



(11) **EP 1 474 349 B1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
28.11.2007 Patentblatt 2007/48

(51) Int Cl.:
B66B 1/24 (2006.01)

(21) Anmeldenummer: **03700305.0**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/CH2003/000082

(22) Anmeldetag: **04.02.2003**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2003/068651 (21.08.2003 Gazette 2003/34)

(54) **STEUERVORRICHTUNG FÜR EINEN HYDRAULISCHEN AUFZUG**

CONTROL DEVICE FOR A HYDRAULIC LIFT

DISPOSITIF DE COMMANDE D'UN ASCENSEUR HYDRAULIQUE

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

• **BIRBAUMER, Hugo**
CH-6345 Neuheim (CH)

(30) Priorität: **11.02.2002 CH 2202002**

(74) Vertreter: **Müller, Hans-Jürgen**
Müller Schupfner
Patentanwälte
Bavariaring 11
80336 München (DE)

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
10.11.2004 Patentblatt 2004/46

(73) Patentinhaber: **Bucher Hydraulics AG**
6345 Neuheim (CH)

(56) Entgegenhaltungen:
DE-A- 19 601 724 **US-A- 6 142 259**

(72) Erfinder:
• **MOSER, Daniel**
CH-6313 Menzingen (CH)

EP 1 474 349 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

[0001] Die Erfindung bezieht sich auf eine Steuervorrichtung für einen hydraulischen Aufzug gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

[0002] Eine Steuervorrichtung für einen hydraulischen Aufzug ist aus der WO 98/34868 A1 und dem daraus hervorgegangenen US-A-6,142,529 bekannt. Von der Steuervorrichtung sind über einen Frequenzumrichter der die Hydraulikpumpe antreibende Motor und eine Ventileinheit ansteuerbar. Diese Steuervorrichtung ist in der Lage, die Bewegung der Kabine zu regeln. Die Steuervorrichtung ist so beschaffen, daß entweder auf die Steuerventileinheit oder auf das Stromversorgungsteil für den Motor der Hydraulikpumpe regelnd eingewirkt wird. In jenen Phasen des Betriebs, in denen auf die Steuerventileinheit nicht regelnd eingewirkt wird, wird der Gesamtenergieaufwand niedriger, weil in der Steuerventileinheit keine zuvor von der Einheit aus Pumpe und Motor aufgebraachte Energie wieder vernichtet wird. Der Gesamtenergieaufwand ist also geringer. Dabei ist es aber erforderlich, daß sich die Kabine im Anschluß an die Normalfahrt der nächsten Haltestation mit wesentlich geringerer Geschwindigkeit, der sogenannten Schleichfahrt, nähert.

[0003] Aus DE-A1-196 01 724 ist ein hydraulischer Aufzug bekannt, dessen Steuereinrichtung für den Arbeitszylinder einen Positionsregler, einen Druckregler und einen Geschwindigkeitsregler aufweist. Der Positionsregler wirkt einerseits direkt auf eine Verstellpumpe und andererseits auf den Geschwindigkeits- und den Druckregler, die aber beide auch von anderen Elementen der Steuereinrichtung beaufschlagt werden, so daß sich ein komplexer Steueralgorithmus ergibt. Je nach Betriebszustand wirkt der Druckregler oder der Geschwindigkeitsregler auf ein Proportionalventil, das für die Steuerung des Flusses des Hydrauliköls bedeutsam ist. Im Moment des Umschaltens sind Unstetigkeiten der Regelung nicht auszuschließen. Der Fluß des Hydrauliköls wird außerdem durch die Verstellpumpe beeinflusst.

[0004] Aus EP 0 643 006 A1 ist eine Steuervorrichtung bekannt, die eine genaue Direkteinfahrt ermöglicht, also auf die Schleichfahrt verzichtet. Die Steuervorrichtung wirkt auf eine Ventilanordnung. Während der Beschleunigung und der Fahrt mit Nenngeschwindigkeit wird die Fahrt der Kabine nicht geregelt, sondern lediglich gesteuert. Bei Annäherung an die vorgesehene Halteposition wird die Kabine in der Verzögerungsphase nach einem bestimmten Algorithmus wegabhängig gesteuert. Auch hierbei wird wirkt der erzeugte Stellbefehl auf die Regelventilanordnung, die zwei Drosselventile enthält. Der Energiebedarf einen solchen Antrieb ist somit höher als beim Gegenstand der WO 98/34868 A1, weil die von einer Pumpe mittels eines Motors erzeugte hydraulische Energie in diesen Drosselventilen teilweise wieder nutzlos vernichtet wird.

[0005] Aus WO 99/33740 ist ein hydraulischer Aufzug bekannt, bei dem ein Druckspeicher vorhanden ist. Hier

sind 4 Ventile zu schalten, um Aufwärts- und Abwärtsfahrt der Kabine zu steuern. Die Steuerung der Pumpe ist nicht offenbart.

[0006] Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine 5 Regelvorrichtung für einen hydraulischen Aufzug zu schaffen, der in der Lage ist, die Fahrt der Kabine so zu steuern, daß auf die Schleichfahrt verzichtet werden kann, die aber ohne energieverzehrende Drosselventile auskommt.

[0007] Die genannte Aufgabe wird erfindungsgemäß 10 durch die Merkmale des Anspruchs 1 gelöst. Vorteilhafte Weiterbildungen ergeben sich aus den abhängigen Ansprüchen.

[0008] Nachfolgend wird ein Ausführungsbeispiel der 15 Erfindung anhand der Zeichnung näher erläutert.

[0009] Es zeigen:

Fig. 1 ein hydraulisches Schema,

20 Fig. 2 ein allgemeines Schema einer Steuervorrichtung und

Fig. 3 ein detailliertes Schema der Steuervorrichtung.

[0010] In der Fig. 1 ist mit der Bezugszahl 1 eine Kabine eines Aufzugs bezeichnet, die von einem hydraulischen Antrieb 2 bewegbar ist. Die Kraftübertragung vom hydraulischen Antrieb 2 auf die Kabine 1 erfolgt in bekannter Weise mittels eines Seiles 3, das über eine am hydraulischen Antrieb 2 befestigte Rolle 5 umgelenkt 30 wird. Das eine Ende des Seiles 3 ist an einem Gebäudeteil 4 befestigt, kann aber auch an den nicht dargestellten Führungsschienen für die Kabine 1 befestigt sein. Bekannte abweichende Anordnungen von Seil 3 und Rollen 5 sind möglich, ebenso anders gestalte hydraulische Antriebe, so etwa Zug- und Druckzylinder. Diesbezüglich zeigt die Fig. 1 lediglich ein Beispiel. Auch der direkte Antrieb der Kabine 1 durch den hydraulischen Antrieb, wie in WO 98/34868 gezeigt, ist möglich.

