

①② **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

④⑤ Veröffentlichungstag der Patentschrift:
09.03.88

⑥① Int. Cl.4: **F 01 D 17/14, F 01 D 17/26,**
F 15 B 15/18

②① Anmeldenummer: **84105238.4**

②② Anmeldetag: **09.05.84**

⑤④ **Elektrohydraulischer Stellantrieb für Turbinenventile.**

③⑩ Priorität: **30.05.83 CH 2955/83**

⑦③ Patentinhaber: **BBC Brown Boveri AG, CH-5401 Baden**
(CH)

④③ Veröffentlichungstag der Anmeldung:
05.12.84 Patentblatt 84/49

⑦② Erfinder: **Masek, Jaroslav, Albrecht Zwyszigstrasse 37,**
CH-5430 Wettingen (CH)
Erfinder: **Suter, Franz, Reichstrasse 29,**
CH-5412 Gebenstorf (CH)

④⑤ Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
09.03.88 Patentblatt 88/10

⑧④ Benannte Vertragsstaaten:
CH DE FR GB LI SE

⑤⑥ Entgegenhaltungen:
EP - A - 0 040 732
EP - A - 0 040 737
FR - A - 2 426 174
US - A - 3 603 083

ESCHER WYSS MITTEILUNGEN, 1/1981 / 1/1982, Seiten
43-50, Winterthur, CH; M. SCHLEGEL u.a.: "Regelung
von Kaplan- und Rohrturbinen mit elektrisch
angetriebenen Steuerpumpen"
BROWN BOVERI REVIEW, Band 63, Nr. 6, Juni 1976,
Seiten 354-359, Baden, CH; K. WIRZ: "The control of the
industrial steam turbine"

EP 0 127 027 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt 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 einen elektrohydraulischen Stellantrieb für Turbinenventile gemäss Oberbegriff des Patentanspruchs.

Im Turbinenbau erfolgt die Versorgung der Stellantriebe der einzelnen Turbinenventile mit hydraulischer Energie stets über ein zentrales hydraulisches Versorgungssystem, welches einen zentralen Hydraulikflüssigkeitsbehälter und meistens mehrere gegen hydraulische Druckspeicher arbeitende Flüssigkeitspumpen umfasst. Für die Verbindung eines Stellantriebes mit dem zentralen hydraulischen Versorgungssystem sind demnach jeweils mindestens zwei Rohrleitungen erforderlich, wobei die eine Rohrleitung die Versorgung des Stellantriebes mit unter Druck stehender Hydraulikflüssigkeit übernimmt, während die andere Rohrleitung die bei einer Entlastung der hydraulischen Bauteile ablaufende Hydraulikflüssigkeit in den zentralen Hydraulikflüssigkeitsbehälter zurückführt. Um schmutzunempfindlichere Stellantriebe zu erhalten, arbeitet man vorteilhaft mit relativ tiefen Betriebsdrücken; dies hat allerdings zur Folge, dass grosse Öltanks vorgesehen werden müssen. Will man von einem zentralen hydraulischen Versorgungssystem alle Stellantriebe einer Turbine bedienen, so weist die Anlage zwangsläufig viele lange Ölleitungen auf. Um die Übertragungssicherheit der hydraulischen Energie zu gewährleisten, erfordern diese Rohrleitungen einen erheblichen Aufwand für Planung, Konstruktion, Qualitätssicherung und Wartung. Ausser Druckschwingungen und Druckspitzen in langen Leitungen ist insbesondere auch die Beanspruchung durch Wärmedehnung zu berücksichtigen. Schliesslich muss auch noch aus Sicherheitsgründen die von einem Bruch der Leitungen im Warmbereich ausgehende Brandgefahr berücksichtigt werden. Wohl liesse sich im Interesse des Brandschutzes die Brandgefahr durch den Einsatz doppelwandiger Rohre reduzieren, allein bringt dies hinsichtlich Verlegung und Zugänglichkeit erhebliche Probleme mit sich. Hinsichtlich Brandschutzes kann der Einsatz von schwer brennbaren Hydraulikflüssigkeiten erwogen werden. Derartige Hydraulikflüssigkeiten sind jedoch kostspielig, erfordern auf Grund ihrer geringen Alterungsstabilität eine Regenerieranlage, die Instruktionen der Lieferanten müssen genauestens beachtet werden und sind gegenüber Wärmeeinwirkungen sehr zersetzungsgefährdet.

