



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11) Veröffentlichungsnummer : **0 402 390 B1**

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag der Patentschrift :
03.06.92 Patentblatt 92/23

(51) Int. Cl.⁵ : **F04B 15/02, F04B 9/10**

(21) Anmeldenummer : **89903132.2**

(22) Anmeldetag : **15.03.89**

(86) Internationale Anmeldenummer :
PCT/EP89/00273

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer :
WO 89/11037 16.11.89 Gazette 89/27

(54) STEUERUNGSAANORDNUNG FÜR EINE ZWEIZYLINDER-DICKSTOFFPUMPE.

(30) Priorität : **02.05.88 DE 3814824**

(73) Patentinhaber : **PUTZMEISTER-WERK
MASCHINENFABRIK GMBH
Max-Eyth-Strasse 2-38
W-7447 Aichtal 2 (DE)**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung :
19.12.90 Patentblatt 90/51

(72) Erfinder : **DOSE, Rolf
Amselweg 1/2
W-7024 Filderstadt 4 (DE)**
Erfinder : **BENCKERT, Hartmut
Uhlbergstrasse 4
W-7022 Leinfelden-Echterdingen 1 (DE)**

(45) Bekanntmachung des Hinweises auf die
Patenterteilung :
03.06.92 Patentblatt 92/23

(74) Vertreter : **Wolf, Eckhard, Dr.-Ing.
Eugensplatz 5 Postfach 13 10 01
W-7000 Stuttgart 1 (DE)**

(84) Benannte Vertragsstaaten :
DE GB IT NL

(56) Entgegenhaltungen :
**WO-A-86/01260
DE-A- 2 411 391
DE-A- 3 243 576
US-A- 3 587 236**

EP 0 402 390 B1

Anmerkung : Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Steuerungsanordnung für eine Zweizylinder-Dickstoffpumpe.

Dickstoffpumpen dieser Art (z.B. DE-A 24 11 391) weisen zwei durch hydraulische Antriebszylinder im

5 Gegentakt betätigbare, in einen Materialaufgabebehälter mündende Förderzylinder auf, deren Förderkolben über je eine gemeinsame Kolbenstange mit den Kolben des Antriebszylinders verbunden sind und deren behälterseitige Öffnungen während des Druckhubs mittels eines durch mindestens einen Hydrozylinder verschwenkbaren Verteilschiebers mit einer Förderleitung verbindbar und während des Saughubs zum Behälterinneren hin offen sind. Die Antriebszylinder werden an ihrem einen Ende nach Maßgabe der Stellung 10 eines Umsteuerventils über eine Hydropumpe abwechselnd mit Hoch- und Niederdruck beaufschlagt, während sie an ihrem anderen Ende hydraulisch miteinander verbunden sind. Das Umsteuerventil wird jeweils bei Erreichen der Endstellungen der Kolben in den Förderzylindern und/oder in den Antriebszylindern so betätigt, daß die Hydraulikzufuhr zu den Antriebszylindern und/oder zu dem den Verteilschieber betätigenden Hydrozylinder 15 in einer Folgesteuering umgesteuert wird. Weiter ist es zum Zwecke der Hubkorrektur bekannt, an mindestens einem Ende mindestens eines der beiden Antriebszylinder eine ein Rückschlagventil enthaltende Druckausgleichsleitung anzuordnen. Mit dieser Hubkorrektur soll ein Synchronlauf der beiden Antriebszylinder trotz der 20 unvermeidlichen Leckage an den Antriebszylinderkolben von der Hochdruck- zur Niederdruckseite erreicht werden. Zur Ansteuerung des Umsteuerventils ist bei der bekannten Dickstoffpumpe eine hydraulische Signallabtastung an einem der Zylinder vorgesehen. Mit zwei Druckschaltventilen, die am einen Antriebszylinder beiden- 25 und stangenseitig angebracht sind, und mit der dort vorgesehenen Hubkorrektur ist ein Synchronlauf der beiden Zylinder nach jedem zweiten Hub sichergestellt. Allerdings muß bei dieser Art der hydraulischen Signallabtastung in Kauf genommen werden, daß im Leerlauffall, d.h. im Betrieb ohne Last oder bei geringem Pumpwiderstand der für die Umschaltung der Druckschaltventile notwendige Druck aufgrund des 30 Differentialverhältnisses des Antriebszylinders der für die Umschaltung notwendige Druckaufbau erst in der Endlage des Antriebskolbens erreicht wird. Beim lastfreien Betrieb führt dies also zu einem unerwünschten Kolbenanschlag in der Endlage.

Weiter ist es bei Steuerungsanordnungen für Zweizylinder-Pumpen an sich bekannt (WO 86/01260), das Endlagensignal mit elektrischen Mitteln, beispielsweise durch einen Näherungsschalter, zu erzeugen. Um in einem solchen Fall bei Zweizylinder-Dickstoffpumpen eine zuverlässige Hubkorrektur zu erzielen, müßte der 35 Schaltkontakt bzw. Näherungsschalter so angeordnet werden, daß der Kolben in seinen Endstellungen die Druckausgleichsleitung immer ausreichend überfährt. Da die Leckage und damit der Korrekturbereich von der Hubgeschwindigkeit abhängt, sind der Fördermengenvariation bei dieser Art der Umschaltung enge Grenzen gesetzt. Ausgehend hiervon liegt der Erfindung die Aufgabe zugrunde, eine Steuerungsanordnung für Zweizylinder-Dickstoffpumpen zu schaffen, mit der eine große Fördermengenvariation möglich ist und trotzdem eine Hubkorrektur ohne Kolbenanschlag gewährleistet ist.

Zur Lösung dieser Aufgabe wird die im Anspruch 1 angegebene Merkmalskombination vorgeschlagen. Weitere vorteilhafte Ausgestaltungen und Weiterbildungen der Erfindung ergeben sich aus den Unteransprüchen.

Die Erfindung geht von der Erkenntnis aus, daß bei einer Kombination zweier Lagesignale zur Auslösung 40 der Umsteuerung, von denen das eine vor allem im Niederlastbereich und das andere vor allem im Hochlastbereich eine zuverlässige Umschaltung gewährleistet, ein zuverlässiges weiches Umsteuern mit Hubkorrektur in einem weiten Fördermengenbereich erzielt werden kann. Dementsprechend wird gemäß der Erfindung vorgeschlagen, daß an dem Antriebszylinder, der keine Druckausgleichsleitungen aufweist, mindestens im Abstand der Antriebskolbenlänge von dessen beiden Enden je ein Druckschaltventil zur Betätigung des 45 Umsteuerventils in der einen und der anderen Richtung angeschlossen ist, während am stangenseitigen Ende der Förderzylinder zusätzlich eine auf stangenfeste Auslöseorgane ansprechende elektrische Schaltanordnung vorgesehen ist, mit der in Parallelschaltung zu den Druckschaltventilen das Umsteuerventil betätigbar ist. Unter der Voraussetzung, daß genügend Überlaufweg zur Verzögerung der Kolbenanordnung eingestellt wurde, kann durch die zusätzliche elektrische Endlagenabtastung auch im Leerlauffall eine weiche Umsteuerung gewährleistet werden. Andererseits wird im Lastbetrieb bevorzugt die eine zuverlässige Hubkorrektur 50 gewährleistende hydraulische Signallabtastung zur Umsteuerung herangezogen.

Vorteilhafterweise weist die elektrische Schaltanordnung eine abwechselnd auf die eine und die andere Betätigungsseite des Umsteuerventils einwirkende, vorzugsweise als Schrittrelais ausgebildete Folgesteuering auf, wobei zweckmäßig zwei auf je eines der stangenfesten Auslöseorgane ansprechende Näherungsschalter vorgesehen sind.

Gemäß einer bevorzugten Ausgestaltung der Erfindung ist das Umsteuerventil eingangsseitig über ein Servoventil mit dem Steuerdruck beaufschlagbar, während parallel zu dem Servoventil zusätzlich ein durch die elektrische Schaltanordnung entgegen der Kraft einer Feder ansteuerbares Bypass-Ventil angeordnet ist.

Das Bypass-Ventil dient einer Steuerdruck- und Volumenstromerhöhung im Moment der Umsteuerung, so daß unabhängig von dem vorgewählten Steuerdruck am Servoventil der Vorsteuerdruck hinter dem Umsteuerventil auf den Maximaldruck erhöht wird. Damit steht genügend Öl für die Vorsteuerung des Umsteuerventils zur Durchschaltung des Rohrweichenzylinders zur Verfügung. Zugleich wird durch den hohen Druck die Richtungsumkehr der Reversier-Hydropumpe beschleunigt. Mit der elektrischen Signalabtastung wird also trotz vollhydraulischer Steuerung eine Unterstützung des Schaltvorgangs erreicht. Auch ohne das elektrische Signal würde die Pumpe vollhydraulisch weiterlaufen, allerdings dann nur mit der am Servoventil vorgewählten Ölmenge und dem dort eingestellten Druck.

Gemäß einer weiteren vorteilhaften Ausgestaltung der Erfindung ist ein Druckschalter zur Sperrung der elektrischen Umsteuersignale bei Überschreiten eines Hochdruck-Sollwerts in den Antriebszylinden vorgesehen.

Im folgenden wird die Erfindung anhand des in der Zeichnung in schematischer Weise dargestellten Ausführungsbeispiels näher erläutert.

Die einzige Figur zeigt ein Schaltschema einer Steuerungsanordnung für eine zweizylinder-Dickstoffpumpe.

Die Dickstoffpumpe besteht im Wesentlichen aus zwei Förderzylindern 60, deren stirnseitige Öffnungen in einen nicht dargestellten Materialaufgabebehälter münden und abwechselnd während des Druckhubs über eine Rohrweiche 50 mit einer Förderleitung 51 verbindbar sind. Die Förderzylinder 60 werden über hydraulische Antriebszylinder 13, 14 und die im gezeigten Ausführungsbeispiel als Schrägscheiben-Axialkolbenpumpe ausgebildete Reversier-Hydropumpe 2 im Gegentakt angetrieben. Zu diesem Zweck sind die Förderkolben 61 über eine gemeinsame Kolbenstange 62 mit den Kolben 63 der Antriebszylinder 13 und 14 verbunden. Zwischen den Förderzylindern 60 und den Antriebszylindern 13, 14, befindet sich ein Wasserkasten 64, durch den die Kolbenstangen 62 hindurchgreifen.

Die Antriebszylinder 13, 14 werden bodenseitig über die Druckleitungen 7 und 8 mit Hilfe mindestens einer Schrägscheiben-Axialkolbenpumpe 2 mit Drucköl beaufschlagt und sind an ihrem stangenseitigen Ende über eine Querleitung 65 hydraulisch miteinander verbunden. Zum Zwecke der Hubkorrektur ist an den beiden Enden des Antriebszylinders 13 je eine den betreffenden Antriebskolben 63 überbrückende, ein Rückschlagventil 80 enthaltende Druckausgleichsleitung 81 angeordnet.

Die Bewegungsrichtung der Kolben 63 in den Antriebszylindern 13 und 14 wird dadurch umgekehrt, daß die Schrägscheibe 3 der Axialkolbenpumpe 2 ausgelöst durch ein Umsteuersignal durch die Null-Lage hindurchschwenkt und damit die Förderrichtung des Öls in den Leitungen 7 und 8 im Freifluß wechselt. Die Axialkolbenpumpe 2 arbeitet im geschlossenen Kreis und wird durch eine Speisepumpe 6 mit genügend Vorspannung versorgt, die durch ein Niederdruckbegrenzungsventil 45 limitiert wird. Die Fördermenge der Axialkolbenpumpe 2 wird bei vorgegebener Antriebsdrehzahl durch den Schwenkwinkel der Schrägscheibe 3 definiert. Der Schrägscheibenwinkel und damit die Fördermenge ist proportional zu einem Steuerdruck verstellbar, der über die Leitungen 11 oder 12 das Proportionalventil 10 betätigt. Der Steuerdruck kann beispielsweise von einer Schaltwarze aus über ein elektrisch betätigtes Servo- oder Proportionalventil 29 als Sollwert eingestellt werden. Das Servoventil 29 regelt nicht nur den Steuerdruck. Es muß während der Umsteuerphase der Schrägscheiben-Axialkolbenpumpe 2 auch genügend Steueröl zur Verfügung stellen. Da standardmäßige Servoventile in ihrer Durchflußmenge begrenzt sind, ist parallel zu dem Servoventil 29 ein Bypass-Ventil 31 geschaltet, das während der Umsteuerphase am Servoventil 29 eine genügende Ölmenge in die Leitung 30 hineinläßt. Erst dadurch ist ein schnelles Umsteuern der Dickstoffpumpe mit Rohrweiche möglich.