[0011] Der hydraulische Antrieb 2 besteht aus einem 40 Zylinder 6, in dem ein an einer Kolbenstange 7 befestigter Kolben 8 bewegbar ist. Das dem Kolben 8 gegenüber liegende Ende der Kolbenstange 7 trägt die Rolle 5. Der Innenraum des Zylinders 6 wird durch den Kolben 8 unterteilt in einen ersten Druckraum 9 und einen zweiten Druckraum 10. Der Antrieb 2 des dargestellten Ausführungsbeispiels ist ein sogenannter Plungerzylinder, bei dem die beiden Druckräume 9 und 10 verbunden sind. Am Kolben 8 ist also keine Dichtung gegen die Innenwand des Zylinders 6 vorhanden. An der Stelle, wo die 50 Kolbenstange 7 aus dem hydraulischen Antrieb 2 austritt, befindet sich eine Dichtung, so daß der Druckraum 10 abgedichtet ist. Bei dieser Zylinderbauart entspricht der hydraulisch wirksame Querschnitt dem Querschnitt der Kolbenstange 7.

[0012] An den ersten Druckraum 9 ist eine Zylinderleitung 11 angeschlossen, die diesen Druckraum 9 mit einem Zylinderleitungs-Absperrventil 12 verbindet. Dieses

Zylinderleitungs-Absperrventil 12 ist ein elektrisch ansteuerbares AUF-ZU-Ventil, also beispielsweise ein Magnetventil. Das Zylinderleitungs-Absperrventil 12 ist andererseits mit einer Pumpe 13 verbunden, die von einem elektrischen Motor 14 angetrieben wird. Am anderen Anschluß der Pumpe 13 ist ein Speicherleitungs-Absperrventil 15 angeschlossen, das ebenfalls ein elektrisch ansteuerbares AUF-ZU-Ventil ist. An dieses Speicherleitungs-Absperrventil 15 schließt sich eine Speicherleitung 16 an, die zu einem Druckspeicher 17 führt, der aus mindestens einem Druckspeicher 17.1 besteht. Dargestellt ist ein weiterer Druckspeicher 17.2, der parallel zum ersten Druckspeicher 17.1 angeschlossen ist. Die Zahl der im Druckspeicher 17 enthaltenen Druckspeicher 17.1, 17.2, 17.n richtet sich in vorteilhafter Weise beispielsweise nach dem benötigten Speichervolumen, das mit dem von der Kabine 1 zurückzulegenden maximalen Weg zusammenhängt. Je größer der maximal mögliche Weg ist, desto mehr Druckspeicher 17.1, 17.2, 17.n sind im Druckspeicher 17 enthalten. Als Druckspeicher 17 kommen sowohl Blasenspeicher als auch Kolbenspeicher in Betracht.

[0013] Ein Zweig der Speicherleitung 16 führt zu einer Ladepumpe 18, die vom einem Elektromotor 19 angetrieben wird. Die Ladepumpe 18 ist außerdem über eine Tankleitung 20 mit einem Tank 21 verbunden. Mittels der Ladepumpe 18 ist Hydrauliköl vom Tank 21 in den Druckspeicher 17 förderbar. Vorteilhaft wird der die Ladepumpe 18 antreibende Elektromotor 19 durch einen Druckschalter 22 automatisch gesteuert. Der Druckschalter 22 liegt an der Speicherleitung 16 an, erfaßt also deren Druck, der mit P_S bezeichnet ist. Sinkt der Druck P_S unter einen vorgegebenen unteren Wert, so schaltet der Druckschalter 22 den Elektromotor 19 ein, so daß dann die Ladepumpe 18 Hydrauliköl vom Tank 21 in den Druckspeicher 17 fördert, wodurch der Druck P_S so lange erhöht wird, bis der Druck P_S einen vorgegebenen oberen Wert erreicht, wonach dann die Ladepumpe 18 wieder ausgeschaltet wird. Die Ladepumpe 18 muß also nur dann laufen, wenn der Druck P_S im Druckspeicher 17 zu klein ist. Der Druck P_S kann einerseits wegen unvermeidlicher Leckverluste über die Ladepumpe 18 absinken, andererseits durch Absinken der Temperatur des Hydrauliköls durch Umgebungseinflüsse. Steigt durch solche Umgebungseinflüsse die Temperatur des Hydrauliköls an, so steigt der Druck P_S an. Da ein solcher Temperaturanstieg nie sehr schnell geschieht, wäre es aus diesem Grund nicht zwingend, zwischen dem Druckspeicher 17 und dem Tank 21 ein Überdruckventil vorzusehen, durch das Hydrauliköl bei steigendem Druck P_S in den Tank 20 abgelassen werden kann. Die Leckageverluste der Ladepumpe 18 reichen an sich aus, um den Druck P_S nicht zu stark ansteigen zu lassen. Gleichwohl kann aus Sicherheitsgründen ein solches Überdruckventil vorhanden sein. Vorteilhaft ist zwischen Ladepumpe 18 und Druckspeicher 17 ein Rückschlagventil 23 angeordnet. Durch dieses Rückschlagventil 23 wird ein Leckageverlust durch die Ladepumpe 18 verhindert. Dann

ist das schon erwähnte Überdruckventil auf jeden Fall nötig. Nicht gezeichnet und beschrieben sind weitere sicherheitsrelevante Anlagenteile wie Rohrbruchsicherung und Notablaß, weil solche Elemente nicht relevant im Hinblick auf das Wesen der Erfindung sind.

[0014] Der Druckspeicher 17 ist, wie schon zuvor erwähnt, ein Blasen- oder ein Kolbenspeicher. Dessen Druck P_S ändert sich in Abhängigkeit von der Bewegung der Kabine 1. Für die Steuerung bzw. Regelung von Weg und Geschwindigkeit der Kabine 1 wirkt sich dies aber nicht nachteilig aus. Die Regelung von Weg und Geschwindigkeit der Kabine 1 erfolgt durch die später beschriebene erfindungsgemäße Steuervorrichtung.

