

(19)



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11) Veröffentlichungsnummer: **0 561 262 A1**

(12)

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(21) Anmeldenummer: **93103802.0**

(51) Int. Cl.⁵: **F04B 7/02**, F04B 11/00,
F04B 9/10

(22) Anmeldetag: **10.03.93**

(30) Priorität: **19.03.92 DE 4208754**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
22.09.93 Patentblatt 93/38

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT BE DE ES FR GB GR IT

(71) Anmelder: **Friedrich Wilh. Schwing GmbH**
Postfach 247 Heerstrasse 9-27
D-44653 Herne(DE)

(72) Erfinder: **Schwing, Friedrich, Dipl.-Ing.**
Arenfelsstr. 19
W-4650 Gelsenkirchen(DE)

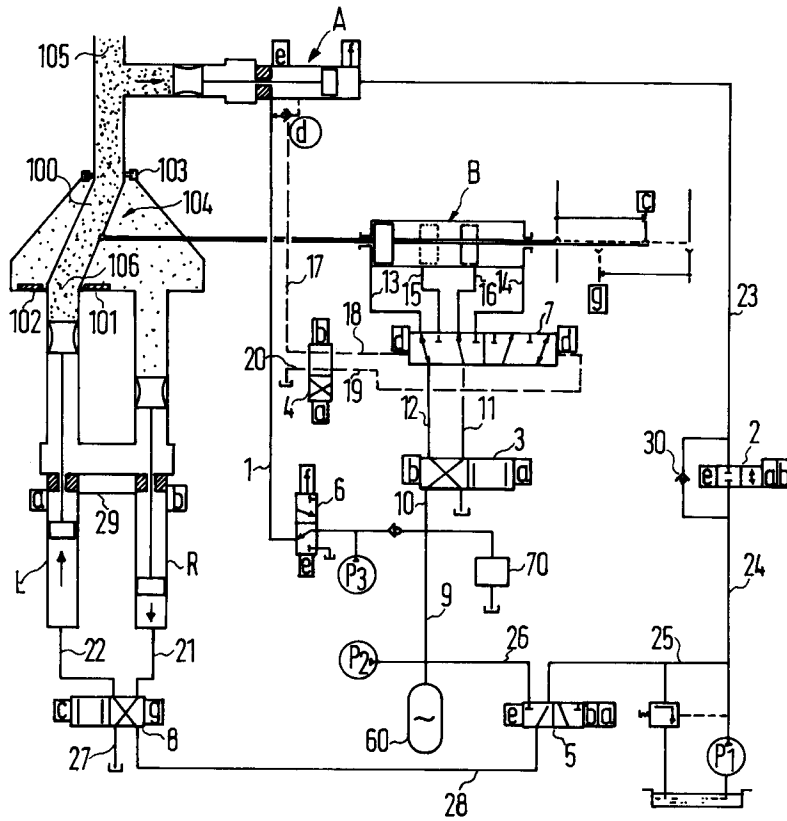
(74) Vertreter: **Herrmann-Trentepohl, Werner,**
Dipl.-Ing. et al
Postfach 1140 Schaeferstrasse 18
D-44623 Herne (DE)

(54) **Dickstoffpumpe mit Förderzylindern, insbesondere Zweizylinderbetonpumpe.**

(57) Bei einer Dickstoffpumpe mit Förderzylindern, insbesondere einer Zweizylinderbetonpumpe mit einer Dickstoffflußsteuerung zwischen einem Einfülltrichter, den beiden Förderzylindern und einer Förderleitung, sowie einer die Antriebe der Förderzylinder und die Dickstoffflußsteuerung steuernden Verknüpfungsschaltung und einem Steuerschieber sowie einem Ausgleichszylinder, der während des Umschaltens des Steuerschiebers Dickstoffflußunterbrechungen ausschließt, ist erfindungsgemäß vorgesehen, daß die Verknüpfungsschaltung den Antrieb des jeweils fördernden Förderzylinders um das Maß der Menge des von dem Ausgleichszylinder aufgenommenen Dickstoff schneller fördern läßt und die Umschaltung des Steuerschiebers derart verzögert, daß eine der jedem Förderzylinder an beiden Seiten der Eintrittsöffnung des Steuerschiebers zugeordneten Schieberplatten, deren Größe einer Fläche zwischen den Förderzylinderöffnungen derart angepaßt ist, daß in der Schaltmittelstellung des Steuerschiebers die Öffnung der Förderzylinder von den Schieberplatten und die Eintrittsöffnung im Steuerschieber auf der Fläche zwischen den Förderzylindern abgedichtet ist zur Durchführung eines den angesaugten Dickstoff verdichtenden Teilhubes des Förderzylinderkolbens die Öffnung des fördernden Förderzylinders verschließt.

EP 0 561 262 A1

FIG. 1



Die Erfindung betrifft eine Dickstoffpumpe mit Förderzylindern, insbesondere eine Zweizylinderbetonpumpe gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

Die grundsätzliche Arbeitsweise bekannter, insbesondere zur Betonförderung verwendeter Dickstoffpumpen besteht bei Zweizylinderkolbenpumpen darin, daß die beiden Förderkolben in den Förderzylindern in der Regel von Hydraulikzylindern in der Weise angetrieben werden, daß während der eine Kolben fördert der andere ansaugt. Der Wechsel des Kolbenspiels vollzieht sich jeweils in den Hubendstellungen. Die Bewegung der Kolben ist synchronisiert, d. h., wenn der den Förderzylinder antreibende Hydraulikzylinder, z. B. kolbenseitig mit Hydrauliköl beaufschlagt ist, wird das kolbenstangenseitig verdrängte Öl über eine Brückenleitung auf die Kolbenstangenseite des saugenden Förderzylinders geleitet, so daß dieser wegen identischer Flächenverhältnisse der beiden Antriebszylinder mit gleicher Geschwindigkeit wie der vorfahrende Zylinder seinen Saughub zurücklegt. Dadurch erreichen beide Kolben in den Förderzylindern jeweils gleichzeitig ihre Endstellungen.

Da die Förderzylinder jeweils beim Förderhub mit der Förderleitung bzw. beim Saughub mit einem den Dickstoff enthaltenden Einfülltrichter in Verbindung stehen, bedarf es einer Verknüpfungsschaltung, die den Betonfluß zwischen den Hüben nach Erreichen des Hubendes und die Verbindung der Förderzylinder mit der Förderleitung bzw. mit dem Einfülltrichter umkehrt.

Charakteristisch für diese und andere Dickstoffpumpen ist dabei, daß zwischen den Förderhüben, nämlich für die Zeitdauer des Umschaltens des Steuerorgans die Förderung der Förderzylinder zum Stillstand kommt. Dadurch wird die Dickstoffförderung unterbrochen. Dabei wird bei der bekannten Dickstoffpumpe die Zeitdauer der Unterbrechung entsprechend dem Füllungsgrad, der abhängig ist vom Luftgehalt, dem Fließwiderstand des Betons, der Sauggeschwindigkeit sowie den Zylinderdurchmessern, noch weiter vergrößert und zwar um die Zeit, die der Förderzylinder zu Beginn des Förderhubes benötigt, um den Dickstoff zu verdichten.

Hinzu tritt noch eine weitere unangenehme Erscheinung, nämlich das Zurückströmen des Dickstoffes aus der Förderleitung in den Pumpzylinder während der Umschaltphase des Betonschiebers.

Die Unterbrechungen des Förderflusses wirken sich insgesamt ungünstig aus. Tatsächlich ergibt sich eine pulsierende Förderung, welche Schwingungen hervorruft. Diese wirken sich besonders nachteilig aus, wenn die Dickstoffpumpe auf einem Fahrzeug aufgebaut ist und die Förderleitung an einem knickbaren Verteilermast angebracht ist. Denn hieraus ergibt sich ein schwingungsfähiges System, das bei den üblichen Kolbenhubfrequenzen Resonanzerscheinungen zeigt.

Daraus leitet sich die Forderung ab, eine Pumpe zu schaffen, mit der ein kontinuierlicher Förderstrom erzielt werden kann.

Gemäß einem Stand der Technik (A) hat man sich bereits bemüht, die Unterbrechungen der Dickstoffförderung zwischen den Förderhüben der Förderzylinder zu verkürzen oder gar zu eliminieren.