Ein Beispiel für die Kombination eines Schnellschlussventils und einer Regelventileinrichtung, bei der die erwähnten vielen und langen Ölleitungen vorkommen, ist in den Brown-Boveri-Mitteilungen, Bd. 36, Heft 6/1976, S. 354-359 beschrieben. Dabei bildet das Ventilgehäuse des Schnellschlussventils einen Bestandteil des Regelventilgehäuses, das quer über der Turbine angeordnet ist. Der hydraulische Antriebsteil des Schnellschlussventils ist ein Servomotor, der mit Öl aus einem Regelölsystem geöffnet und mit Federkraft geschlossen wird. Die Regelventileinrichtung weist zum Beispiel drei oder vier Regelventile auf,

die nacheinander öffnen, wodurch die Drosselung der ganzen Einrichtung gering gehalten wird. Die einzelnen Ventile werden jeweils von einem durch einen elektrohydraulischen Wandler beeinflussten Drehservomotor über eine Drehwelle mit einem Nocken sowie einem Rollenhebel betätigt.

Die in den EP-A-0 040 732 und EP-A-0 040 737 bekanntgegebenen Lösungen vermeiden die oben beschriebenen Nachteile, indem durch die Integration des hydraulischen Versorgungssystems in den Stellantrieb die bisher erforderlichen Hydraulikzuleitungen und der mit diesen Leitungen verbundene Aufwand entfallen können.

Diese Anordnung weist jedoch Nachteile auf:

a) Für jeden Stellantrieb muss ein eigenes hydraulisches Versorgungssystem zugeordnet werden. Bei der Vielzahl von Schnellschluss- und Stellventilen einer Turbine ist dementsprechend eine gleich grosse Zahl hydraulischer Versorgungssysteme vorzusehen; entsprechend gross ist auch der finanzielle Aufwand.

b) Da das jeweilige hydraulische Versorgungssystem eine autonome Einheit bildet, muss bei Ausfall der Flüssigkeitspumpe eine zweite zuschaltbare Flüssigkeitspumpe vorgesehen werden, welche von einem zweiten Elektromotor angetrieben ist. Durch diese Massnahme wird zwar die Betriebssicherheit des Stellantriebes erhöht, allerdings muss dabei eine entsprechende Vergrösserung des Bauvolumens und die Kosten des hydraulischen Versorgungssystems in Kauf genommen werden.

c) Aus denselben Überlegungen wie unter b) muss der hydraulische Druckspeicher in mindestens zwei Teilspeicher unterteilt werden, wobei das Speichervolumen der Teilspeicher derart bemessen ist, dass auch bei Ausfall eines Teilspeichers eine für die Betätigung des hydraulischen Stellzylinders ausreichende Hydraulikflüssigkeitsmenge verfügbar ist. Die daraus resultierende Konsequenz ist auch hier eine Vergrösserung des Bauvolumens und der Kosten des hydraulischen Versorgungssystems.

d) Aus obigen Überlegungen ist es deshalb fraglich, ob die angestrebte Minimierung des Bauvolumens des hydraulischen Versorgungssystems – soweit dieses mit dem Stellantrieb zu einem am Ventilgehäuse angeordneten kompakten Antriebsblock integriert werden kann – im vorgestellten Rahmen überhaupt machbar ist.

e) Darüber hinaus pflanzen sich die von den Ventilen bei Betrieb ausgehenden Vibrationen, insbesondere bei kurzfristig einander folgenden Lastwechseln, auf die relativ empfindlichen Elemente der Hydraulikversorgung fort. Die Lebensdauer dieser Elemente nimmt ab; Störungen des Betriebes sind die Folge.