[0015] Die vorgegebenen Werte, bei denen der Druckschalter 22 den Elektromotor 19 ein- bzw. ausschaltet, können vorteilhaft durch ein Steuer- und Regelgerät 25 veränderbar sein.

[0016] In der Zylinderleitung 11 herrscht ein Druck P_Z , der dem Druck im ersten Druckraum 9 des hydraulischen Antriebs 2 entspricht. Dieser Druck korreliert mit der Last der Kabine 1.

[0017] Weil die Pumpe 13 zwischen der Zylinderleitung 11 und der Speicherleitung 16 angeordnet ist, wirkt dann, wenn sich beim Betrieb des Aufzugs das Zylinderleitungs-Absperrventil 12 in der Stellung "AUF" befindet, auf die Pumpe 13 einerseits unmittelbar der Druck P_Z in der Zylinderleitung 11 und somit im hydraulischen Antrieb 2 und, wenn sich beim Betrieb des Aufzugs auch das Speicherleitungs-Absperrventil 15 in der Stellung "AUF" befindet, andererseits unmittelbar der Druck P_S in der Speicherleitung 16 und somit im Druckspeicher 17. Gegenüber dem vorbekannten Stand der Technik sind also Regelventile zur Regelung der Geschwindigkeit nicht erforderlich. Die hydraulische Schaltung ist also gegenüber diesem Stand der Technik vereinfacht. Die zum Betrieb der Pumpe 13 nötige elektrische Antriebsenergie für den die Pumpe 13 antreibenden Motor 14 korreliert demgemäß mit der Druckdifferenz $P_Z - P_S$, wenn die Pumpe 13 Hydrauliköl vom Druckspeicher 17 in den hydraulischen Antrieb 2 fördert, bzw. mit der Druckdifferenz $P_S - P_Z$, wenn die Pumpe 13 Hydrauliköl vom hydraulischen Antrieb 2 zum Druckspeicher 17 fördert. Die Druckdifferenz $P_S - P_Z$ bzw. $P_Z - P_S$ kann durchaus negativ sein, so daß dann die Pumpe 13 durch die Druckdifferenz ihrerseits angetrieben wird. Dadurch kann der Motor 14 als Generator wirken, wie dies schon bekannt ist. Damit eine solche Energierückgewinnung vorteilhaft möglich ist, wird der Motor 14 in bekannter Weise durch einen Leistungssteller 24 betrieben, der beispielsweise ein Frequenzumrichter ist. Der Leistungssteller 24 wird vom Steuer- und Regelgerät 25 angesteuert, welches seinerseits von einer hier nicht dargestellten Aufzugssteuerung Befehle erhält. Dargestellt ist lediglich eine Steuerleitung 26, über die die Befehle von den Bedientableaus der Aufzugsanlage an das Steuer- und Regelgerät 25 übermittelt werden.

[0018] Steht die Kabine 1 des Aufzugs still, so sind das Zylinderleitungs-Absperrventil 12 und das Speicherlei-

tungs-Absperrventil 15, beide ansteuerbar vom Steuer- und Regelgerät 25, geschlossen. Sie sind also beim Stillstand der Kabine 1 nicht angesteuert.

[0019] Soll sich die Kabine 1 abwärts bewegen, so werden durch das Steuer- und Regelgerät 25 das Zylinderleitungs-Absperrventil 12 und das Speicherleitungs-Absperrventil 15 geöffnet und der Motor 14 in seiner ersten Drehrichtung betrieben, daß die Pumpe 13 Hydrauliköl vom Druckraum 9 in den Druckspeicher 17 fördert. Dabei wirkt über der Pumpe 13 die Druckdifferenz $P_S - P_Z$. Das bedeutet gleichzeitig, daß elektrische Energie für den Betrieb des Motors 14 nur so lange aufgewendet werden muß, solange der Druck P_Z kleiner ist als der Druck P_S . Weil ein Regelventil verzichtbar ist, entsteht auch ein entsprechender Druckverlust nicht. Dies wirkt sich positiv auf den Gesamtwirkungsgrad aus, ermöglicht also einen energiesparenden Betrieb des Aufzugs.

[0020] Soll sich die Kabine 1 aufwärts bewegen, so werden durch das Steuer- und Regelgerät 25 das Zylinderleitungs-Absperrventil 12 und das Speicherleitungs-Absperrventil 15 ebenfalls geöffnet und der Motor 14 in seiner zweiten Drehrichtung betrieben, daß die Pumpe 13 Hydrauliköl vom Druckspeicher 17 in den Druckraum 9 fördert. Dabei wirkt über der Pumpe 13 die Druckdifferenz $P_Z - P_S$. Das bedeutet gleichzeitig, daß elektrische Energie für den Betrieb des Motors 14 nur so lange aufgewendet werden muß, solange der Druck P_S kleiner ist als der Druck P_Z .

[0021] Da grundsätzlich nur eine der jeweiligen Druckdifferenz $P_S - P_Z$ bzw. $P_Z - P_S$ entsprechende elektrische Antriebsleistung aufgewendet werden muß, kann der elektrische Anschlußwert für den Motor 14 sehr viel kleiner sein als bei herkömmlichen hydraulischen Schaltungen. Folglich ist auch der zum Betrieb der Pumpe 13 nötige Motor 14 auf eine kleinere Nennleistung auszugestiegen. Damit entstehen Kostenvorteile für den Motor 14 selbst, bei Anschlußwert-Tarifierung durch den kleineren Anschlußwert und bei Leistungs-Tarifierung durch den kleineren Verbrauch an elektrischer Energie. Es wird auch vermieden, daß einmal mittels einer Pumpe auf hohen Druck gebrachtes Hydrauliköl wieder in Richtung Tank 21 entspannt wird und dabei seine potentielle Energie nutzlos abgibt bzw. verliert.

[0022] Vorteilhaft ist weiter, daß der Tank 21 klein bemessen sein kann. Er dient eigentlich nur dazu, eine Differenzmenge an Hydrauliköl aufzunehmen, die den Leckageverlusten entspricht. Diese Leckageverluste können durch eine Leckageleitung 30 in den Tank 21 abfließen.