Bei einem solchen vorbekannten Vorschlag (US-PS 3 663 129), von dem die Erfindung ausgeht, ist zu diesem Zweck ein Ausgleichszylinder vorgesehen, der während des Umschaltens eines als einheitlicher Hohlkörper ausgebildeten Schwenkrohres Dickstoff in die Förderleitung drückt und während des anschließenden Förderhubes eines der beiden Förderzylinder mit Dickstoff aus der Förderleitung gefüllt wird. Das geschieht dadurch, daß die Mündung des Ausgleichszylinders mit dem zur Steuerung des Betonflusses dienenden Hohlkörper in der gleichen Weise wie die Öffnungen der Förderzylinder gesteuert wird. Die Verknüpfungsschaltung arbeitet mit Endschaltern, die von den Förderzylinderkolben betätigt werden und den Ansaug- bzw. den Förderhub des Ausgleichszylinders einleiten.

Eine derartige Zweizylinderbetonpumpe erreicht nicht das Ziel einer gleichmäßigen Betonförderung durch die Förderleitung. Es führt nämlich die bei einer solchen Pumpe fehlende Verdichtungsmöglichkeit des jeweils angesaugten Betons zu Beginn jedes Kolbenhubes zu einem Stillstand des Betonflusses.

Gemäß einem anderen Stand der Technik (B), nämlich der DE-OS 29 09 964 ist es bekannt, die Betonflußsteuerung mit einer Rohrweiche zu bewerkstelligen, die mit zwei S-förmig gekrümmten Rohren verwirklicht ist. Diese Rohre sind im Einfülltrichter schwenkbar angeordnet und S-förmig gekrümmt. Jedes Rohr ist mit seinen Öffnungen im ständigen Kontakt mit einem an einer Seite des Einfülltrichters liegenden Förderleitungsanschluß, während die andere Öffnung als Eintrittsöffnung dient und wechselweise mit der an der gegenüberliegenden Seite des Einfülltrichters mündenden Öffnung des ihm zugeordneten Förderzylinders ausgefluchtet ist oder diese freigibt, so daß die Förderzylinderöffnung in den Einfülltrichter geöffnet ist und der Zylinder den Dickstoff anzusaugen vermag.

Die Notwendigkeit, zur Steuerung des Dickstoffflusses mehrere Schwenkrohre vorzusehen, ergibt sich daraus, daß die Förderunterbrechungen nicht durch den Förderhub eines Ausgleichszylinders ausgeglichen werden, sondern dadurch, daß die Verknüpfungsschaltung die Zylinder derart steuert, daß während der Zeitdauer des um den Füllungsgrad verkürzten effektiven Förderhubes eines Förderzylinders, der andere Förderzylinder mit erheblich höherer Geschwindigkeit über einen vollen Hub den Dickstoff ansaugt,

der diesem Zylinder zugeordnete Schwenkrohrschieber in einem ersten Schaltschritt mit seiner Schieberplatte die Öffnung dieses Förderzylinders verschließt, dieser Förderzylinder daran anschließend ebenfalls mit erhöhter Geschwindigkeit einen dem Füllungsfehlvolumen entsprechenden Teilhub ausführt und dabei den angesaugten Dickstoff verdichtet, und daß der zugeordnete Schwenkrohrschieber in einem zweiten Schaltschritt in seine Endstellung, d. h. der Förderzylinder mit seinem vorverdichteten Dickstoffinhalt in eine Pumpbereitschaftsstellung gelangt.

Bei diesem letztgenannten Stand der Technik ist nicht nur die erheblich höhere Geschwindigkeit für Saug- und Kompressionshub infolge einer, wegen mehrfacher Schaltwege, höheren Gesamtschaltzeit nachteilig, sondern auch wegen der zwei notwendigen Schwenkrohrschieber ein erheblich höherer technischer Mehraufwand erforderlich.

Zur Erlangung einer pulsationsfreien kontinuierlichen Förderung ohne die Nachteile des Standes der Technik geht die Erfindung von einer neuartigen Betrachtungsweise der vorbekannten Zweizylinderdickstoffpumpen aus, was am Beispiel einer bekannten Pumpe II dieser Art nachfolgend erläutert wird, die weder eine Vorverdichtung noch einen Ausgleichszylinder aufweist. Bei einer solchen Dickstoffpumpe ist die Zeit für den effektiven Förderhub (Pumphub) bestimmt durch die effektiv geforderte Betonfördermenge und durch den volumetrischen Wirkungsgrad η .

Danach gilt für $\eta = 100\%$, also vollständige Zylinderfüllung durch das Saugen, für den Pumphub die Grundgleichung

$$t_{F_0} = \frac{V_0}{Q_0} \cdot 3,6 \quad [1].$$

Darin bedeuten:

$$t_{F_0} =$$

Zeit für den effektiven Pumphub in (sec.) bei 100 % Saugfüllung

V_0 = gesamtes Volumen des Förder(Pump)Zylinders in [dm³]

Q_0 = effektiv geforderte Betonfördermenge in (m³/h).

Bei Berücksichtigung eines volumetrischen Wirkungsgrades η lautet die Gleichung

$$t_{F_1} = \frac{V_0 \cdot \eta \cdot 3,6}{Q_0} \quad [2].$$

Übertragen auf den Stand der Technik (B) muß, wenn nach dessen Zielsetzung ein kontinuierlicher Förderfluß erfolgen soll, folgende Zeitäquivalenz gegeben sein:

$$t_{F_1} = t_S + t_K + t_{Sch} \quad [3].$$

Darin bedeuten:

t_S = Zeit für den Saughub

t_K = Zeit für den Kompressions(Verdichtungs)hub

t_{Sch} = gesamte Zeit für das Schalten der Betonschieber und diverser Hydraulikventile.

Diesen Zeiten zugeordnet sind:

V_0 = das vom Kolben des saugenden Förderzylinders abgefahrene Volumen (entspricht dem vollen Zylindervolumen)

V_K = das vom komprimierenden Kolben abgefahrene Saugfüllungsfehlvolumen gemäß der Gleichung

$$V_K = V_o (1 - \eta) \quad [4].$$

Aus den Kolbenlaufzeiten für den Saug- und Kompressionshub und den diesen zugeordneten Zylindervolumina ergeben sich Betonfördermengengrößen Q_S^* und Q_K^* . Da diese Größen frei wählbar sind, sei für die weitere Ableitung vorausgesetzt

$$Q_S^* = Q_K^* = Q^* \quad [5].$$

Eingesetzt in Gleichung [3] ergibt sich

$$\frac{V_o \cdot \eta \cdot 3,6}{Q_o} = \frac{V_o \cdot 3,6}{Q^*} + \frac{V_o \cdot (1-\eta) \cdot 3,6}{Q^*} + t_{Sch} \quad [6].$$

Da die Laufgeschwindigkeit eines Kolbens in einem Zylinder proportional zur Fördermenge ist, ermittelt sich der Faktor f_1 , um welchen die Laufgeschwindigkeit der Kolben für Saugen und Komprimieren in einer Pumpe (I) gemäß dem Stand der Technik (B) größer sein muß, als die Laufgeschwindigkeit der Kolben für das Pumpen, als Quotient aus Q^* und Q_o nämlich

$$f_1 = \frac{Q^*}{Q_o} = \frac{2 - \eta}{\eta - \frac{t_{Sch}}{t_{Fo}}} \quad [7].$$

Bei einem praxisüblichen Beispiel ergibt sich unter der Voraussetzung:

$$\begin{aligned} Q_o &= 120 \text{ (m}^3/\text{h)} \\ V_o &= 83,5 \text{ (l)} \\ \eta &= 0,85 \\ t_{Sch} &= 0,9 \text{ (sec) (für zwei Betonschieber und Hydr. Ventile)} \end{aligned}$$

$$t_{Fo} = \frac{V_o \cdot 3,6}{Q_o} = 2,505 \text{ (sec)}$$

für f_1 ein Wert in Höhe von

$$f_1 = 2,342.$$

Dieser so ermittelte Faktor f_1 für eine kontinuierliche fördernde Pumpe (I) nach dem Stand der Technik (B) ist aber noch keine echte, die Vorteile der Erfindung belegende, Vergleichgröße.

Denn zum Vergleich heranzuziehen ist eine in der Praxis weitgehend immer noch übliche gattungsgemäße Pumpe (II), bei der keinerlei Maßnahmen für eine kontinuierliche Förderung getroffen sind. Eine Pumpe also, bei der die Kolbengeschwindigkeit beim Saugen und beim Pumpen gleich sind, und der Förderstrom während des Umschaltens des Betonschiebers unterbrochen ist.

Will man, wenn auch diskontinuierlich, mit einer solchen Pumpe (II) eine durchschnittliche effektive Fördermenge Q_o erzielen, muß während des effektiven Förderhubes eine Fördermenge Q^{**} erbracht werden, welche größer ist als Q_o .