Aufgabe der Erfindung ist es, die vorgenannten Nachteile zu beheben und einen elektrohydraulischen Stellantrieb für ein Schnellschlussventil und ein Stellventil zu schaffen, der einerseits den hohen Anforderungen hinsichtlich Stellkraft und Stellgeschwindigkeit genügt und andererseits die mit der Übertragung hydraulischer Energie zusammenhängenden Probleme vermeidet.

Der zur Lösung der genannten Aufgabe erfindungsgemäss vorgeschlagene elektrohydraulische Stellantrieb für ein Schnellschlussventil und ein Stellventil ist dadurch gekennzeichnet, dass die Antriebe der Ventile baulich gleich ausgeführt sind, dass die aus den Ventilen und ihrem jeweils zugehörigen Antrieb bestehenden kompakten Einheiten unmittelbar mit der Hydraulikversorgung vereinigt sind, und dass die Hydraulikversorgung eine volumetrisch regelnde Ölfördereinheit mit einer Hilfspumpe zur Steuerung des Schnellschlussventils, eine Verstellpumpe und zugehörigen Verstellzylinder zur Steuerung des Stellventils sowie ein elektrohydraulisches Ventil zur Steuerung der Hydraulikströme der Pumpen enthält.

Die Vorteile der Erfindung sind im wesentlichen darin zu sehen, dass durch die vorgeschlagene Lösung der Anbau je eines Stell- und Schnellschlussventils an jedem Turbineneinlassventil, vom benötigten und von dem zur Verfügung stehenden Platz her betrachtet, problemlos bewerkstelligt werden kann.

Dadurch, dass die beiden Antriebe gleicher Ausführung sind, ist der Grad der Austauschbarkeit grösstmöglich erreicht.

Ein weiterer Vorteil der Erfindung ist darin zu sehen, dass eine Hydraulikversorgung je ein Stell- und Schnellschlussventil bedient. Dadurch, dass die Hydraulikversorgung platzmässig nicht mehr konditioniert ist, kann sie robuster, einfacher und billiger gebaut werden.

Ein Vorteil der Erfindung ist des weiteren darin zu sehen, dass die Hydraulikversorgung eine volumetrisch geregelte Ölförderungseinheit beinhaltet, welche die Menge für die Beaufschlagung des Stellventils liefert. Zu dieser Ölförderungseinheit gehört auch eine Hilfspumpe, welche die Hydraulikmenge zur Beaufschlagung des Schnellschlussventils sowie für das elektrohydraulische Ventil und für den Verstellzylinder der Verstelleinheit der Pumpe liefert. Der Energieverbrauch der Einheit wird minimal, denn die Verstellpumpe liefert nur jene Menge und den Druck, die vom Stellventil benötigt werden.

Anhand der Zeichnung sind Aufbau und Wirkungsweise eines Ausführungsbeispiels der Erfindung schematisch dargestellt und näher erläutert.

Es zeigt:

Fig. 1 Elektrohydraulischer Stellantrieb für Turbinenventile für Stell- und Schnellschlussventil.

Wie aus Fig. 1 ersichtlich ist, besteht der elektrohydraulische Stellantrieb für Turbinenventile im wesentlichen aus einer Hydraulikversorgung 1, einer Ölförderungseinheit 2 und aus zwei gleichen Antrieben 3, 4, welche für die Steuerung des Schnellschlussventils 29 und Stellventils 30 verantwortlich sind. Mit dem Start des Motors 17 fördern die der Ölförderungseinheit 2 integrierten Hilfspumpe 15 und Verstellpumpe 16 Öl aus dem Hydrauliktank 6 über die Leitungen 32 resp. 33.