[0023] Der Druck P_Z in der Zylinderleitung 11 ist mit Hilfe eines Lastdrucksensors 31 erfaßbar. Er wird an das Steuer- und Regelgerät 25 übermittelt. Der schon erwähnte Druckschalter 22 wertet den Druck P_S in der Speicherleitung 16 aus. Der Druckschalter 22 enthält auch die Funktionalität eines Drucksensors. Der so von ihm ermittelte Druck in der Speicherleitung 16 wird ebenfalls an das Steuer- und Regelgerät 25 übermittelt. Somit kennt das Steuer- und Regelgerät 25 die beiden Drücke

P_Z und P_S und ist so in der Lage, diese Drücke bei der Steuerung bzw. Regelung des Aufzugs zu berücksichtigen, was hinsichtlich des Lastdrucksensors 31 noch näher ausgeführt werden wird, weil dies erfindungsrelevant ist.

[0024] Die beschriebene hydraulische Schaltung hat den bemerkenswerten Vorteil, daß zum Betrieb des hydraulischen Aufzugs kein proportional vorsteuerbares Ventil erforderlich ist. Bei vielen herkömmlichen hydraulischen Aufzugsanlagen sind getrennte vorsteuerbare Ventile für die Aufwärts- und die Abwärtsfahrt vorhanden. Dieser Aufwand wird durch die Erfindung vermieden. Die Steuer- bzw. Regelkette ist damit auch sehr einfach und übersichtlich, weil nur mittels eines einzigen Elements, nämlich mittels des Motors 14, die Geschwindigkeit der Kabine 1 gesteuert bzw. geregelt wird.

[0025] Es wurde erwähnt, daß beim Betrieb des Aufzugs, nämlich bei der Fahrt der Kabine 1, das Zylinderleitungs-Absperrventil 12 und das Speicherleitungs-Absperrventil 15 geöffnet sein müssen. Soll also die Kabine 1 aus dem Stillstand bewegt werden, müssen das Zylinderleitungs-Absperrventil 12 und das Speicherleitungs-Absperrventil 15 geöffnet werden. Diese Betriebssituation, also das Öffnen des Zylinderleitungs-Absperrventils 12 und des Speicherleitungs-Absperrventils 15, ist hinsichtlich der Druckverhältnisse kritisch und verlangt nach besonderen Maßnahmen zur Steuerung. Die Gründe dafür werden nachfolgend erläutert.

[0026] Beim Stillstand der Kabine 1 sind zunächst das Zylinderleitungs-Absperrventil 12 und das Speicherleitungs-Absperrventil 15 geschlossen. Am Zylinderleitungs-Absperrventil 12 liegt auf der dem Antrieb 2 zugewandten Seite der Druck P_Z an, am Speicherleitungs-Absperrventil 15 auf der dem Druckspeicher 17 zugewandten Seite der Druck P_S . Der Druck an den jeweils anderen Anschlüssen, also an jenen, die der Pumpe 13 zugewandt sind, ist nicht eindeutig festgelegt. Nach einem längeren Stillstand der Kabine 1 hat sich der Druck wegen der Leckverluste der Pumpe 13 abgebaut. Einerseits hat sich eine zuvor vorhandene Druckdifferenz zwischen den beiden Seiten der Pumpe 13 abgebaut, so daß an den der Pumpe 13 zugewandten Anschlüssen des Zylinderleitungs-Absperrventils 12 und des Speicherleitungs-Absperrventils 15 der gleiche Druck herrscht. Andererseits hat sich der Druck wegen des über die Leckageleitung 30 in den Tank 21 abfließenden Hydrauliköls vermindert, im Extremfall annähernd vollständig, so daß innerhalb der Pumpe 13 und an deren beiden Anschlüssen zum Zylinderleitungs-Absperrventil 12 und zum Speicherleitungs-Absperrventil 15 nur ein Druck herrscht, der kaum verschieden ist vom atmosphärischen Druck.

[0027] Daraus folgt nun, daß beim Öffnen des Zylinderleitungs-Absperrventils 12 und des Speicherleitungs-Absperrventils 15 schlagartige Druckänderungen auftreten, die sich auch durch Geräusche unangenehm bemerkbar machen. Die schlagartigen Druckänderungen belasten außerdem die Pumpe 13 ganz erheblich, was

nachteilig für deren Betrieb und Lebensdauer sein kann. Diese Probleme sind offenbar auch beim Gegenstand der WO-A-99/33740 vorhanden, wo insgesamt vier Ventil zu schalten sind. Durch das nachfolgend geschilderte Steuerungsverfahren werden die dadurch hervorgerufenen Probleme beseitigt und ein komfortabler Betrieb ermöglicht.

[0028] Die vorhandenen Mittel wie Pumpe 13, Motor 14, Druckschalter 22, Leistungssteller 24 und das Steuer- und Regelgerät 25 werden auch dazu benutzt, die schlagartigen Druckänderungen zu vermeiden. Das ist jedoch nicht Gegenstand der vorliegenden Erfindung und wird deshalb hier nicht beschrieben.

[0029] Im Ausgangszustand bei Stillstand der Kabine 1 sind, wie schon erwähnt, das Zylinderleitungs-Absperrventil 12 und das Speicherleitungs-Absperrventil 15 geschlossen und der elektrische Motor 14 der Pumpe 13 steht still. Soll sich die Kabine 1 in Bewegung setzen, so wird in einem ersten Verfahrensschritt der elektrische Motor 14 der Pumpe 13 so angesteuert, daß er am pumpeseitigen Anschluß des Speicherleitungs-Absperrventils 15 einen Druck aufbaut. Dieser Druckaufbau geschieht dadurch, daß Motor 14 und Pumpe 13 langsam in jener Drehrichtung drehen, daß Hydrauliköl in Richtung zum Speicherleitungs-Absperrventil 15 gefördert wird. Die geförderte Menge an Hydrauliköl ist allerdings minimal, weil das Zylinderleitungs-Absperrventil 12 und das Speicherleitungs-Absperrventil 15 geschlossen sind. Gleichwohl erfolgt der gewünschte Druckaufbau. Der Antrieb des Motors 14 erfolgt dabei nur sehr kurze Zeit. Diese Zeitdauer wird als erste Ausgleichszeit t_{A1} bezeichnet. Es hat sich gezeigt, daß etwa 100 bis 300 msec Laufzeit bei einer reduzierten Drehzahl n_{red} ausreichen, um einen Druck aufzubauen, der etwa dem Druck P_S in der Speicherleitung 16 entspricht. Wenn nun in einem zweiten Verfahrensschritt das Speicherleitungs-Absperrventil 15 geöffnet wird, entsteht keine schlagartige Druckänderung, so daß das zuvor geschilderte Problem beim Öffnen des Speicherleitungs-Absperrventils 15 nicht existiert.