Dabei ergibt sich die gesamte Zeit für einen Pumpzyklus t_{ges} aus den Zeitintervallen t_{Fo} (Zeit für einen vollen Zylinderhub) und t_{Sch} (Zeit für das Umschalten des Betonschiebers und diverser Hydr. Ventile) also

$$t_{ges} = t_{Fo} + t_{Sch} \quad [8]$$

wobei die Zeit t_{Fo} für einen vollen Förderhub aus den Zeitintervallen t_K (Zeit für die Verdichtung des gesaugten Betons, also Ausgleich des Saugfüllungsfehlvolumens) und t_{F1} (Zeit für den effektiven Pumphub gem. Gleichung [2]) besteht, also

$$t_{Fo} = t_K + t_{F1} \quad [9].$$

Der Faktor f_2 , um den Q^* bei vorgenannter Pumpe (II) größer sein muß als Q_o ist somit

$$f_2 = \frac{t_{ges}}{t_{F1}} = \frac{1 + \frac{t_{Sch}}{t_{Fo}}}{\eta} \quad [10].$$

Da vorgenannte Pumpen (II) in der Regel nur einen Steuerschieber aufweisen, ist die Schaltzeit kürzer als bei einer Pumpe (I) mit mehreren Schiebern.

Im vorgenannten praktischen Beispiel ist die Schaltzeit mit $t_{sch} = 0,5$ (sec) anzusetzen, womit sich für f_2 ein Wert ergibt in Höhe von

$$f_2 = 1,4113.$$

Der Vergleich von f_1 und f_2 besagt, daß die max. Kolbenlaufgeschwindigkeit (Saugen/Komprimieren) bei einer kontinuierlich fördernden Pumpe (I) nach dem Stand der Technik (B) gegenüber einer gattungsgemäßen Pumpe (II) um den Faktor f_3 nach der Gleichung

$$f_3 = \frac{f_1}{f_2} \quad [11]$$

relativ erhöht ist. In dem beschriebenen praktischen Beispiel also um den Faktor

$$f_3 = \frac{2,342}{1,4113} = 1,659.$$

Aus den vorgenannten Darlegungen ist erkennbar, daß bei sonst gleichen Voraussetzungen hinsichtlich geforderter Fördermenge (Q_o), Förderzylindervolumen (V_o) und volumetrischem Wirkungsgrad (η) die Laufgeschwindigkeit der Kolben wesentlich/erheblich und allein durch die Schaltzeit t_{Sch} bestimmt wird.

Hohe Kolbengeschwindigkeiten führen zu erhöhtem Verschleiß der Förderkolben und wegen des höheren Fließwiderstandes des Saugstromes des Dickstoffes in den Förderzylindern zu einem erhöhten Vakuum, was den Füllungsgrad der Förderzylinder reduziert und damit den volumetrischen Wirkungsgrad weiter herabsetzt.

Erfindungsgemäß ergibt sich, daß ein Förderhub des Ausgleichszylinders unmittelbar an den Förderhub eines Förderzylinders anschließt, und die bisher auftretende Förderpause in dieser Phase also vermieden wird. Ferner wird erfindungsgemäß an den Förderhub des Ausgleichszylinders unmittelbar der Förderhub

des anderen Förderzylinders angeschlossen, so daß insgesamt keine Förderpausen mehr auftreten können. Dies gewährleistet die Erfindung ferner dadurch, daß während des Förderhubes des Ausgleichszylinders die Umschaltung des Steuerschiebers einschließlich der verschiedenen hydraulischen Ventile sowie der Verdichtungshub erfolgen.

5 Demnach sind für die erfindungsgemäße Pumpe (II) zwei getrennte Zeit- und Volumenäquivalenzbetrachtungen durchzuführen, wobei zum Vergleich mit dem Stand der Technik die folgenden Auslegungsdaten vorzugeben sind:

$$\left. \begin{array}{l} Q_o \\ V_o \\ \eta \end{array} \right\} \text{entsprechend} \\ \text{Pumpe (I) und (II)}$$

t_{Sch} gemäß Pumpe (II)
(für nur einen Betonschieber)

20 t_K frei wählbar.

Durch die erste Zeit- und Volumenäquivalenzbetrachtung, die sich auf die Pumpphase des Ausgleichszylinders bezieht, wird das Volumen (V_A) des Ausgleichszylinders bestimmt.

Die Zeitdauer der Pumpphase des Ausgleichszylinders (t_A) ist gleich der Summe aus Schaltzeit (t_{Sch}) und Kompressionszeit (t_K) also

$$25 \quad t_A = t_{Sch} + t_K \quad [12]$$

bzw. ausgehend von der Forderung, daß die Betonfördermenge des Ausgleichszylinders gleich Q_o sein muß

$$30 \quad t_A = \frac{V_A}{Q_o} \cdot 3,6$$

$$35 \quad [13]$$

Das Volumen V_A des Ausgleichszylinders errechnet sich somit zu

$$40 \quad V_A = \frac{Q_o}{3,6} \cdot (t_{Sch} + t_K)$$

$$45 \quad [14].$$

50 Durch die zweite Zeit- und Volumenäquivalenzbetrachtung soll die Laufzeit bzw. Laufgeschwindigkeit des Kolbens der Förderzylinder während des Pumphubes bestimmt werden.

Das vom Kolben eines Förderzylinders während des effektiven Pumphubes abgefahrte Volumen (V_P) ist

$$55 \quad V_P = V_o \cdot \eta \quad [15]$$

wobei das dabei effektiv in die Förderleitung abgegebene Volumen verringert ist, nämlich durch die

Entnahme des AAusgleichsvolumens V_A während dieser Phase, also

$$V_{P_{eff}} = V_0 \cdot \eta - V_A \quad [16]$$

5 Wie im ersten Teil der erfindungsgemäßen Merkmalskombination dargelegt, erfolgt zur Kompensation der Verringerung des effektiven Fördervolumens des pumpenden Förderzylinders eine Beschleunigung der effektiven Laufgeschwindigkeit des Kolbens in diesem pumpenden Förderzylinder, woraus sich eine Pump-Fördermenge Q^{***} ergibt, die soweit erhöht ist und sein muß, daß die effektiv an die Förderleitung

10 abgegebene Fördermenge gleich Q_0 ist.
In einer Funktionsgleichung zur Bestimmung der sich aus der Fördermenge Q^{***} ergebenden Zeit t_F^{***} für den effektiven Pumphub drückt sich das wie folgt aus:

$$15 \quad t_F^{***} = \frac{V_0 \cdot \eta - V_A}{Q_0} \cdot 3,6$$

[17]

und, verglichen mit Gleichung (2)

$$25 \quad t_{F1} = \frac{V_0 \cdot \eta \cdot 3,6}{Q_0}$$

[2]

ergibt sich, da Zeiten und Geschwindigkeiten und somit Zeiten und Fördermengen umgekehrt proportional sind, ein Faktor f_4 zu

$$35 \quad f_4 = \frac{t_{F1}}{t_F^{***}} = \frac{Q^{***}}{Q_0} = \frac{1}{1 - \frac{V_A}{V_0 \cdot \eta}}$$

[18]

um den die Laufgeschwindigkeit des Kolbens des pumpenden Förderzylinders der Pumpe (III) bei Entnahme von Fördergut aus der Förderleitung durch den Ausgleichzylinder größer ist, als ohne diese Entnahme.

50 Auch hier zeigt sich die Abhängigkeit der Kolbengeschwindigkeit, mittelbar über V_A , von der Schaltzeit t_{Sch} .

Legt man das vorgenannte praktische Beispiel für Pumpe (I) und Pumpe (II) zugrunde und nimmt dazu für den Kompressionshub der Pumpe (III) eine Fördermenge $Q_K = 1,5 \cdot Q_0$ an, dann errechnet sich t_K zu

55

$$t_K = \frac{v_o (1 - \eta)}{Q_K} \cdot 3,6$$

[19]

also

$$t_K = 0,25 \text{ (sec)}$$

und darausfolgend V_A nach Gleichung (14) zu

$$V_A = 25 \text{ (dm}^3\text{)}$$

woraus sich ein Wert für den Faktor f_4 ergibt in Höhe von

$$f_4 = 1,543.$$

Der relative Erhöhungsfaktor f_5 im Vergleich zur Pumpe (II) ist somit

$$f_5 = \frac{f_4}{f_2}$$

[20]

und errechnet sich in dem beschriebenen praktischen Beispiel zu

$$f_5 = \frac{1,543}{1,4113} = 1,0933.$$

Die vorangegangenen Ableitungen zeigen, daß es der Erfindung gelungen ist, mit den erfindungsgemäßen Maßnahmen des Anspruches 1, sowohl die gewünschte Kontinuität der Förderung zu erzielen, als auch die Kolbengeschwindigkeit gemäß Faktor $f_5 = 1,0933$ nur wesentlich zu erhöhen, im Gegensatz zum Stand der Technik (Pumpe (I)), bei dem die Kolbengeschwindigkeit um Faktor $f_3 = 1,659$ erhöht ist, und somit die Nachteile dieses Standes der Technik zu vermeiden.

