausgleichsleitungs-Rückschlagventil 51 passiert.

[0038] Der zuvor erwähnte Ventilblock 40 kann auch das Wegeventil 5 mit umfassen, ebenso das allenfalls vorhandene weitere Vorspannventil 45.

[0039] Durch die Erfindung wird erreicht, dass eine Regeneration vom Kolbenraum 11 zum Stangenraum 12 stattfinden kann. Damit wird beim Einfahren kein komprimiertes Hydrauliköl durch die oftmals lange Leitung

zwischen Antriebszylinder 1 und Wegeventil 5 gefördert. Es wird Energie zum Betrieb der Pumpe eingespart und das dynamische Verhalten des Antriebszylinders 1 ist verbessert.

Patentansprüche

1. Schaltung zur Ansteuerung eines doppeltwirkenden hydraulischen Antriebszylinders (1), der durch ein mit Arbeitsanschlüssen A, B ausgestattetes Wegeventil (5) ansteuerbar ist, wobei einem Kolbenraum (11) Hydrauliköl zuführbar ist, während gleichzeitig aus einem Stangenraum (12) Hydrauliköl abfließt, und dem Stangenraum (12) Hydrauliköl zuführbar ist, während gleichzeitig aus einem Kolbenraum (11) Hydrauliköl abfließt, wobei die Schaltung das Wegeventil (5), ein Druckbegrenzungsventil (21), ein steuerbares Lasthalteventil (26), ein Regenerations-rückschlagventil (22), ein erstes und zweites Vorspannventil (24 und 30) sowie ein erstes selbsttätiges Umgehungs-rückschlagventil (28) umfasst,

- wobei der Kolbenraum (11) des Antriebszylinders (1) über eine Parallelschaltung des Druckbegrenzungsventils (21) und des steuerbaren Lasthalteventils (26) und das stangenraumseitig seriell dazu angeordnete zum kolbenraum sperrende selbsttätige Regenerations-Rückschlagventil (22) mit dem Stangenraum (12) des Antriebszylinders (1) verbindbar ist,

- wobei am Verbindungspunkt zwischen Druckbegrenzungsventil (21), Lasthalteventil (26) und Regenerations-Rückschlagventil (22) das erste zum Verbindungspunkt sperrende Vorspannventil (24) angeschlossen ist, dessen weiter Anschluss mit dem ersten Arbeitsanschluss A des Wegeventils (5) verbunden ist,

- wobei antiparallel zum ersten Vorspannventil (24) und zum Lasthalteventil (26) das erste selbsttätige zum ersten Arbeitsanschluss A sperrende Umgehungs-rückschlagventil (28) angeordnet ist,

- wobei an den Stangenraum (12) des Antriebszylinders (1) das zweite zum Stangenraum sperrende Vorspannventil (30) anschließbar ist, das andererseits mit dem zweiten Arbeitsanschluss B des Wegeventils (5) verbindbar ist, und

- wobei das Wegeventil (5) eine Neutralstellung aufweist, bei der der Pumpenanschluss P gesperrt ist und die beiden Arbeitsanschlüsse A, B mit dem Tankanschluss T verbunden sind.

2. Schaltung zur Ansteuerung eines doppeltwirkenden hydraulischen Antriebszylinders (1), der durch ein mit Arbeitsanschlüssen A, B ausgestattetes Wegeventil (5) ansteuerbar ist, wobei einem Kolbenraum (11) Hydrauliköl zuführbar ist, während gleichzeitig

aus einem Stangenraum (12) Hydrauliköl abfließt, und dem Stangenraum (12) Hydrauliköl zuführbar ist, während gleichzeitig aus einem Kolbenraum (11) Hydrauliköl abfließt,

wobei die Schaltung das Wegeventil (5), ein Druckbegrenzungsventil (21), ein steuerbares Lasthalteventil (26), ein Regenerationsrückschlagventil (22), ein erstes und zweites Vorspannventil (24 und 30) sowie ein erstes selbsttätige Umgehungs-rückschlagventil (28) umfasst,

- wobei der Kolbenraum (11) des Antriebszylinders (1) über eine Parallelschaltung des Druckbegrenzungsventils (21) und des steuerbaren Lasthalteventils (26) und das stangenraumseitig seriell dazu angeordnete selbsttätige zum Kolbenraum sperrende Regenerations-Rückschlagventil (22) mit dem Stangenraum (12) des Antriebszylinders (1) verbindbar ist,

- wobei am Verbindungspunkt zwischen Druckbegrenzungsventil (21), Lasthalteventil (26) und Regenerations-Rückschlagventil (22) das erste zum Verbindungspunkt sperrende Vorspannventil (24) angeschlossen ist, dessen zweiter Anschluss mit dem ersten Arbeitsanschluss A des Wegeventils (5) verbunden ist,