Das Steueröl wird durch das sowohl elektrisch als auch hydraulisch betätigbare Umsteuerventil 21 und das nachgeschaltete Rücksteuerventil 34 entweder auf die Leitung 12 oder auf die Leitung 11 gegeben und bewirkt damit die Umsteuerung der Axialkolbenpumpe 2.

Die Ansteuerung des Umsteuerventils 21 erfolgt einmal hydraulisch über die Leitungen 19 und 20 mit Hilfe der vor den beiden Endlagen des Kolbens 63 am Antriebszylinder 14 angeordneten Schaltventile 15 und 16. Erreicht der Kolben 63 seine Schaltpositionen, so schaltet die Druckdifferenz zwischen den Leitungen 17 und 18 das Ventil 15 bzw. 16 um, wobei abwechselnd die Steuerleitung 19 oder 20 druckführend bzw. drucklos wird. Das Umsteuerventil 21 wird über die Steuerleitungen 19 und 20 betätigt und rastet in der jeweiligen Endlage ein. Bei der Umsteuerung des Ventils 21 erfolgt eine Steuerdruckumkehr in den Leitungen 11 und 12 sowie parallel dazu in den Leitungen 37 und 38, welch letztere über das Wegeventil 39 den Umschaltzylinder 42 beaufschlagen und damit über die Hydropumpe 43 und den Druckspeicher 44 die Rohrweiche 50 der Dickstoffpumpe umschalten.

Wird die Dickstoffpumpe nur mit sehr geringen Drücken gefahren, muß zur hydraulischen Schaltung der Ventile 15 und 16 die Druckdifferenz zu deren Durchschaltung erst aufgebaut werden. Im Leerlauffall erfolgt dies erst in der Endlage der Kolben 63. Wenn die Maschine gleichzeitig schnell läuft, kommt es zu unerwünschten harten Schlägen des Kolbens gegen den Zylinderboden bzw. den Zylinderdeckel. Neben den mechanischen

5 schen Beanspruchungen ergeben sich hierbei hohe Hydraulikdruckspitzen, eine zusätzliche Ölerwärmung und eine unerwünschte Förderunterbrechung im Dickstoff. Ist hingegen ein gewisses Druckniveau und damit eine ausreichend große Druckdifferenz zwischen den Leitungen 17 und 18 vorhanden, so läuft der Umsteuerimpuls über die Leitungen 19 und 20 schnell genug durch, ohne daß die Kolben 63 mechanisch gegen die Zylinder 13 und 14 anschlagen.

10 Zut Vermeidung des Endanschlags bei niedrigen Drücken, insbesondere im Leerlauffall, ist parallel zur hydraulischen Betätigung des Umsteuerventils 21 eine elektrische Ansteuerung vorgesehen, die über die elektrischen Näherungsschalter 24 und 25 im Bereich des Wassertankes 64 erfolgt. Die Näherungsschalter 24 und 25 werden über Schaltköpfe 22 und 23 ausgelöst, die an den Kolbenstangen 62 in der Nähe des Förderkolbens 61 angeordnet sind. Die Schalter 24 und 25 sind relativ zur Endlage der Schaltköpfe 22 und 23 verschiebbar, so daß der Zeitpunkt des auslösenden Elektroimpulses in gewissen Grenzen vorgewählt werden kann. Die Impulse der Schalter 24 und 25 werden zweckmäßig über ein nicht dargestelltes Schmittrelais an die elektrischen Betätigungsingänge des Umsteuerventils 21 geleitet. Gleichzeitig wird über einen Druckschalter 27 und über das Doppelrückschlagventil 26 ständig der Hochdruck in der jeweiligen druckführenden Leitung 7 und 8 überwacht. Der Druckschalter 27 wird dabei so justiert, daß bei Unterschreitung eines vorgegebenen Mindestdrucks die Umsteuerung des Umsteuerventils 21 ausschließlich elektrisch über die Schalter 24 und 25 erfolgt. Zusätzlich oder alternativ hierzu ist es möglich, am Druckschalter 27 auch einen Solldruckwert einzustellen, über welchen das elektrische Signal bei der Betätigung des Umsteuerventils 21 nicht mehr beachtet wird. Die Umsteuerung erfolgt dann ausschließlich über die Hydraulikimpulse aus den Schaltventilen 15 und 16. Das parallel zum Druckschalter 27 angesteuerte Sicherheitsventil 36 wird durch den Hochdruck vorgesteuert und ergibt eine Druckabschaltung im Hochdrucksystem. Nach Erreichen des dort eingestellten Druckwerts schaltet die Pumpe 2 auf Kompensationsschaltung, d.h. der Schwenkwinkel wird verkleinert, da der Steuerdruck abfällt.

25 Zusätzlich lösen die Schalter 24 und 25 ein Durchschalten des Bypass-Ventils 31 aus. Wie oben bereits ausgeführt wurde, dient das Bypass-Ventil 31 einer Steuerdruck- und Volumenstromerhöhung im Augenblick der Umsteuerung. Ausgelöst wird die Umsteuerung, wenn einer der beiden Näherungsschalter 24 oder 25 durch den zugehörigen Schaltkopf 22 bzw. 23 aktiviert wird. In diesem Augenblick wird das Ventil 31 elektrisch durchgeschaltet, so daß über eine einstellbare Drossel 33 der volle Druck der Speisepumpe 6 hinter das Proportionalventil 29 gelangt. Unabhängig von dem elektrisch vorgewählten Steuerdruck am Ventil 29 wird hierbei der Vorsteuerdruck hinter dem Ventil 21 erhöht. Damit steht genügend Öl für die Vorsteuerung des Umsteuerventils 39 zur Durchschaltung des mit der Rohrweiche 50 verbundenen Hydrozylinders 42 zur Verfügung. Zusätzlich wird der erhöhte Druck auf das hydraulische Proportionalventil 10 an der Schrägscheiben-Axialkolbenpumpe 2 aufgeschaltet. Durch diesen höheren Druck erfolgt die Durchschwenkung der Schwenkscheibe 3 mit größtmöglicher Geschwindigkeit. Das Ventil 31 fällt ab auf Normalstellung, wenn von den Elektroschaltern 24 bzw. 25 kein Signal mehr ansteht.

30 35 Die beiden 4/2-Ventile 34 und 35 sind notwendig, wenn die Dickstoffpumpe auf Rückförderung, d.h. Saugen aus der Förderleitung 51 geschaltet wird. In diesem Fall muß aus Gründen der Steuerlogik einerseits das hydraulische Signal von den beiden Schaltventilen 15 und 16 und andererseits das an das hydraulische Proportionalventil 10 geleitete Signal umgedreht werden.