[0030] Nach dem Ablauf der Ausgleichszeit t_{A1} steht der Motor 14 und damit auch die Pumpe 13 wieder still. In einem dritten Verfahrensschritt, der mit dem Ablauf der Ausgleichszeit t_{A1} beginnt, bleibt der Motor 14 magnetisiert, was durch entsprechende Ansteuerung des Leistungsstellers 24 durch das Steuer- und Regelgerät 25 erreicht wird. Die Pumpe 13 ist dadurch in der Lage, Drehmoment aufzunehmen, ohne daß sie sich zu drehen beginnt. In dem Moment steht nämlich auf der dem Speicherleitungs-Absperrventil 15 zugewandten Seite der Pumpe 13 der Druck P_S in der Speicherleitung 16 an, während auf der dem Zylinderleitungs-Absperrventil 12 zugewandten Seite der Pumpe 13 ein mehr oder weniger undefinierte Druck herrscht, der im ursprünglichen Ausgangszustand kaum verschieden war vom atmosphärischen Druck und dann durch den Lauf der Motors 14 für die Dauer der Ausgleichszeit t_{A1} noch in unbestimmter Weise vermindert worden ist.

[0031] Die Zeitdauer, während der der Motor 14 magnetisiert bleibt, ohne daß er sich dreht, wird als zweite Ausgleichszeit t_{A2} bezeichnet. Während dieser Ausgleichszeit t_{A2} kann sich nun die Druckdifferenz zwischen den beiden Seiten der Pumpe 13 abbauen, was eine Folge der internen Leckverluste innerhalb der Pumpe 13 ist. Es hat sich gezeigt, daß diese zweite Ausgleichszeit t_{A2} etwa 200 msec betragen sollte. Am Ende der zweiten Ausgleichszeit t_{A2} entspricht nun der Druck auf der der Pumpe 13 zugewandten Seite des Zylinderleitungs-Absperrventils 12 etwa dem Druck P_S in der Speicherleitung 16, während auf der anderen Seite des Zylinderleitungs-Absperrventils 12 der Druck P_Z in der Zylinderleitung 11 herrscht. Da die Drücke P_S und P_Z die gleiche Größenordnung haben, kann nun das Zylinderleitungs-Absperrventil 12 geöffnet werden, ohne daß es zu einer schlagartigen Druckänderung einer solchen Größe kommt, daß Probleme durch Druckschläge und Geräusche entstehen.

[0032] Nun sind also das Zylinderleitungs-Absperrventil 12 und das Speicherleitungs-Absperrventil 15 geöffnet. Durch Ansteuerung des Motors 14 der Pumpe 13 über den Leistungssteller 24 kann nun, allenfalls nach einer weiteren Ausgleichszeit t_{A3} , die Fahrt der Kabine 1 beginnen. Die Ausgleichszeit t_{A3} kann etwa 200 msec betragen, ist aber nicht wirklich erforderlich.

[0033] In der Fig. 2 ist ein allgemeines Schema der Steuervorrichtung gezeigt, nämlich des Steuer- und Regelgeräts 25 gezeigt, die Teil der Steuervorrichtung ist und die erfindungsgemäß ausgestaltet ist. Es sei schon hier betont, daß diese erfindungsgemäße Ausgestaltung zwar im Hinblick auf die hydraulische Schaltung der Fig. 1 bestens geeignet ist, aber nicht auf die Anwendung zusammen mit dieser hydraulischen Schaltung beschränkt ist. Vielmehr läßt sich das erfindungsgemäße Steuer- und Regelgerät 25 bei allen denkbaren hydraulischen Schaltungen anwenden. Wesentlich ist nur, daß die Bewegungssteuerung der Kabine 1 ohne Mitwirkung eines Regelventils durch den Betrieb der Pumpe 13 erfolgt, welche mittels des elektrischen Motors 14 angetrieben wird, der seinerseits vom Leistungssteller 24 betrieben wird. Das Steuer- und Regelgerät 25 erzeugt also Stellbefehle für diesen Leistungssteller 24, womit dann allein die Steuerung bzw. Regelung der Fahrt der Kabine 1 erfolgt.

[0034] An das Steuer- und Regelgerät 25 liefert die zuvor schon erwähnte Aufzugssteuerung, die hier nun mit der Bezugszahl 40 versehen ist, über die Steuerleitung 26 eine Information über das Fahrtziel. Gleichzeitig erhält das Steuer- und Regelgerät 25 die Information über die Ist-Position der Kabine 1 (Fig. 1), und zwar von einem Positionsgeber 41. Dieser ist vorteilhaft ein Inkrementalgeber hoher Auflösung, beispielsweise ein Absolutwertencodier mit 0,25 mm Schrittweite. Darüber hinaus erhält das Steuer- und Regelgerät 25 Informationen vom Lastdrucksensor 31.

[0035] Ausgangsseitig ist an das Steuer- und Regelgerät 25 der Leistungssteller 24 angeschlossen, der über

den elektrischen Motor 14 (Fig. 1) auf die Pumpe 13 (Fig. 1) wirkt. Damit wird, wie schon beschrieben wurde, die Fahrt der Kabine 1 (Fig. 1) gesteuert. Daneben steuert das Steuer- und Regelgerät 25 auch die beiden Schaltventile an, nämlich das Zylinderleitungs-Absperrventil 12 und das Speicherleitungs-Absperrventil 15, was hier aber nicht näher ausgeführt ist, da dies nicht zum Gegenstand der vorliegenden Erfindung gehört.

[0036] Erfindungsgemäß enthält das Steuer- und Regelgerät 25 drei hierarchisch angeordnete Regler, nämlich einen Positionsregler 42, einen Geschwindigkeitsregler 43 und einen Druckregler 44. Dabei wirkt, was mit dem Begriff hierarchisch schon ausgesagt ist, der Ausgang des Positionsreglers 42 auf den Eingang des Geschwindigkeitsreglers 43 und der Ausgang des Geschwindigkeitsreglers 43 auf den Eingang des Druckreglers 44. Diese erfindungsgemäße Reglerhierarchie ist essentiell für die Lösung der gestellten Aufgabe und bietet darüber hinaus etliche Vorteile hinsichtlich des Fahrkomforts des Aufzugs.

