

(19)



(11)

**EP 2 256 082 B9**

(12)

## **KORRIGIERTE EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(15) Korrekturinformation:

**Korrigierte Fassung Nr. 1 (W1 B1)**  
Korrekturen, siehe  
Beschreibung Abschnitt(e) 7, 45

(51) Int Cl.:

**B66F 9/22 (2006.01)**

**F15B 11/16 (2006.01)**

(48) Corrigendum ausgegeben am:

**14.10.2015 Patentblatt 2015/42**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des

Hinweises auf die Patenterteilung:

**29.07.2015 Patentblatt 2015/31**

(21) Anmeldenummer: **10004441.1**

(22) Anmeldetag: **27.04.2010**

### **(54) Hydrostatisches Antriebssystem einer mobilen Arbeitsmaschine**

Hydrostatic drive system for a mobile work machine

Système d'entraînement hydrostatique d'une machine de travail mobile

(84) Benannte Vertragsstaaten:

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

(30) Priorität: **25.05.2009 DE 102009022468**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
**01.12.2010 Patentblatt 2010/48**

(73) Patentinhaber: **STILL GmbH  
22113 Hamburg (DE)**

(72) Erfinder: **Schwab, Markus  
23879 Mölln (DE)**

(74) Vertreter: **Geirhos, Johann et al  
Geirhos & Waller Partnerschaft  
Patent- und Rechtsanwälte  
Landshuter Allee 14  
80637 München (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:  
**DE-A1- 10 151 831 DE-A1- 19 746 090  
DE-U1-202004 010 530**

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 ein hydrostatisches Antriebssystem einer mobilen Arbeitsmaschine, insbesondere eines Flurförderzeugs, mit einer Pumpe, die zur Versorgung mindestens eines Verbrauchers einer Arbeitshydraulik und einer hydraulischen Lenkung vorgesehen ist, sowie mit einer hydraulischen mittels eines Bremsdruckes steuerbaren Bremseinrichtung, die als Federspeicherbremse ausgebildet ist und mittels des Bremsdruckes in eine Lösestellung beaufschlagt ist, wobei in einer Förderleitung der Pumpe ein Prioritätsventil zur bevorzugten Versorgung der Lenkung angeordnet ist und wobei zur Erzeugung des Bremsdruckes eine mit der Förderleitung der Pumpe stromauf des Prioritätsventils der Lenkung in Verbindung stehende Steuerdruckleitung vorgesehen ist.

**[0002]** Bei mobilen Arbeitsmaschinen, beispielsweise Flurförderzeugen, ist sicherzustellen, dass zu jedem Zeitpunkt während des Betriebs der Arbeitsmaschine ein minimaler Bremsdruck aufrechterhalten wird, um die Funktionsfähigkeit der Bremseinrichtung während des Betriebs der Arbeitsmaschine sicherzustellen.

**[0003]** Aus der DE 103 15 494 A1 ist ein hydrostatisches Antriebssystem für ein batterie-elektrisch betriebenes Flurförderzeug bekannt, bei dem eine erste Pumpe zur Versorgung der Arbeitshydraulik vorgesehen ist und eine zweite Pumpe zur Versorgung einer hydraulischen Lenkung und zur Erzeugung eines Bremsdruckes einer hydraulischen Bremseinrichtung dient. Ein den Bremsdruck erzeugendes Bremsventil ist hierbei an die Förderleitung der Pumpe stromab eines Prioritätsventils für die Lenkung angeschlossen. Ein derartiges Antriebssystem mit zwei hydraulischen Pumpen führt jedoch zu einem hohen Bauaufwand und einem hohen Herstellungsauwand.

**[0004]** Aus der DE 103 15 496 A1 ist bekannt, eine Pumpe eines hydrostatischen Antriebssystems eines batterie-elektrisch betriebenen Flurförderzeugs zur Versorgung einer Arbeitshydraulik, einer hydraulischen Lenkung sowie zur Ansteuerung einer hydraulischen Bremseinrichtung zu verwenden. Stromab eines Prioritätsventils für die Lenkung ist eine zu der Bremseinrichtung geführte Bremsleitung an die zur Arbeitshydraulik geführte Förderleitung der Pumpe angeschlossen, in der ein Bremsventil zur Erzeugung eines Bremsdruckes angeordnet ist. Um bei nicht betätigter Lenkung und nicht angesteuerter Arbeitshydraulik einen Bremsdruck zur Beaufschlagung der Bremseinrichtung zu erzeugen, ist in einer von der zur Arbeitshydraulik geführten Förderleitung abzweigenden Behälterumlaufleitung ein Vorspannventil angeordnet, dessen Federvorspannung dem erforderlichen Bremsdruck entspricht, so dass durch ein Androsseln des über das Vorspannventil zum Behälter abströmenden Druckmittels der Bremsdruck erzeugt wird. Bei einem derartigen Antriebssystem ergeben sich jedoch hohe Energieverluste, da die Federvorspannung des Prioritätsventils und die Vorspannung des

Vorspannventils als Verluste bei der Erzeugung des Bremsdruckes eingehen.

**[0005]** Die DE 20 2004 010 530 U1 offenbart ein hydrostatisches Antriebssystem eines Fahrzeugs, bei dem einer hydraulischen Lenkung ein zusätzliches Prioritätsventil mit einer Druckminderfunktion zugeordnet ist, mit dem das Druckniveau der hydraulischen Lenkung begrenzt werden kann, um den Bauaufwand für die Lenkung zu verringern.

**[0006]** Aus der gattungsgemäßen DE 101 51 831 A1 ist ein Antriebssystem eines Flurförderzeugs bekannt, bei der die Bremsleitung der Federspeicherbremse stromauf eines Prioritätsventils an die Förderleitung der Pumpe angeschlossen ist. Bei nicht betätigten Verbrauchern ist der aus der Vorspannung der Feder am Prioritätsventil und der Feder an einer Umlaufdruckwaage erzeugte Druck in der Förderleitung der Pumpe nicht ausreichend, um die Federspeicherbremse in die Lösestellung zu betätigen. Um die Federspeicherbremse in die Lösestellung zu beaufschlagen, ist die Umlaufdruckwaage in die Sperrstellung zu betätigen, um einen entsprechenden Druckaufbau stromauf des Prioritätsventils zu erzielen. Gemäß der Figur 2 wird zum Lösen der Federspeicherbremse mit einem zusätzlich erforderlichen Zusatzventil an beiden Seiten der Umlaufdruckwaage der Förderdruck angelegt, so dass die Umlaufdruckwaage durch die Feder schließt und ein Druckaufbau in der Förderleitung erfolgt, um den erforderlichen Bremslösedruck zu erzeugen. Gemäß der Figur 3 wird in einer Verbraucherleitung eines Verbrauchers beispielsweise des Neigeantriebs, ein zusätzliches Sperrventil angeordnet, so dass durch eine Betätigung des Wegevents gegen die abgesperrte Verbraucherleitung ein Lastdruck erzeugt wird, der die Umlaufdruckwaage in die Sperrstellung beaufschlagt, um den erforderlichen Förderdruck und somit der erforderliche Bremslösedruck erzeugen zu können.

**[0007]** Der vorliegenden Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein gattungsgemäße Antriebssystem zur Verfügung zu stellen, bei dem mit geringem Bauaufwand und geringen Energieverlusten der Bremsdruck zur Beaufschlagung der hydraulischen Bremseinrichtung erzeugbar ist.