Die Einzelheiten, weiteren Merkmale und andere Vorteile der Erfindung ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung einer Ausführungsform anhand der Figuren in der Zeichnung.

Es zeigen

- Fig. 1 eine Verknüpfungsschaltung gemäß der Erfindung,
- Fig. 2 eine Einzelheit der Verknüpfungsschaltung,
- Fig. 3-4 weitere Einzelheiten der Verknüpfungsschaltung,
- Fig. 5 eine weitere Verknüpfungsschaltung in der Fig. 1 entsprechender Darstellung und
- Fig. 6 eine weitere Ausführungsform in den Fig. 1 und 4 entsprechender Darstellung.

Den Darstellungen der Figuren liegt eine Zweizylinderbetonpumpe zugrunde. Die beiden Förderzylinder sind mit L und R bezeichnet. Der Buchstabe A bezeichnet dagegen einen Ausgleichszylinder, der in die Förderleitung 105 mündet. Die Förderzylinder und der Ausgleichszylinder werden jeweils mit einem hydraulischen Arbeitszylinder angetrieben, wobei sich die Buchstaben jeweils auf die Einheit aus Förderzylinder und Antriebszylinder beziehen. Die Endlagen der Kolben in den Zylindern werden der Verknüpfungsschaltung durch Impulse von Sensoren vermittelt, die mit den Buchstaben a-f bezeichnet sind. Diese Sensoren steuern Ventile, die mit arabischen Zahlen identifiziert sind. Die Steuerimpulse der Sensoren

können elektrisch, hydraulisch, mechanisch oder pneumatisch sein.

Die bei der Erfindung vorgesehene Betonflußsteuerung erfolgt mit einem Schwenkrohr 100, welches an gegenüberliegenden Seiten seiner Eintrittsöffnung je eine Steuerplatte 101 und 102 aufweist und daher als Steuerschieber (104) bezeichnet ist. Zur Bewegungsvermittlung dient ein hydraulischer Antrieb, welcher
 5 allgemein mit B bezeichnet ist. Dieser wird ebenfalls über ein Wegeventil gesteuert, das bei 3 dargestellt ist. Ein Einfülltrichter weist an seiner den Öffnungen der Förderzylinder L und R gegenüberliegenden Seite ein Schwenklager 103 für den Steuerschieber 104 sowie den drehfesten Anschluß des pumpenseitigen Endes einer Betonförderleitung 105 auf.

Während des Pumpens beschleunigt die Verknüpfungsschaltung den Antriebskolben des gerade
 10 fördernden Förderzylinders, so daß dessen Förderkolben schneller läuft und dadurch in dieser Phase mehr fördert, was dem Maße der vom Ausgleichszylinder A aus dem Fülltrichter 100 entnommenen Betonmenge entspricht. Das geschieht durch die Zuführung von zusätzlichem hydraulischem Medium (Öl). Wenn das Flächenverhältnis des Ausgleichszylinderantriebskolbens zum Ausgleichszylinderförderkolben das gleiche, wie bei den Förderzylindern ist, genügt das hydraulische Antriebsmedium, welches der Ausgleichszylinder-
 15 antriebskolben mit seiner Rückseite beim Ansaugen des Betons aus der Förderleitung durch den Austrittszylinderförderkolben verdrängt.

Der Steuerschieber 104 wird zwischen den Kolbenspielen der Förderzylinder R und L umgeschaltet. In der Ausführungsform nach Fig. 1 erfolgt das Umschalten in zwei aufeinanderfolgenden Schritten, von denen der erste den Steuerschieber in eine Mittelstellung zwischen den Öffnungen der beiden Förderzylinder
 20 festhält. In dieser Stellung verschließt eine der Schieberplatten 101 bzw. 102 die Förderzylinderöffnung des von Saugen auf Förderung umgeschalteten Förderzylinders. Das ermöglicht dem Kolben dieses Förderzylinders die Kompression des zuvor angesaugten Betons. Am Ende dieses Kompressionshubes veranlaßt die Verknüpfungsschaltung den zweiten Schaltschritt des Steuerschiebers 104 in die jeweilige Endstellung. Dadurch wird die Eintrittsöffnung 106 des Steuerschiebers 104 mit der Öffnung des fördernden Zylinders
 25 ausgefluchtet und der zuvor verdichtete Beton wird in die Förderleitung 105 gedrückt.

In einer ersten Ausführungsform der Erfindung wird die mittlere Schaltstellung des Steuerschiebers 104 durch das Wegeventil 7 gesteuert. Dabei wird in der mittleren Schaltstellung die Steuerbohrung für das Rücköl verschlossen, wodurch der Steuerschieber in der mittleren Schaltstellung zum Stillstand kommt. Mit
 30 zeitlichem Abstand wird das Ventil 7 weitergeschaltet und gelangt in die andere Schaltstellung. Dadurch wird eine Rücklaufsteuerbohrung am Ende des Antriebszylinders frei. Somit kann die Schaltung des Steuerschiebers in die Endstellung erfolgen.

In einer weiteren Ausführungsform der Erfindung ist die mittlere Schaltstellung des Steuerschiebers dadurch festgelegt, daß für den Antrieb des Steuerschiebers zwei hintereinander geschaltete Antriebszylinder nach Fig. 5 vorgesehen sind. Mit der Betätigung des ersten Zylinders 107 wird die Mittelstellung
 35 hergestellt. Im zeitlichen Abstand erfolgt die Betätigung des zweiten Zylinders 108, durch den der Steuerschieber 104 seine Endstellung erreicht. Dabei erfolgt die Ansteuerung des ersten Zylinders 107 durch das Ventil 3 und die des zweiten Zylinders 108 durch das Ventil 31.

Bei einer anderen bevorzugten Ausführung der Erfindung erfolgt die Umschaltung des Steuerschiebers parallel zum Kompressionshub, was zu einer erheblichen Verringerung der gesamten Unterbrechungszeit
 40 zwischen den Pumphuben der Förderzylinder führt entsprechend Gleichung (12) $t_A = t_{sch} + t_k$ und damit zu einer Verringerung des Hubvolumens des Ausgleichszylinders V_A und der Faktoren f_4 und f_5 (s. Gleichungen 14, 18, 20) und infolgedessen zu einer Verringerung der Geschwindigkeit des Kolbens des pumpenden Förderzylinders. Diese Möglichkeit ergibt sich daraus, daß zu Beginn des Kompressionshubes noch kein Ausstoß von Dickstoff in die Förderleitung erfolgt, weil sich zunächst wegen des Ausgleichs von
 45 Vakuum und Luft noch kein Druck aufbaut und bis dahin der Steuerschieber schnell seine Mittelstellung erreicht hat während nachfolgend in dem Zeitbereich, in dem der komprimierende Förderkolben den Dickstoff effektiv verdichtet, also Druck aufbaut, der Steuerschieber seinen Mittelstellungsbereich mehr oder weniger stark verzögert durchläuft bis die Kompression nahezu beendet ist und danach der Steuerschieber den Rest seines Schaltweges wieder beschleunigt zurücklegt (Fig. 6).

Aus praktischen Gründen der Konstruktion, nämlich den Ausgleichszylinder so klein wie möglich zu halten, aber auch aus Gründen der Justierung der Steuerung im Leerlauf ist es sinnvoll, den Kompressionshub zu begrenzen. Das Maß der Begrenzung ergibt sich aus dem minimalen volumetrischen Wirkungsgrad
 50 η_{vol} , der dem allgemeinen Kenntnisstand des Betonfließverhaltens, also der Ansaugbarkeit des Betons entspricht. Mit $\eta_{vol} = 0,85$ wird der überwiegende Bereich aller Pumpbetone und anderer Dickstoffe abgedeckt.