Die Hilfspumpe 15 versorgt das elektrohydraulische Ventil 10 mit Öl, wobei intermediär ein Filter 8 eingebaut ist. Zugleich wird der Antrieb 4 über die Drossel 9 und Leitung 34 auch mit Öl versorgt,

wodurch das Schnellschlussventil 29 öffnet. Hierzu fliesst das Öl durch die Drossel 22a in den Kolbenraum des Verstellzylinders 21a. Die Feder 35a wird zusammengedrückt; das in der Federkammer noch vorhandene Öl kann über den Ablauf 24 zum Tank 6 abfliessen. Die Sicherung der Hilfspumpe 15 gegen Überdruck wird vom Druckbegrenzungsventil 7 und dessen Ablauf 24 übernommen.

Während das Schnellschlussventil 29 ganz öffnet, muss das Stellventil 30 auf die durch die Dampfleitung 26 zur Turbine strömende Dampfmenge regulierend einwirken können. Die Verstellpumpe 16 versorgt ihrerseits über die Leitung 37 den Antrieb 3 mit Öl. Die Dynamik des Öffnens des Stellventils 30 unterscheidet sich nicht von derjenigen des Schnellschlussventils 29, d.h. der Kolbenraum des Verstellzylinders 21 wird über die Drossel 22 beaufschlagt, worauf die Feder 35 zusammengedrückt wird und das darin verbliebene Restöl über den Ablauf 24 zum Tank 6 rückfliessen kann.

Der Grad der Öffnung des Stellventils 30 wird von einem elektrischen Sollwert 27 dem elektrohydraulischen Ventil 10 signalisiert. Die auf den Verstellzylinder 18 eingegebene Verstellgrösse bewirkt eine Förderungsmengenänderung der Verstellpumpe 16, wodurch der Kolbenraum des Stellzylinders 21 zusätzlich mit Öl beaufschlagt wird und das Stellventil 30 infolgedessen entsprechend eine neue Öffnungsposition einnimmt. Der gewollte Öffnungsgrad des Stellventils 30 wird eingehalten, indem im Vergleichsglied 36 das aus dem Rückführgeber 5 stammende Rückführsignal 28 mit dem Sollwert 27 ständig verglichen wird. Eine hieraus resultierende Abweichung zwischen Soll- und Istwert wird dem elektrohydraulischen Ventil 10 signalisiert. Bei zu grosser Öffnung des Stellventils 30 schliesst der Stellzylinder 18 mittels Federkraft. Die Verstellpumpe 16 fördert nun entsprechend weniger; das aus dem Stellzylinder 18 überschüssige Öl fliesst zum elektrohydraulischen Ventil 10 und von hier über den Ablauf 24 zum Tank zurück.

Die Sicherung der Verstellpumpe 16 gegen Überdruck wird vom Druckbegrenzungsventil 11 und dessen Ablauf 24 übernommen.

Wenn das Stellventil 30 ganz offen ist, stellt sich der durch das Druckbegrenzungsventil 11 definierte maximale Druck ein, wobei der eingestellte Druck des Druckbegrenzungsventils 11 mindestens die Summe aus Druckkraft und Federkraft des Verstellzylinders 21 ist. Die Stellventilspindel ist somit dauernd belastet. Um diese dauernde starke Belastung zu verhüten, wird über nicht eingezeichnete Endschalter am Stellventil 30, bei dessen voll offener Lage, das Wegeventil 13 geschaltet und der Druck soweit abgesenkt, bis er mit dem im Druckbegrenzungsventil 14 definierten Wert übereinstimmt.

Das überschüssige Öl wird über den Ablauf 24 in den Tank 6 zurückgeführt. Vor dem Wegeventil 13 in Abströmungsrichtung ist noch ein Filter 12 eingebaut.

Bei schnellen Lastabsenkungen der Turbine schaltet der Abflussverstärker 19 ein und macht auf. Über die Bypassleitung 31 fließt das im Kolbenraum unter Druck stehende Öl in den Federraum des Verstellzylinders 21 und von hier über den Ablauf 24 in den Tank 6 zurück. Dadurch vermeidet man, dass Pumpe und Leitungen bei diesen Laständerungen grosse Mengen Öl schlucken müssen.

Damit die Pumpen 15, 16 während des Betriebes bei konstanter Last eine zu ihrer Kühlung vorteilhafte minimale Ölmenge fördern können, sind die Drosseln 23, 23a vorgesehen, welche ebendiese Rezirkulation gewährleisten.

Bei Schnellschluss machen die Zweiwegeventile 20, 20a, gesteuert durch die elektrischen Signale 38, 38a, auf. Ebenfalls machen die Abflussverstärker 19, 19a auf. Das Öl kann somit aus den Kolbenräumen über die Bypassleitungen 31, 31a schlagartig in die Federräume der Verstellzylinder 21, 21a entweichen und von hier durch die bereits geöffneten Zweiwegeventile 20, 20a über 24 abfließen. Eine auf Schliessung gerichtete Information wird gleichzeitig über den elektrischen Sollwert 27 herangetragen. Die Förderung der Pumpe 16 geht auf Null zurück.

Patentanspruch

Elektrohydraulischer Stellantrieb für ein Schnellschlussventil (29) und ein Stellventil (30) zur Regelung einer Dampfturbine, mit einer Hydraulikversorgung (1), wobei die Antriebe (4; 3) der beiden Ventile (29; 30) mit diesen zu je einer kompakten Einheit zusammengebaut sind, dadurch gekennzeichnet, dass die Antriebe (4; 3) der Ventile (29; 30) baulich gleich ausgeführt sind, dass die aus den Ventilen (29; 30) und ihrem jeweils zugehörigen Antrieb (4; 3) bestehenden kompakten Einheiten unmittelbar mit der Hydraulikversorgung (1) vereinigt sind, und dass die Hydraulikversorgung (1) eine volumetrisch regelnde Ölfördereinheit (2) mit einer Hilfspumpe (15) zur Steuerung des Schnellschlussventils (29), eine Verstellpumpe (16) und zugehörigen Verstellzylinder (19) zur Steuerung des Stellventils (30) sowie ein elektrohydraulisches Ventil (10) zur Steuerung der Hydraulikströme der Pumpen (15; 16) enthält.

Claim

Electro-hydraulic actuating drive for a quick closure type valve (29) and a control valve (30) for controlling a steam turbine, having a hydraulic supply system (1), the drives (4; 3) of the two valves (29; 30) being combined with the latter to form a compact unit, characterized in that the drives (4; 3) of the valves (29; 30) are of identical design, that the compact units consisting of the valves (29; 30) and their particular associated drive (4; 3) are directly combined with the hydraulic supply system (1), and that the hydraulic supply system (1) contains an oil pumping unit (2), having volumetric control, with an auxiliary pump (15) for controlling the quick closure type valve (29), a variable delivery pump (16) and associated variable displacement cylinder (18) for controlling the control valve (30) and an electro-hydraulic valve (10) for controlling the hydraulic flows of the pumps (15; 16).

Revendication

Servomoteur électrohydraulique pour une soupape à fermeture rapide (29) et une servo-soupape (30) pour la régulation d'une turbine à vapeur, avec une alimentation hydraulique (1), dans lequel les commandes (4; 3) des deux soupapes (29; 30) sont rassemblées avec celles-ci en une unité compacte, caractérisé en ce que les commandes (4; 3) des soupapes (29; 30) sont de construction identique, en ce que les unités compactes se composent des soupapes (29; 30) et de leurs commandes respectives (4; 3) sont directement réunies à l'alimentation hydraulique (1) et en ce que l'alimentation hydraulique (1) comprend une unité de circulation d'huile (2) à régulation volumétrique avec une pompe auxiliaire (15) pour la commande de la soupape à fermeture rapide (29), une pompe à cylindrée variable (16) et un cylindre variable (18) approprié pour la commande de la servo-soupape (30) ainsi qu'une soupape électrohydraulique (10) pour la commande des courants hydrauliques des pompes (15; 16).