**[0008]** Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß dadurch gelöst, dass bei unbetätigtem Verbraucher der Arbeitshydraulik und unbetätigter Lenkung der Bremsdruck zur Betätigung der Bremseinrichtung in die Lösestellung in jedem Betriebspunkt ohne zusätzliche Energieverluste aus dem von der Pumpe in der Förderleitung stromauf des Prioritätsventils erzeugten Systemdruck bereitgestellt wird. Der erfindungsgemäße Gedanke besteht somit darin, den Bremsdruck stromauf des Prioritätsventils der Lenkung direkt aus der Förderleitung der Pumpe abzugreifen und somit aus dem stromauf des Prioritätsventils anstehenden Systemdruck der Pumpe zu erzeugen, so dass die Vorspannung des Prioritätsventils und der ohnehin auftretende Druckabfall an dem Prioritätsventil zur Erzeugung des Bremsdruckes ausgenutzt werden

kann. Hierdurch ist eine Erzeugung des Bremsdruckes ohne zusätzliche Energieverluste mit lediglich einer Pumpe erzielbar, wodurch das erfindungsgemäße Antriebssystem weiterhin einen geringen Bauaufwand aufweiset.

**[0009]** Die Bremseinrichtung ist als Federspeicherbremse ausgebildet, die mittels des Bremsdruckes in eine Lösestellung beaufschlagbar ist. Mit einem entsprechenden Bremsventil, beispielsweise einem steuerbaren Druckminderventil, kann hierbei der Bremsdruck gesteuert reduziert werden, so dass die Federspeicherbremse als Betriebsbremse verwendbar ist.

**[0010]** Das Prioritätsventil ist zweckmäßigerweise mittels einer Feder in Richtung einer die Förderleitung der Pumpe mit der Lenkung verbindenden Stellung beaufschlagt. Der stromauf des Prioritätsventils anstehende Systemdruck wird von der Federvorspannung der Feder des Prioritätsventils mitbestimmt, wodurch aus dem Systemdruck auf einfache Weise der erforderliche Bremsdruck zur sicheren Betätigung der Bremseinrichtung bereit gestellt werden kann.

**[0011]** Gemäß einer vorteilhaften Ausgestaltungsform der Erfindung ist die Steuerdruckleitung zu einem Bremsventil der Bremseinrichtung geführt, wobei in der Steuerdruckleitung ein Druckminderventil angeordnet ist. Mit einem derartigen Druckminderventil in der Steuerdruckleitung kann bei sich veränderndem Förderdruck der Pumpe und somit bei sich veränderndem Systemdruck stromauf des Prioritätsventils auf einfache Weise ein konstantes Bremsdruckniveau an dem Bremsventil erzielt werden.

**[0012]** Das erfindungsgemäße Antriebssystem kann als sogenanntes Open-Center-System ausgebildet sein, bei dem die Pumpe als Konstantpumpe ausgebildet ist und eine Steuerventileinrichtung zur Steuerung der Arbeitshydraulik eine Umlaufdruckwaage aufweist, die von dem höchsten Lastdruck der Verbraucher der Arbeitshydraulik und einer Feder in Richtung einer Sperrstellung und dem Förderdruck der Pumpe in Richtung einer Durchflusssstellung beaufschlagt ist. Bei einem derartigen Antriebssystem wird der Systemdruck stromauf des Prioritätsventils bei nicht betätigten Verbrauchern ebenfalls von der Federvorspannung der Feder der Umlaufdruckwaage bestimmt, wodurch mit der an die Förderleitung der Pumpe stromauf des Prioritätsventils angeschlossenen Steuerdruckleitung und dem in dieser angeordneten Druckminderventil auf einfache Weise der erforderliche Bremsdruck der Bremseinrichtung ohne zusätzliche Energieverluste aus dem Systemdruck stromauf des Prioritätsventils erzeugt werden kann.

**[0013]** Um den zur sicheren Betätigung der Bremseinrichtung erforderlichen minimalen Bremsdruck in allen Betriebszuständen aus dem von der Pumpe gelieferten Systemdruck stromauf des Prioritätsventils der Lenkung zu erzeugen und angreifen zu können, sind gemäß einer vorteilhaften Weiterbildung der Erfindung die Federvorspannung des Prioritätsventils der Lenkung und/oder die Federvorspannung der Umlaufdruckwaage derart einge-

stellt, dass in jedem Betriebspunkt ein minimaler Bremsdruck in der Steuerdruckleitung erzeugbar ist. Hierdurch wird auf einfache Weise erzielt und sichergestellt, dass sich in jedem Betriebspunkt aus dem Systemdruck stromauf des Prioritätsventils der minimal erforderliche Bremsdruck für die sichere Betätigung der Bremseinrichtung zwischen der Pumpe und dem Prioritätsventil der Lenkung einstellt.

**[0014]** Das erfindungsgemäße Antriebssystem kann ebenfalls als sogenanntes Closed-Center-System ausgebildet sein, bei dem die Pumpe als Load-Sensing-regelte Verstellpumpe ausgebildet ist, die von dem höchsten Lastdruck der Arbeitshydraulik und/oder der Lenkung gesteuert ist. Eine derartige Verstellpumpe liefert bei nicht angesteuerten Verbrauchern der Arbeitshydraulik und/oder nicht betätigter Lenkung einen Standby-Druck als Regelgröße der Verstellpumpe, der als Systemdruck in der Förderleitung stromauf des Prioritätsventils der Lenkung ansteht und aus dem mittels der an die Förderleitung der Pumpe stromauf des Prioritätsventils angeschlossenen Steuerdruckleitung auf einfache Weise der minimal erforderliche Bremsdruck zur sicheren Betätigung der Bremseinrichtung ohne zusätzliche Energieverluste erzeugt werden kann.

**[0015]** Gemäß einer zweckmäßigen Weiterbildung der Erfindung kann die an eine Fördervolumenstelleinrichtung der Pumpe geführte Lastdruckmeldeleitung mit der Steuerdruckleitung in Verbindung stehen. Die Verstellpumpe ist somit ebenfalls von dem in der Steuerdruckleitung anstehenden Bremsdruck gesteuert, so dass auf einfache Weise erzielt wird, dass in allen Betriebszuständen der minimale Bremsdruck aus dem von der Verstellpumpe gelieferten Systemdruck stromauf des Prioritätsventils der Lenkung erzeugt werden kann. Bei einem Flurförderzeug kann somit auf einfache Weise vermieden werden, dass in bestimmten Betriebspunkten, beispielsweise einem Anheben eines Hubantriebs ohne Last der Systemdruck der Pumpe unter den minimalen Bremsdruck einbricht.

**[0016]** Zweckmäßigerweise geht hierzu eine zu einer Fördervolumenstelleinrichtung der Pumpe führenden Lastdruckmeldekette von der den Bremsdruck führenden Steuerdruckleitung aus, wobei von der Steuerdruckleitung stromab des Druckminderventils eine Zweigleitung zu einem Eingang eines Auswahlventils geführt ist, an dessen weiteren Eingang eine den höchsten Lastdruck der Arbeitshydraulik und/oder der Lenkungseinrichtung führende Zweigleitung angeschlossen ist, wobei das Auswahlventil ausgangsseitig mit der zu der Fördervolumenstelleinrichtung der Pumpe geführten Lastdruckmeldeleitung in Verbindung steht. Somit wird erzielt, dass auch der Bremsdruck in der Lastdruckmeldeleitung ansteht, um in allen Betriebszuständen eine sichere Erzeugung des minimal erforderlichen Bremsdruckes aus dem Systemdruck der Pumpe sicherzustellen.

**[0017]** Sofern gemäß einer vorteilhaften Ausführungsform der Erfindung bei einem derartigen Antriebssystem der Standby-Druck und somit die Regelgröße der Pumpe

und/oder die Federvorspannung des Prioritätsventils derart eingestellt sind, dass in jedem Betriebspunkt ein minimal erforderlicher Bremsdruck in der Steuerdruckleitung erzeugbar ist, kann der erforderliche minimale Bremsdruck zur sicheren Betätigung der Bremseinrichtung auf einfache Weise in allen Betriebszuständen aus dem von der Pumpe erzeugten Systemdruck stromauf des Prioritätsventils erzeugt werden.