40

Patentansprüche

1. Steuerungsanordnung für eine Zweizylinder-Dickstoffpumpe mit folgenden Merkmalen:
 45 – zwei durch hydraulische Antriebszylinder (13,14) mittels mindestens einer Hydropumpe (2) im Gegentakt betätigbare, in einen Materialaufgabebehälter mündende Förderzylinder (60), deren Förderkolben (61) über je eine gemeinsame Kolbenstange (62) mit dem Kolben (63) des zugehörigen Antriebszylinders (13,14) verbunden sind und deren behälterseitige Öffnungen während des Druckhubs mittels einer durch mindestens einen Hydrozylinder (42) verschwenkbaren Rohrweiche (50) mit einer Förderleitung (51) verbindbar und während des Saughubs zum Behälterinneren hin offen sind;
 50 – ein bei Erreichen der Endstellungen der Kolben (61; 63) in den Förderzylindern (60) und/oder in den Antriebszylindern (13,14) betätigbares Umsteuerventil (21) zur gemeinsamen Umsteuerung der Förderrichtung der Hydraulikzufuhr zu den Antriebszylindern (13,14) und zu dem die Rohrweiche (50) betätigenden Hydrozylinder (42);
 55 – die Antriebszylinder (13,14) sind an ihrem einen Ende abwechselnd mit Hoch- und Niederdruck beaufschlagt und an ihrem anderen Ende hydraulisch miteinander verbunden;
 – an den beiden Enden eines der beiden Antriebszylinder (13) ist je eine den Antriebskolben (63) in seinen Endstellungen überbrückende, ein Rückschlagventil (80) enthaltende Druckausgleichsleitung (81) als

Hubkorrektur angeordnet;

- am anderen Antriebszylinder (14) ist mindestens im Abstand der Antriebskolbenlänge von dessen beiden Enden je ein Druckschaltventil (15,16) zur Betätigung des Umsteuerventils (21) angeschlossen;
- am stangenseitigen Ende der Förderzylinder (60) ist eine auf stangenfeste Auslöseorgane (22,23) ansprechende elektrische Schaltanordnung (24,25) zur Betätigung des Umsteuerventils (21) in Parallelschaltung zu den Druckschaltventilen (15,16) angeordnet.

5

2. Steuerungsanordnung nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß das Umsteuerventil (21) in seinen beiden Endstellungen einrastbar ist.

10

3. Steuerungsanordnung nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet**, daß die elektrische Schaltanordnung eine vorzugsweise als Schmittrelais ausgebildete, abwechselnd auf die eine und die andere Betätigungsseite des Umsteuerventils (21) einwirkende Folgesteuerung aufweist.

4. Steuerungsanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet**, daß die elektrische Schaltanordnung zwei auf je eines der stangenfesten Auslöseorgane (22,23) ansprechende Näherungsschalter (24,25) aufweist.

15

5. Steuerungsanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet**, daß das Umsteuerventil (21) eingangsseitig über ein Servoventil (29) mit einem einstellbaren Steuerdruck beaufschlagbar ist und daß parallel zu dem Servoventil (29) ein durch die elektrische Schaltanordnung (24,25) betätigbares BypassVentil (31) angeordnet ist.

20

6. Steuerungsanordnung nach Anspruch 5, **dadurch gekennzeichnet**, daß in der Bypass-Leitung ein Drosselventil (33) zur Volumenstrombegrenzung angeordnet ist und daß der gemeinsame Steuerdruckausgang des Bypass-Ventils (31) und des Umsteuerventils (21) mit einem Druckbegrenzungsventil (36) verbunden ist.

25

7. Steuerungsanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 6, **gekennzeichnet durch** einen Druckschalter (27) zur Sperrung der zum Umsteuerventil (21) geleiteten hydraulischen Signale bei Unterschreiten eines Drucksollwerts in den Antriebszylindern (13, 14).

8. Steuerungsanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 7, **gekennzeichnet durch** einen Druckschalter (27) zur Sperrung der zum Umsteuerventil (21) geleiteten elektrischen Signale bei Überschreiten eines Drucksollwerts in den Antriebszylindern (13, 14).

30

9. Steuerungsanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 8, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Hydropumpe als Reversier-Hydropumpe (2), vorzugsweise als Schrägscheiben-Axialkolbenpumpe, ausgebildet ist.

10. Steuerungsanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 9, **dadurch gekennzeichnet**, daß mehrere gemeinsam durch das Umsteuerventil (21) ansteuerbare, hydraulisch parallelgeschaltete Reversier-Hydropumpen (2) vorgesehen sind.