Gemäß der Darstellung der Fig. 3 geschieht die erforderliche Begrenzung des Kompressionshubes mit einem Zylinder 33, in dem ein Kolben 38 angeordnet ist. Das Hubvolumen 40 entspricht der gewählten Kompressionshubbegrenzung. Ein Ventil 51 steuert den Zylinder in der Weise, daß in der Phase des

Kompressionshubes das Ventil 51 durch einen der Sensoren a, b geschaltet wird. Dadurch beaufschlagt Drucköl aus einem Speicher 60 die Seite 36 des Kolbens 38 über die Leitung 35. Die von der Kolbenseite 37 verdrängte Ölmenge wird über eine Leitung 34, 28 zum komprimierenden Förderzylinder geleitet, bis der Kolben 38 seine Endstellung erreicht hat. Das Rückschalten des Ventils 51 durch einen Sensor beaufschlagt der Speicher Seite 37 des Kolbens 38. Das von der Seite 36 verdrängte Öl fließt zum Tank ab. Damit kann der Kolben 38 in seiner Ausgangsstellung für die nächste Kompression zurückgeführt werden.

Bei der Ausführungsform nach Fig. 4 ist vorgesehen, daß während des Kompressionshubes eines Förderzylinders der Kolben im anderen Förderzylinder stillsteht, d. h. seinen Saughub noch nicht beginnt. Dabei erfolgt die Kompressionshubbegrenzung mit einem Mehrkammerzylinder 41. Dieser entspricht hinsichtlich der Hubbegrenzung in Abmessung, Funktion und Steuerung dem Zylinder 33 nach Fig. 3. Er weist jedoch eine weitere Kammer 42 auf, die so bemessen ist, daß sie das während des Kompressionshubes vom Antriebszylinder des komprimierenden Förderzylinders in die Brückenleitung verdrängte Hydrauliköl über die Leitung 43 aufnimmt und es im Verlauf des folgenden Förderhubes wieder in die Brücke einspeist und damit die Synchronisation des Laufs der Förderzylinder wieder herstellt.

Ein kontinuierlicher Betonfluß wird dadurch erreicht, daß für die verschiedenen Zylinder L, R und A gleiche Kolbenflächenverhältnisse, sowie gleiche Hydraulikmengen für den Förderhub, zur Verfügung stehen. Die Kontinuität der Betonförderung gewährleistet die Hydraulikpumpe P1. Es ist deswegen vorteilhaft, für alle anderen Antriebe der Ventile bzw. Steuerschieber, den Saughub des Ausgleichszylinders A, usw. eine oder mehrere separate andere Antriebsquellen vorzusehen. Dazu dient ein zweiter Hydraulikkreis, der einen von einer Pumpe P2 gespeisten Speicher 60 aufweist.

Er ist mit einem Sicherheits- und Druckabschaltventil 70 versehen.

Für den Saughub des Ausgleichszylinder ist eine Hilfspumpe P3 vorgesehen, die so geschaltet ist, daß in der Phase, in der der Ausgleichszylinder den Beton fördert, die Pumpe P3 nicht abgeschaltet ist, sondern das von ihr gelieferte hydraulische Medium über die Leitung 9 zusätzlich dem Speicher 60 zugeführt wird.

Anstelle der Hilfspumpe P3 kann eine entsprechend vergrößerte Pumpe P2 in Verbindung mit einem arbeitsvolumenmäßig größeren Speicher vorgesehen werden.

Es empfiehlt sich ferner, alle hydraulischen Schaltventile in der Ausführung mit kürzester Ansprechzeit zu verwenden. Bei der hydraulischen Betätigung des Ventils 2 über den Sensorsteuerelement (e) mittels des Pumpenmediums P1 wird die Herabsetzung der Schaltzeit auf ein Minimum durch Ersatz des Ventils 2 einschließlich des Rückschlagventils 30 mit Hilfe eines hydraulischen entsperrbaren Rückschlagventils erreicht.

Patentansprüche

1. Dickstoffpumpe mit Förderzylindern, insbesondere Zweizylinderbetonpumpe mit einer Dickstoffflußsteuerung zwischen einem Einfülltrichter, den Förderzylindern und einer Förderleitung, sowie einer die Antriebe der Förderzylinder und den Dickstofffluß steuernden Verknüpfungsschaltung, wobei der Dickstofffluß durch einen Steuerschieber verläuft, der mit seiner Austrittsöffnung ständig mit der Förderleitung verbunden ist und mit wenigstens einer Eintrittsöffnung versehen ist, die abwechselnd vor den Öffnungen der Förderzylinder steht, wobei ein Ausgleichszylinder während des Umschaltens des Steuerschiebers Dickstoffunterbrechungen ausschließt und die Verknüpfungsschaltung so ausgebildet ist, daß der Ausgleichszylinder während des Umschaltens des Steuerschiebers Dickstoff in die Förderleitung drückt und während des anschließenden Fördertaktes eines der Förderzylinder mit Dickstoff gefüllt wird, dadurch gekennzeichnet, daß die Verknüpfungsschaltung den Antrieb des jeweils fördernden Förderzylinders (R, L) um das Maß der Menge des von dem Ausgleichszylinder (A) aufgenommenen Dickstoffes schneller fördern läßt und die Umschaltung des Steuerschiebers (104) derart verzögert, daß eine der jedem Förderzylinder (R, L) an jeweils einer Seite der Eintrittsöffnung (106) des Steuerschiebers (104) zugeordneten Schieberplatten (101, 102), deren Größe einer Fläche zwischen den Förderzylinderöffnungen derart angepaßt ist, daß in der Schaltmittelstellung des Steuerschiebers (104) die Öffnungen der Förderzylinder (R, L) von den Schieberplatten (101, 102) und die Eintrittsöffnung (106) im Steuerschieber (104) auf der Fläche zwischen den Förderzylindern (R, L) abgedichtet sind und zur Durchführung eines den angesaugten Dickstoff verdichtenden Teilhubes des Förderzylinderkolbens die Öffnung des diesem zugeordneten Förderzylinders verschließt.

2. Dickstoffpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Ausgleichszylinder (A) mit seiner Austrittsöffnung ständig mit der Förderleitung (105) verbunden ist und aus dieser mit Dickstoff gefüllt wird.

3. Dickstoffpumpe nach einem der Ansprüche 1 oder 2, gekennzeichnet durch eine Verknüpfungsschaltung mit als Stellungabfragesensoren ausgebildeten Steuerelementen und von den Sensoren gesteuerten Ventilen, wobei die Schaltimpulse elektrisch, hydraulisch, mechanisch oder pneumatisch übertragbar sind.

4. Dickstoffpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß zur Beschleunigung der Antriebe der jeweils fördernden Förderzylinder (R, L) zusätzlich hydraulisches Medium zum Kolben eines Antriebszylinders des fördernden Förderzylinders aus dem rückströmenden Medium eines Antriebszylinders des Ausgleichszylinders (A) förderbar ist.

5. Dickstoffpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß das Flächenverhältnis des Ausgleichszylinderantriebskolbens zum Ausgleichszylinderförderkolben das gleiche wie bei den Förderzylindern (R, L) ist.

6. Dickstoffpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß zur Festlegung der Mittelstellung des Steuerschiebers (104) ein Kolben des Steuerschieberantriebes (B) eine zugeordnete Steuerbohrung für Rücköl verschließt und den Steuerschieber (104) in der mittleren Schaltstellung zum Stillstand bringt, wobei bei einer mit zeitlichem Abstand erfolgenden Weiterschaltung des Ventils (7) in eine weitere Schaltstellung eine Rücklaufsteuerbohrung am Ende des Antriebszylinders frei wird und die Schaltung des Steuerschiebers (104) in die Endstellung veranlaßt.

7. Dickstoffpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 5, gekennzeichnet durch Festlegung der mittleren Schaltstellung des Steuerschiebers (104) in einem Steuerschieberantrieb (B) mit zwei hintereinander geschalteten Antriebszylindern (107, 108), die bei Betätigung des ersten Zylinders die Mittelstellung und bei im zeitlichen Abstand erfolgender Betätigung des zweiten Zylinders die Endstellung des Steuerschiebers (104) veranlassen, wobei zur Steuerung der Antriebszylinder jedem ein eigenes Schaltventil (3, 31) zugeordnet ist.

8. Dickstoffpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Stellungen des Steuerschiebers (104) zum Komprimieren und Fördern derart festgelegt sind, daß bei hoher Anfangsgeschwindigkeit des Steuerschiebers (104) dieser die Mittellage verzögert durchläuft und gegen Ende der Steuerschieberbewegung der Steuerschieber (104) erneut auf seine Anfangsgeschwindigkeit beschleunigt wird, wobei die Mittellagenverzögerung durch Anordnung von Drosselventilen im Rücklauf des Steuerschieberantriebszylinders erfolgt, um den Kompressionshub durchzuführen.

9. Dickstoffpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß der Steuerschieberantrieb (B) mit Differential-, Gleichlauf oder Plungerzylindern verwirklicht ist.

10. Dickstoffpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß zur Begrenzung des Kompressionshubes ein Zylinder (33) mit einem an die gewählte Kompressionshubbegrenzung angepaßten Hubvolumen (40) dient, der über ein Ventil (51) in der Weise gesteuert wird, daß in der Phase der Kompression ein Ventil (51) durch einen der Sensoren (a, b) geschaltet wird und Speicheröl über die Leitung (35) eine Seite (36) eines Kolbens (38) im Zylinder (33) beaufschlagt, wobei die von der anderen Kolbenseite (37) verdrängte Hydraulikmediummenge über Leitungen (34, 39, 8) zum komprimierenden Förderzylinder fließt, bis der Kolben (38) seine Endstellung erreicht hat, und daß durch Rückschalten des Ventils (51) der Speicher die Seite (37) des Kolbens (38) beaufschlagt und das von der Seite (36) verdrängte hydraulische Medium zum Tank abfließt und der Kolben (38) in seine Ausgangsstellung für die folgende Kompression zurückgeht.

11. Dickstoffpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß zur Kompressionshubbegrenzung der Förderkolben im benachbarten Förderzylinder angehalten und der Saughub mit Hilfe eines Mehrkammerzylinders (41) verzögert ist, welcher eine weitere Kammer (42) aufweist, die so bemessen ist, daß sie das kompressionshubäquivalente, vom Antriebszylinder des komprimierenden Förderzylinders in eine Brückenleitung verdrängte hydraulische Medium während des Kompressionshubes aufnimmt und es im Verlauf des folgenden Förderhubes wieder in die Brücke einspeist, um die Synchronisation des Ablaufs der Förderzylinderkolben wiederherzustellen.

12. Dickstoffpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, daß für die Durchführung des Förderhubes der Förderzylinderkolben und des Förderhubes des Ausgleichszylinderkolbens eine Hydraulikpumpe (P1) vorgesehen ist.
- 5 13. Dickstoffpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, daß für den Antrieb (B) des Steuerschiebers (104), für die Durchführung des Kompressionshubes und für das Schalten der Ventile ein gesonderter Hydraulikkreis vorgesehen ist, für den eine Pumpe (P2) und ein von dieser gespeister Speicher mit Sicherheits- und Druckabschaltventil vorgesehen sind.
- 10 14. Dickstoffpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 13, dadurch gekennzeichnet, daß für die Durchführung des Saughubes des Ausgleichszylinders (A) eine weitere Hilfspumpe (P3) vorgesehen ist, die so geschaltet ist, daß sie beim Förderhub des Ausgleichszylinders das von ihr gelieferte hydraulische Medium über eine Leitung (29, 9) dem Speicher zuführt.
- 15 15. Dickstoffpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 14, dadurch gekennzeichnet, daß zur Herabsetzung der Schaltzeit des Ausgleichszylinders (A) ein hydraulisch entsperbares Rückschlagventil die Schaltzeit des Ausgleichszylinderantriebes auf ein Minimum herabgesetzt ist.