[0037] Wie aus dem Stand der Technik bekannt enthält das Steuer- und Regelgerät 25 darüber hinaus einen Fahrkurven-Generator 45 sowie einen Geschwindigkeitsgeber 46. Der Geschwindigkeitsgeber 46 berechnet in bekannter Weise aus der zeitlichen Änderung der Position der Kabine 1 die Geschwindigkeit der Kabine 1. Der Fahrkurven-Generator 45, der gleichzeitig die Regelungskontrolle beinhaltet, generiert aus dem von der Aufzugssteuerung 40 gelieferten Fahrtziel einen Sollwert für die zu erreichende Position und liefert diese an den Eingang des Positionsreglers 42. Damit kann der als PID-Regler gestaltete Positionsregler 42 ein mit der Regelabweichung korrelierendes Signal erzeugen und an den nachgeschalteten Geschwindigkeitregler 43 liefern. Das ermöglicht es, daß der Geschwindigkeitregler 43 in Kenntnis der Abweichung zwischen Ist- und Sollwert der Position der Kabine 1 (Fig. 1) die Geschwindigkeit so regelt, daß ohne die Notwendigkeit einer Schleifahrt in einer Direkteinfahrt das punktgenaue Erreichen der Zielposition möglich ist. Der Geschwindigkeitregler 43 berücksichtigt neben der vom Geschwindigkeitsgeber gelieferten Istgeschwindigkeit v_{Ist} dabei auch den Sollwert für die Geschwindigkeit, die ihm vom Fahrkurven-Generator 45 vorgegeben wird. In der Fig. 2 ist jene Leitung, auf der die Sollgeschwindigkeit v_{Soll} übermittelt wird, entsprechend mit v_{Soll} gekennzeichnet.

[0038] Erfindungsgemäß gelangt nun das Ausgangssignal des Geschwindigkeitsreglers 43 nicht unmittelbar auf den Eingang des Leistungsstellers 24, sondern wird dem Druckregler 44 als Eingangssignal zugeführt. Am zweiten Eingang des Druckreglers 44 steht das Signal des Lastdrucksensors 31 an. Dieser Druck ist ein Maß für den Istwert der Beschleunigung. An einem weiteren Eingang des Druckreglers 44 liegt der vom Fahrkurven-Generator 45 vorgegebene Wert der Sollbeschleunigung b_{Soll} an, weshalb in der Fig. 2 die entsprechende Leitung, auf der die Sollbeschleunigung b_{Soll} übermittelt, mit b_{Soll} gekennzeichnet ist. Damit ist es in sehr vorteilhafter Wei-

se möglich, eine Nachregelung für den Druck in der Zylinderleitung 11 (Fig. 1) vorzunehmen, was dazu führt, daß durch den Anfahr- und den Bremsvorgang entstehende Kräfte hydraulisch ausgeglichen werden. Damit erfolgen Anfahr- und Bremsvorgang völlig ruckfrei, wodurch der Benutzer der Kabine 1 (Fig. 1) Anfahr- und Bremsvorgänge kaum wahrnimmt.

[0039] In der Fig. 3 ist ein detailliertes Schema des Steuer- und Regelgeräts 25 gezeigt, in dem die gleichen Elemente wie in der Fig. 2 gezeigt sind, und darüber hinaus eine Reihe von vorteilhaften Ausgestaltungen dargestellt sind. Der grundsätzliche Aufbau der mit Positionsregler 42, Geschwindigkeitsregler 43 und Druckregler 44 ist gleich. Dem Positionsregler 42 werden Ist- und Sollwert der Position der Kabine 1 (Fig. 1) zugeführt, nämlich der Positions-Istwert Pos_{Ist} , der vom Positionsgeber 41 stammt, auf den "-"-Eingang, und der Positions-Sollwert Pos_{Soll} , der vom Fahrkurven-Generator 45 stammt auf den "+"-Eingang. Der Positionsregler 42 ist ein PID-Regler, der parametrierbar ist, was in der Fig. 3 durch einen mit einem Pfeil Para angedeutet ist. Der bzw. die Parameter stammt bzw. stammen vom Fahrkurven-Generator 45, wo dieser Wert bzw. diese Werte abgelegt sind. Das ist am Fahrkurven-Generator 45 durch einen nach außen zeigen Pfeil Para angedeutet.

[0040] Nach einer vorteilhaften Ausgestaltung der Erfindung führt der Ausgang des Positionsreglers 42, der den Stellbefehl des Positionsreglers 42 liefert, im Gegensatz zur Fig. 2 nicht direkt zu einem Eingang des Geschwindigkeitsreglers 43, sondern auf einen ersten Eingang eines Geschwindigkeitsregler-Steurglieds 50. Ein in der Fig. 3 zwischen dem der Ausgang des Positionsreglers 42 und dem ersten Eingang eines Geschwindigkeitsregler-Steurglieds 50 eingezeichnetes Schaltelement 51 bleibt hier vorläufig außer Betracht. Dies ist ein optional vorhandenes Element nach einer weiteren vorteilhaften Ausgestaltung, die später beschrieben wird. Dem Geschwindigkeitsregler-Steurglied 50 wird an einem zweiten Eingang die Sollgeschwindigkeit v_{Soll} zugeführt. Das Geschwindigkeitsregler-Steurglied 50 enthält intern einen Multiplizierer 50M und einen Summierer 50S. Im Multiplizierer 50M wird die Sollgeschwindigkeit v_{Soll} mit einem Parameter multipliziert, was wiederum durch einen Pfeil Para gekennzeichnet ist. Auch dieser Parameter stammt vom Fahrkurven-Generator 45. Das Produkt aus Parameter und Sollgeschwindigkeit v_{Soll} gelangt zum Summierer 50M und wird dort zum Stellbefehl des Positionsreglers 42 addiert. Dieses addierte Signal, das einen korrigierten Stellbefehl des Positionsreglers 42 darstellt, gelangt auf den "+"-Eingang des Geschwindigkeitsreglers 43. Der Vorteil dieser Maßnahme, den Stellbefehl des Positionsreglers 42 zu korrigieren, besteht nun darin, daß der das Verhalten des Geschwindigkeitsreglers 43 beeinflussende Sollwert durch eine Vorsteuerung beeinflusst ist. Ziel ist es dabei, den durch die Vorsteuerung gebildeten Sollwert so zu gestalten, daß der Geschwindigkeitsregler 43 eine kleinere Regeldifferenz bewältigen muß. Daraus folgt dann, daß der

Geschwindigkeitsregler 43 mit einem größeren Proportionalanteil und einem kleineren Integralanteil regeln kann, wodurch er einerseits schneller reagiert und außerdem die Neigung zu Über- und Unterschwingen deutlich reduziert wird. Somit wird die Regelstabilität verbessert. Diese Maßnahme ist deshalb besonders vorteilhaft, weil es sich hier um eine Regelkette der drei Regler Positionsregler 42, Geschwindigkeitsregler 43 und Druckregler 44 handelt. Bei drei hintereinander geschalteten Reglern ist die Gefahr der Instabilität sehr viel größer.