35

Claims

1. Control arrangement for a two-cylinder viscous-liquid pump, comprising the following features:

- two conveyor cylinders (60), which are push-pull operated by two hydraulic driver cylinders (13, 14) by means of at least one hydro-pump (2) and which terminate in a material-feed vessel and the conveyor pistons (61) of which are connected to the piston (63) of the associated drive cylinder (13, 14) via a respective shared piston rod (62), and the openings of which at the container are connected during the pressure stroke to a conveyor pipe (51) by means of a pipe branch (50), which is pivoted by at least one hydro-cylinder (42), and open towards the vessel interior during the suction stroke;
- a reversal valve (21) which is activated, on arriving at the end positions of the pistons (61; 63) in the conveyor cylinder (60) and/or in the drive cylinders (13, 14), for mutual reversal of the conveyor direction of the hydraulic feed to the drive cylinders (13, 14) and to the hydro-cylinder (42), which operates the pipe branch (50);
- the drive cylinders (13, 14) are at their one end alternately loaded with positive pressure and negative pressure and interconnected at their other end;
- at both ends of one of the two drive cylinders (13) is arranged a respective pressure-compensation pipe (81), which bridges the drive piston (63) in its end position and comprises a non-return valve (80) and serves to correct the stroke;
- at the other drive cylinder (14), a respective pressure-switch valve (15, 16) for operating the reversal valve (21) is connected at least the distance of the drive-piston length away from its two ends;
- at the end of the conveyor cylinder (60) nearest the rod, and electrical switch arrangement (24, 25) for operating the reversal valve (21), which responds to fixed-rod release element (22, 23), is arranged in parallel with the pressure-switch valves (15, 16).

2. Control arrangement according to claim 1, **characterised in that** the reversal valve (21) engages in both its end positions.
3. Control arrangement according to claim 1 or 2, **characterised in that** the electrical switch arrangement comprises a follow-up control which is preferably a step relay which alternately affects the on operative side of the reversal valve (21) and then the other.
- 5 4. Control arrangement according to one of claims 1 to 3, **characterised in that** the electrical switch arrangement comprises two approach switches (24, 25) responding to a respective fixed-rod release element (22, 23).
- 10 5. Control arrangement according to one of claims 1 to 4, **characterised in that** the reversal valve (21) is loaded with an adjustable control pressure on the input side via a servo valve (29), and that a bypass valve (31), which is operated by the electrical switch arrangement (24, 25), is arranged in parallel with the servo valve (29).
- 15 6. Control arrangement according to claim 5, **characterised in that** a restrictor valve (33) for limiting the flow volume is arranged in the bypass pipe, and that the common control-pressure outlet of the bypass valve (31) and the reversal valve (21) is connected to a pressure-limiting valve (36).
7. Control arrangement according to one of claims 1 to 6, **characterised by** a pressure switch (27) for blocking the hydraulic signals to the reversal pressure value in the drive cylinders (13, 14).
- 20 8. Control arrangement according to one of claims 1 to 7, **characterised by** a pressure switch (27) for blocking the electrical signals to the reversal valve (21) when exceeding a nominal pressure value in the drive cylinders (13, 14).
9. Control arrangement according to one of claims 1 to 8, **characterised in that** the hydro-pump (2), preferably a cam-assembly axial-piston pump.
10. Control arrangement according to one of claims 1 to 9, **characterised in that** several reversal hydro-pump (2) are provided which are mutually controlled by the reversal valve (21) and hydraulically set in parallel.
- 25

Revendications

1. Système de commande pour une pompe à liquides épais à deux cylindres, **caractérisé en ce**
- 30 – qu'il comprend deux cylindres d'alimentation (60) qui peuvent être actionnés de manière symétrique par des cylindres d'entraînement hydrauliques (13, 14) au moyen d'au moins une pompe hydraulique (2) et débouchent dans un réservoir de chargement de matières, et dont les pistons d'alimentation (61) sont reliés respectivement par une tige de piston (62) commune au piston (63) du cylindre d'entraînement (13, 14) associé et dont les ouvertures du côté réservoir peuvent être mises en communication avec une conduite de refoulement (51), pendant la course de compression, au moyen d'un manifold (50) pouvant être pivoté par au moins un vérin hydraulique (42) et sont ouvertes pendant la course d'aspiration vers l'intérieur du réservoir;
- 35 – qu'il comprend une valve d'inversion (21) qui peut être actionnée dès l'atteinte des positions de fin de course des pistons (61; 63) dans les cylindres d'alimentation (60) et/ou dans les cylindres d'entraînement (13, 14) pour l'inversion commune du sens de circulation de l'arrivée de fluide hydraulique aux cylindres d'entraînement (13, 14) et au vérin (42) hydraulique qui commande le manifold (50);
- 40 – que les cylindres d'entraînement (13, 14) sont alimentés à l'une de leurs extrémités alternativement en haute pression et en basse pression et connectés hydrauliquement à l'autre extrémité;
- 45 – qu'aux deux extrémités de l'un des deux cylindres d'entraînement (13) est montée respectivement comme correcteur de course une conduite de compensation de pression (81) qui court-circuite le piston de commande (63) dans ses positions de fin de course et contient un clapet anti-retour (80);
- 50 – qu'à l'autre cylindre d'entraînement (14) est raccordée respectivement, au moins à la distance de la longueur du piston de commande par rapport à ses deux extrémités, une valve de commutation de pression (15, 16) pour l'actionnement de la valve d'inversion (21);
- 55 – qu'à l'extrémité côté tige des cylindres d'alimentation (60) est monté, en parallèle avec les valves de commutation de pression (15, 16), un système de commande électrique (24, 25) pour l'actionnement de la valve d'inversion (21) qui répond à des organes de déclenchement (22, 23) solidaires de la tige.
2. Système de commande selon la revendication 1, caractérisé en ce que la valve d'inversion (21) peut être verrouillée dans ses deux positions de fin de course.
3. Système de commande selon l'une des revendications 1 ou 2, caractérisé en ce que le système de commande électrique comprend une commande séquentielle réalisée de préférence sous forme de relais progressif qui agit alternativement sur l'un et l'autre côté d'actionnement de la valve d'inversion (21).
4. Système de commande selon l'une des revendications 1 à 3, caractérisé en ce que le système de

commande électrique comprend deux détecteurs de proximité (24, 25) dont chacun répond à l'un des organes de déclenchement (22, 23) solidaires de la tige.

5. Système de commande selon l'une des revendications 1 à 4, caractérisé en ce que la valve d'inversion (21) peut être sollicitée du côté entrée par l'intermédiaire d'une servovalve (29) par une pression de commande réglable, et qu'une soupape de dérivation (31) pouvant être actionnée par le système de commande électrique (24, 25) est montée en parallèle avec la servovalve (29).

6. Système de commande selon la revendication 5, caractérisé en ce que dans la dérivation est disposée une soupape d'étranglement (33) pour la limitation du courant volumique, et que la sortie de pression de commande commune de la soupape de dérivation (31) et de la valve d'inversion (21) est reliée à une soupape de limitation de pression (36).

7. Système de commande selon l'une des revendications 1 à 6, caractérisé en ce qu'il comprend un interrupteur manométrique (27) pour le blocage des signaux hydrauliques transmis à la valve d'inversion (21) dès qu'une valeur de pression de consigne est dépassée vers le bas dans les cylindres d'entraînement (13, 14).

15. 8. Système de commande selon l'une des revendications 1 à 7, caractérisé en ce qu'il comprend un interrupteur manométrique (27) pour le blocage des signaux électriques transmis à la valve d'inversion (21) dès qu'une valeur de pression de consigne est dépassée vers le haut dans les cylindres d'entraînement (13, 14).

20. 9. Système de commande selon l'une des revendications 1 à 8, caractérisé en ce que la pompe hydraulique est conformée en pompe hydraulique réversible (2), de préférence en pompe à pistons axiaux à disques inclinés.

10. Système de commande selon l'une des revendications 1 à 9, caractérisé en ce qu'il comprend une pluralité de pompes hydrauliques réversibles (2) montées hydrauliquement en parallèle et pouvant être commandées en commun par la valve d'inversion (21).

25

30

35

40

45

50

55