**[0018]** Die Pumpe kann von einer verbrennungsmotorischen Antriebsmaschine, beispielsweise einem Verbrennungsmotor, angetrieben werden, bei der die Pumpe ständig in Betrieb ist und einen Förderstrom zur Erzeugung des Bremsdruckes liefert. Alternativ kann die Pumpe von einem elektrischen Antriebsmotor angetrieben werden, wobei die Pumpe lediglich bei einem Bedarf der Lenkung und/oder der Arbeitshydraulik betätigt wird und einen Volumenstrom liefert. Um bei einem derartigen Antriebssystem mit einer von einem Elektromotor angetriebene Pumpe auch bei nicht betätigter Pumpe den erforderlichen Bremsdruck zu erzeugen und aufrechtzuerhalten, ist gemäß einer bevorzugten Weiterbildung der Erfindung vorgesehen, dass der Steuerdruckleitung ein Druckmittelspeicher zugeordnet ist. Über den Druckmittelspeicher kann somit bei abgeschalteter Pumpe der Bremsdruck in der Steuerdruckleitung auf einfache Weise aufrechterhalten werden.

**[0019]** Um hierbei einen Abbau des in der Steuerdruckleitung anstehenden Druckes bei abgeschalteter Pumpe zu vermeiden, ist zweckmäßigerweise in der Steuerdruckleitung stromauf der Speichereinrichtung und stromauf des Druckminderventils ein in Richtung zu dem Druckminderventil öffnendes Sperrventil, insbesondere Rückschlagventil, angeordnet.

**[0020]** Bei einem erfindungsgemäßen Antriebssystem kann zur Steuerung der Verbraucher der Arbeitshydraulik jeweils ein elektro-hydraulisch betätigbares Steuerventil, insbesondere ein Wegeventil, vorgesehen sein, wobei eine Steuerdruckversorgungsleitung des Steuerventils mit der Steuerdruckleitung in Verbindung steht. Bei elektro-hydraulisch betätigten und vorgesteuerten Steuerventilen ist zur Erzielung hoher Betätigungskräfte für das Steuerventil eine Steuerdruckversorgung mit einem konstanten Steuerdruckniveau erforderlich, aus dem mittels entsprechender Vorsteuerventile ein Steuerdruck zur Betätigung der Steuerventile erzeugt wird. Da ein derartiges Steuerdruckniveau für die Vorsteuerung der Steuerventile der Arbeitshydraulik in der Regel auf dem Niveau des Bremsdruckes der Bremseinrichtung liegt, kann durch einen Anschluss der Steuerdruckversorgungsleitung für die Vorsteuerventile der Steuerventile an die den Bremsdruck führende Steuerdruckleitung weiterhin auf einfache Weise eine Steuerdruckversorgung für die vorgesteuerten Steuerventile der Arbeitshydraulik ohne zusätzlichen Bauaufwand erzielt werden.

**[0021]** Die Steuerdruckversorgungsleitung steht hierbei zweckmäßigerweise mit der Steuerdruckleitung stromab des Druckminderventils in Verbindung. Der in der Steuerdruckleitung zwischen dem Druckminderventil

und dem Bremsventil anstehende Bremsdruck mit einem konstanten Niveau kann hierdurch auf einfache Weise als Steuerdruckversorgung mit einem konstanten Niveau für die vorgesteuerten Steuerventile der Arbeitshydraulik verwendet werden.

**[0022]** Weitere Vorteile und Einzelheiten der Erfindung werden anhand der in den schematischen Figuren dargestellten Ausführungsbeispiele näher erläutert. Hierbei zeigen

**Figur 1** eine erste Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Antriebssystems und

**Figur 2** eine zweite Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Antriebssystems.

**[0023]** In der Figur 1 ist ein erfindungsgemäßes, als Open-Center-System ausgebildetes Antriebssystem einer beispielsweise als Flurförderzeug ausgebildeten Arbeitsmaschine in einem schematischen Schaltplan dargestellt.

**[0024]** Das Antriebssystem umfasst eine als Konstantpumpe ausgebildete Pumpe 1, die im offenen Kreislauf betrieben ist und zur Versorgung einer Arbeitshydraulik

2 und einer hydraulischen Lenkung 3 vorgesehen ist. Die Pumpe 1 saugt aus einem Behälter und fördert in eine Förderleitung 4, in der zur bevorzugten Versorgung der Lenkung 3 ein Prioritätsventil 5 angeordnet ist. Von dem Prioritätsventil 5 führt eine Förderzweigleitung 6 zu der Lenkung 3 und eine Förderzweigleitung 7 zu einer als Steuerventilblock ausgebildeten Steuerventileinrichtung 8 der Arbeitshydraulik 2.

**[0025]** Das Prioritätsventil 5 ist mittels einer Feder 9 und dem in einer Lastdruckmeldezweigleitung 10 der Lenkung 3 anstehenden Lastdruck der Lenkung 3 in Richtung einer die Förderleitung 4 mit der Förderzweigleitung 6 zur bevorzugten Versorgung der Lenkung 3 verbindenden Stellung 5a beaufschlagbar. Mittels des in der Förderzweigleitung 6 anstehenden Förderdruckes ist das Prioritätsventil 5 in Richtung einer Stellung 5b beaufschlagbar, in der die Förderleitung 4 mit beiden Förderzweigleitungen 6 und 7 zur gleichzeitigen Versorgung der Lenkung 3 und der Arbeitshydraulik 2 verbunden ist.

**[0026]** Die Steuerventileinrichtung 8 der Arbeitshydraulik 2 umfasst zur Steuerung jedes Verbrauchers der Arbeitshydraulik 2 ein als Wegeventil ausgebildetes Steuerventil 11. In der Figur 1 sind schematisch dargestellte Steuerventile 11 zur Betätigung eines Hubantriebs 12, eines nicht mehr dargestellten Neigeantriebs und gegebenenfalls eines nicht mehr dargestellten Zusatzantriebs, beispielsweise eines Seitenschiebers, der Arbeitshydraulik 2 vorgesehen.

**[0027]** In der Steuerventileinrichtung 8 der Arbeitshydraulik 2 ist gemäß der Figur 1 eine Umlaufdruckwaage 15 angeordnet, die in einer von der Förderzweigleitung 7 zum Behälter geführten Zweigleitung angeordnet ist. Die Umlaufdruckwaage 15 ist von dem in einer Lastdruckmeldezweigleitung 16 anstehenden, höchsten

Lastdruck der Verbraucher der Arbeitshydraulik 2 und einer Feder 17 in Richtung einer Sperrstellung und von dem in der Förderzweigleitung 7 anstehenden Förderdruck in Richtung einer Durchflusssstellung beaufschlägt.

**[0028]** Das erfindungsgemäße Antriebssystem umfasst weiterhin eine hydraulisch betätigbare Bremseinrichtung 20, beispielsweise eine Federspeicherbremsseinrichtung, die mittels eines Bremsventils 21, beispielsweise eines elektrisch ansteuerbaren Proportional-Druckminderventils, steuerbar ist.

**[0029]** Das Bremsventil 21 steht eingsamt mit einer einen konstanten Bremsdruck führenden Steuerdruckleitung 25 in Verbindung, die erfindungsgemäß an die Förderleitung 4 der Pumpe 1 stromauf des Prioritätsventils 5 der Lenkung 3 angeschlossen ist. In der Steuerdruckleitung 25 ist hierbei zur Konstanthaltung des an dem Bremsventil 21 anstehenden Bremsdruckes ein Druckminderventil 26 angeordnet.