- wobei antiparallel zum ersten Vorspannventil (24) und zum Lasthalteventil (26) das erste selbsttätige zum ersten Arbeitsanschluss A sperrende Umgehungs-rückschlagventil (28) angeordnet ist

- wobei der Stangenraum (12) des Antriebszylinders (1) mit dem zweiten Arbeitsanschluss B des Wegeventils (5) verbindbar ist und

- wobei das zweite Vorspannventil (45) am Tankanschluss des Wegeventils (5) angeordnet ist und

- wobei das Wegeventil (5) eine Neutralstellung aufweist, bei der der Pumpenanschluss P gesperrt ist und die beiden Arbeitsanschlüsse A,B mit dem Tankanschluss T verbunden sind.

3. Schaltung nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** dem zweiten Vorspannventil (30) ein zweites Umgehungs-rückschlagventil (32) antiparallel geschaltet ist.

4. Schaltung nach Anspruch 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Druckbegrenzungsventil (21), das Regenerations-Rückschlagventil (22), das erste Vorspannventil (24), das Lasthalteventil (26), das erste Umgehungs-rückschlagventil (28), das zweite Vorspannventil (30) und das zweite Umgehungs-rückschlagventil (32) in einem einzigen Ventilblock (40) vereinigt sind und dass dieser Ventilblock (40) unmittelbar am Antriebszylinder (1) anbaubar ist.

5. Schaltung nach Anspruch 4, **dadurch gekenn-**

zeichnet, dass dem einen Antriebszylinder (1) und seinen Ansteuerelementen (21, 22, 24, 26, 28, 30, 32) ein weiterer Antriebszylinder (1) mit den gleichen Ansteuerelementen (21, 22, 24, 26, 28, 30, 32) parallel geschaltet ist, wobei beide Antriebszylinder (1) von einem einzigen Wegeventil (5) gemeinsam ansteuerbar sind, und dass die Kolbenräume (11) beider Antriebszylinder (1) mittels einer zur Schaltung gehörenden Ausgleichsleitung (49) verbunden sind, wobei jedem der Antriebszylinder (1) eine Ausgleichsleitungsdüse (50) und ein Ausgleichsleistungs-Rückschlagventil (51) zugeordnet sind, die parallel zueinander in der Ausgleichsleitung (49) angeordnet sind.

Claims

1. Circuit for controlling a double-action hydraulic drive cylinder (1), which can be controlled by a directional control valve (5) equipped with working connections A, B, wherein hydraulic oil can be fed to a piston chamber (11) while simultaneously hydraulic oil discharges from a rod chamber (12) and hydraulic oil can be fed to the rod chamber (12) while simultaneously hydraulic oil discharges from the piston chamber (11), wherein the circuit comprises the directional control valve (5), a pressure limiting valve (21), a controllable load maintaining valve (26), a regeneration control valve (22), a first and second pre-tensioning valve (24 and 30) as well as a first automatic by-pass check valve (28), wherein the piston chamber (11) of the drive cylinder (1) can be connected to the rod chamber (12) of the drive cylinder (1) via a parallel connection of the pressure limiting valve (21) and of the controllable load maintaining valve (26) and the regeneration control valve (22), which is arranged at the rod chamber side in series thereto and locks in direction to the piston chamber, wherein at the connecting point between pressure limiting valve (21), load maintaining valve (26) and regeneration control valve (22) the first pre-tensioning valve (24) is connected, which locks in direction to the connecting point and the second connector of which is connected with the first working connection A of the directional control valve (5), wherein anti-parallel to the first pre-tensioning valve (24) and to the load maintaining valve (26) the first automatic by-pass check valve (28) is arranged which locks in direction to the first working connection A, wherein the second pre-tensioning valve (30) which locks in direction to the rod chamber can be connected to the rod chamber (12) of the drive cylinder (1) which on the other side can be connected to the second working connection B of the directional control

valve (5), and
 wherein the directional control valve (5) features a neutral position in which the pump connection P is locked and the two working connections A, B are connected to the tank connection T.

2. Circuit for controlling a double-action hydraulic drive cylinder (1), which can be controlled by a directional control valve (5) equipped with working connections A, B,

wherein hydraulic oil can be fed to a piston chamber (11) while simultaneously hydraulic oil discharges from a rod chamber (12) and hydraulic oil can be fed to the rod chamber (12) while simultaneously hydraulic oil discharges from the piston chamber (11), wherein the circuit comprises the directional control valve (5), a pressure limiting valve (21), a controllable load maintaining valve (26), a regeneration control valve (22), a first and second pre-tensioning valve (24 and 30) as well as a first automatic by-pass check valve (28),

wherein the piston chamber (11) of the drive cylinder (1) can be connected to the rod chamber (12) of the drive cylinder (1) via a parallel connection of the pressure limiting valve (21) and of the controllable load maintaining valve (26) and the regeneration control valve (22), which is arranged at the rod chamber side in series thereto and locks in direction to the piston chamber,

wherein at the connecting point between pressure limiting valve (21), load maintaining valve (26) and regeneration control valve (22) the first pre-tensioning valve (24) is connected, which locks in direction to the connecting point and the second connector of which is connected with the first working connection A of the directional control valve (5),

wherein anti-parallel to the first pre-tensioning valve (24) and to the load maintaining valve (26) the first automatic by-pass check valve (28) is arranged which locks in direction to the first working connection A,

wherein the rod chamber (12) of the drive cylinder (1) can be connected to the second working connection B of the directional control valve (5) and wherein the second pre-tensioning valve (45) is arranged at the tank connection of the directional control valve (5) and

wherein the directional control valve (5) features a neutral position in which the pump connection P is locked and the two working connections A, B are connected to the tank connection T.

3. Circuit according to claim 1, **characterized in that** a second by-pass check valve (32) is connected anti-parallel to the second pre-tensioning valve (30).

4. Circuit according to claim 3, **characterized in that** the pressure limiting valve (21), the regeneration

control valve (22), the first pre-tensioning valve (24), the load maintaining valve (26), the first by-pass check valve (28), the second pre-tensioning valve (30) and the second by-pass check valve (32) are incorporated within one single valve block (40) and **in that** this valve block (40) can directly be attached to the drive cylinder (1).

5. Circuit according to claim 4, **characterized in that** parallel to the one drive cylinder (1) and its control elements (21, 22, 24, 26, 28, 30, 32) a further drive cylinder (1) with the same control elements (21, 22, 24, 26, 28, 30, 32) is connected, wherein both drive cylinders (1) can be corporately controlled by means of only one directional control valve (5), and **in that** the piston chambers (11) of both drive cylinders (1) are connected by means of a balancing line (49) belonging to the circuit, wherein to each of the drive cylinders (1) a balancing line orifice (50) and a balancing line check valve (51) are assigned which are arranged parallel to each other in the balancing line (49).

25 Revendications

1. Circuit pour le pilotage d'un vérin d'entraînement (1) hydraulique à double effet, étant pilotable par une soupape directionnelle (5) avec des connecteurs de travail A, B, de l'huile hydraulique étant alimentable dans une chambre arrière (11), et, pendant cela, de l'huile hydraulique s'écoulant au même temps hors d'une chambre avant (12), et de l'huile hydraulique étant alimentable dans la chambre avant (12) et, pendant cela, de l'huile hydraulique s'écoulant au même temps hors d'une chambre arrière (11), le circuit comprenant la soupape directionnelle (5), une soupape de décharge de pression (21), une soupape de retenue (26) contrôlable, une soupape anti-retour de régénération (22), une première et une deuxième soupape de précharge (24 et 30) et un premier clapet anti-retour bypass automatique (28),

- la chambre arrière (11) du vérin d'entraînement (1) étant connectable avec la chambre avant (12) du vérin d'entraînement (1) par un couplage en parallèle de la soupape de décharge de pression (21) et de la soupape de retenue (26) contrôlable et, arrangée en série avec les deux, de la soupape anti-retour de régénération (22) automatique du côté de la chambre avant, qui bloque vers la chambre arrière,
 - la première soupape de précharge (24), qui bloque vers une jonction entre la soupape de décharge de pression (21), la soupape de retenue (26) et la soupape anti-retour de régénération (22), étant connectée dans la jonction, le deuxième accès de laquelle est connecté avec

- le premier connecteur de travail A de la soupape directionnelle (5),
- le premier clapet anti-retour bypass automatique (28), qui bloque vers le premier connecteur de travail A, étant arrangé antiparallèle par rapport à la première soupape de précharge (24) et à la soupape de retenue contrôlable (26),
 - la deuxième soupape de précharge (30), qui bloque vers la chambre avant, étant connectable avec la chambre avant (12) et de l'autre côté avec le deuxième connecteur de travail B de la soupape directionnelle (5),
- et
- la soupape directionnelle (5) ayant une position neutre, dans laquelle le connecteur de pompe P est fermé et les deux connecteurs de travail A, B sont connectés avec le connecteur du réservoir T.
2. Circuit pour le pilotage d'un vérin d'entraînement (1) hydraulique à double effet, étant pilotable par une soupape directionnelle (5) avec des connecteurs de travail A, B, de l'huile hydraulique étant alimentable dans une chambre arrière (11), et, pendant cela, de l'huile hydraulique s'écoulant au même temps hors d'une chambre avant (12), et de l'huile hydraulique étant alimentable dans la chambre avant (12) et, pendant cela, de l'huile hydraulique s'écoulant au même temps hors d'une chambre arrière (11), le circuit comprenant la soupape directionnelle (5), une soupape de décharge de pression (21), une soupape de retenue (26) contrôlable, une soupape anti-retour de régénération (22), une première et une deuxième soupape de précharge (24 et 30) et un premier clapet anti-retour bypass automatique (28),
- la chambre arrière (11) du vérin d'entraînement (1) étant connectable avec la chambre avant (12) du vérin d'entraînement (1) par un couplage en parallèle de la soupape de décharge de pression (21) et de la soupape de retenue (26) contrôlable et, arrangée en série avec les deux, de la soupape anti-retour de régénération (22) automatique du côté de la chambre avant, qui bloque vers la chambre arrière,
 - la première soupape de précharge (24), qui bloque vers une jonction entre la soupape de décharge de pression (21), la soupape de retenue (26) et la soupape anti-retour de régénération (22), étant connectée dans la jonction, le deuxième accès de laquelle est connecté avec le premier connecteur de travail A de la soupape directionnelle (5),
 - le premier clapet anti-retour bypass automatique (28), qui bloque vers le premier connecteur de travail A, étant arrangé antiparallèle par rapport à la première soupape de précharge (24) et à la soupape de retenue contrôlable (26),
- la chambre avant (12) du vérin d'entraînement (1) étant connectable avec le deuxième connecteur de travail B de la soupape directionnelle (5), et
 - la deuxième soupape de précharge (45) étant arrangée au connecteur du réservoir de la soupape directionnelle (5) et
 - la soupape directionnelle (5) ayant une position neutre dans laquelle le connecteur de pompe P est fermé et les deux connecteurs de travail A, B sont connectés avec le connecteur du réservoir T.
3. Circuit selon la revendication 1, **caractérisé en ce qu'**un deuxième clapet anti-retour bypass automatique (32) est connecté antiparallèle par rapport à la deuxième soupape de précharge (30).
4. Circuit selon la revendication 3, **caractérisé en ce que** la soupape de décharge de pression (21), la soupape anti-retour de régénération (22), la soupape de retenue contrôlable (26), le premier clapet anti-retour bypass automatique (28), la deuxième soupape de précharge (30) et le deuxième clapet anti-retour bypass automatique (32) sont réunis dans un seul bloque de soupapes (40) et **en ce que** ce bloque de soupapes (40) peut être ajouté directement au vérin d'entraînement (1).
5. Circuit selon la revendication 4, **caractérisé en ce qu'**un vérin d'entraînement (1) additionnel avec les mêmes éléments de pilotage (21, 22, 24, 26, 28, 30, 32) est connecté en parallèle avec le vérin d'entraînement (1) et ses éléments de pilotage (21, 22, 24, 26, 28, 30, 32), tous les deux vérins d'entraînement (1) étant pilotable collectivement par une seule soupape directionnelle (5), et **en ce que** les chambres arrières (11) des deux vérins d'entraînement (1) étant connectés par un tuyau de compensation (49) qui appartient au circuit, une buse du tuyau de compensation (50) et une soupape anti-retour du tuyau de compensation (51) étant attribuées à chaque vérin d'entraînement (1), étant arrangées mutuellement parallèle dans le tuyau de compensation (49).

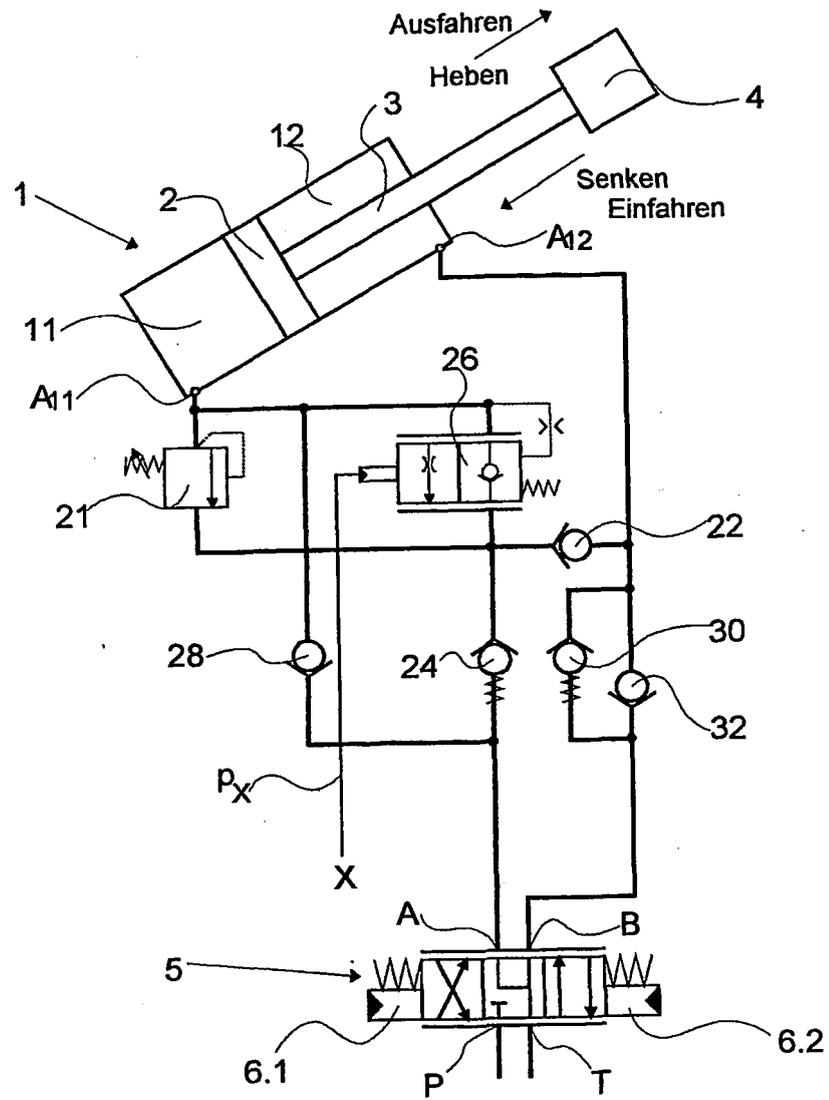


Fig. 1

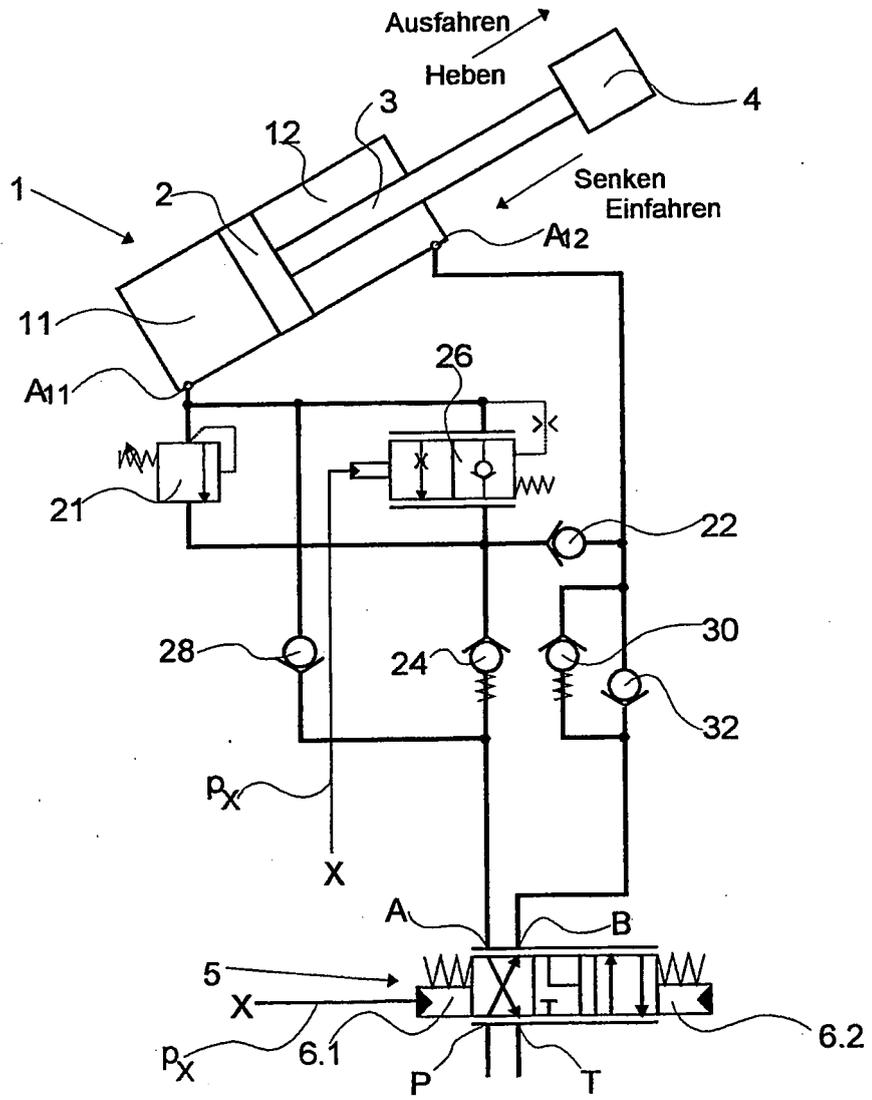


Fig. 2

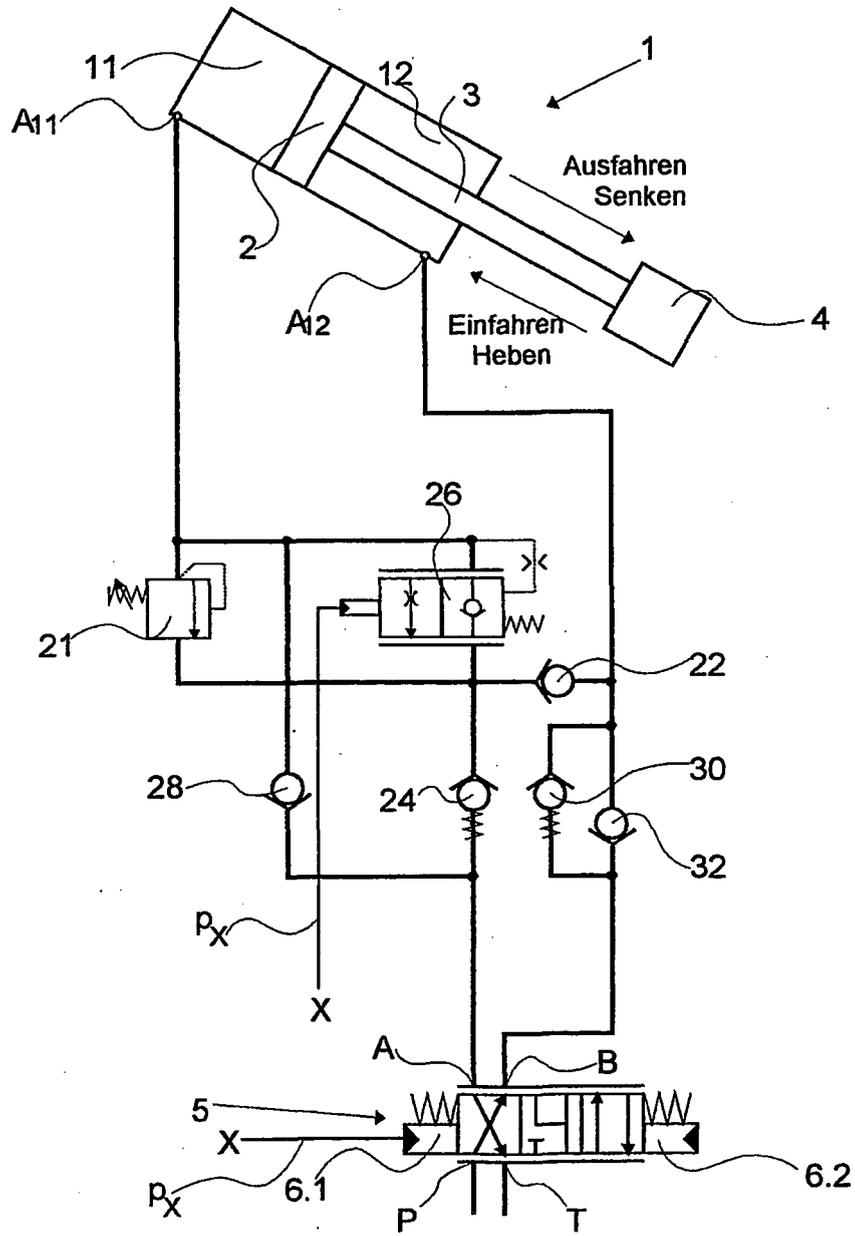


Fig. 3

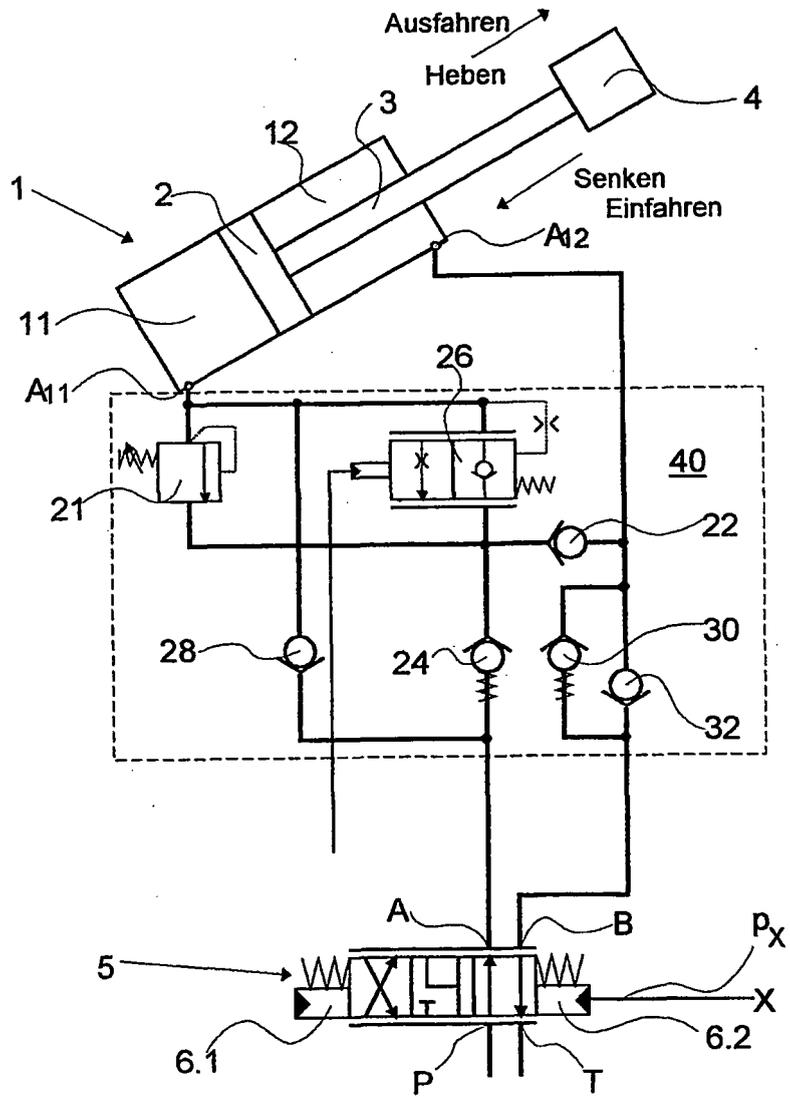


Fig. 4

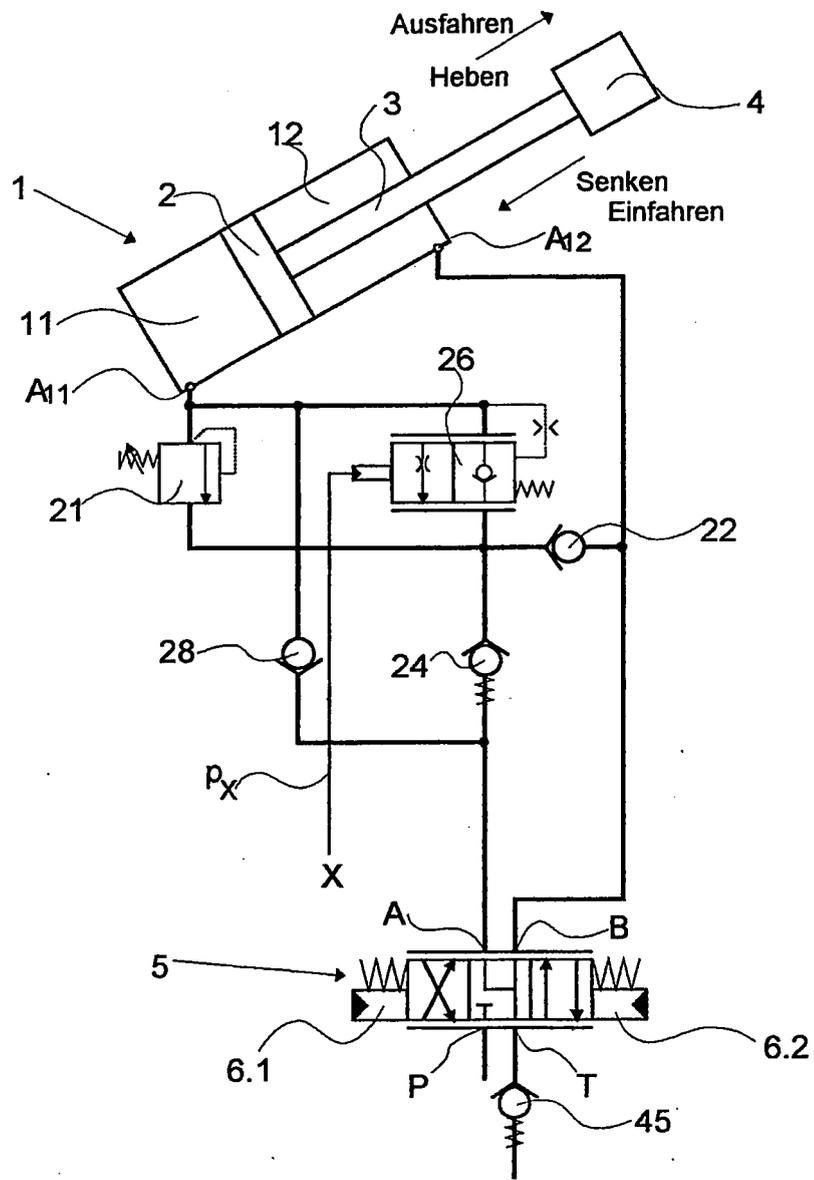


Fig. 5

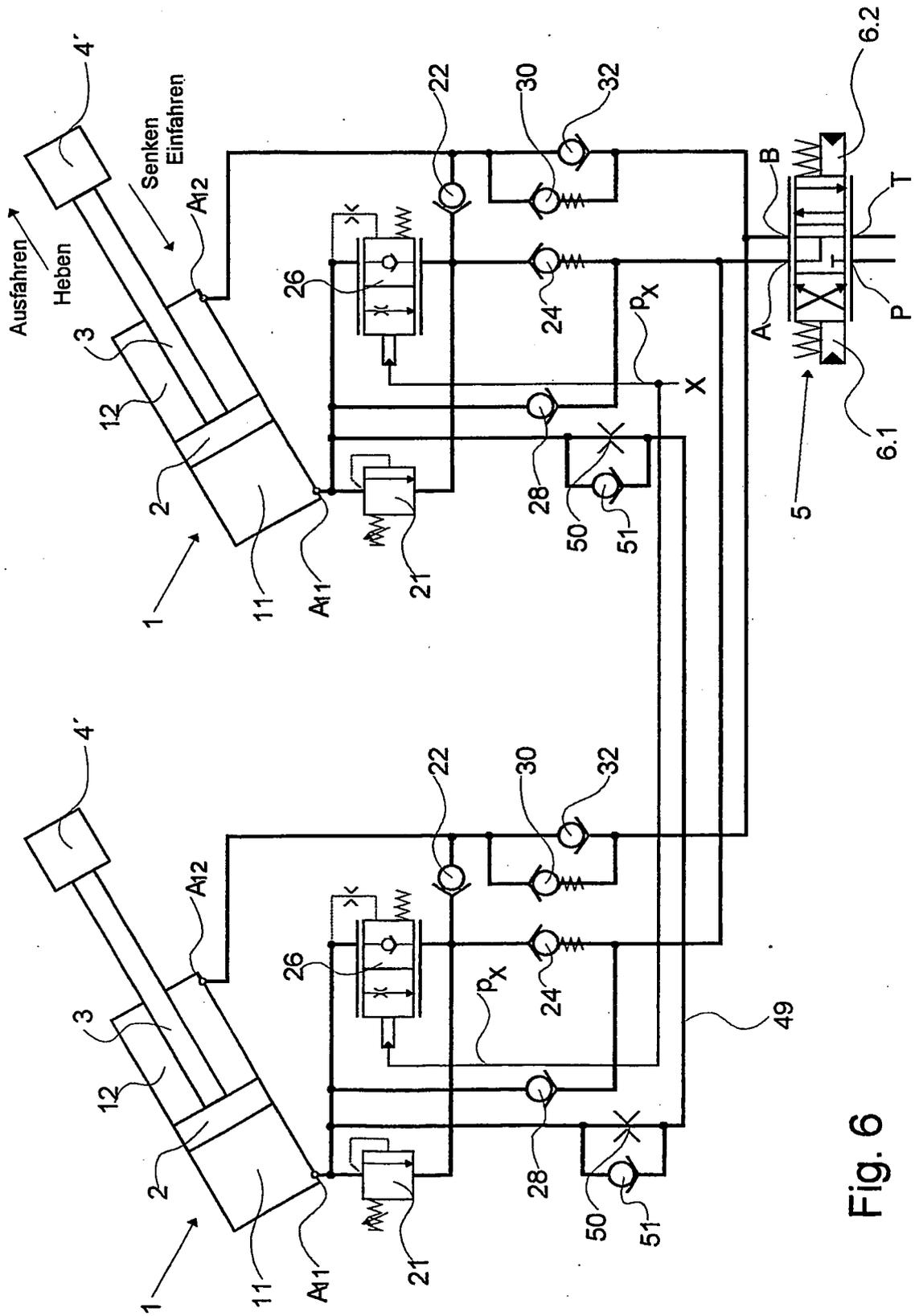


Fig. 6

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

- EP 0831181 B1 [0006]
- DE 69717040 T2 [0006]
- DE 19932948 A1 [0007]

In der Beschreibung aufgeführte Nicht-Patentliteratur

- Der Hydraulik Trainer, Band 2 - Proportional- und Servoventil-Technik [0004]