50

55

60

65

4

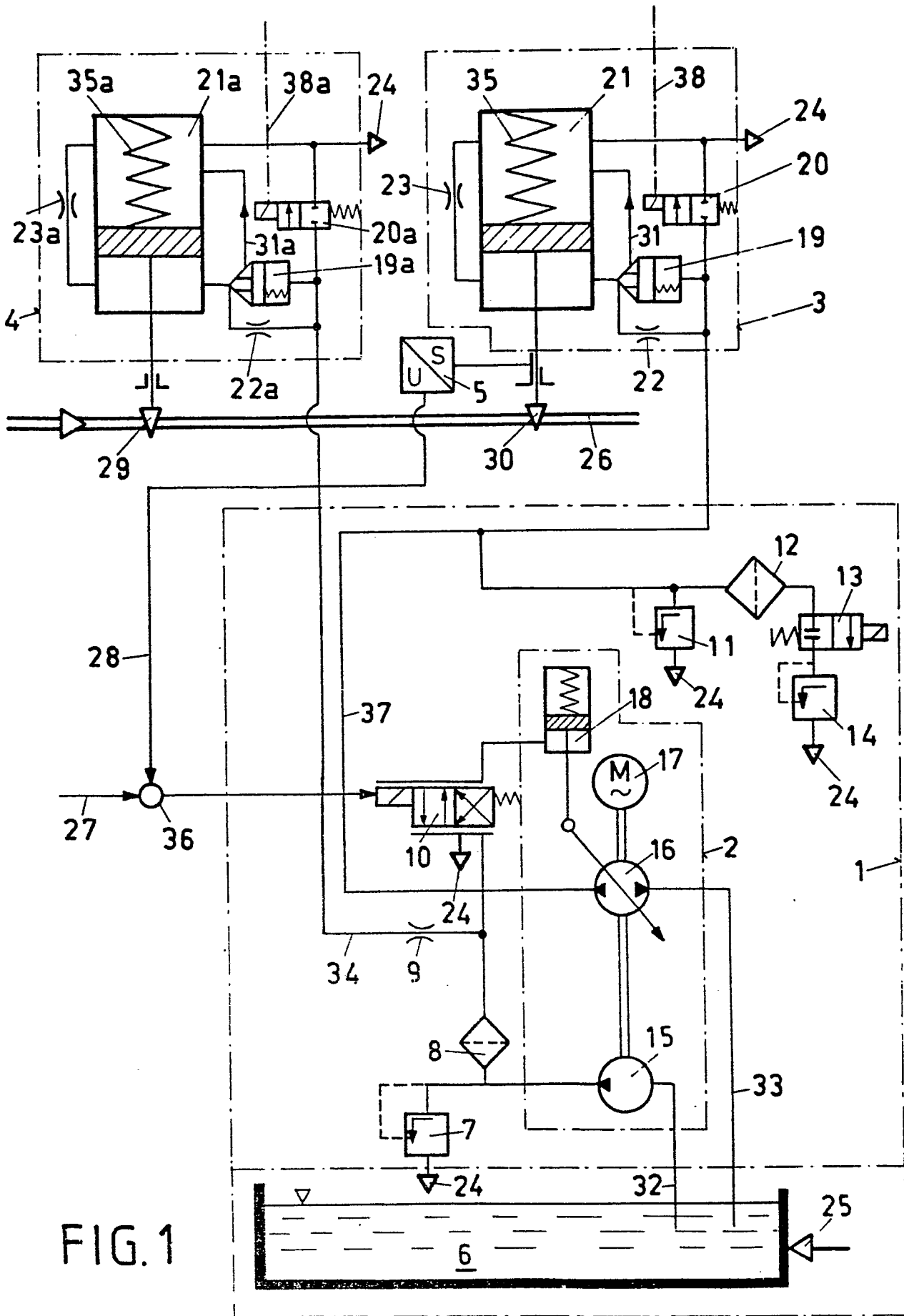


FIG. 1