**[0030]** Die Steuerventile 11 zur Steuerung der Verbraucher der Arbeitshydraulik 2 sind jeweils elektro-hydraulisch betätigbar. Hierzu sind nicht näher dargestellte elektrisch angesteuerte Vorsteuerventile, beispielsweise mittels eines Proportionalmagneten betätigtes Druckminderventile, vorgesehen, mittels denen die Steuerventile 11 betätigende Steuerdrücke erzeugbar sind. Die Vorsteuerventile stehen zur Erzeugung eines entsprechenden das Steuerventil 11 betätigenden Steuerdrucks eingesamt mit einer Steuerdruckversorgungsleitung 27 in Verbindung, die an die Steuerdruckleitung 25 wischen dem Druckminderventil 26 und dem Bremsventil 21 angeschlossen ist.

**[0031]** Die Pumpe 1 kann bei einem verbrennungsmotorisch betriebenen Flurförderzeug von einer als Verbrennungsmotor ausgebildeten Antriebsmaschine 28 angetrieben werden und ständig im Betrieb des Flurförderzeugs betrieben werden. Bei einem Flurförderzeug mit einem elektrischen Antriebssystem, beispielsweise einem batterie-elektrisch betriebenen Flurförderzug, ist die Antriebsmaschine 28 der Pumpe 1 von einem Elektromotor gebildet. Da die Pumpe 1 eines derartigen Flurförderzeugs mit einem elektrischen Antriebssystem lediglich bei einer Betätigung der Lenkung 3 und/oder der Arbeitshydraulik 2 angetrieben wird, ist der Steuerdruckleitung 25 stromauf des Druckminderventils 26 ein hydraulischer Druckmittelspeicher 29 zugeordnet. In der Steuerdruckleitung 25 ist hierbei stromauf des Anschlusses des Druckmittelspeichers 29 und stromauf des Druckminderventils 26 ein Sperrventil 30 angeordnet, beispielsweise ein Rückschlagventil, das in Richtung zu dem Druckminderventil 26 öffnet.

**[0032]** In der Figur 2 ist ein erfindungsgemäßes, als Closed-Center-System ausgebildetes Antriebssystem einer beispielsweise als Flurförderzeug ausgebildeten Arbeitsmaschine in einem schematischen Schaltplan dargestellt. Gleiche Bauteile sind hierbei mit gleichen Bezugsziffern versehen.

**[0033]** Die zur Versorgung der Arbeitshydraulik 2 und des von der hydraulischen Lenkung 3 gebildeten weite-

ren Verbrauchers vorgesehene Pumpe 1 ist als Load-Sensing-geregelte Verstellpumpe ausgebildet. Zur Regelung der Fördermenge der Pumpe 1 ist eine als Bedarfsstromregeleinrichtung ausgebildete Fordervolumenstelleinrichtung 40 vorgesehen, die von dem höchsten Lastdruck der Verbraucher des Antriebssystems gesteuert ist. Eine den höchsten Lastdruck der Verbraucher führende Lastdruckmeldeleitung 41 ist hierbei an die Fordervolumenstelleinrichtung 40 der Pumpe 1 geführt.

**[0034]** Die Steuerventile 11 zur Steuerung der Verbraucher der Arbeitshydraulik 2 gemäß den Figur 2 sind jeweils elektro-hydraulisch betätigbar. Die nicht näher dargestellten elektrisch angesteuerte Vorsteuerventile, beispielsweise mittels eines Proportionalmagneten betätigtes Druckminderventile, mittels denen die Steuerventile 11 betätigende Steuerdrücke erzeugbar sind, stehen eingesamt mit der Steuerdruckversorgungsleitung 27 in Verbindung, die von der Steuerdruckleitung 25 zwischen dem Druckminderventil 26 und dem Bremsventil 21 abzweigt.

**[0035]** Die Pumpe 1 der Figur 2 kann neben der Versorgung der Lenkung 3 und der Arbeitshydraulik 2 weiterhin zur Betätigung eines weiteren Verbrauchers vorgesehen werden, beispielsweise eines Lüfterantriebs 45, wobei ein Lüftermotor 46 über ein Steuerventil 47 mit der zur Arbeitshydraulik 2 geführten Förderzeigleitung 7 in Verbindung steht.

**[0036]** Eine Lastdruckmeldekette 50 zur Erfassung des höchsten Lastdruckes der Verbraucher des Antriebssystems und Weiterleitung des höchsten Lastdruckes an die Fordervolumenstelleinrichtung 40 der Pumpe 1, geht von der den Bremsdruck führenden Steuerdruckleitung 25 aus.

**[0037]** Hierzu ist eine von der Steuerdruckleitung 25 stromab des Druckminderventils 26 abzweigende und den Bremsdruck führende Zweigleitung 51 zu einem Eingang eines Auswahlventils 52, beispielsweise eines Wechselventils, geführt, an dessen weiteren Eingang eine den höchsten Lastdruck der Arbeitshydraulik 2 und/oder der Lenkungseinrichtung 3 sowie des Lüfterantriebs 45 führende Zweigleitung 53 angeschlossen ist, wobei das Auswahlventil 52 ausgangsseitig mit der zu der Fordervolumenstelleinrichtung 40 geführten Lastdruckmeldeleitung 41 in Verbindung steht. Die Zweigleitung 53 ist an den Ausgang eines weiteren als Wechselventil ausgebildeten Auswahlventils 54 angeschlossen, das eingesamt mit der Lastdruckmeldezweigleitung 10 der Lenkung 3 und einer Zweigleitung 55 in Verbindung steht. Die Zweigleitung 55 steht mit dem Ausgang eines weiteren als Wechselventils ausgebildeten Auswahlventils 56 in Verbindung, das eingesamt mit der den höchsten Lastdruck der Verbraucher der Arbeitshydraulik 2 führenden Lastdruckmeldezweigleitung 16 der Arbeitshydraulik 2 und einer Lastdruckmeldeleitung 57 des Lüfterantriebs 45 in Verbindung steht.

**[0038]** Bei der Figur 2 ist ebenfalls erfindungsgemäß die an das Bremsventil 21 geführte Steuerdruckleitung 25 an die Förderleitung 4 der Pumpe 1 stromauf des Pri-

oritätsventils 5 der Lenkung 3 angeschlossen, wobei in der Steuerdruckleitung 25 zur Erzeugung eines konstanten Steuerdruckniveaus das als Druckminderventil 26 ausgebildete, hydraulisch gesteuerte Druckreduzierventil angeordnet ist, dessen Einstellung das konstante Bremsdruckniveau am Eingang des Bremsventils 21 definiert. Zur Einstellung des Bremsdruckdruckniveaus ist das Druckminderventil 26 gemäß den Figuren 1, 2 mit einer Feder versehen. Die Steuerdruckversorgungsleitung 27 zur Steuerdruckversorgung der elektro-hydraulisch betätigbaren Steuerventile 11 der Arbeitshydraulik 12 ist analog zu der Figur 1 an die Steuerdruckleitung 25 zwischen dem Druckminderventil 26 und dem Bremsventil 21 angeschlossen.

**[0039]** Bei einem Antriebssystem gemäß der Figur 1 bzw. der Figur 2 stellt die Pumpe 1 den Volumenstrom zur Versorgung der Verbraucher der Arbeitshydraulik 2 und der Lenkung 3 sowie des gegebenenfalls vorhandenen Lüfterantriebs 45 zur Verfügung. Das Prioritätsventil 5 priorisiert die Lenkung 3 bei deren Betätigung vor der Arbeitshydraulik 2 und des gegebenenfalls vorhandenen Lüfterantriebs 45 bei gleichzeitiger Betätigung der Lenkung 3 und der Arbeitshydraulik 2 sowie des Lüfterantriebs 45. Die Federvorspannung der Feder 9 des Prioritätsventils 5 verändert die Performance des Prioritätsventils 5 und bestimmt den Durchflusswiderstand und somit den Druckabfall an dem Prioritätsventil 5 der Lenkung 3.

**[0040]** Bei unbetätigter Lenkung 3 ist das Prioritätsventil 5 in die Stellung 5b beaufschlagt, in der der Volumenstrom der Pumpe 1 vollständig der Steuerventileinrichtung 8 und somit den Steuerventilen 11 der Arbeitshydraulik 2 zuströmt. Am Prioritätsventil 5 der Lenkung 3 tritt hierbei eine Druckdifferenz auf, die in direkter Abhängigkeit zu der Federvorspannung der Feder 9 steht.

**[0041]** Bei nicht betätigten Steuerventilen 11 der Arbeitshydraulik 2 wird die Umlaufdruckwaage 15 gemäß der Figur 1 in die Durchflusstellung beaufschlagt, sofern der in der Förderzweigleitung 7 anstehende Systemdruck die Federvorspannung der Feder 17 der Umlaufdruckwaage 15 übersteigt. Hierdurch strömt bei unbetätigten Verbrauchern der Arbeitshydraulik 2 und unbetätigter Lenkung 3 der vollständige Volumenstrom der Pumpe 1 über das Prioritätsventil 5 und die Umlaufdruckwaage 15 zum Behälter. Die Druckdifferenz an der Umlaufdruckwaage 15 ist hierbei in direkter Abhängigkeit von der Federvorspannung der Feder 17.

**[0042]** Von der Feder des Druckminderventils 26 wird der minimal erforderliche Bremsdruck in der Steuerdruckleitung 25 definiert, der zur sicheren Betätigung der Bremseinrichtung 20 erforderlich ist.

**[0043]** Die Federvorspannung der Feder 9 des Prioritätsventils 5 und die Federvorspannung der Feder 17 der Umlaufdruckwaage 15 sind bei dem erfindungsgemäßen Antriebssystem gemäß der Figur 1 derart abgestimmt, dass bei unbetätigten Verbrauchern die Summe aus der Druckdifferenz an dem Prioritätsventil 5 und der Druckdifferenz an der Umlaufdruckwaage 15 zuzüglich der Le-

tungswiderstände und Durchflusswiderstände weiterer Komponenten mindestens dem minimalen Bremsdruck entspricht, der von der Feder des Druckminderventils 26 definiert wird, wodurch der Bremsdruck zur Betätigung der Bremseinrichtung 20 aus dem von der Pumpe 1 in der Förderleitung 4 stromauf des Prioritätsventils 5 erzeugten Systemdruck in allen Betriebszuständen ohne zusätzliche Energieverluste aus den ohnehin auftretenden und vorhandenen Druckverlusten über das Prioritätsventils 5 und die Umlaufdruckwaage 15 bereit gestellt werden kann.

**[0044]** Bei einem verbrennungs-motorisch betriebenen Flurförderzeug, bei dem die Pumpe 1 von einer als Verbrennungsmotor ausgebildeten Arbeitsmaschine 28 im Betrieb des Flurförderzeugs ständig angetrieben ist, kann durch diese Auslegung der Federn der Umlaufdruckwaage 15 und des Prioritätsventils 5 der Lenkung 3 in allen Betriebszuständen der minimal erforderliche Bremsdruck in der Steuerdruckleitung 25 aus dem Systemdruck der Pumpe 1 stromauf des Prioritätsventils 5 erzeugt werden.

**[0045]** Bei einem elektrisch betriebenen Flurförderzeug, bei dem die Pumpe 1 von einer als Elektromotor ausgebildeten Antriebsmaschine 28 angetrieben ist, wird die Pumpe 1 lediglich bei einer Anforderung der Lenkung 3 und/oder der Arbeitshydraulik 3 betrieben. Durch das Sperrventil 30 in Verbindung mit dem Druckspeicher 29 kann der Bremsdruck bei abgeschalteter Pumpe 1 aufrechterhalten werden. Sofern sich der Bremsdruck durch Leckagen abbaut, kann durch einen kurzzeitigen Betrieb der Pumpe 1 der Druckmittelspeicher 29 aufgeladen werden, um den Bremsdruck wieder aufrechtzuerhalten.

**[0046]** Bei einem erfindungsgemäßen Antriebssystem gemäß der Figur 2 setzt sich bei nicht betätigten Verbrauchern der Arbeitshydraulik 2, nicht betätigtem Lüfterantrieb 45 und nicht betätigter Lenkung 3 der Systemdruck in der Förderleitung 4 aus der Summe des beispielsweise von einer Feder an der von einem Bedarfstromregelventil gebildeten Fordervolumenstelleinrichtung 40 bestimmten Standby-Druckes der Pumpe 1 und der Druckdifferenz an dem Prioritätsventil 5 sowie zuzüglich der Leitungswiderstände und Durchflusswiderstände weiterer Komponenten zusammen. Durch entsprechende Abstimmung des Standby-Druckes der Pumpe

1 und der Federvorspannung der Feder 9 des Prioritätsventils 5 kann hierbei ebenfalls auf einfache Weise erzielt werden, dass aus dem Systemdruck der Pumpe 1 in der Förderleitung 4 stromauf des Prioritätsventils 5 der von der Feder des Druckminderventils 26 bestimmte minimale Bremsdruck zur Betätigung der Bremseinrichtung 20 in allen Betriebszuständen erzeugt und ohne zusätzliche Energieverluste bereit gestellt werden kann.

**[0047]** Über die Zweigleitung 51 und die Beaufschlagung der Förderstromregeleinrichtung 40 von dem Bremsdruck in der Steuerdruckleitung 25 kann auf einfache Weise vermieden werden, dass in bestimmten Betriebspunkten, beispielsweise beim Heben eines Hubantriebs ohne Last der Systemdruck unter den Wert des

Bremsdruckes einbricht.

**[0048]** Durch lediglich geringfügige Anhebung des Systemdruckes gegenüber Antriebssystemen des Standes der Technik kann bei dem erfindungsgemäßen Antriebssystem durch den Anschluss der Steuerdruckleitung 25 an die Förderleitung 4 stromauf des Prioritätsventils 5 in Verbindung mit dem Druckminderventil 26 ein konstanter Bremsdruck zur sicheren Betätigung der Bremseinrichtung 20 aus dem Systemdruck der Pumpe 1 stromauf des Prioritätsventils 5 ohne zusätzliche Energieverluste erzeugt werden. Zudem kann über die Steuerdruckversorgungsleitung 27, die von der den Bremsdruck führenden Steuerdruckleitung 25 abweigt, eine externe Steuerdruckversorgung für die elektro-hydraulisch betätigten und vorgesteuerten Steuerventile 11 der Arbeitshydraulik 2 mit konstantem Steuerdruck aus dem von der Pumpe 1 erzeugten Systemdruck auf einfache Weise erzielt werden.

**[0049]** Mit dem Druckminderventil 26 kann hierbei bei geringem Bauaufwand und geringem Energieverbrauch ein konstanter Bremsdruck der Bremseinrichtung 20 bei einem als Open-Center-System gemäß der Figur 1 oder einem als Closed-Center-System gemäß der Figur 2 ausgebildeten hydrostatischen Antriebssystem aus dem von der Pumpe 1 erzeugten Systemdruck stromauf des Prioritätsventils 5 der Lenkung 3 erzielt werden.

**[0050]** Die Erfindung kann hierbei bei verbrennungsmotorisch betriebenen Arbeitsmaschinen, bei denen die Pumpe 1 von einem Verbrennungsmotor angetrieben ist, oder elektrisch, insbesondere batterie-elektrisch, betriebenen Arbeitsmaschinen, bei denen die Pumpe 1 von einem Elektromotor angetrieben ist, eingesetzt werden. Bei einer mittels eines Elektromotors angetriebenen Pumpe 1 kann mit dem Druckspeicher 29 in Verbindung mit dem Sperrventil 30 bei abgeschalteter Pumpe 1 der Bremsdruck in der Steuerdruckleitung 25 auf einfache Weise aufrechterhalten werden.