[0041] Dem Geschwindigkeitsregler 43 steht am "-"-Eingang die vom Geschwindigkeitsgeber 46 Istgeschwindigkeit v_{Ist} der Kabine 1 (Fig. 1) zur Verfügung. Auch der Geschwindigkeitsregler 43 ist in gleicher Weise parametrierbar wie der Positionsregler 42, was wiederum durch den Pfeil Para gekennzeichnet ist. Der Geschwindigkeitsregler 43, der ebenfalls ein PID-Regler ist, generiert aus dem korrigierten Stellbefehl des Positionsreglers 42 und dem Wert der Istgeschwindigkeit v_{Ist} seinerseits einen Stellbefehl.

[0042] Dieser Stellbefehl gelangt nach einer weiteren vorteilhaften Ausgestaltung wiederum nicht direkt auf den ersten Eingang des nachgeschalteten Druckreglers 44, sondern ganz analog wiederum auf eine Vorsteuerstufe, nämlich auf ein Druckregler-Steuerglied 52. Dieses Druckregler-Steuerglied 52 wird analog zum Geschwindigkeitsregler-Steuerglied 50 aus einem Multiplizierer 52M und einem Summierer 52S gebildet. Dem Multiplizierer 52M wird die Sollbeschleunigung b_{Soll} zugeführt, die vom Fahrkurven-Generator 45 geliefert wird. Im Multiplizierer 52M wird die Sollbeschleunigung b_{Soll} mit einem Parameter multipliziert. Die so korrigierte Sollbeschleunigung b_{Soll} wird dann im Summierer 52S zum vom Geschwindigkeitsregler 43 stammenden Stellbefehl addiert.

[0043] Auf diese Weise wird ein korrigierter Stellbefehl generiert, der auf den "+"-Eingang des nachgeschalteten Druckreglers 44 gelangt. Durch das Druckregler-Steuerglied 52 erfolgt damit in gleicher Weise und mit den gleichen positiven Wirkungen eine Vorsteuerung, wie dies zuvor beschrieben worden ist.

[0044] Der Druckregler 44 ist ebenfalls ein parametrierbarer PID-Regler. An seinen "+"-Eingang gelangt der genannte korrigierte Stellbefehl und an seinen "-"-Eingang der Lastdruck-Istwert p_{Ist} , der vom Lastdrucksensor 31 stammt. Aus der Regelabweichung zwischen der Lastdruck-Istwert p_{Ist} und dem korrigierten Stellbefehl generiert der Druckregler 44 ein Stellsignal für den am Ausgang des Steuer- und Regelgeräts 25 angeschlossenen Leistungssteller 24, der die Drehzahl des Motors 14 (Fig. 1) regelt.

[0045] Analog zu den beiden vorherigen Regelstufen erfolgt vorteilhaft auch eine Vorsteuerung. Deshalb ist an den Ausgang des Druckreglers 44 ein Drehzahlregler-Steuerglied 53 angeschlossen, der wiederum aus einem Multiplizierer 53M und einem Summierer 53S besteht. Auch hier ist der Multiplizierer 53M parametrierbar. Auch in diesem Fall hat die Vorsteuerung die zuvor beschrie-

bene vorteilhafte Wirkung.

[0046] Zuvor wurde beschrieben, daß das Signal am "-"-Eingang des Druckreglers 44 vom Lastdrucksensor 31 stammt. Das kann unmittelbar so sein. Vorteilhaft ist es aber, zwischen den Lastdrucksensor 31 und den "-"-Eingang des Druckreglers 44 ein Last-Korrekturglied 54 zu schalten. Dieses Last-Korrekturglied 54 enthält einen Speicher 55 und ein Summierglied 56. Das Signal des Lastdrucksensors 31, der Lastdruck-Istwert p_{Ist} , gelangt auf einen Eingang des Speichers 55 und außerdem auf einen ersten Eingang des Summierglieds 56. Der im Speicher 55 abgelegte Wert eines Bezugs-Lastdruckes p_{Ist0} gelangt auf einen zweiten Eingang des Summierglieds 56. Dieser zweite Eingang ist ein invertierender Eingang, was zur Folge hat, daß im Summierglied 56 die Differenz $p_{Ist} - p_{Ist0}$ gebildet wird. Diese die Differenz $p_{Ist} - p_{Ist0}$ gelangt auf den "-"-Eingang des Druckreglers 44.

[0047] Dieses Last-Korrekturglied 54 ermöglicht eine ganz bedeutende Verbesserung des Regelverhaltens des Druckreglers 44. Dies geschieht dadurch, daß vor Beginn der einer Fahrt der Kabine 1 (Fig. 1), beispielsweise im Moment des Schließens der Türen, der in diesem Moment herrschende Lastdruck p_{Ist} als Bezugs-Lastdruck p_{Ist0} im Speicher 55 gespeichert wird. Ändert sich anschließend, also während der Fahrt der Kabine 1 (Fig. 1), der Lastdruck p_{Ist} , so gelangt auf den "-"-Eingang des Druckreglers 44 statt des Lastdruckes p_{Ist} die Differenz $p_{Ist} - p_{Ist0}$. Der Druckregler 44 muß also nicht auf den großen Druck p_{Ist} regeln, sondern auf die sehr viel kleinere Differenz $p_{Ist} - p_{Ist0}$. Das ist insofern von enormer Bedeutung, weil moderne hydraulische Aufzüge durchaus im Drücken im Bereich von 80 bis 200 bar betrieben werden. Der Druckregler 44 muß also nicht kleine Differenzen eines hohen Wertes ausregeln, sondern immer nur die sehr viel kleinere Differenz $p_{Ist} - p_{Ist0}$. Weil der Bezugs-Lastdruck p_{Ist0} vor Beginn einer Fahrt der Kabine 1 (Fig. 1) ermittelt wird und sich nach Beginn der Fahrt die Beladung der Kabine 1 nicht mehr ändert, werden mit dem Regeln der viel kleineren Differenz $p_{Ist} - p_{Ist0}$ allein die während der Fahrt durch dynamische Vorgänge wie Beschleunigung und Verzögerung und Reibungsänderungen hervorgerufenen Druckänderungen ausgeregelt. Deshalb läßt sich auch der Druckregler 44 gänzlich anders, nämlich viel günstiger, parametrieren, indem der Proportionalanteil größer und der Integralanteil kleiner gewählt wird. Das führt nicht nur zu einer schnelleren Ausregelung, sondern bedeutet vor allem eine Steigerung des Fahrkomforts.