20

25

30

35

40

45

50

55

FIG. 1

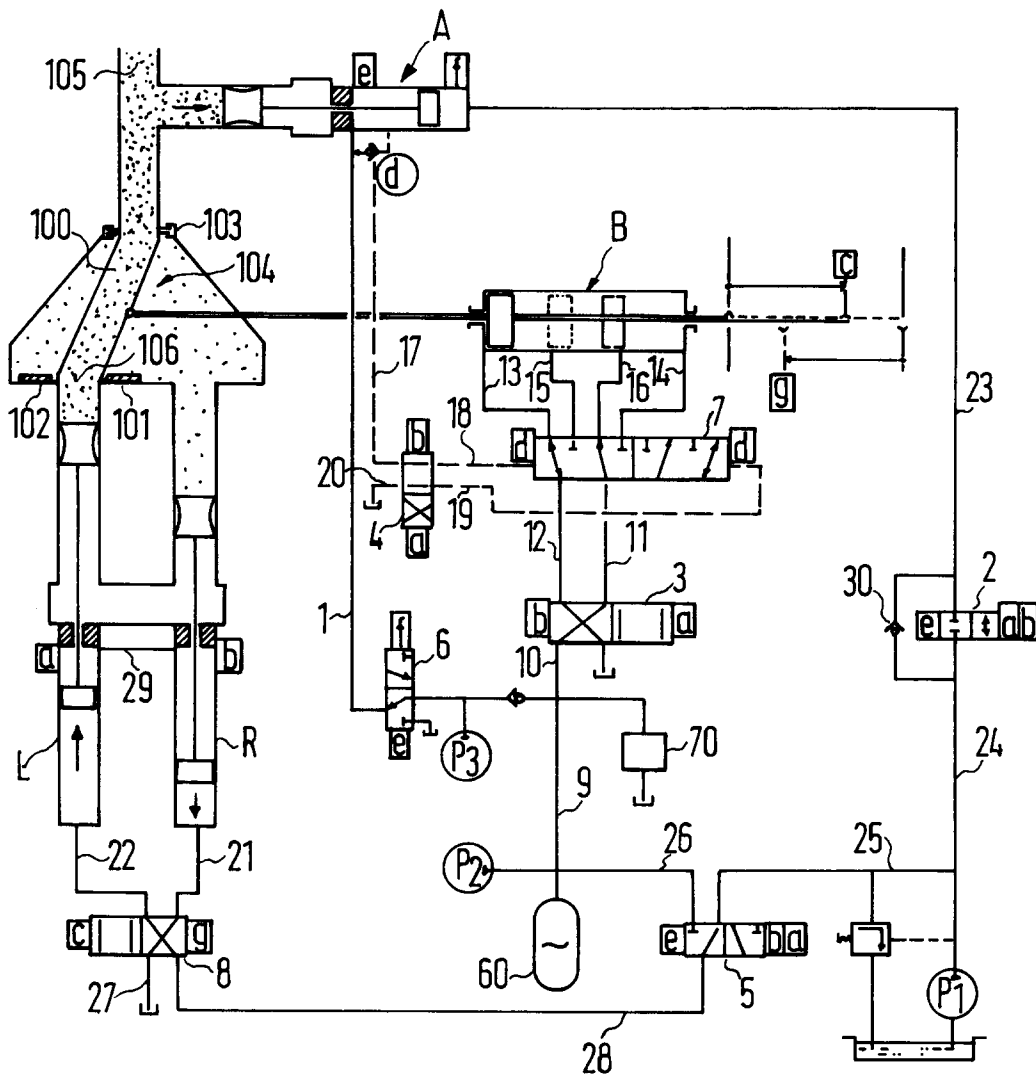


FIG. 2

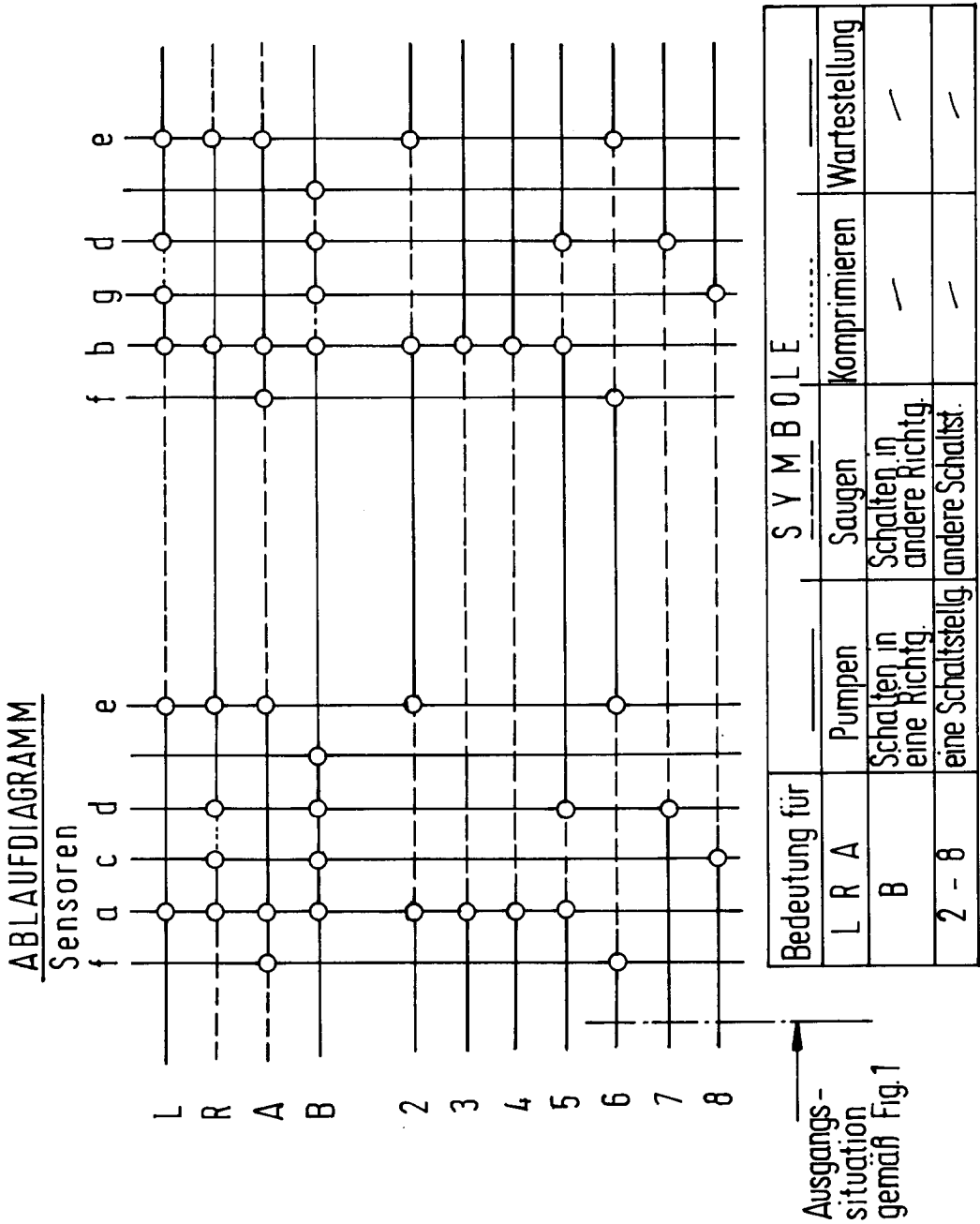


FIG. 3

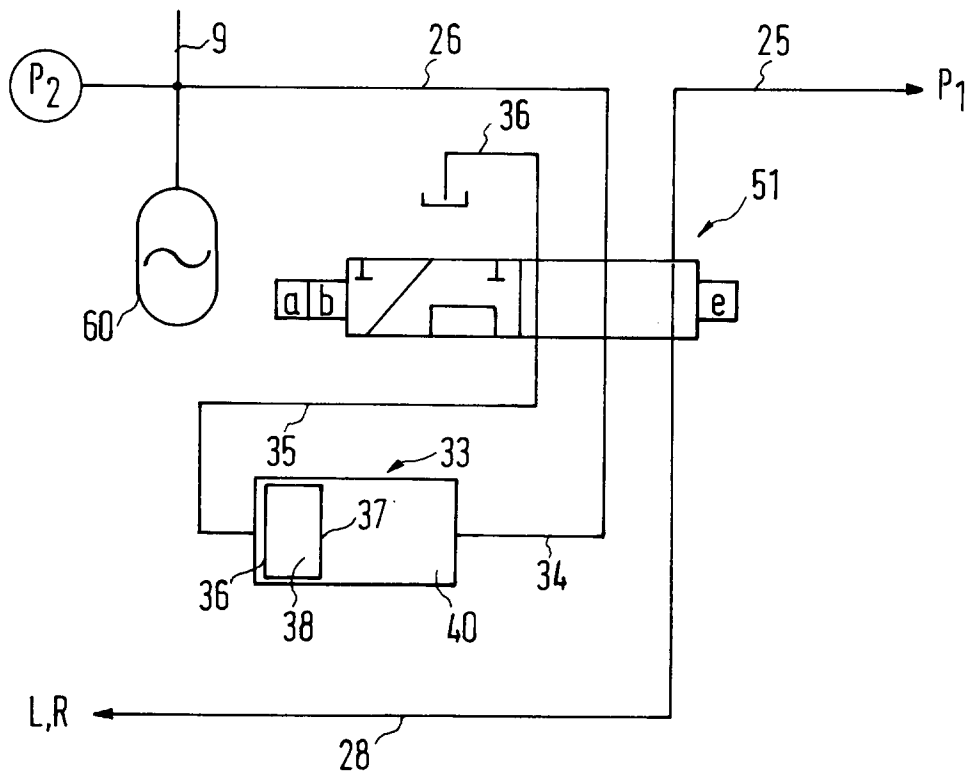


FIG. 4

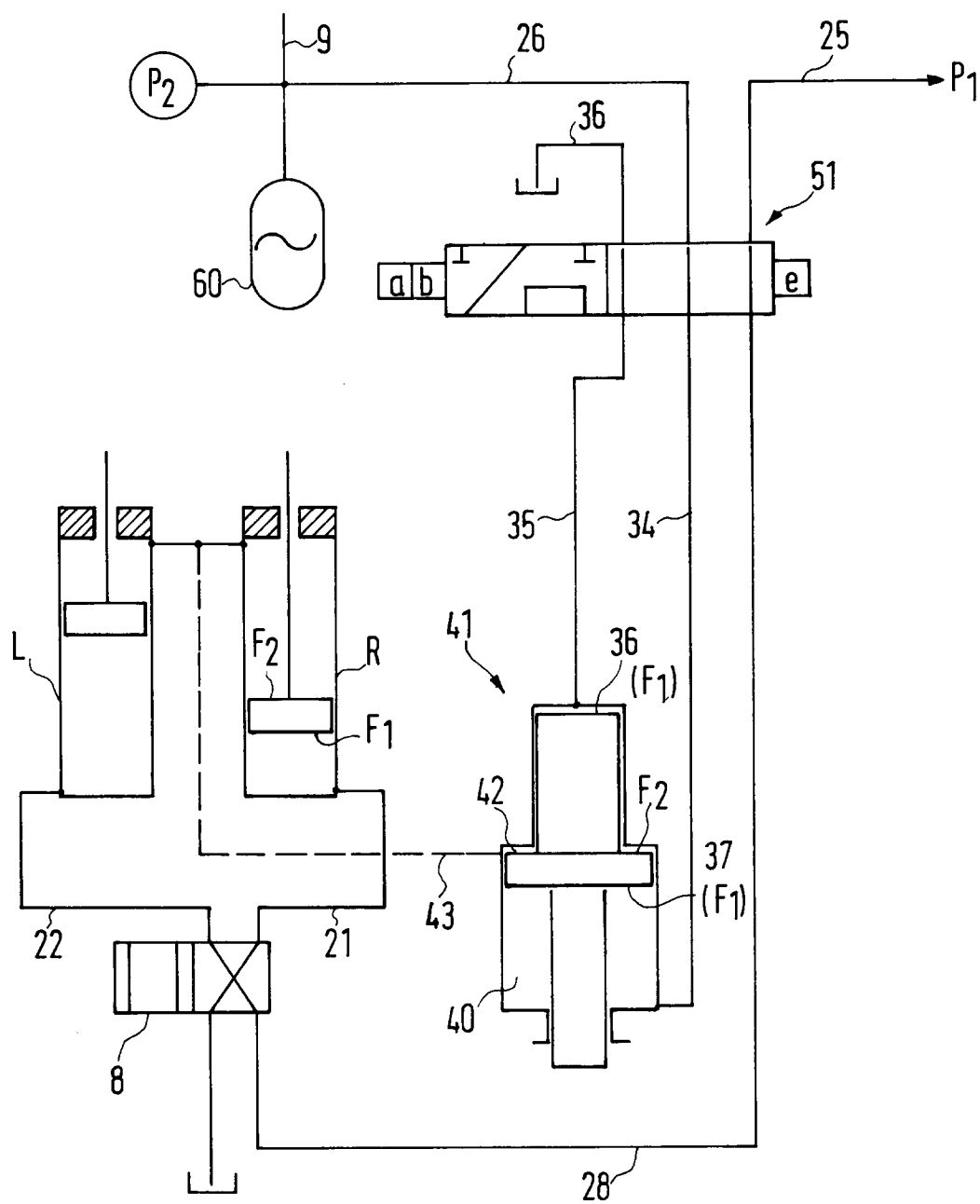


FIG. 5

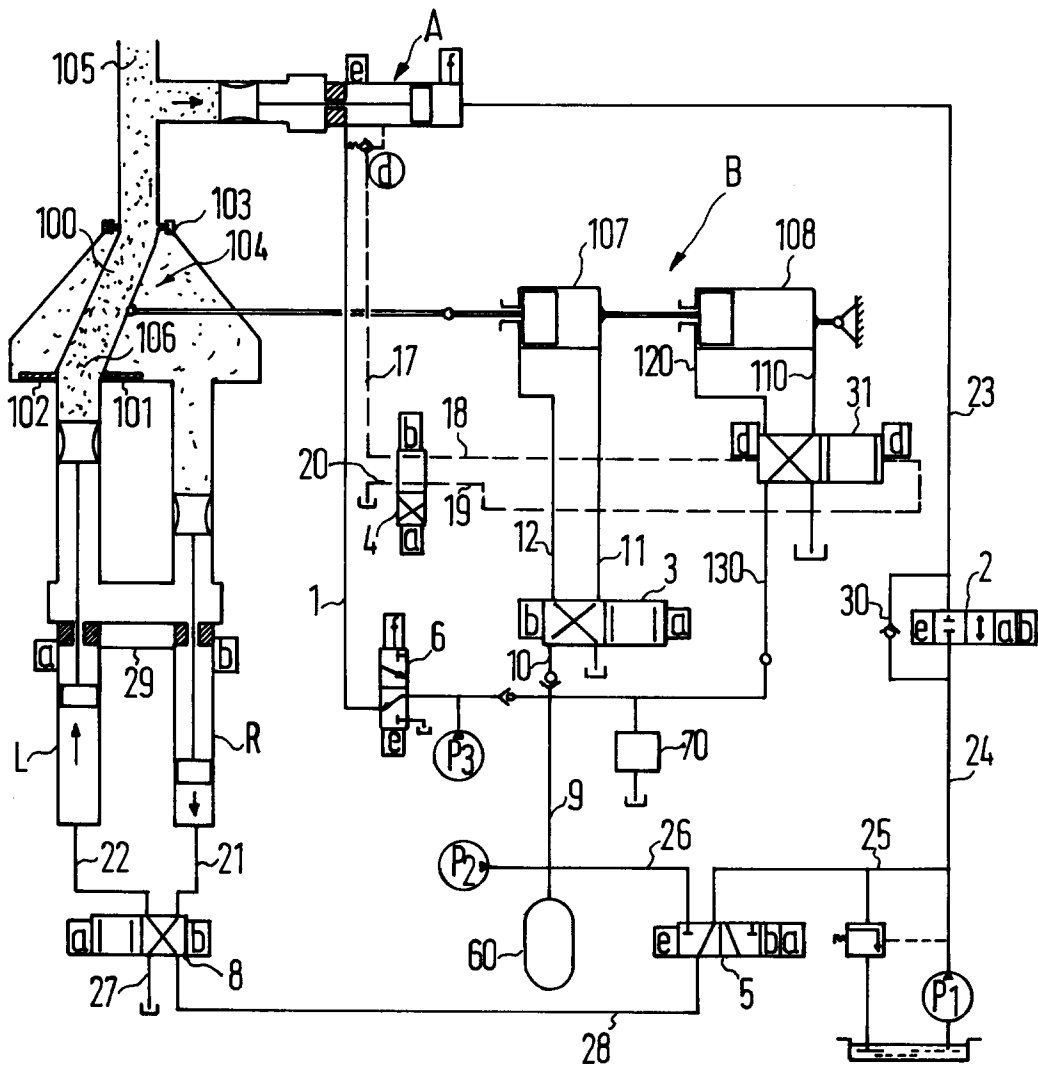
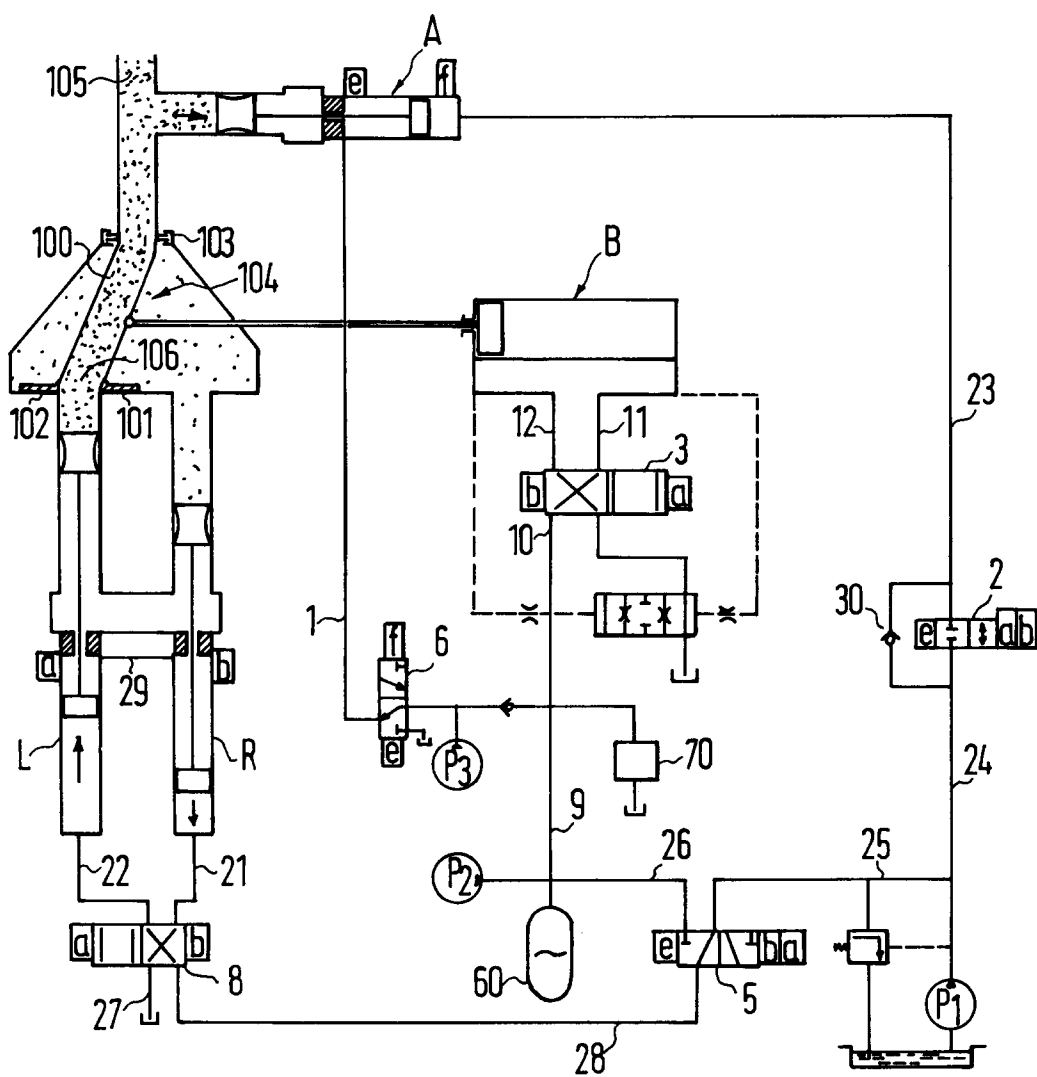


FIG. 6





Europäisches
Patentamt

EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

Nummer der Anmeldung

EP 93 10 3802

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (Int. Cl.5)
Y	US-A-3 963 385 (CABAN) * Spalte 4, Zeile 10 - Spalte 7, Zeile 24; Abbildungen 1-6 * ---	1-3	F04B7/02 F04B11/00 F04B9/10
Y	EP-A-0 315 750 (PUTZMEISTER-WERK) * Spalte 8, Zeile 3 - Spalte 9, Zeile 18; Abbildungen 3-6 * ---	1-3	
A,D	US-A-3 663 129 (ANTOSH) * Spalte 5, Zeile 8 - Zeile 68; Abbildungen 7-10 * ---	1-3	
A	DE-A-2 052 583 (BORS) * Seite 5, letzter Absatz - Seite 6, Absatz 2; Abbildungen 1,2 * ---	1-3	
A,D	EP-A-0 016 410 (SCHWING) * Seite 5, Zeile 28 - Seite 7, Zeile 19; Abbildungen 1-6 * ---	1	
A	DE-A-3 243 738 (SCHLECHT) * Anspruch 1; Abbildung 1 * -----	1,4	RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (Int. Cl.5) F04B
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			
Recherchenort DEN HAAG		Abschlußdatum der Recherche 12 MAI 1993	Prüfer BERTRAND G.
KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie A : technologischer Hintergrund O : mündliche Offenbarung P : Zwischenliteratur T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze E : älteres Patentdokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmeldedatum veröffentlicht worden ist D : in der Anmeldung angeführtes Dokument L : aus andern Gründen angeführtes Dokument ----- & : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument			