



(11) **EP 1 781 952 B1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:  
**07.09.2011 Patentblatt 2011/36**

(51) Int Cl.:  
**F15B 11/024** <sup>(2006.01)</sup> **F15B 11/042** <sup>(2006.01)</sup>  
**F15B 11/028** <sup>(2006.01)</sup> **F16K 17/10** <sup>(2006.01)</sup>  
**F16K 17/06** <sup>(2006.01)</sup>

(21) Anmeldenummer: **05755620.1**

(86) Internationale Anmeldenummer:  
**PCT/EP2005/006826**

(22) Anmeldetag: **23.06.2005**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:  
**WO 2006/010419 (02.02.2006 Gazette 2006/05)**

(54) **HYDRAULISCHE STEUERANORDNUNG**

HYDRAULIC CONTROL ARRANGEMENT

ENSEMBLE DE COMMANDE HYDRAULIQUE

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

(74) Vertreter: **Polte, Willi**  
**Winter, Brandl, Fürniss, Hübner,**  
**Röss, Kaiser, Polte - Partnerschaft**  
**Patent- und Rechtsanwaltskanzlei**  
**Bavariaring 10**  
**80336 München (DE)**

(30) Priorität: **22.07.2004 DE 102004035632**  
**10.05.2005 DE 102005022275**

(56) Entgegenhaltungen:  
**DE-A1- 3 813 020 DE-A1- 10 062 428**  
**DE-A1- 19 524 900 US-A- 3 160 076**  
**US-A- 4 194 436**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
**09.05.2007 Patentblatt 2007/19**

(73) Patentinhaber: **Bosch Rexroth AG**  
**70184 Stuttgart (DE)**

• **PATENT ABSTRACTS OF JAPAN Bd. 2003, Nr. 11, 5. November 2003 (2003-11-05) -& JP 2003 185042 A (SHIN CATERPILLAR MITSUBISHI LTD; AKASHI KIKAI SEISAKUSHO:KK), 3. Juli 2003 (2003-07-03)**

(72) Erfinder:  
• **BREUNIG, Alfred**  
**97857 Urspringen (DE)**  
• **KRUG-KUSSIUS, Karl**  
**97783 Karsbach (DE)**  
• **PETERSEN, Jörn**  
**Simpsonville, SC, 29680 (US)**

**EP 1 781 952 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 betrifft eine hydraulische Steueranordnung mit einem Differentialzylinder gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1 und ein für eine derartige Steueranordnung geeignetes vorgesteuertes Druckbegrenzungsventil.

**[0002]** Derartige Steueranordnungen werden insbesondere bei mobilen Arbeitsgeräten eingesetzt, um beispielsweise eine Schaufel eines Radladers zu verschwenken. Dabei wird durch Ausfahren einer Kolbenstange eines Differentialzylinders der Steueranordnung die Schaufel nach unten verschwenkt, um beispielsweise darin aufgenommenes Material auszuleeren. Zum Aufnehmen des Materials wird die Kolbenstange des Differentialzylinders eingefahren, so dass die Schaufel nach oben, d. h., weg vom Boden verschwenkt. Eine derartige Lösung ist beispielsweise in der US 4,194,436 beschrieben. Dabei erfolgt die Ansteuerung des Differentialzylinders über ein Steuerventil, dem ein Boost-Ventil nachgeschaltet ist. Zum Einfahren des Differentialzylinders (Zurückverschwenken der Schaufel) werden das Steuerventil und das Boost-Ventil in eine Position gebracht, in der eine Pumpe der Steueranordnung mit einem kolbenstangenseitigen Ringraum und ein bodenseitiger Zylinderraum mit einem Tank verbunden sind. Zum Ausfahren werden das Steuerventil und das Boost-Ventil so verstellt, dass der Zylinderraum mit der Pumpe verbunden ist und der kolbenstangenseitige Ringraum ebenfalls mit dem Zylinderraum in Verbindung steht, so dass das aus diesem verdrängte Druckmittel zusätzlich in den Zylinderraum geführt wird und so die Ausfahrbewegung des Differentialzylinders schneller ist als bei Steueranordnungen ohne Differentialschaltung.

**[0003]** Die DE 38 13 020 A1 zeigt eine Vorrichtung zur Vorschubsteuerung eines doppelt wirkenden Hydraulikzylinders mit einer Einrichtung zur Vorgabe eines Gegenhaltedrucks.

**[0004]** Weiterhin sind in der DE 195 24 900 A1 und in der JP 2003 185042 A vorgesteuerte Druckbegrenzungsventile offenbart.

**[0005]** In der US 3,-160,076 ist eine Steueranordnung zur Betätigung der Schaufel und des Auslegers eines Radladers, Bulldozers oder dergleichen offenbart. Dabei ist die Steueranordnung mit einem Druckbegrenzungsventil ausgeführt, über das der Lastdruck an den beiden Hydrozylindern begrenzt ist. Das Druckbegrenzungsventil ist mit einer Druckumschaltstufe ausgeführt, die es ermöglicht, bei Betätigung der Schaufel alleine den Lastdruck auf einen höheren Druck zu begrenzen, als es bei Betätigung des Auslegers oder Betätigung beider Hydrozylinder der Fall ist.

**[0006]** Bei derartigen Steueranordnungen kann es bei bestimmten Betriebsbedingungen durch Einwirkung äußerer Kräfte zu einer Überlastung und zu einem Knicken der Kolbenstange kommen. Dies ist beispielsweise dann der Fall, wenn der Boden abgezogen werden soll und dabei die Schaufel nach unten verschwenkt und auf den

Boden aufgelegt wird und der Radlader dann in Rückwärtsfahrt den Boden abzieht. Läuft die Schaufel während dieses Abziehens auf ein Hindernis, beispielsweise einen Felsblock auf, so wird die die Schaufel in der Abziehstellung haltende Kolbenstange des Differentialzylinders auf Druck beansprucht und kann abknicken.

**[0007]** Dem gegenüber liegt der Erfindung die Aufgabe zugrunde, eine hydraulische Steueranordnung und ein Druckbegrenzungsventil zu schaffen, durch die eine Beschädigung eines Differentialzylinders der Steueranordnung verhinderbar ist.

**[0008]** Diese Aufgabe wird hinsichtlich der hydraulischen Steueranordnung durch die Merkmale des Patentanspruchs 1 und hinsichtlich des Druckbegrenzungsventils durch die Merkmale des Patentanspruchs 14 oder 15 gelöst.

**[0009]** Erfindungsgemäß ist die hydraulische Steueranordnung mit einem Differentialzylinder ausgeführt. Dessen Druckräume können über eine Steuerventilanordnung mit einer Pumpe bzw. einem Tank verbunden werden, so dass eine Kolbenstange des Differentialzylinders aus- oder einfährt. Der Druck in dem in Abstützrichtung wirksamen Druckraum wird bei der erfindungsgemäßen Lösung über ein vorgesteuertes Druckbegrenzungsventil begrenzt. Dessen Vorsteuerstufe ist mit einer Druckumschaltstufe ausgeführt, über die bei niedrigem Druck im anderen Druckraum der am Druckbegrenzungsventil eingestellte Druck soweit abgesenkt ist, dass eine Überlastung der Kolbenstange zuverlässig verhindert ist. Dabei ist eine Steuerfläche der Vorsteuerstufe mit dem Druck im anderen Druckraum beaufschlagt, so dass der Grenzdruck, bei dem das Druckbegrenzungsventil öffnet, in Abhängigkeit von diesem Druck veränderbar ist. Eine derartige Lösung zeichnet sich durch einen äußerst einfachen kompakten Aufbau mit erhöhter Betriebssicherheit aus.

**[0010]** Erfindungsgemäß wird es besonders bevorzugt, wenn der Differentialzylinder über die Steuerventilanordnung in Differentialschaltung ansteuerbar ist, bei der beim Ausfahren der Kolbenstange der Ringraum mit dem Zylinderraum verbunden ist.

**[0011]** Die Druckumschaltstufe hat vorzugsweise einen eine Steuerfeder der Vorsteuerstufe des Druckbegrenzungsventils beaufschlagenden Spannkolben, der in Richtung Erhöhung der Federvorspannung vom Druck im kolbenstangenseitigen Ringraum und in Richtung Erniedrigung der Federvorspannung vom Druck im anderen, in Abstützrichtung wirksamen Druckraum (Zylinderraum) beaufschlagt ist, wobei die in dieser Richtung wirksame Steuerfläche des Spannkolbens kleiner als die in Richtung Erhöhung der Federvorspannung wirksame Steuerfläche ist.

**[0012]** Der Grundaufbau eines bei der erfindungsgemäßen Steueranordnung eingesetzten Druckbegrenzungsventils ist per se aus der DE 100 62 428 A1 der Anmelderin bekannt. Unterschiedlich zu dieser Lösung ist bei einer bevorzugten Ausführungsform, dass der Spannkolben der Druckumschaltstufe in Richtung einer

Vergößerung der Vorspannung einer einen Vorsteuerventilkegel beaufschlagenden Steuerfeder von einem Steuerdruck beaufschlagt ist, der dem Druck im anderen Druckraum entspricht, der bei Einwirkung einer äußeren Kraft absinkt, wenn er nicht schon Tankdruck ist. Eine in Richtung einer Verringerung der Steuerfedervorspannung wirksame kleinere Steuerfläche wird von dem Druck in dem in Abstützrichtung wirksamen Druckraum beaufschlagt. Bei der bekannten Lösung dagegen wird der Spannkolben der Druckumschaltstufe in Richtung Vergrößerung der Vorspannung vom Druck am Eingang des Druckbegrenzungsventils beaufschlagt, der dem Druck in dem in Abstützrichtung wirksamen Druckraum entspricht. In Richtung Entlastung der Steuerfeder ist der Spannkolben bei der bekannten Lösung durch einen externen Steuerdruck beaufschlagt - dieses bekannte vorgesteuerte Druckbegrenzungsventil ließe sich ohne Veränderungen nicht bei der erfindungsgemäßen Lösung einsetzen.

**[0013]** Bei einer Variante des Ausführungsbeispiels mit Spannkolben wird auf die kleinere Steuerfläche verzichtet.

**[0014]** Bei den meisten Anwendungen wird das eingangs beschriebene Problem einer Überlastung der Kolbenstange auftreten, wenn diese nahezu vollständig ausgefahren ist, d. h., in diesem Fall ist der in Abstützrichtung wirksame Druckraum der bodenseitige Zylinderraum während der andere Druckraum, in dem sich bei Einwirken einer äußeren Last der Druck erniedrigt, der kolbenstangenseitige Ringraum ist.

**[0015]** Das Flächenverhältnis zwischen der Steuerfläche des Spannkolbens und der Vorsteuerventilsitzfläche ist bei einem Ausführungsbeispiel  $< 1,5$ .

**[0016]** Die Steueranordnung lässt sich besonders kompakt ausführen, wenn ein Vorsteuerkolben des Druckbegrenzungsventils mit einem Längskanal versehen ist, über den Steueröl von einem Federraum einer Hauptstufe des Druckbegrenzungsventils zur kleineren Steuerfläche geführt ist.

**[0017]** Bei einer derartigen Variante wird der Vorsteuerkolben vorzugsweise mit einem Vorsprung ausgeführt, der dichtend in eine Ausnehmung des Spannkolbens eintaucht. Die Stirnfläche dieser Ausnehmung bildet dann die kleinere Steuerfläche aus, wobei die wirksame Größe dieser Fläche gleich der Querschnittsfläche des Vorsprungs ist.

**[0018]** Bei einem besonders einfach aufgebauten Ausführungsbeispiel sind die zwei Steuerflächen an einem Vorsteuerkolben ausgebildet, wobei eine kleinere Steuerfläche vom Druck im anderen Druckraum (beispielsweise Kolbenstangenseite) und die größere Steuerfläche vom Druck im anderen Druckraum des Verbrauchers (beispielsweise Zylinderraum) beaufschlagt ist - auf den Spannkolben kann dann verzichtet werden. -

**[0019]** Für Wartungszwecke oder dergleichen ist das Druckbegrenzungsventil mit einer Notöffnung ausgeführt, über die der Eingangsanschluss direkt mit dem Tankanschluss verbindbar ist.

**[0020]** Die bei der Steueranordnung verwendete Steuerventilanordnung hat bei einem bevorzugten Ausführungsbeispiel eine durch ein stetig verstellbares Wegeventil ausgebildete Zumessblende, der eine LUDV-Druckwaage nachgeschaltet ist. Dabei wird es besonders bevorzugt, wenn die Druckmittelversorgung über eine Pumpe erfolgt, deren Fördermenge in Abhängigkeit vom höchsten Lastdruck des gesamten Systems einstellbar ist - die Steueranordnung stellt dann ein LUDV-System dar.

**[0021]** Sonstige vorteilhafte Weiterbildungen sind Gegenstand weiterer Unteransprüche.

**[0022]** Im Folgenden werden bevorzugte Ausführungsbeispiele der Erfindung anhand schematischer Zeichnungen näher erläutert. Es zeigen:

Figur 1 einen Schaltplan einer erfindungsgemäßen hydraulischen Steueranordnung;

Figur 2 einen Längsschnitt durch ein vorgesteuertes Druckbegrenzungsventil mit Spannkolben der Steueranordnung aus Figur 1;

Figur 3 ein Schaltsymbol des Druckbegrenzungsventils aus Figur 2;

Figur 4 einen Längsschnitt durch ein weiteres Druckbegrenzungsventil mit Spannkolben;

Figur 5 ein Schaltsymbol dieses Druckbegrenzungsventils;

Figur 6 einen Längsschnitt durch ein Ausführungsbeispiel eines Druckbegrenzungsventils ohne Spannkolben;

Figur 7 ein Schaltsymbol dieses Ausführungsbeispiels und

Figur 8 Kennlinien der in den Figuren 2, 4 und 6 dargestellten Druckbegrenzungsventile.

**[0023]** In Figur 1 ist ein Schaltbild eines Wegeventilelements 1 eines Mobilsteuerblocks enthalten, über den mehrere Verbraucher eines mobilen Arbeitsgerätes, beispielsweise eines Radladers ansteuerbar sind. Das in Figur 1 dargestellte Wegeventilelement 1 des Mobilsteuerblockes dient zur Ansteuerung eines Betätigungszyinders 2, über den eine an einem Ausleger gelagerte Schaufel verschwenkbar ist.

**[0024]** Das in Scheibenbauweise ausgeführte Wegeventilelement 1 hat einen Druckanschluss P, einen Tankanschluss T, zwei Arbeitsanschlüsse A1, B1, sowie zwei Steueranschlüsse a1, b1, einen weiteren Steueranschluss x und einen LS-Anschluss LS. Beim dargestellten Ausführungsbeispiel ist der Steuerblock als LUDV-System ausgeführt, über das eine lastdruckunabhängige Durchflussverteilung ermöglicht ist. Bei derartigen LUDV-Systemen wird eine Pumpe mit veränderlichem Fördervolumen, beispielsweise eine Verstellpumpe in Abhängigkeit vom höchsten Lastdruck der Verbraucher angesteuert.

**[0025]** Das LUDV-Wegeventilelement 1 hat ein stetig verstellbares Wegeventil 4, dessen Ventilschieber über die beiden Steueranschlüsse a1, b1 mit einem Steuer-

druck beaufschlagbar ist und so aus einer federvorge-  
spannten mittleren Sperrposition in eine Vielzahl von mit  
(a) oder (b) gekennzeichneten Steuerpositionen ver-  
schiebbar ist. Das Wegeventil 4 hat zumindest einen  
Druckanschluss P, einen Tankanschluss T, zwei Arbeits-  
anschlüsse A, B sowie zwei weitere Anschlüsse D und  
D'. Das Wegeventil 4 bildet einen Richtungsteil, der durch  
die beiden sich kreuzenden bzw. verzweigenden Pfeile  
angedeutet ist und einen Geschwindigkeitsteil aus, der  
durch eine veränderliche Zumessblende 5 gebildet ist,  
die zwischen den Anschlüssen D und D' liegt.

**[0026]** Die beiden Arbeitsanschlüsse A, B des Wege-  
ventils 4 sind über Arbeitsleitungen, im Folgenden Vor-  
laufleitung 6 und Rücklaufleitung 8 genannt mit dem Ar-  
beitsanschluss A1 bzw. mit dem Arbeitsanschluss B1  
verbunden. Zwischen den Arbeitsanschluss B des We-  
geventils 4 und den Arbeitsanschluss B1 ist in der Rück-  
laufleitung 8 ein sogenanntes Low-Leak-Ventil 10 ange-  
ordnet, das im Prinzip aus einem Logikventil 12 und ein-  
em Vorsteuerschaltventil 14 besteht. Das Logikventil  
hat einen abgestuften Ventilkörper, der von einer in ein-  
em Federraum untergebrachten Feder in Schließrich-  
tung belastet ist. Der Federraum ist über eine Drossel  
mit dem Arbeitsanschluss B1 des Wegeventilelements  
verbunden. Das Vorsteuerventil 14 ist in eine Sperrstel-  
lung vorgespannt und kann mittels eines Betätigungskol-  
bens 16 aus dieser Sperrstellung in eine Durchgangs-  
stellung umgeschaltet werden, in der der Federraum des  
Logikventils 12 über einen Tanksteuerkanal 17 mit einem  
mit dem Tankanschluss T verbundenen Tankkanal 18  
verbunden ist, so dass der Federraum des Logikventils  
12 druckentlastet ist. Der abgestufte Ventilkörper des Lo-  
gikventils 12 kann also bei einer Druckmittelströmung in  
der Rücklaufleitung 8 hin zum Betätigungszylinder 2  
schon aufgrund einer Rückschlagfunktion und bei einer  
Abströmung von Druckmittel vom Betätigungszylinder 2  
zum Anschluss B des Wegeventils bei Entlastung des  
Federraums von seinem Ventil Sitz abgehoben werden.  
Der Betätigungskolben 16 wird über einen Steuerzweig-  
kanal 20 mit dem Druck am Steueranschluss a1 beauf-  
schlagt, wobei wegen einer großen Fläche des Betäti-  
gungskolbens 16 eine vergleichsweise große Kraft auf  
das Vorsteuerschaltventil 14 aufgebracht wird. Da der  
Aufbau eines derartigen Low-Leak-Ventils 10 bekannt  
ist, sind weitere diesbezügliche Ausführungen entbeh-  
lich.

**[0027]** Die beiden Arbeitsanschlüsse A1, B1 des We-  
geventilelements 1 sind über Arbeitsleitungen 24, 26 mit  
einem bodenseitigen Zylinderraum 28 bzw. einem kol-  
benstangenseitigen Ringraum 30 des als Differentialzyl-  
inder ausgeführten Betätigungszylinders 2 verbunden.

**[0028]** Das Wegeventilelement 1 ist des Weiteren von  
einem an den Druckanschluss P angeschlossenen Pum-  
penkanal 32 durchsetzt. Von diesem zweigt ein Zulauf-  
kanal 34 ab, der zum Anschluss D des Wegeventils 4  
führt. Der Anschluss D' des Wegeventils ist über einen  
Verbindungskanal 36 mit einem Eingangsanschluss P  
einer LUDV-Druckwaage 38 verbunden, deren Druck-

waagenkolben in Öffnungsrichtung von dem Druck in  
dem Verbindungskanal 36 und in Schließrichtung von  
der Kraft einer Feder sowie dem höchsten Lastdruck der  
betätigten Verbraucher beaufschlagt ist, der über einen  
an dem LS-Anschluss LS angeschlossenen LS-Kanal 40  
abgegriffen wird.

**[0029]** Die Druckwaage ist somit in Öffnungsrichtung  
von dem Druck stromabwärts der Zumessblende 5 be-  
aufschlagt. Ein Ausgangsanschluss A der Druckwaage  
38 ist über einen Druckwaagenkanal 42 und ein Rück-  
schlagventil 44 mit dem Eingangsanschluss P des We-  
geventils 4 verbunden. Der Tankanschluss T ist mittels  
eines Ablaufkanals 46 an den Tankkanal 18 angeschlos-  
sen.

**[0030]** Der Druck in der mit dem Ringraum 30 verbun-  
denen Rücklaufleitung 8 ist über ein Sekundärdruckbe-  
grenzungsventil 48 begrenzt, das in einem Entlastungs-  
kanal 50 angeordnet ist, der im Bereich des Druckmittel-  
strömungspfad zwischen dem Logikventil 12 und dem  
zugeordneten Arbeitsanschluss B1 von der Rücklauflei-  
tung 8 abzweigt und der mit dem Tankkanal 18 verbun-  
den ist. Die Druckabsicherung der mit dem Zylinderraum  
28 verbundenen Vorlaufleitung 6 erfolgt über ein vorge-  
steuertes Druckbegrenzungsventil 52, das in einem  
ebenfalls mit dem Tankkanal 18 verbundenen Kanal 54  
angeordnet ist, der im Bereich zwischen dem Wegeventil  
4 und dem Arbeitsanschluss A1 von der Vorlaufleitung  
6 abzweigt.

**[0031]** Das vorgesteuerte Druckbegrenzungsventil 52  
und das Druckbegrenzungsventil 48 sind jeweils mit ein-  
er Nachsaugfunktion ausgeführt, so dass zur Vermeidung  
von Kavitation bei einer ziehenden Last Druckmittel  
aus dem Tankkanal 18 nachgesaugt werden kann.

**[0032]** Das vorgesteuerte Druckbegrenzungsventil 52  
besteht, wie im Folgenden noch näher anhand der Figu-  
ren 2 und 3 erläutert wird, aus einer Hauptstufe, einer  
Vorsteuerstufe sowie einer Druckumschaltstufe 56. Letz-  
tere ermöglicht es, den am vorgesteuerten Druckbegren-  
zungsventil 52 eingestellten Druck zu verändern. Diese  
schematisch in Figur 1 dargestellte Druckumschaltstufe  
56 hat einen Spannkolben 58, an dem eine Steuerfeder  
60 der Vorsteuerstufe abgestützt ist. Eine größere Steu-  
erfläche des Spannkolbens 58 wird mit dem Druck in  
einem Vorsteuerkanal 62 beaufschlagt, der zum Steuer-  
anschluss X des Wegeventilelements 1 führt, der wie-  
derum über eine Leitung 64 mit der zum Ringraum 30  
führenden Arbeitsleitung 26 verbunden ist. Auf eine ver-  
gleichsweise kleine Steuerfläche des Spannkolbens 58  
wirkt der Druck in der Vorlaufleitung 6, der über den Kanal  
54 sowie über einen Abgreifkanal 66 abgegriffen wird.

**[0033]** Zum Ausfahren einer Kolbenstange 68 wird das  
Wegeventil 4 in eine seiner mit (a) gekennzeichneten  
Positionen gebracht, indem der Steueranschluss a1 mit  
einem Steuerdruck beaufschlagt wird. Dieser Steuer-  
druck kann beispielsweise über Druckreduzierventile  
eingestellt werden, die den Druck in einem Steuerkreis  
auf einen geeigneten Steuerdruck reduzieren.

**[0034]** Das Druckmittel strömt dann von der Verstell-

pumpe über eine nicht dargestellte Pumpenleitung zum Druckanschluss P und von dort über den Pumpenkanal 32, den Zulaufkanal 34 zum Anschluss D des Wegeventils, von dort über die entsprechend dem Steuerdruck eingestellte Zumessblende 5 zum Anschluss D' des Wegeventils 4 und über den Verbindungskanal 36 zum Anschluss P der LUDV-Druckwaage 38. Diese stromabwärts der Zumessblende 5 angeordnete LUDV-Druckwaage 38 drosselt den Druckmittelvolumenstrom so stark an, dass der Druck nach allen Zumessblenden des Systems gleich ist und dabei vorzugsweise dem höchsten Lastdruck entspricht oder leicht über diesem liegt. D. h., bei einer Unterversorgung mehrerer Verbraucher ändert sich an dem Druck stromabwärts der Zumessblenden nichts. Vor allen Zumessblenden des Systems steht in gleicher Weise der Pumpendruck an, so dass sich an allen Zumessblenden die Druckdifferenz in gleicher Weise ändert, wenn bei einer Unterversorgung der Pumpendruck kleiner wird - die Stromaufteilung zwischen den Zumessblenden bleibt erhalten (lastdruckunabhängige Durchflussverteilung).

**[0035]** Der derart angedrosselte Druckmittelvolumenstrom strömt dann über den Druckwaagenkanal 42, den Eingangsanschluss P und den Arbeitsanschluss A des Wegeventils 4 sowie die Vorlaufleitung 6 und die Arbeitsleitung 24 zum Zylinderraum 28. Die Kolbenstange 68 fährt aus, wobei das aus dem Ringraum 30 verdrängte Druckmittel über die Arbeitsleitung 26 und den Arbeitsanschluss B1 abströmt. Durch den Steuerdruck am Steueranschluss a1 wird das Vorsteuerschaltventil 14 aus seiner federvorgespannten Sperrposition in seine Durchgangsstellung gebracht, so dass der Federraum des Logikventils 12 entlastet und dieses durch den Druck in der Ablaufleitung 8 geöffnet wird, so dass das Druckmittel weiter zum Arbeitsanschluss B des Wegeventils 4 strömt und dort zu dem von der Pumpe geförderten Druckmittelvolumenstrom summiert wird. Der Tankanschluss T ist in den Positionen (a) abgesperrt. Das vorgesteuerte Druckbegrenzungsventil 52 verbleibt dabei auf einen vergleichsweise hohen Druck eingestellt, der beispielsweise 380 bar betragen soll. Wie im Folgenden noch näher erläutert wird, wird dieser höhere Druck dadurch eingestellt, dass auf die größere Steuerfläche des Spannkolbens 58 der Druck im Ringraum 30 wirkt, der bei der Differentialschaltung zumindest so groß ist wie der Druck im Zylinderraum 28, der die kleinere Steuerfläche des Spannkolbens 58 beaufschlagt.

**[0036]** Zum Einfahren der Kolbenstange 68 wird das Wegeventil 4 durch Anlegen eines Steuerdrucks an den Steueranschluss b1 in eine seiner mit (b) gekennzeichneten Positionen verschoben, wobei dann der Zylinderraum 28 mit dem Tankkanal 18 und der Ringraum 30 mit dem Pumpenkanal 32 verbunden ist, so dass Druckmittel in den Ringraum 30 gefördert wird und das aus dem Zylinderraum 28 verdrängte Druckmittel zum Tank T zurückströmt.

**[0037]** Es sei nun angenommen, dass das eingangs beschriebene Abziehen eines Bodens erfolgen soll. Wie

gesagt, wird dazu die Kolbenstange 68 ausgefahren (Wegeventil in Position (a)) und somit die Schaufel vollständig verschwenkt und anschließend das Wegeventil wieder in seine federvorgespannte Mittelposition zurückgestellt. Die Schaufel liegt dann am Boden auf und der Radlader fährt in Rückwärtsfahrt, um den Boden abzuheben. Bei dem Auftreffen der Schaufel auf ein Hindernis wird die Kolbenstange 68 in Richtung Einfahren auf Druck beaufschlagt, wodurch der Druck im Ringraum 30 und entsprechend der Druck im Steuerkanal 62 absinkt. Durch dieses Absinken des Drucks im Ringraum 30 wird der Spannkolben 58 unter der Wirkung der Steuerfeder 60 und des die kleinere Steuerfläche beaufschlagenden Drucks im Zylinderraum 28 in Richtung Entlastung der Steuerfeder 60 bewegt. Der Spannkolben 58 wird nach hinten gegen einen Anschlag bewegt und die Steuerfeder 60 entlastet, so dass das Druckbegrenzungsventil auf einen wesentlich geringeren Druck von beispielsweise 100 bar eingestellt ist. Bei Überschreiten dieses Druckes im Zylinderraum 28 öffnet das vorgesteuerte Druckbegrenzungsventil 52, so dass eine Beschädigung der Kolbenstange 68 durch übermäßige Druckbelastung verhindert ist.

**[0038]** Das verwendete vorgesteuerte Druckbegrenzungsventil 52 wird im Folgenden anhand der Figuren 2 und 3 erläutert.

**[0039]** Figur 2 zeigt einen Längsschnitt des erfindungsgemäßen vorgesteuerten Druckbegrenzungsventils 52. Wie bereits erwähnt, hat dieses eine Hauptstufe 70, eine Vorsteuerstufe 72 sowie die Druckumschaltstufe 56. Der prinzipielle Aufbau der Hauptstufe 70 und der Vorsteuerstufe 72 ist im Wesentlichen aus der DE 100 62 426 A1 bekannt, so dass hier nur die zum Verständnis der Erfindung erforderlichen Bauelemente beschrieben werden und im Übrigen auf diese vorveröffentlichte Druckschrift verwiesen wird. Das vorgesteuerte Druckbegrenzungsventil 52 ist in Patronenbauweise ausgeführt und hat ein Gehäuse 74, an dem ein stirnseitiger Druckanschluss P und ein radialer, beispielsweise durch einen Bohrungstern gebildeter Tankanschluss T ausgebildet ist. Im Gehäuse 74 ist ein mit Schiebesitz ausgeführter Ventilschieber 76 in einer Ventilbohrung 78 geführt, der über eine schwache Druckfeder 80 gegen eine Sitzkante 82 vorgespannt ist. In der dargestellten Schließposition ist die Verbindung zwischen dem Eingangsanschluss P und Tankanschluss T abgesperrt. Der Ventilschieber 76 ist hohl ausgeführt, wobei in einer axial vorspringenden Stirnfläche eine Düsenbohrung 84 ausgebildet ist, die sich nach innen hin zu einem Federraum 110 für die Druckfeder 80 erweitert. An der in Figur 2 rechts angeordneten Rückseite des Ventilschiebers 76 ist ein Radialbund 86 ausgebildet. Dieser bildet einen Anschlag für einen Nachsaugring 88, der in einem Ringraum zwischen einem radial erweiterten Bereich der Ventilbohrung 78 und dem Außenumfang des Ventilschiebers 76 dichtend geführt ist. Die in Figur 2 linke Stirnfläche des Nachsaugrings 88, ist über einen Drosselspalt 90 mit dem Druck am Tankanschluss T beauf-

schlagt.

**[0040]** In dem radial erweiterten Bereich der Ventilbohrung 78 ist eine Dichtkante 92 ausgebildet, an der ein in einem nochmals erweiterten Bereich der Ventilbohrung 78 eingesetzter Sitzkörper 94 anliegt. Dieser ist mittels eines in das Gehäuse 70 eingeschraubten Vorsteuergehäuses 96 gegen die Dichtkante 92 vorgespannt. Am Sitzkörper 94 ist ein Vorsteuerventilsitz 98 ausgebildet, gegen den durch die Steuerfeder 60 ein Vorsteuerventilkegel 100 vorgespannt ist. Zur Axialführung hat der Vorsteuerventilkegel 100 einen Bund 102, dessen Ausenumfang in einer mit zwei Längsnuten versehenen Führungsbohrung 104 des Sitzkörpers 94 geführt ist. An der in Figur 2 linken Stirnfläche des Sitzkörpers 94 ist ein Axialvorsprung ausgebildet, in dem eine nach links hin verschlossene Sacklochbohrung 106 vorgesehen ist, die sich zum Vorsteuerventilsitz 98 erweitert und die über Radialbohrungen 108 mit dem Federraum 110 für die Druckfeder 80 verbunden ist. Der in Figur 2 rechts vom Sitz 92 ausgebildete Raum 93 ist über einen Schrägkanal 95 mit dem Tankanschluss T verbunden. Dieser Raum 93 ist des Weiteren auch über Verbindungsbohrungen 97 mit dem vom Sitzkörper 94 umgriffenen Raum verbunden. Über die Längsnuten in der Führungsbohrung 104 des Sitzkörpers 94 ist auch der die Steuerfeder 60 aufnehmende Raum mit dem Tank verbunden.

**[0041]** Vom Bund 102 des Vorsteuerventilkegels 100 nach rechts erstreckt sich ein Vorsprung 111, dessen Endabschnitt in eine Ausnehmung 112 des Spannkolbens 58 eintaucht, der axial verschiebbar in einer Durchgangsbohrung 114 des Vorsteuergehäuses 96 geführt ist. Diese Durchgangsbohrung 114 verläuft koaxial zur Ventilbohrung 78. Der Vorsteuerventilkegel 100 und dessen Vorsprung 111 sind von einem Längskanal 116 durchsetzt, der in dem von der Ausnehmung 112 und dem Vorsprung 111 begrenzten Steuerraum 118 mündet. D. h., über den Längskanal 116 und die Radialbohrungen 108 wird der im Federraum 110 anliegende Druck abgegriffen und wirkt auf eine vergleichsweise kleine Steuerfläche 120, die durch die Stirnfläche der Ausnehmung 112 gebildet ist.

**[0042]** Die Steuerfeder 60 ist an der in Figur 2 linken Stirnfläche des Spannkolbens 58 abgestützt, so dass dieser in seiner dargestellten Grundposition an einer in die Durchgangsbohrung 114 eingeschraubten Anschlagschraube 122 anliegt. Die Durchgangsbohrung 114 mündet an der rechten Stirnfläche des Vorsteuergehäuses und bildet einen Anschluss X1 des vorgesteuerten Druckbegrenzungsventil 52 aus, an den der in Figur 1 dargestellte Steuerkanal 62 angeschlossen ist. Die Anschlagschraube 122 ist ringförmig ausgebildet, so dass der Druck am Steueranschluss X1 auch auf die Rückseite des Spannkolbens 58 wirkt, die eine im Vergleich zur Steuerfläche 120 wesentlich größere Steuerfläche 124 bildet.

**[0043]** In Abstand links vom Spannkolben 58 ist an der Durchgangsbohrung 114 eine als Anschlag 126 wirkende Radialschulter ausgebildet, die den Axialweg des

Spannkolbens 58 nach links (Figur 2) begrenzt.

**[0044]** Das Schaltsymbol des in Figur 2 dargestellten Druckbegrenzungsventils 52 ist in Figur 3 stark schematisiert dargestellt. Gezeigt sind die Hauptstufe 70, die Vorsteuerstufe 72 sowie die Druckumschaltstufe 56 mit dem Spannkolben 58 und dem Vorsteuergehäuse 96. Die größere Steuerfläche 124 des Spannkolbens 58 ist mit dem Druck im Steuerkanal 62 und die kleinere Steuerfläche 120 mit Druck am Eingangsanschluss P beaufschlagt, der über den Längskanal 116 sowie den Federraum 110 und die Düsenbohrung 84 abgegriffen wird (siehe Figur 2). In Figur 3 ist lediglich das Bezugszeichen für den Längskanal 116 dargestellt.

**[0045]** Der Spannkolben 58 wirkt auf die Steuerfeder 60, die den Ventilschieber 76 der Hauptstufe 72 in Schließrichtung beaufschlagt. In Öffnungsrichtung wirkt auf den Ventilschieber 76 der Druck am Eingangsanschluss P, der auch im Kanal 54 und in der Vorlaufleitung 6 anliegt.

**[0046]** Für Wartungszwecke kann der Druckanschluss P des Druckbegrenzungsventils 52 per Hand mit dem Tankanschluss T verbunden werden. Dies ist in Figur 3 mit dem von Hand betätigbaren Schaltventil 128 angedeutet. Beim Umschalten dieses Schaltventils 128 in seine Durchgangsstellung wird der Eingangsanschluss P des Druckbegrenzungsventils 52 zum Tankkanal 18 hin entlastet. Bei dem in Figur 2 dargestellten konkreten Ausführungsbeispiel wird diese Notöffnung durch das Zusammenwirken des Sitzkörpers 94 mit der Dichtkante 92 gebildet.

**[0047]** Bei vollständig eingeschraubtem Vorsteuergehäuse 96 sitzt der Sitzkörper 94 fest auf der Dichtkante 92 auf - dies entspricht der geschlossenen Position des Schaltventils 128 (siehe Figur 3). Für die Notöffnung wird das von Hand erreichbare Vorsteuergehäuse 96 etwas aus dem Gehäuse 74 herausgeschraubt, so dass der Sitzkörper 94 von der Dichtkante 92 abhebt und der Federraum 110, in dem üblicherweise der Druck am Eingangsanschluss P anliegt über den Schrägkanal 95 mit dem Tankanschluss T oder genauer gesagt dem Tankkanal 18 verbunden wird - der Ventilschieber 76 kann dann durch den Druck am Eingangsanschluss P gegen die Kraft der vergleichsweise schwachen Druckfeder 80 nach rechts verschoben werden, so dass die Verbindung zum Tankanschluss T geöffnet wird.

**[0048]** In dem Fall, in dem, beispielsweise bei einer ziehenden Last - von der Pumpe nicht genug Druckmittel zum Zylinderraum 28 gefördert werden kann und somit der entsprechende Lastdruck unterhalb den Tankdruck absinkt, wird der Nachsaugring 88 durch den höheren Tankdruck nach rechts verschoben und läuft auf den Radialbund 86 auf, so dass der Ventilschieber 76 mitgenommen und die Verbindung vom Tankanschluss T zum Eingangsanschluss P geöffnet wird, so dass Druckmittel aus dem Tank nachgesaugt werden kann.

**[0049]** Wie bereits anhand von Figur 1 erläutert wirkt im normalen Betrieb, beispielsweise beim Verschwenken oder Kippen der Schaufel, d. h., beim Ausfahren der

Kolbenstange 68 am Steueranschluss X1 des Druckbegrenzungsventils 52 der Druck in dem Ringraum 30, der bei der Differentialschaltung (Steuerpositionen (a) des Wegeventils 4) zumindest so hoch wie der Druck im Zylinderraum 28 ist. D. h., der auf die größere Steuerfläche 124 wirkende Druck ist zumindest gleich dem auf die kleinere Steuerfläche 120 wirkende Druck, der dem Druck im Zylinderraum 28 entspricht. Die in die eine Richtung auf den Spannkolben wirkende Kraft ist die Summe aus der Kraft der Steuerfeder 60 plus der Druckkraft, die an der Steuerfläche 120, die gleich der Querschnittsfläche des Vorsprungs 111 innerhalb der Ausnehmung 112 ist, durch den im Federraum 110 herrschenden Druck erzeugt wird. Die Federkraft wiederum ist gleich einer Druckkraft, die vom Grenzdruck an einer Fläche erzeugt wird, die die Differenzfläche zwischen der Querschnittsfläche des Vorsteuerventilkegels 100 am Sitz 98 und der Steuerfläche 120 ist. Letztendlich entspricht die auf den Spannkolben in die eine Richtung bei Erreichen des höheren Grenzdrucks wirkende Kraft einer Druckkraft, die der höhere Grenzdruck an der Querschnittsfläche des Vorsteuerventilkegels am Sitz 98 erzeugt.

**[0050]** In die Gegenrichtung wirkt auf den Spannkolben 58 eine Druckkraft, die von dem im Anschluss X1 anstehenden Druck an der Steuerfläche 124 erzeugt wird.

**[0051]** Bei Annahme der Flächenverhältnisse aus Figur 2 kann mit einem bestimmten Druck im Anschluss X1 ein etwa sechsfach höherer Grenzdruck eingestellt werden, wobei der höchste Grenzdruck durch Anlage des Spannkolbens am Anschlag 126 und die dann vorliegende Vorspannung der Steuerfeder 60 gegeben ist. Wird der bestimmte Druck am Anschluss X1 erreicht, wird der Spannkolben 58 aus der Position in Figur 2 nach links verschoben, bis er auf den Anschlag 126 aufläuft. Dadurch wird die Steuerfeder 60 gespannt - am vorgesteuerten Druckbegrenzungsventil 52 ist der höhere Druck eingestellt. Um 390 bar einzustellen, genügen zum Beispiel 65 bar im Anschluss X1. Beim Abziehen des Bodens und einer äusseren Belastung, die die Kolbenstange 68 in Einfahrriechung beaufschlagt, sinkt der Druck im Ringraum 30 ab, wenn er nicht schon Tankdruck war, während der Druck im Zylinderraum 28 ansteigt. Die Geometrie des Spannkolbens 58 ist so gewählt, dass ab einer bestimmten Druckdifferenz zwischen den Druckräumen 28, 30 der Spannkolben 58 durch die Entlastung der Steuerfläche 124 vom Anschlag 126 abhebt und gegen die Anschlagschraube 122 bewegt wird. Diese Rückbewegung wird durch den auf die kleinere Steuerfläche 120 wirkenden Druck unterstützt - die Vorspannung der Steuerfeder 60 wird verringert und entsprechend der Auslösedruck des vorgesteuerten Druckbegrenzungsventils 52 auf einen geringeren Druck (100 bar) eingestellt. Dieser Druck ist so gewählt, dass eine Beschädigung der Kolbenstange 68 zuverlässig vermieden werden kann. Unterhalb eines bestimmten Druckes im Anschluss X1 liegt der Spannkolben 58 auch bei Tankdruck im Zylinderraum 28 an der Anschlag-

schraube 122 an, dann nämlich wenn die Druckkraft kleiner als die Kraft der entspannten Feder 60 wird.

**[0052]** Die kleine Steuerfläche 120 des Spannkolbens 58 bewirkt, dass beim Ansprechen des Druckbegrenzungsventils 52 der Spannkolben 58 in Richtung Entspannen der Steuerfeder 60 von einer Kraft beaufschlagt ist, die so groß ist wie die vom Eingangsdruck (P) an der gesamten Sitzfläche des Vorsteuerventilsitzes 98 erzeugte Kraft ist. Für die Steuerfeder 60 ist jedoch nur die Differenzfläche zwischen der Ventilsitzfläche und der kleinen Steuerfläche 120 relevant, so dass der Druck im Ringraum 30 des Betätigungszyinders 2 relativ stark abfallen muss, damit das Druckbegrenzungsventil anspricht. Bei einem Druckbegrenzungsventil 52 mit den in Figur 2 dargestellten Geometrieverhältnissen, würde bei einem angenommenen Grenzdruck von beispielsweise 360 bar ein Druck im Ringraum 30 und entsprechend ein auf die größere Steuerfläche 124 wirkender Druck von ca. 60 bar genügen, um den Spannkolben 58 am Anschlag 126 zu halten. Erst bei Absinken unter diese 60 bar öffnet das Druckbegrenzungsventil 52, wobei dann bei einem Druck von etwa 20 bar der Spannkolben 58 auf die Anschlagschraube 122 aufläuft und somit den unteren Grenzdruck bestimmt, der dann etwa bei 120 bar liegen würde.

**[0053]** Anhand Figur 4 wird ein Ausführungsbeispiel erläutert, bei dem das Druckbegrenzungsventil 52 bereits bei einem wesentlich kleineren Druckabfall im Ringraum 30 des Betätigungszyinders 2 anspricht. Dies wird bei dem in Figur 4 dargestellten Ausführungsbeispiel im Wesentlichen dadurch erreicht, dass die zusätzliche kleinere Steuerfläche 120 entfällt und das Flächenverhältnis zwischen dem wirksamen Durchmesser des Spannkolbens 58 und dem Vorsteuerventilsitzdurchmesser wesentlich kleiner als beim vorbeschriebenen Ausführungsbeispiel gewählt ist. Dieses Flächenverhältnis beträgt bei dem in Figur 4 dargestellten Ausführungsbeispiel etwa 1,12, d. h., die Vorsteuerventilsitzfläche  $A_2$  ist um das 1,12-fache größer als die wirksame Fläche  $A_1$  des Spannkolbens 58.

**[0054]** Der Grundaufbau des in Figur 4 dargestellten Ausführungsbeispiel entspricht demjenigen aus Figur 2. Demgemäß ist auch das in Figur 4 dargestellte Ausführungsbeispiel mit einer Hauptstufe 70, einer Vorsteuerstufe 72 und einer Druckumschaltstufe 56 ausgeführt. Die Hauptstufe 70 mit dem Ventilschieber 76, der im Federraum 110 angeordneten Druckfeder 80, dem patronenförmigen Gehäuse 74 und dem Nachsaugring 88 entspricht der Hauptstufe 70 des vorbeschriebenen Ausführungsbeispiels, so dass der Einfachheit auf die diesbezüglichen Ausführungen verwiesen ist. Die Vorsteuerstufe 72 und die Umschaltstufe 56 sind im Wesentlichen in das Vorsteuergehäuse 96 integriert, das in das patronenförmige Gehäuse 74 eingeschraubt ist und den Sitzkörper 94 gegen die Dichtkante 92 drückt (in der dargestellten Grundposition). Ähnlich wie beim vorbeschriebenen Ausführungsbeispiel ist der Dichtkörper 94 mit einem Axialvorsprung 130 ausgeführt, in dem die Sacklochboh-

rung 106 ausgebildet ist, die über die Radialbohrungen 108 im Federraum 110 mündet. In der Sacklochbohrung 106 des Sitzkörpers 94 ist ein Dämpfungskölbchen 132 axialverschiebbar geführt, das über Dämpfungsspalte (in Figur 4 nicht näher dargestellt) eine Druckmittelverbindung in Richtung zum Vorsteuerventilsitz 98 ermöglicht.

**[0055]** Gegen diesen Vorsteuerventilsitz 98 ist bei diesem Ausführungsbeispiel ein kugelförmiger Vorsteuerventilkörper vorgespannt, der der Einfachheit halber ebenfalls als Vorsteuerventilkegel 100 bezeichnet ist. Dieser wird von einem pilzförmigen Federteller 134 abgestützt, an dem die Steuerfeder 60 angreift, die ihrerseits über einen weiteren Federteller 136 am Spannkolben 58 abgestützt ist. Der Außenumfang des pilzförmigen Federtellers 134 ist innerhalb des Sitzkörpers 94 geführt. Der die Steuerfeder 60 aufnehmende Raum 93 ist - wie beim vorstehenden Ausführungsbeispiel - mit dem Tankanschluss T verbunden.

**[0056]** In der dargestellten Grundposition liegt der Spannkolben 58 mit einem in Radialrichtung erweiterten Anschlagkopf 138 an der ins Vorsteuergehäuse 96 eingeschraubten Anschlagsschraube 122 an, so dass der Spannkolben 58 in Richtung einer Vergrößerung der Vorspannung der Steuerfeder 60 durch den Druck am Steueranschluss X1 (Druck im Ringraum 30) beaufschlagt ist. Der Spannkolben 58 ist wie beim zuvor beschriebenen Ausführungsbeispiel entlang einer Durchgangsbohrung 114 des Vorsteuergehäuses 96 geführt. Diese Durchgangsbohrung 114 erweitert sich nach rechts (Ansicht nach Figur 4) hin zum Anschluss X1, wobei an einer Ringschulter ein Anschlagstück 140 abgestützt ist, das in der Wirkung dem Anschlag 126 entspricht und somit den Axialhub des Spannkolbens 58 nach links in Figur 4 begrenzt. Die vom Druck am Steueranschluss X1 beaufschlagte wirksame Steuerfläche  $A_1$  ist durch den Außendurchmesser des radial zurückgesetzten Teils des Spannkolbens definiert. Beim vorbeschriebenen Ausfahren der Kolbenstange 68 (in Differentialschaltung) wirkt somit auf die resultierende Wirkfläche  $A_1$  des Spannkolbens 58 der Druck im Ringraum 30, so dass der Spannkolben 58 bei hinreichendem Druck im Ringraum 30 aus seiner dargestellten Grundposition nach links bewegt wird, bis der Anschlagkopf 138 auf das Anschlagstück 140 aufläuft und die Steuerfeder 60 gespannt ist - der obere Grenzdruck ist eingestellt.

**[0057]** Die Vorsteuerstufe 72 öffnet, wenn der am Vorsteuerventilsitz 98 wirksame Druck ausreicht, um den Vorsteuerventilkegel 100 vom Vorsteuerventilsitz 98 abzuheben. In Öffnungsrichtung wirkt auf den Vorsteuerventilsitz 98 mit der Querschnittsfläche  $A_2$  der Druck am Druckanschluss P der über die Düsenbohrung 84, den Federraum 110, die Radialbohrungen 108 und den vom Dämpfungskölbchen 106 begrenzten Dämpfungsspalt abgegriffen wird. Beim dargestellten Ausführungsbeispiel ist das Flächenverhältnis  $A_1/A_2$  relativ klein (beispielsweise 1,12) ausgeführt, so dass bereits bei einem wesentlich höheren Druck im Ringraum 30 als beim vorbeschriebenen Ausführungsbeispiel die Vorsteuerstufe

72 geöffnet ist. Nimmt man beispielsweise an, dass der Grenzdruck 380 bar beträgt, so würde das Druckbegrenzungsventil entsprechend bei einem Druck von etwa 340 bar - also wesentlich früher als bei dem in Figur 2 dargestellten Ausführungsbeispiel - öffnen. Dieses frühe Öffnen wird noch dadurch unterstützt, dass bei dem in Figur 4 dargestellten Ausführungsbeispiel eine in Richtung Entspannung der Steuerfeder 60 wirksame Steuerfläche (120 in Figur 2) fehlt. Sinkt bei diesem Ausführungsbeispiel der Druck im Ringraum 30 weiter, beispielsweise auf 110 bar ab, so gelangt der Anschlagkopf 138 in Anlage an die Anschlagsschraube 122, so dass der untere Grenzdruck (minimale Vorspannung der Steuerfeder 60) eingestellt ist. Dieser minimale Grenzdruck entspricht bei dem Ausführungsbeispiel gemäß Figur 4 entsprechend dem Flächenverhältnis  $A_1/A_2$  dann etwa 123 bar. In den dazwischen liegenden Bereichen, d. h., bei Drücken im Ringraum 30 zwischen 110 und 340 bar steigt der Grenzdruck entsprechend diesem Flächenverhältnis linear an.

**[0058]** Das Schaltsymbol des in Figur 4 dargestellten Ausführungsbeispiels ist in Figur 5 gezeigt. Dieses Schaltsymbol entspricht im Wesentlichen demjenigen aus Figur 3, wobei die Druckumschaltstufe 56 keine in Richtung Entspannung der Steuerfeder 60 wirksame Steuerfläche 120 hat. Die dargestellte Steueröldüse ist wie bei dem Ausführungsbeispiel gemäß den Figuren 2 und 3 durch die Düsenbohrung 84 gebildet.

**[0059]** Figur 6 zeigt ein weiter vereinfachtes Ausführungsbeispiel eines erfindungsgemäßen Druckbegrenzungsventils, bei dem auf die Verwendung eines Spannkolbens verzichtet ist.

**[0060]** Der Grundaufbau des Ventils ist bis auf die Führung und den Aufbau des Vorsteuerventilkegels 100 identisch mit dem anhand von Figur 2 beschriebenen Ausführungsbeispiel, so dass hinsichtlich der Beschreibung der Hauptstufe 70 mit dem Ventilschieber 76, der Druckfeder 80 und dem Nachsaugring 88 sowie hinsichtlich des Sitzkörpers 94 und des in das Gehäuse 74 der Hauptstufe 70 eingeschraubten Vorsteuergehäuses 96 auf die Ausführungen zu Figur 2 verwiesen wird. Die Außenkontur des Vorsteuerventilkegels 100 entspricht ebenfalls dem in Figur 2 dargestellten Ausführungsbeispiel, d. h., an den im Sitzkörper 94 geführten Bund 102 schließt sich nach rechts hin ein nicht hohler Vorsprung 111 an, dessen zylinderförmiger Endabschnitt 142 einen Führungsabschnitt 144 des Vorsteuergehäuses 96 durchsetzt, der durch einen radial zurückgesetzten Teil der Durchgangsbohrung 114 gebildet ist. Die in Figur 6 rechte Stirnfläche 146 des Vorsteuerventilkegels 100 begrenzt einen Stellraum 148, der mit dem Steueröldruck am Steueranschluss X1 beaufschlagt ist. Wie beim Ausführungsbeispiel gemäß Figur 2 ist der Vorsteuerventilkegel 100 über die Steuerfeder 60 gegen den Vorsteuerventilsitz 98 vorgespannt, dessen Wirkfläche in der Darstellung gemäß Figur 6 mit der Querschnittsfläche  $A_2$  bezeichnet ist, während die Wirkfläche der Stirnfläche 146 in Figur 6 mit  $A_1$  gekennzeichnet ist. Die Steuerfeder



60 ist an einer festen Ringstirnfläche 150 des Vorsteuergehäuses 96 abgestützt.

**[0061]** Bei diesem Ausführungsbeispiel werden die beiden Grenzdrücke durch das Verhältnis der Flächen  $A_1/A_2$  bestimmt. In dem Fall, in dem der Druck im Ringraum 30 etwa Null ist, ist entsprechend auch der Druck am Steueranschluss X1 und somit auch der Druck im Steuerraum 148 etwa Null, so dass die Stirnfläche 146 nicht mit einem Steueröldruck beaufschlagt ist - der Vorsteuerventilkegel 100 wird somit alleine durch die Kraft der Steuerfeder 60 gegen seinen Vorsteuerventilsitz 98 vorgespannt, so dass der untere Grenzdruck eingestellt ist. Wenn bei einer Differentialschaltung der Druck im Ringraum 30 im Wesentlichen gleich dem Druck im Zylinderraum 28 des Betätigungszyinders 2 ist, sind sowohl die Stirnfläche 146 als auch der vom Vorsteuerventilsitz 98 begrenzte Stirnflächenbereich des Vorsteuerventilkolbens 100 mit dem gleichen Druck beaufschlagt, so dass dieser Druck an der Flächendifferenz  $A_2-A_1$  wirksam ist und der obere Grenzdruck eingestellt ist.

**[0062]** Das Schaltsymbol des in Figur 6 gezeigten Druckbegrenzungsventils 52 ist in Figur 7 dargestellt. Demgemäß wird bei diesem Ausführungsbeispiel die Vorspannung der Steuerfeder 60 nicht verändert, sondern lediglich die auf die Vorsteuerung in Öffnungs- und Schließrichtung wirksamen Druckkräfte, wobei eine Änderung des Drucks am Steueranschluss X1 auch stets in einer Änderung des eingestellten Grenzdrucks resultiert. Trägt man diesen am Druckbegrenzungsventil 52 eingestellten Grenzdruck  $p_G$  in Abhängigkeit von dem am Steueranschluss X1 anliegenden Druck  $p_{X1}$  (Druck im Ringraum 30) auf, so ergibt sich die in Figur 8 mit durchgehender Linie dargestellte Charakteristik. Demgemäß fehlen bei einem Ausführungsbeispiel gemäß Figur 6 (durchgezogene Linie in Figur 8) die Bereiche, in denen eine Änderung des Drucks  $p_{X1}$  keinen Einfluss auf den eingestellten Grenzdruck  $p_G$  hat, während bei den Ausführungsbeispielen gemäß den Figuren 2 und 4 der obere und untere Grenzdruck durch die horizontal verlaufenden Abschnitte gekennzeichnet sind, in denen eine Änderung des Steuerdrucks  $PX1$  keinen Einfluss hat (strichpunktierte Linie). Der dazwischenliegende lineare Anstieg hängt im Wesentlichen von der vorbeschriebenen Flächendifferenz der wirksamen Steuerflächen ab.

**[0063]** Offenbart sind eine hydraulische Steueranordnung und ein dafür vorgesehenes vorgesteuertes Druckbegrenzungsventil. Die hydraulische Steueranordnung hat einen Differentialzylinder mit einem kolbenstangenseitigen Druckraum und einem bodenseitigen Druckraum, die über eine Steuerventilanordnung zum Betätigen des Differentialzylinders mit einer Pumpe oder einem Tank verbindbar sind. Der Druck in einem Druckraum wird über ein vorgesteuertes Druckbegrenzungsventil begrenzt, das mit einer Druckumschaltstufe ausgeführt ist, über die der am Druckbegrenzungsventil eingestellte Druck in Abhängigkeit vom Druck im anderen der Druck-

räume absenkbar ist.

Bezugszeichenliste:

5	<b>[0064]</b>	
	1	Wegeventilelement
	2	Betätigungszyylinder
	4	Wegeventil
10	5	Zumessblende
	6	Vorlaufleitung
	8	Rücklaufleitung
	10	Low-Leak-Ventil
	12	Logikventil
15	14	Vorsteuerschaltventil
	16	Betätigungskolben
	17	Tanksteuerkanal
	18	Tankkanal
	20	Steuerzweigkanal
20	24	Arbeitsleitung
	26	Arbeitsleitung
	28	Zylinderraum
	30	Ringraum
	32	Pumpenkanal
25	34	Zulaufkanal
	36	Verbindungschanal
	38	LUDV-Druckwaage
	40	LS-Kanal
	42	Druckwaagenkanal
30	44	Rückschlagventil
	46	Ablaufkanal
	48	Druckbegrenzungsventil
	50	Entlastungskanal
	52	vorgesteuertes Druckbegrenzungsventil
35	54	Kanal
	56	Druckumschaltstufe
	58	Spannkolben
	60	Steuerfeder
	62	Steuerkanal
40	64	Leitung
	66	Abgreifkanal
	68	Kolbenstange
	70	Hauptstufe
	72	Vorsteuerstufe
45	74	Gehäuse
	76	Ventilschieber
	78	Ventilbohrung
	80	Druckfeder
	82	Sitzkante
50	84	Düsenbohrung
	86	Radialbund
	88	Nachsaugring
	90	Drosselspalt
	92	Dichtkante
55	93	Raum
	94	Sitzkörper
	95	Schrägkanal
	96	Vorsteuergehäuse

97 Verbindungsbohrung  
 98 Vorsteuerventilsitz  
 100 Vorsteuerventilkegel  
 102 Bund  
 104 Führungsbohrung  
 106 Sacklochbohrung  
 108 Radialbohrung  
 110 Federraum  
 111 Vorsprung  
 112 Ausnehmung  
 114 Durchgangsbohrung  
 116 Längskanal  
 118 Steuerraum  
 120 kleine Steuerfläche  
 122 Anschlagsschraube  
 124 größere Steuerfläche  
 126 Anschlag  
 128 Schaltventil  
 130 Axialvorsprung  
 132 Dämpfungskölbchen  
 134 Federteller  
 136 weiterer Federteller  
 138 Anschlagkopf  
 140 Anschlagstück  
 142 Endabschnitt  
 144 Führungsabschnitt  
 146 Stirnfläche  
 148 Steuerraum  
 150 Ringstirnfläche

### Patentansprüche

1. Hydraulische Steueranordnung mit einem Differentialzylinder (2), der einen ersten Druckraum (28) und einen zweiten Druckraum (30) aufweist, die über eine Steuerventilanordnung (4, 38) zum Betätigen des Differentialzylinders (2) mit einer Pumpe oder einem Tank verbindbar sind, wobei die Steuerventilanordnung (4, 38) ein eine veränderliche Zumessblende (5) ausbildendes stetig verstellbares Wegeventil (4) hat, **gekennzeichnet durch** ein an einer Vorlaufleitung (6) zwischen dem stetig verstellbaren Wegeventil (4) und dem Differentialzylinder (2) angeordnetes vorgesteuertes Druckbegrenzungsventil (52) zum Begrenzen des Drucks in einem der Druckräume (28), wobei in einer Vorsteuerstufe (72) des Druckbegrenzungsventils (52) eine Steuerfläche (124, 146;  $A_1$ ) vorhanden ist, die vom Druck im anderen der Druckräume (30) beaufschlagt ist, und wobei der Ausgang des vorgesteuerten Druckbegrenzungsventils (52) mit einem Tankkanal (T) verbunden ist.
2. Hydraulische Steueranordnung nach Patentanspruch 1, wobei der erstgenannte Druckraum ein bodenseitiger Zylinderraum (28) und der andere Druckraum ein kolbenstangenseitiger Ringraum (30) ist.
3. Hydraulische Steueranordnung nach Patentanspruch 2, wobei die beiden Druckräume (28, 30) über die Steuerventilanordnung (4, 38) zum Ausfahren des Differentialzylinders (2) in Differentialschaltung miteinander verbindbar sind.
4. Hydraulische Steueranordnung nach einem der vorhergehenden Patentansprüche, wobei die Vorsteuerstufe einen durch eine Steuerfeder (60) beaufschlagten Spannkolben (58) hat, der in Richtung Erhöhung der Federvorspannung von dem Druck im anderen Druckraum (30) beaufschlagt ist.
5. Hydraulische Steueranordnung nach Patentanspruch 4, wobei eine vergleichsweise kleinere Steuerfläche (120) des Spannkolbens (58) in Richtung Entlastung der Steuerfeder (60) von dem Druck im erstgenannten Druckraum (28) beaufschlagt ist.
6. Hydraulische Steueranordnung nach Patentanspruch 5, wobei das Flächenverhältnis ( $A_1/A_2$ ) zwischen der Steuerfläche (124, 146) des Spannkolbens (58) und der Wirkfläche des Vorsteuerventilsitzes (98) kleiner 4, vorzugsweise kleiner 1,5 ist.
7. Hydraulische Steueranordnung nach Patentanspruch 5 oder 6, wobei ein Vorsteuerkolben (100) des Druckbegrenzungsventils (52) mit einem Längskanal (116) versehen ist, über den Steueröl von einem Federraum (110) einer Hauptstufe (70) zur kleineren Steuerfläche (120) geführt ist.
8. Hydraulische Steueranordnung nach Patentanspruch 7, wobei der Vorsteuerkolben (100) einen Vorsprung (111) hat, der dichtend in eine Ausnehmung (112) des Spannkolbens (58) eintaucht, deren Stirnfläche die kleinere Steuerfläche (120) ausbildet.
9. Hydraulische Steueranordnung nach einem der Patentansprüche 1 bis 3, wobei die Steuerfläche (146) an einem Vorsprung (111) eines Vorsteuerkolbens (100) derart ausgebildet ist, dass der Druck in dem anderen Druckraum (30) in Schließrichtung auf den Vorsteuerkolben (100) wirkt.
10. Hydraulische Steueranordnung nach Patentanspruch 9, wobei der Vorsprung (111) einen Federraum (93) der Vorsteuerstufe durchsetzt und in einen Steuerraum (148) eintaucht, der mit dem Druck im anderen Druckraum (30) beaufschlagt ist.
11. Hydraulische Steueranordnung nach einem der vorhergehenden Patentansprüche, wobei das vorgesteuerte Druckbegrenzungsventil (52) eine von Hand betätigbare Notöffnung hat.
12. Hydraulische Steueranordnung nach einem der vorhergehenden Patentansprüche, wobei der verän-

derlichen Zumessblende (5) eine zur hydraulischen Steueranordnung gehörende Druckwaage (38) nachgeschaltet ist, die in Öffnungsrichtung von dem Druck nach der Zumessblende (5) und in Schließrichtung vom höchsten Lastdruck beaufschlagt ist.

13. Hydraulische Steueranordnung nach Patentanspruch 12, mit einer Pumpe, deren Fördermenge in Abhängigkeit vom höchsten Lastdruck einstellbar ist, so dass ein Pumpendruck um eine bestimmte Druckdifferenz über dem höchsten Lastdruck liegt.
14. Druckbegrenzungsventil für eine Steueranordnung nach einem der vorhergehenden Patentansprüche, mit einem Eingangsanschluss (P) und einem Ausgangsanschluss (T) und mit einer Hauptstufe (70), einer Vorsteuerstufe (72), die einen Spannkolben (58) hat, der an einer Steuerfeder (60) eines Vorsteuerventilkegels (100) angreift, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Spannkolben (58) eine größere Steuerfläche (124) hat, die in Richtung Vergrößerung der Federvorspannung über einen Steueranschluss (X1) von einem Steuerdruck beaufschlagbar ist, und wobei eine kleinere Steuerfläche (120) des Spannkolbens (58) in Richtung Verkleinerung der Steuerfedervorspannung von dem Druck an dem Eingangsanschluss (P) beaufschlagt ist.
15. Druckbegrenzungsventil für eine Steueranordnung nach einem der vorhergehenden Patentansprüche 1 bis 13, mit einem Eingangsanschluss (P) und einem Ausgangsanschluss (T) und mit einer Hauptstufe (70) und einer Vorsteuerstufe (72), **dadurch gekennzeichnet, dass** ein federvorgespannter Vorsteuerventilkegel (100) der Vorsteuerstufe (72) eine von einem Steuerdruck (X1) in Schließrichtung beaufschlagte Steuerfläche  $A_1$  und eine in Öffnungsrichtung wirksame, vom Druck am Eingangsanschluss (P) beaufschlagte Steuerfläche  $A_2$  hat, die größer als die in Schließrichtung beaufschlagte Steuerfläche  $A_1$  ist.
16. Druckbegrenzungsventil nach Patentanspruch 15, wobei das Flächenverhältnis  $A_1/A_2$  der Steuerfläche  $\leq 4$ , vorzugsweise  $1 < A_1/A_2 < 1,5$  ist.

## Claims

1. A hydraulic control arrangement comprising a differential cylinder (2) having a first pressure chamber (28) and a second pressure chamber (30) which can be connected to a pump or a tank by means of a control valve arrangement (4, 38) in order to actuate the differential cylinder (2), wherein the control valve arrangement comprises a continuously variable directional control valve (4) forming a variable meter-

ing orifice (5), **characterized by** a pilot-operated pressure relief valve (52) arranged on an advance line (6) between the continuously variable directional control valve (4) and the differential cylinder (2) for limiting the pressure in one of the pressure chambers (28), wherein a control surface (124, 146;  $A_1$ ) to which the pressure prevailing in the other one of the pressure chambers (30) is applied is provided in a pilot stage (72) of the pressure relief valve (52), and wherein the output of the pilot-operated pressure relief valve (52) is connected to a tank passage (T).

2. The hydraulic control arrangement according to claim 1, wherein the first-mentioned pressure chamber is a cylinder chamber (28) on the bottom side and the other pressure chamber is an annular chamber (30) on the piston rod side.
3. The hydraulic control arrangement according to claim 2, wherein the two pressure chambers (28, 30) can be connected to each other by means of the control valve arrangement (4) in order to actuate the differential cylinder (2) in the differential circuit.
4. The hydraulic control arrangement according to any one of the preceding claims, wherein the pilot stage comprises a tensioning piston (58) pressurized by a control spring (60) to which the pressure prevailing in the other pressure chamber (30) is applied in the direction of increase in the spring bias.
5. The hydraulic control arrangement according to claim 4, wherein the pressure prevailing in the first-mentioned pressure chamber (28) is applied to a comparatively smaller control surface (120) of the tensioning piston (58) in the direction of relief of the control spring (60).
6. The hydraulic control arrangement according to claim 5, wherein the surface ratio ( $A_1/A_2$ ) between the control surface (124, 146) of the tensioning piston (58) and the active surface of the pilot valve seat (98) is less than 4, preferably less than 1.5.
7. The hydraulic control arrangement according to claim 5 or 6, wherein a pilot piston (100) of the pressure relief valve (52) is provided with a longitudinal passage (116) through which control oil is guided from a spring chamber (110) of a main stage (70) to the smaller control surface (120).
8. The hydraulic control arrangement according to claim 7, wherein the pilot piston (100) has a projection (111) which immerses into a recess (112) of the tensioning piston (58) in a sealing manner, the end face of the recess forming the smaller control surface (120).

9. The hydraulic control arrangement according to any one of the claims 1 to 3, wherein the control surface (146) is formed at a projection (111) of a pilot piston (100) such that the pressure prevailing in the other pressure chamber (30) acts upon the pilot piston (100) in the closing direction.
10. The hydraulic control arrangement according to claim 9, wherein the projection (111) passes through a spring chamber (93) of the control stage and immerses into a control chamber (148) to which the pressure prevailing in the other pressure chamber (30) is applied.
11. The hydraulic control arrangement according to any one of the preceding claims, wherein the pilot-operated pressure relief valve (52) includes a manually operable emergency opening.
12. The hydraulic control arrangement according to any one of the preceding claims, wherein downstream from the variable metering orifice (5) a pressure regulator (38) forming part of the hydraulic control arrangement is connected to which the pressure downstream of the metering orifice (5) is applied in the opening direction and the maximum load pressure is applied in the closing direction.
13. The hydraulic control arrangement according to claim 12, comprising a pump the delivery rate of which is adjustable in response to the maximum load pressure so that a pump pressure is above the maximum load pressure by a particular pressure difference.
14. A pressure relief valve for a control arrangement in accordance with any one of the preceding claims, comprising an inlet terminal (P) and an outlet terminal (T) and comprising a main stage (70), a pilot stage (72) including a tensioning piston (58) which acts on a control spring (60) of a pilot valve cone (100), **characterized in that** the tensioning piston (58) has a larger control surface (124) to which a control pressure can be applied via a control terminal (X1) in the direction of increase in the spring bias, and wherein the pressure prevailing at the inlet terminal (P) is applied to a smaller control surface (120) of the tensioning piston (58) in the direction of reduction of the control spring bias.
15. A pressure relief valve for a control arrangement according to any one of the preceding claims 1 to 13, comprising an inlet terminal (P) and an outlet terminal (T) and comprising a main stage (70) and a pilot stage (72), **characterized in that** a spring-biased pilot valve cone (100) of the pilot stage (72) has a control surface  $A_1$  to which a control pressure (X1) acting in the closing direction is applied, and a control

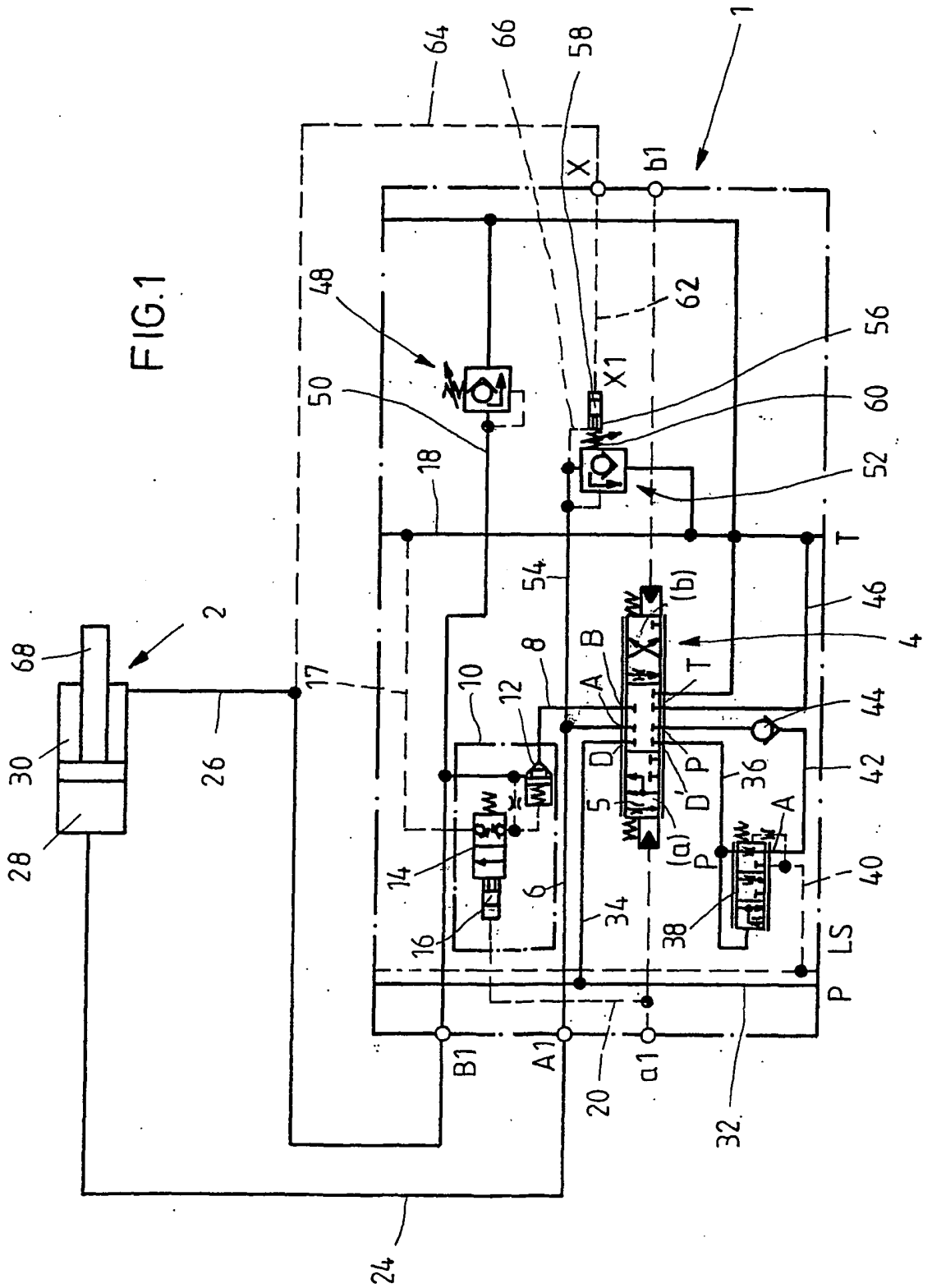
surface  $A_2$  active in the opening direction to which the pressure prevailing at the inlet terminal (P) is applied and which is larger than the control surface  $A_1$  acted upon in the closing direction.

16. The pressure relief valve according to claim 15, wherein the surface ratio  $A_1/A_2$  of the control surface is  $\leq 4$ , preferably  $1 < A_1/A_2 < 1.5$ .

## Revendications

- Ensemble de commande hydraulique avec un cylindre différentiel (2) présentant un premier espace de pression (28) et un second espace de pression (30) qui peuvent être reliés par un ensemble de soupape de commande (4, 38), pour l'actionnement du cylindre différentiel (2), à une pompe ou un réservoir, sachant que l'ensemble de soupape de commande (4, 38) possède une soupape à voie (4) réglable en permanence, réalisant un obturateur de dosage (5) variable, **caractérisé par** une soupape de limitation de pression (52) précommandée disposée sur une conduite montante (6) entre la soupape à voie (4) réglable en permanence et le cylindre différentiel (2) pour limiter la pression dans l'un des espaces de pression (28), sachant qu'une surface de commande (124, 146 ;  $A_1$ ) est présente dans un gradin de précommande (72) de la soupape de limitation de pression (52), laquelle est sollicitée par la pression de l'autre espace de pression (30), et sachant que la sortie de la soupape de limitation de pression (52) précommandée est reliée à un canal de réservoir (T).
- Ensemble de commande hydraulique selon la revendication 1, sachant que l'espace de pression cité en premier est un espace cylindrique (28) côté fond et l'autre espace de pression est un espace annulaire (30) côté tige de piston.
- Ensemble de commande hydraulique selon la revendication 2, sachant que les deux espaces de pression (28, 30) peuvent être reliés l'un à l'autre en couplage différentiel par l'ensemble de soupape de commande (4, 38) pour la sortie du cylindre différentiel (2).
- Ensemble de commande hydraulique selon l'une quelconque des revendications précédentes, sachant que le gradin de précommande possède un piston de serrage (58) sollicité par un ressort de commande (60), lequel est sollicité par la pression de l'autre espace de pression (30) en vue de l'augmentation de la précontrainte de ressort.
- Ensemble de commande hydraulique selon la revendication 4, sachant qu'une surface de commande (120) relativement plus petite du piston de serrage

- (58) est sollicitée par la pression de l'espace de pression cité en premier (28) en vue de la décharge du ressort de commande (60).
6. Ensemble de commande hydraulique selon la revendication 5, sachant que le rapport de surface ( $A_1/A_2$ ) entre la surface de commande (124, 146) du piston de serrage (58) et la surface active du siège de soupape de précommande (98) est inférieur à 4, de préférence inférieur à 1,5.
7. Ensemble de commande hydraulique selon la revendication 5 ou 6, sachant qu'un piston de précommande (100) de la soupape de limitation de pression (52) est pourvu d'un canal longitudinal (116) qui guide de l'huile de commande d'un espace de ressort (110) d'un gradin principal (70) à une surface de commande plus petite (120).
8. Ensemble de commande hydraulique selon la revendication 7, sachant que le piston de précommande (100) présente une saillie (111) qui plonge de manière étanche dans un évidement (112) du piston de serrage (58), dont la surface frontale réalise la surface de commande plus petite (120).
9. Ensemble de commande hydraulique selon l'une quelconque des revendications 1 à 3, sachant que la surface de commande (146) est réalisée sur une saillie (111) d'un piston de précommande (100) de telle manière que la pression de l'autre espace de pression (30) agisse dans le sens de fermeture sur le piston de précommande (100).
10. Ensemble de commande hydraulique selon la revendication 9, sachant que la saillie (111) traverse un espace de ressort (93) du gradin de précommande et plonge dans un espace de commande (148) sollicité par la pression de l'autre espace de pression (30).
11. Ensemble de commande hydraulique selon l'une quelconque des revendications précédentes, sachant que la soupape de limitation de pression (52) précommandée possède une ouverture de secours pouvant être actionnée à la main.
12. Ensemble de commande hydraulique selon l'une quelconque des revendications précédentes, sachant qu'une balance de pression (38) appartenant à l'ensemble de commande hydraulique est montée en aval de l'obturateur de dosage (5) variable, laquelle est sollicitée dans le sens d'ouverture par la pression après l'obturateur de dosage (5) et dans le sens de fermeture par la pression de charge maximale.
13. Ensemble de commande hydraulique selon la revendication 12, avec une pompe, dont le débit de refoulement peut être réglé en fonction de la pression de charge maximale de sorte qu'une pression de pompage soit supérieure à la pression de charge maximale d'une certaine différence de pression.
14. Soupape de limitation de pression pour un ensemble de commande selon l'une quelconque des revendications précédentes, avec un raccord d'entrée (P) et un raccord de sortie (T) ainsi qu'un gradin principal (70), un gradin de précommande (72) possédant un piston de serrage (58) qui agit sur un ressort de commande (60) d'un cône de soupape de précommande (100), **caractérisée en ce que** le piston de serrage (58) présente une surface de commande plus grande (124) qui peut être sollicitée par une pression de commande en vue de l'augmentation de la précontrainte de ressort par un raccord de commande (X1), et sachant qu'une surface de commande plus petite (120) du piston de serrage (58) est sollicitée par la pression sur le raccord d'entrée (P) en vue de la réduction de la précontrainte de ressort de commande.
15. Soupape de limitation de pression pour un ensemble de commande selon l'une quelconque des revendications précédentes 1 à 13, avec un raccord d'entrée (P) et un raccord de sortie (T) ainsi qu'un gradin principal (70), un gradin de précommande (72), **caractérisée en ce qu'**un cône de soupape de précommande (100) précontraint par ressort du gradin de précommande (72) présente une surface de commande  $A_1$  sollicitée par une pression de commande (X1) dans le sens de fermeture et une surface de commande  $A_2$  active dans le sens d'ouverture, sollicitée par la pression sur le raccord d'entrée (P), laquelle est plus grande que la surface de commande  $A_1$  sollicitée dans le sens de fermeture.
16. Soupape de limitation de pression selon la revendication 15, sachant que le rapport  $A_1/A_2$  de la surface de commande est  $\leq 4$ , de préférence  $1 < A_1/A_2 < 1,5$ .



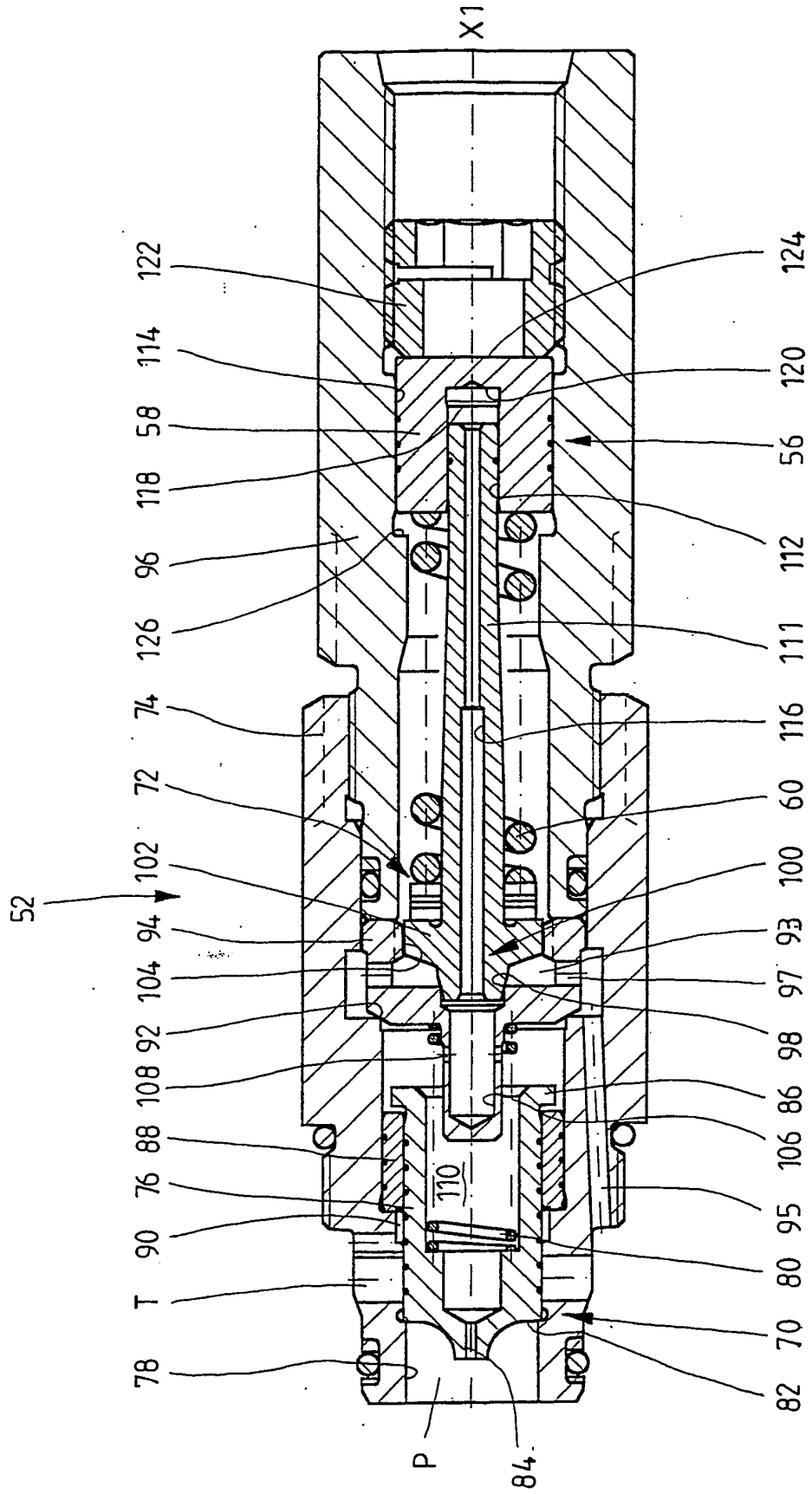


FIG. 2

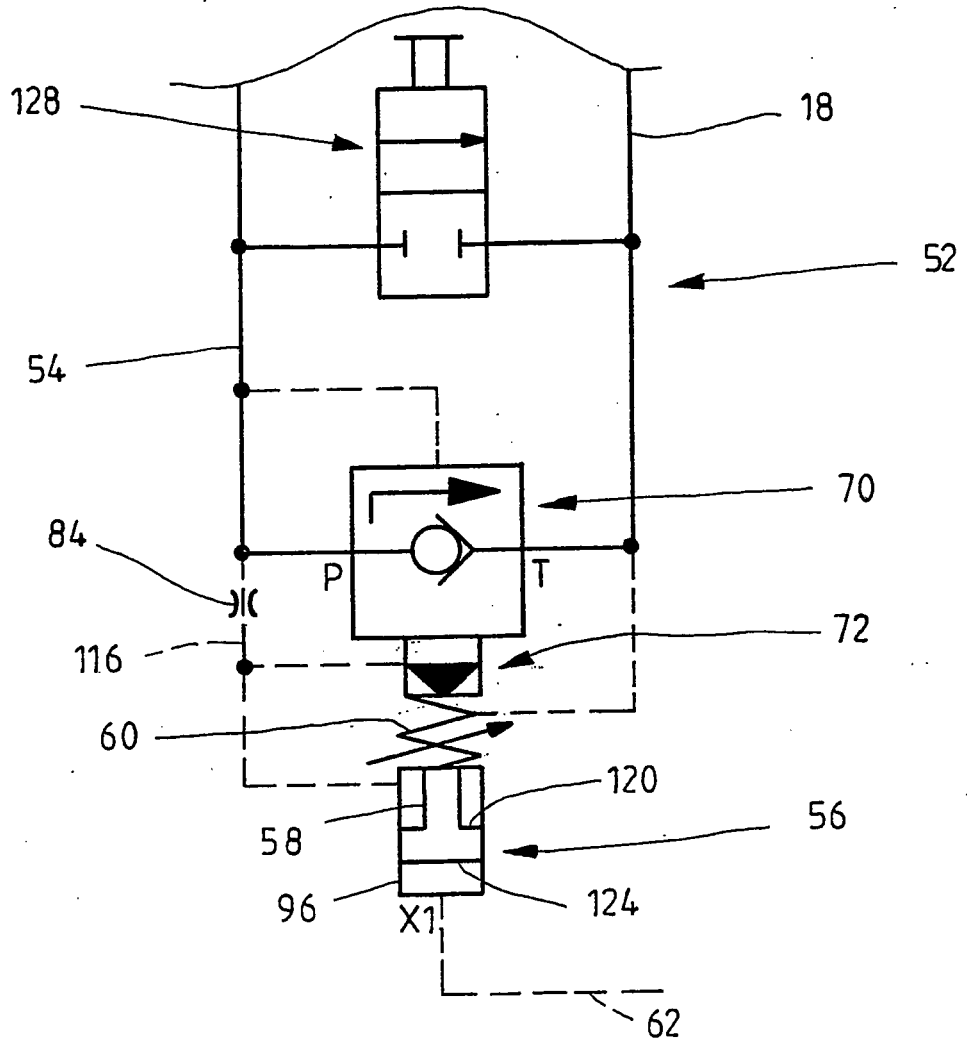


FIG. 3



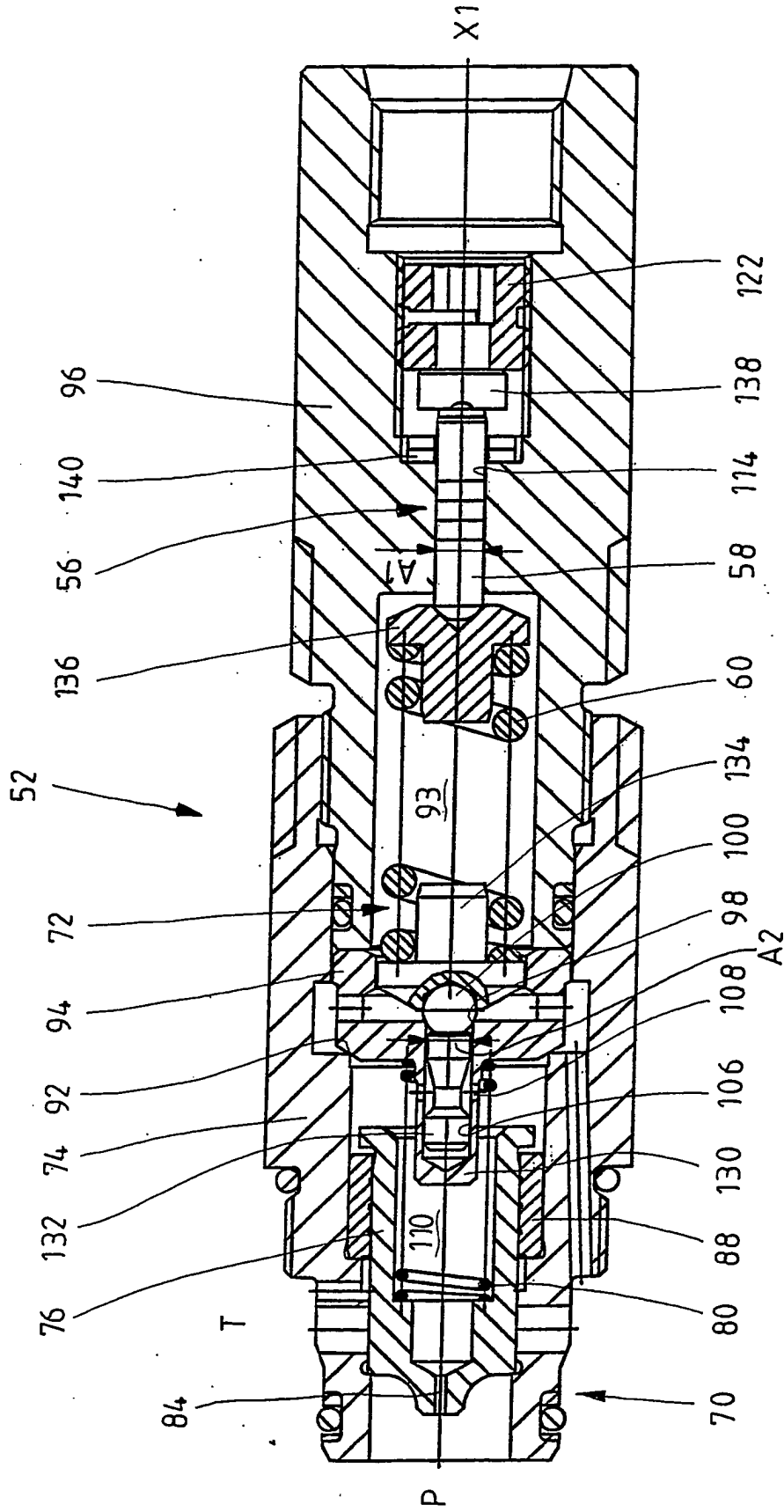


FIG. 4

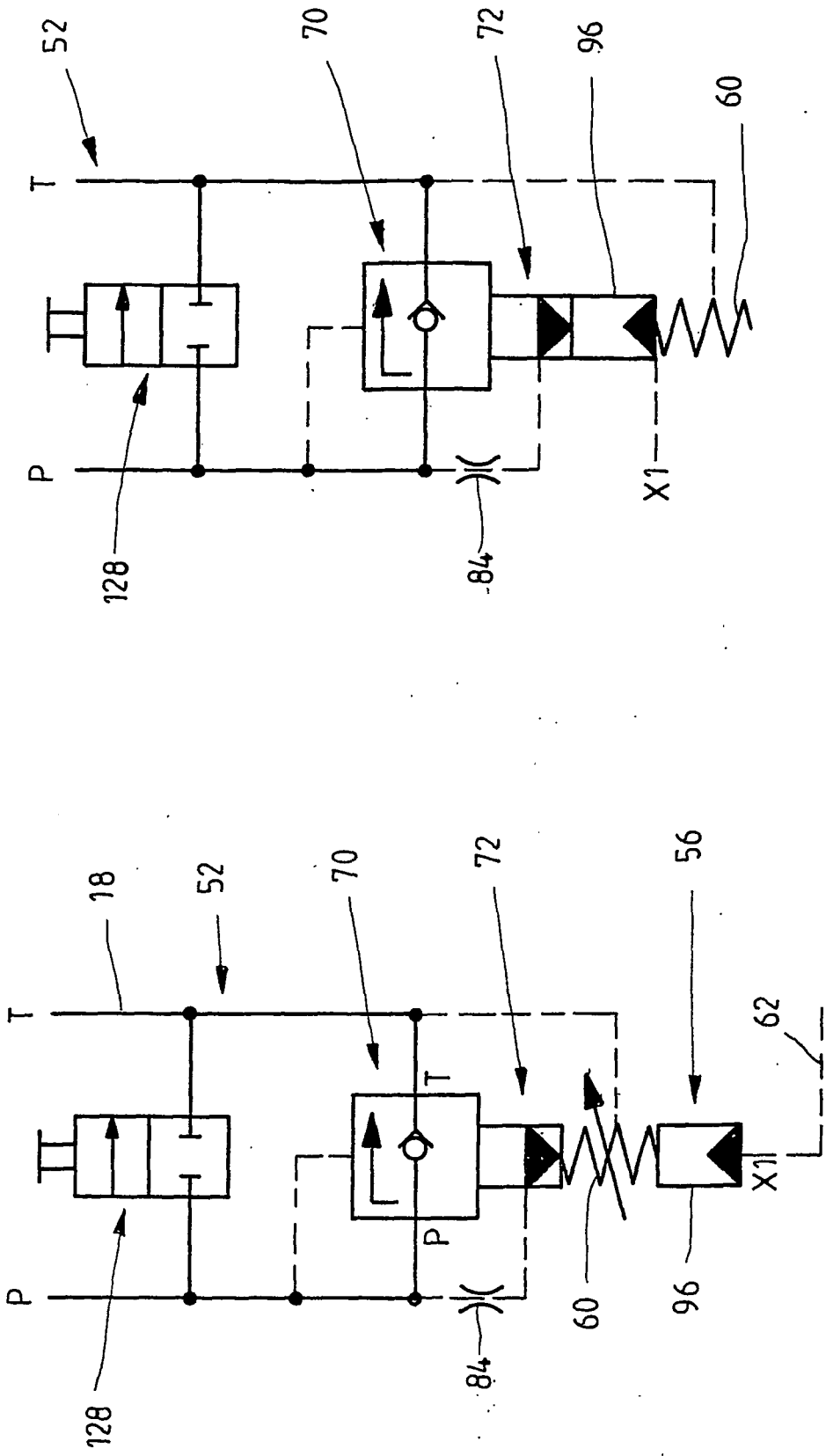


FIG.7

FIG.5

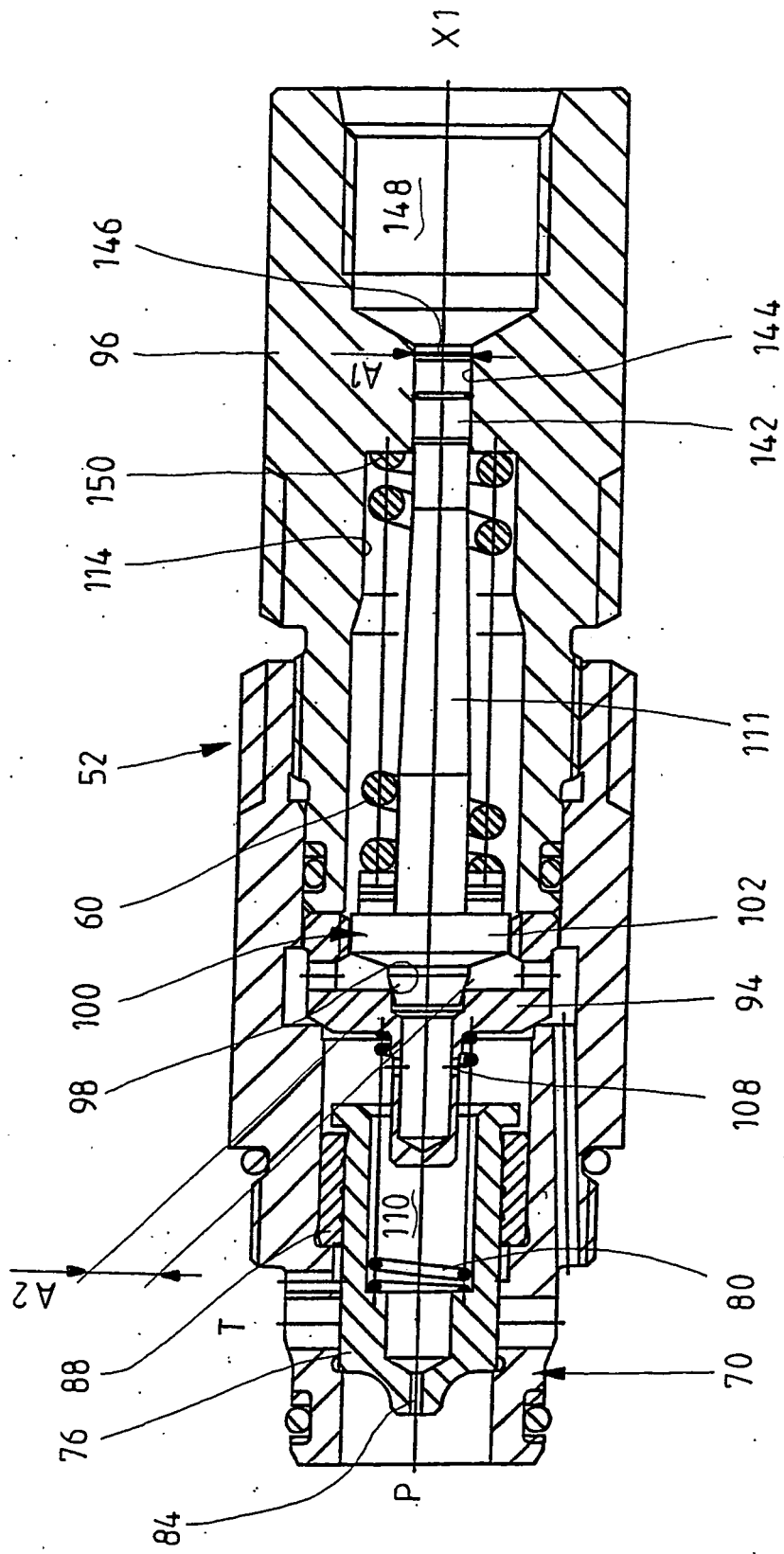


FIG. 6

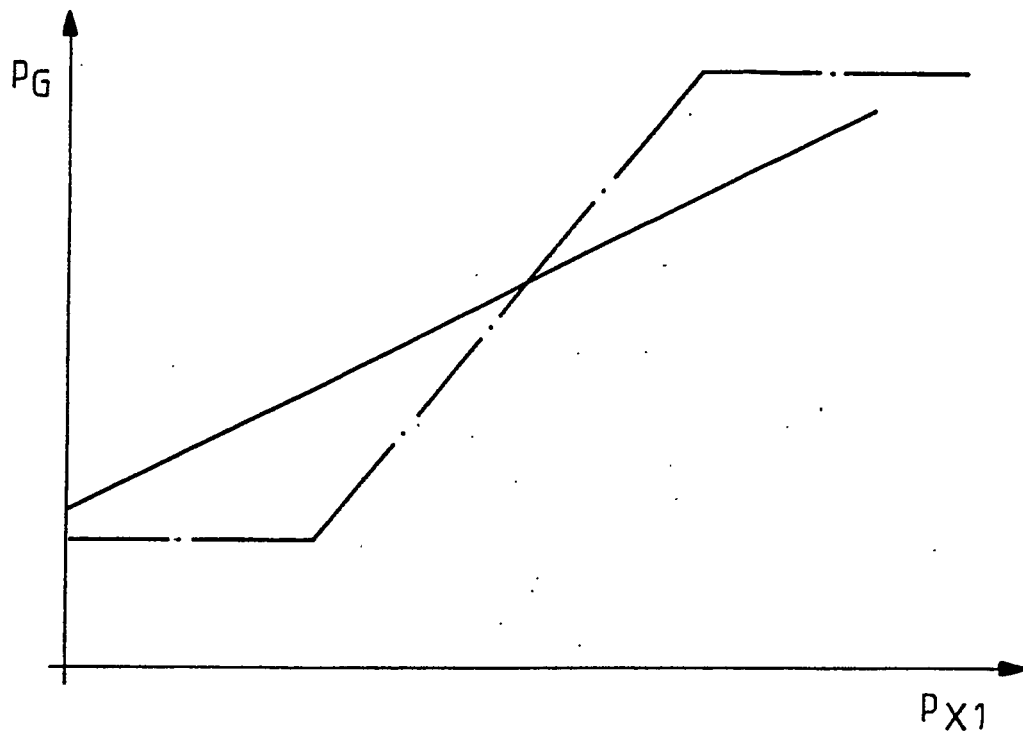


FIG.8

**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**

- US 4194436 A [0002]
- DE 3813020 A1 [0003]
- DE 19524900 A1 [0004]
- JP 2003185042 A [0004]
- US 3160076 A [0005]
- DE 10062428 A1 [0012]
- DE 10062426 A1 [0039]