#### Patentansprüche

1. Hydrostatisches Antriebssystem einer mobilen Arbeitsmaschine, insbesondere eines Flurförderzeugs, mit einer Pumpe (1), die zur Versorgung mindestens eines Verbrauchers einer Arbeitshydraulik (2) und einer hydraulischen Lenkung (3) vorgesehen ist, sowie mit einer hydraulischen mittels eines Bremsdruckes steuerbaren Bremseinrichtung (20), die als Federspeicherbremse ausgebildet ist und mittels des Bremsdruckes in eine Lösestellung beaufschlagt ist, wobei in einer Förderleitung (4) der Pumpe (1) ein Prioritätsventil (5) zur bevorzugten Versorgung der Lenkung (3) angeordnet ist und wobei zur Erzeugung des Bremsdruckes eine mit der Förderleitung (4) der Pumpe (1) stromauf des Prioritätsventils (5) der Lenkung (3) in Verbindung stehende Steuerdruckleitung (25) vorgesehen ist, **dadurch gekennzeichnet**,

dass bei unbetätigtem Verbraucher der Arbeitshydraulik (2) und unbetätigter Lenkung (3) der Bremsdruck zur Betätigung der Bremseinrichtung (20) in die Lösestellung in jedem Betriebspunkt aus dem von der Pumpe (1) in der Förderleitung (4) stromauf des Prioritätsventils (5) erzeugten Systemdruck unter Ausnutzung der Vorspannung des Prioritätsventils (5) bereitgestellt wird.

- 5 2. Hydrostatisches Antriebssystem nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Prioritätsventil (5) mittels einer Feder (9) in Richtung einer die Förderleitung (4) der Pumpe (1) mit der Lenkung (3) verbindenden Stellung beaufschlagt ist.
- 10 3. Hydrostatisches Antriebssystem nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Steuerdruckleitung (25) zu einem Bremsventil (21) der Bremseinrichtung (20) geführt ist, wobei in der Steuerdruckleitung (25) ein Druckminderventil (26) angeordnet ist.
- 15 4. Hydrostatisches Antriebssystem nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Pumpe (1) als Konstantpumpe ausgebildet ist und eine Steuerventileinrichtung (8) zur Steuerung der Arbeitshydraulik (2) eine Umlaufdruckwaage (15) aufweist, die von dem höchsten Lastdruck der Verbraucher der Arbeitshydraulik (2) und einer Feder (17) in Richtung einer Sperrstellung und dem Förderdruck der Pumpe (1) in Richtung einer Durchflusststellung beaufschlagt ist.
- 20 5. Hydrostatisches Antriebssystem nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Federvorspannung des Prioritätsventils (5) und die Federvorspannung der Umlaufdruckwaage (15) derart eingestellt sind, dass in jedem Betriebspunkt ein minimaler Bremsdruck in der Steuerdruckleitung (25) erzeugbar ist.
- 25 6. Hydrostatisches Antriebssystem nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Pumpe (1) als Load-Sensing-geregelte Verstellpumpe ausgebildet ist, die von dem höchsten Lastdruck der Arbeitshydraulik (2) und/oder der Lenkung (3) gesteuert ist.
- 30 7. Hydrostatisches Antriebssystem nach Anspruch 6, **dadurch gekennzeichnet**, dass eine an eine Fördervolumenstelleinrichtung (40) der Pumpe geführte Lastdruckmeldeleitung (41) mit der Steuerdruckleitung (25) in Verbindung steht.
- 35 8. Hydrostatisches Antriebssystem nach Anspruch 7, **dadurch gekennzeichnet**, dass von der Steuerdruckleitung (25) stromab des Druckminderventils (26) eine Zweigleitung (51) zu einem Eingang eines

Auswahlventils (52) geführt ist, an dessen weiteren Eingang eine den höchsten Lastdruck der Arbeits-hydraulik (2) und/oder der Lenkungseinrichtung (3) führende Zweigleitung (53) angeschlossen ist, wobei das Auswahlventil (52) ausgangsseitig mit der zu der Fördervolumenstelleinrichtung (40) der Pumpe (1) geführten Lastdruckmeldeleitung (41) in Verbindung steht.

9. Hydrostatisches Antriebssystem nach einem der Ansprüche 6 bis 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Standby-Druck der Pumpe (1) und/oder die Fördervorspannung des Prioritätsventils (5) derart eingestellt sind, dass in jedem Betriebspunkt der minimale Bremsdruck in der Steuerdruckleitung (25) erzeugbar ist. 10
10. Hydrostatisches Antriebssystem nach einem der Ansprüche 1 bis 9, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Steuerdruckleitung (25) ein Druckmittelspeicher (29) zugeordnet ist. 20
11. Hydrostatisches Antriebssystem nach Anspruch 10, **dadurch gekennzeichnet, dass** in der Steuerdruckleitung (25) stromauf der Speichereinrichtung (29) und/oder stromauf des Druckminderventils (25) ein in Richtung zu dem Druckminderventil (26) öffnendes Sperrventil (30), insbesondere Rückschlagventil, angeordnet ist. 25
12. Hydrostatisches Antriebssystem nach einem der Ansprüche 1 bis 11, **dadurch gekennzeichnet, dass** zur Steuerung des Verbrauchers der Arbeitshydraulik (2) ein elektro-hydraulisch betätigbares Steuerventil (11), insbesondere ein Wegeventil, vorgesehen ist, wobei eine Steuerdruckversorgungsleitung (27) des Steuerventils (11) mit der Steuerdruckleitung (25) in Verbindung steht. 30
13. Hydrostatisches Antriebssystem nach Anspruch 12, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Steuerdruckversorgungsleitung (27) mit der Steuerdruckleitung (25) stromab des Druckminderventils (26) in Verbindung steht. 40

## Claims

1. Hydrostatic drive system for a mobile work machine, in particular an industrial truck, with a pump (1) which is provided for supplying at least one consumer of working hydraulics (2) and a hydraulic steering system (3), and with a hydraulic brake device (20) which is controllable by means of a brake pressure and is designed as a spring-loaded brake and is loaded into a release position by means of the brake pressure, wherein a priority valve (5) for the preferential supply of the steering system (3) is arranged in a delivery

line (4) of the pump (1), and wherein, in order to generate the brake pressure, a control pressure line (25) which is connected to the delivery line (4) of the pump (1) upstream of the priority valve (5) of the steering system (3) is provided, **characterized in that**, when the consumer of the working hydraulics (2) is not actuated and the steering system (3) is not actuated, the brake pressure for actuating the brake device (20) into the release position is provided at every operating point from the system pressure, which is generated by the pump (1) in the delivery line (4) upstream of the priority valve (5), using the prestress of the priority valve (5).

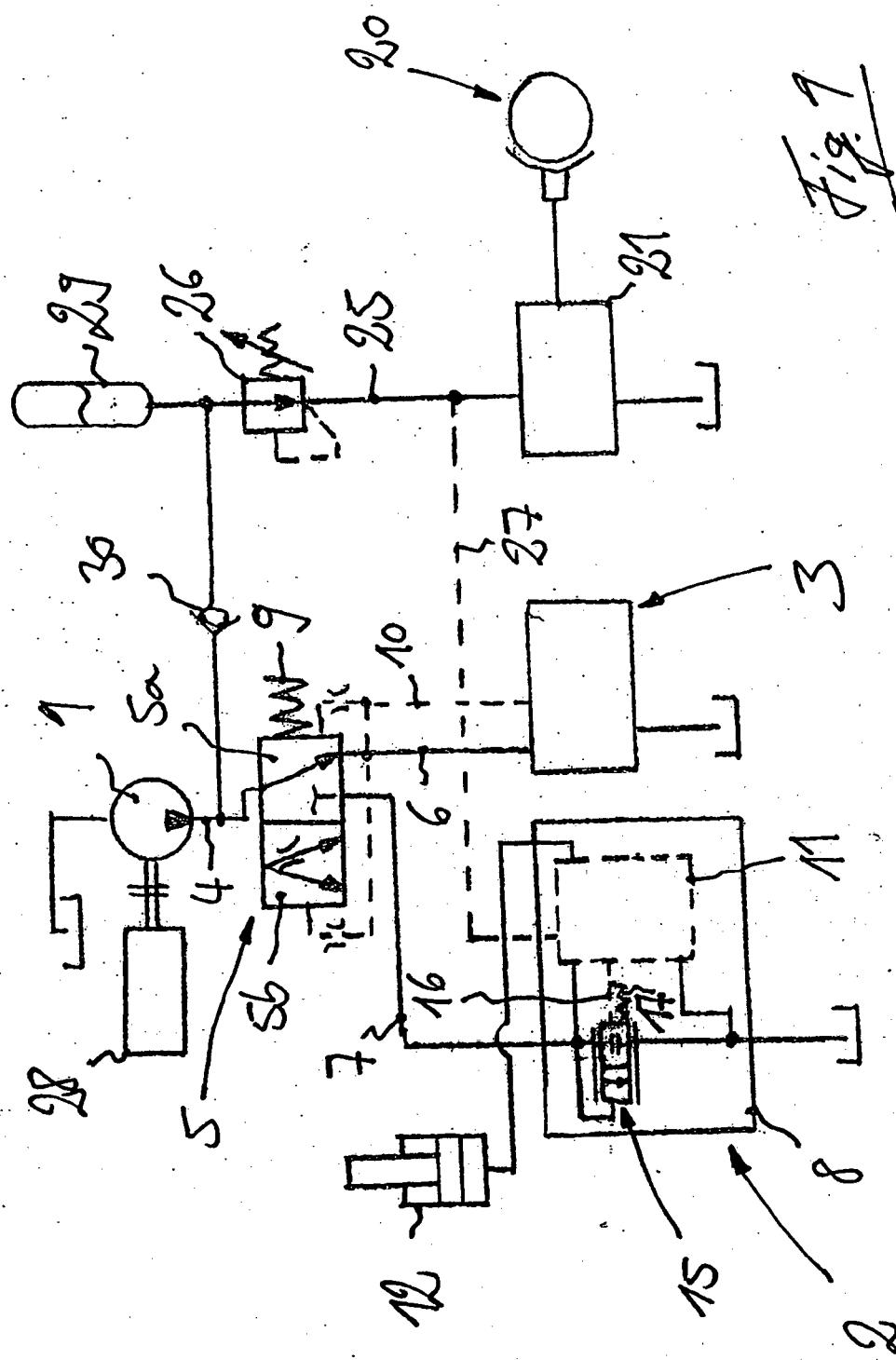
2. Hydrostatic drive system according to Claim 1, **characterized in that** the priority valve (5) is loaded by means of a spring (9) in the direction of a position connecting the delivery line (4) of the pump (1) to the steering system (3). 15
3. Hydrostatic drive system according to Claim 1 or 2, **characterized in that** the control pressure line (25) is guided to a brake valve (21) of the brake device (20), wherein a pressure-reducing valve (26) is arranged in the control pressure line (25). 20
4. Hydrostatic drive system according to one of Claims 1 to 3, **characterized in that** the pump (1) is designed as a fixed displacement pump, and a control valve device (8) for controlling the working hydraulics (2) has a circulation pressure balance (15) which is loaded by the highest load pressure of the consumers of the working hydraulics (2) and by a spring (17) in the direction of a blocking position and by the delivery pressure of the pump (1) in the direction of a through flow position. 25
5. Hydrostatic drive system according to Claim 4, **characterized in that** the spring prestress of the priority valve (5) and the spring prestress of the circulation pressure balance (15) are set in such a manner that a minimum brake pressure can be generated in the control pressure line (25) at every operating point. 30
6. Hydrostatic drive system according to one of Claims 1 to 3, **characterized in that** the pump (1) is designed as a load-sensing-controlled variable displacement pump which is controlled by the highest load pressure of the working hydraulics (2) and/or the steering system (3). 35
7. Hydrostatic drive system according to Claim 6, **characterized in that** a load pressure signal line (41) which is guided to a volumetric delivery setting device (40) of the pump is connected to the control pressure line (25). 45
8. Hydrostatic drive system according to Claim 7, **char-**

- acterized in that** a branch line (51) is guided from the control pressure line (25) downstream of the pressure-reducing valve (26) to an input of a selector valve (52), at the further input of which a branch line (53) carrying the highest load pressure of the working hydraulics (2) and/or of the steering device (3) is connected, wherein the selector valve (52) is connected on the output side to the load pressure signal line (41) guided to the volumetric delivery setting device (40) of the pump (1). 5
9. Hydrostatic drive system according to one of Claims 6 to 8, **characterized in that** the standby pressure of the pump (1) and/or the spring prestress of the priority valve (5) are set in such a manner that the minimum brake pressure can be generated in the control pressure line (25) at each operating point. 10
10. Hydrostatic drive system according to one of Claims 1 to 9, **characterized in that** the control pressure line (25) is assigned a pressure medium accumulator (29). 15
11. Hydrostatic drive system according to Claim 10, **characterized in that** a shut-off valve (30) opening in the direction of the pressure-reducing valve (26), in particular a nonreturn valve, is arranged in the control pressure line (25) upstream of the accumulator device (29) and/or upstream of the pressure-reducing valve (26). 20
12. Hydrostatic drive system according to one of Claims 1 to 11, **characterized in that** an electro-hydraulically actuatable control valve (11), in particular a directional control valve, is provided for controlling the consumer of the working hydraulics (2), wherein a control pressure supply line (27) of the control valve (11) is connected to the control pressure line (25). 25
13. Hydrostatic drive system according to Claim 12, **characterized in that** the control pressure supply line (27) is connected to the control pressure line (25) downstream of the pressure-reducing valve (26). 30
- une position de libération, une soupape de priorité (5) pour l'alimentation préférée de la direction (3) étant disposée dans une conduite de refoulement (4) de la pompe (1) et, pour générer la pression de freinage, une conduite de pression de commande (25) en liaison avec la conduite de refoulement (4) de la pompe (1) en amont de la soupape de priorité (5) de la direction (3) étant prévue, 35
- caractérisé en ce que**  
lorsque le consommateur du système hydraulique de travail (2) n'est pas actionné et que la direction (3) n'est pas actionnée, la pression de freinage pour l'actionnement du dispositif de freinage (20) dans la position de libération est fournie à chaque instant de fonctionnement à partir de la pression du système générée par la pompe (1) dans la conduite de refoulement (4) en amont de la soupape de priorité (5) en utilisant la précontrainte de la soupape de priorité (5). 40
2. Système d'entraînement hydrostatique selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** la soupape de priorité (5) est sollicitée au moyen d'un ressort (9) dans la direction d'une position reliant la conduite de refoulement (4) de la pompe (1) à la direction (3). 45
3. Système d'entraînement hydrostatique selon la revendication 1 ou 2, **caractérisé en ce que** la conduite de pression de commande (25) est guidée vers une soupape de freinage (21) du dispositif de freinage (20), une soupape de réduction de pression (26) étant disposée dans la conduite de pression de commande (25). 50
4. Système d'entraînement hydrostatique selon l'une quelconque des revendications 1 à 3, **caractérisé en ce que** la pompe (1) est réalisée sous forme de pompe constante et un dispositif de soupape de commande (8) pour commander le système hydraulique de travail (2) présente une balance de pression de circulation (15) qui est sollicité par la pression de charge maximale des consommateurs du système hydraulique de travail (2) et par un ressort (17) dans la direction d'une position de blocage et par la pression de refoulement de la pompe (1) dans la direction d'une position d'écoulement. 55
5. Système d'entraînement hydrostatique selon la revendication 4, **caractérisé en ce que** la précontrainte de ressort de la soupape de priorité (5) et la précontrainte de ressort de la balance de pression de circulation (15) sont ajustées de telle sorte qu'une pression de freinage minimale puisse être générée à chaque instant de fonctionnement dans la conduite de pression de commande (25). 60
6. Système d'entraînement hydrostatique selon l'une quelconque des revendications 1 à 3, **caractérisé en ce que** la pompe (1) est réalisée sous forme de 65

## Revendications

1. Système d'entraînement hydrostatique d'une machine de travail mobile, en particulier d'un chariot de manutention, comprenant une pompe (1) qui est prévue pour l'alimentation d'au moins un consommateur d'un système hydraulique de travail (2) et d'une direction hydraulique (3), ainsi qu'un dispositif de freinage hydraulique (20) pouvant être commandé au moyen d'une pression de freinage, qui est réalisé sous forme de frein accumulateur à ressort et qui est sollicité au moyen de la pression de freinage dans 50

- pompe à réglage par détection de charge qui est commandée par la pression de charge maximale du système hydraulique de travail (2) et/ou de la direction (3).
7. Système d'entraînement hydrostatique selon la revendication 6, **caractérisé en ce qu'**une conduite d'information de pression de charge (41) guidée au niveau d'un dispositif de commande de volume de refoulement (40) de la pompe est en liaison avec la conduite de pression de commande (25). 10
8. Système d'entraînement hydrostatique selon la revendication 7, **caractérisé en ce qu'**en aval de la soupape de réduction de pression (26), une conduite de bifurcation (51) est guidée depuis la conduite de pression de commande (25) jusqu'à une entrée d'une soupape de sélection (52), au niveau de l'entrée supplémentaire de laquelle est raccordée une conduite de bifurcation (53) guidant la pression de charge maximale du système hydraulique de travail (2) et/ou du dispositif de direction (3), la soupape de sélection (52), du côté de la sortie, étant en liaison avec la conduite d'information de pression de charge (41) guidée vers le dispositif de commande de volume de refoulement (40) de la pompe (1). 15 20 25
9. Système d'entraînement hydrostatique selon l'une quelconque des revendications 6 à 8, **caractérisé en ce que** la pression d'attente de la pompe (1) et/ou la précontrainte de ressort de la soupape de priorité (5) sont ajustées de telle sorte qu'à chaque instant de fonctionnement, la pression de freinage minimale puisse être générée dans la conduite de pression de commande (25). 30 35
10. Système d'entraînement hydrostatique selon l'une quelconque des revendications 1 à 9, **caractérisé en ce que** la conduite de pression de commande (25) est associée à un accumulateur de fluide de pression (29). 40
11. Système d'entraînement hydrostatique selon la revendication 10, **caractérisé en ce que** dans la conduite de pression de commande (25), en amont du dispositif accumulateur (29) et/ou en amont de la soupape de réduction de pression (26), est disposée une soupape d'arrêt (30), en particulier un clapet anti-retour, s'ouvrant dans la direction de la soupape de réduction de pression (26). 45 50
12. Système d'entraînement hydrostatique selon l'une quelconque des revendications 1 à 11, **caractérisé en ce que** pour la commande du consommateur du système hydraulique de travail (2) est prévue une soupape de commande (11) à commande électro-hydraulique, en particulier une soupape de distribution, une conduite d'alimentation en pression de commande (27) de la soupape de commande (11) étant en liaison avec la conduite de pression de commande (25).
- 5 13. Système d'entraînement hydrostatique selon la revendication 12, **caractérisé en ce que** la conduite d'alimentation en pression de commande (27) est en liaison avec la conduite de pression de commande (25) en aval de la soupape de réduction de pression (26).



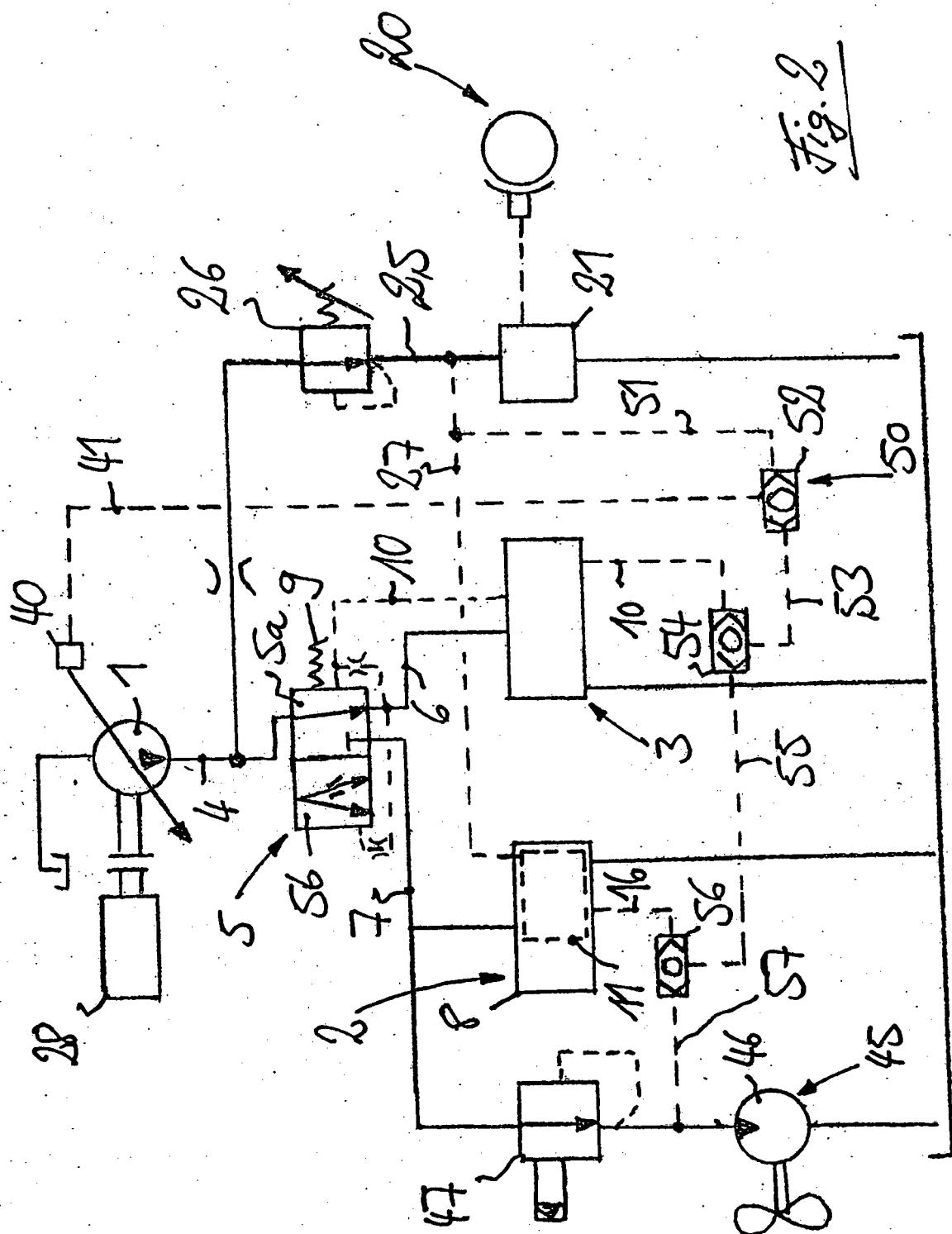


Fig. 2

**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**

- DE 10315494 A1 **[0003]**
- DE 10315496 A1 **[0004]**
- DE 202004010530 U1 **[0005]**
- DE 10151831 A1 **[0006]**