[0048] Das in seinen vorteilhaften Varianten beschriebene Reglerkonzept ermöglicht durch die Parametrierung von Positionsregler 42, Geschwindigkeitsregler 43, Druckregler 44 sowie von Multiplizierer 50M, 52M und 53M auch, daß die Parametrierung in vielerlei Hinsicht variiert werden kann. So ist es vorteilhaft möglich, die Parametrierung grundsätzlich Hub- und für Senkfahrt der Kabine 1 unterschiedlich vorzunehmen. Auch kann die Parametrierung von der aktuellen Position der Kabine 1 abhängig gemacht werden. Das dynamische Verhalten

des Aufzugs hängt nämlich auch davon ab, in welcher Position sich der Kolben 8 (Fig. 1) innerhalb des Zylinders 6 befindet. Dieser Position entsprechend ist die wirksame Höhe der hydraulischen Säule unterschiedlich hoch mit entsprechenden unterschiedlichen Eigenschaften, beispielsweise wegen der Kompressibilität des Hydrauliköls. So können beim vorstehend geschilderten Regelkonzept bestimmte Parameter während einer Fahrt der Kabine 1 gleitend variiert werden. So können die Regel- und Fahreigenschaften über den ganzen Fahrbereich der Kabine 1 von der obersten Etage bis zur untersten Etage konstant gehalten werden.

[0049] Nachfolgend wird die vorteilhafte Wirkung des zuvor schon erwähnten Schaltelements 51 beschrieben. Dieses Schaltelement 51 kann die Weiterleitung des vom Positionsregler 42 generierten Stellbefehls ein- und ausschalten. Angesteuert wird das Schaltelement 51 von einem Vergleichler 58. An diesem Vergleichler 58 stehen eingangsseitig an der jeweils aktuelle Positions-Istwert Pos_{Ist} und eine Sollposition für den Start der Positionsregelung, die mit $Pos_{SollStart}$ bezeichnet ist. Das Ausgangssignal des Vergleichlers 58 ist entweder "High" oder "Low", was bedeutet, daß das mit diesem Ausgangssignal angesteuerte Schaltelement 51 ein- bzw. ausgeschaltet ist.

[0050] Der Hintergrund dieser vorteilhaften Lösung ist der folgende. Grundsätzlich kann der Positionsregler 42 in allen Phasen des Betriebes des Aufzugs aktiv sein. Dies ist aber nicht nötig. Wenn sich die Kabine 1 (Fig. 1) nach einem Stillstand in Bewegung setzt, zuerst mit einer Beschleunigungsphase, die dann in eine Konstantfahrt übergeht, so muß die Position der Kabine 1 gar nicht geregelt werden. Es reicht aus, die Fahrt der Kabine 1 allein aufgrund der Sollwerte für Geschwindigkeit und Beschleunigung, nämlich Sollbeschleunigung b_{Soll} und Sollgeschwindigkeit v_{Soll} , zu regeln. Erst dann, wenn sich die Kabine 1 ihrem Fahrziel nähert, kommt es tatsächlich auf die Berücksichtigung der Position der Kabine 1 an. Also ist es vorteilhaft, den vom Positionsregler 42 generierten Stellbefehl erst dann bei der Fahrtregelung zu berücksichtigen, wenn sich die Kabine 1 ihrem Fahrziel nähert. Die Sollposition $Pos_{SollStart}$ für den Start der Positionsregelung ist ein Positionswert, der jene Position der Kabine 1 beschreibt, bei der die Verzögerungsphase beginnen soll. Sobald also der aktuelle Positions-Istwert Pos_{Ist} den Wert für die Sollposition $Pos_{SollStart}$ erreicht, schaltet der Vergleichler 58 das Schaltelement 51 ein. Ab diesem Moment wird der Stellbefehl des Positionsreglers 42 bei der Regelung der Fahrt der Kabine 1 berücksichtigt. Die erfindungsgemäße Aufgabe, die Halteposition ohne Schleichfahrt zu erreichen, wird damit erfüllt.

[0051] Es sei hier aber betont, daß diese Aufgabe auch dann vollständig gelöst wird, wenn das Schaltelement 51 und der Vergleichler 58 nicht vorhanden sind, weil dann der Stellbefehl des Positionsreglers 42 dauernd bei der Fahrtregelung der Kabine 1 berücksichtigt wird. Der Vorteil, der durch das Schaltelement 51 und den Vergleichler 58 erreicht wird, ist der, daß dann, wenn die Positions-

regelung nicht wirklich erforderlich ist, der Positionsregler 42 nicht wirksam ist. Dann sind also nur die weiteren Regler der Regelkette, nämlich der Geschwindigkeitsregler 43 und der Druckregler 44, wirksam. Statt dreier Regler sind also nur zwei Regler am Regelungsprozeß beteiligt. Diese Maßnahme erhöht in vorteilhafter Weise die Stabilität der Regelung.

[0052] Die im Fahrkurven-Generator 45 enthaltenen Parameter, die dem Positionsregler 42, dem Geschwindigkeitsregler 43, dem Druckregler 44, dem Geschwindigkeitsregler-Steuerglied 50, Druckregler-Steuerglied 52 und dem Drehzahlregler-Steuerglied 53 zugeführt werden, können in Form von Parametersätzen strukturiert sein. Das können auch mehrdimensionale Tabellen sein, in denen unterschiedliche Parametersätze für verschiedene Temperaturen des Hydrauliköls enthalten sind.

[0053] Die Erfindung wurde hier anhand des hydraulischen Schemas nach der Fig. 1 beschrieben. Die Erfindung ist aber nicht darauf beschränkt, denn sie läßt sich in gleicher Weise auch bei anderen hydraulischen Schaltungen anwenden.

25 Patentansprüche

1. Steuervorrichtung für einen hydraulischen Aufzug, mit der die Bewegung einer Kabine (1) durch den Fluß von Hydrauliköl durch eine Zylinderleitung (11) von und zu einem hydraulischen Antrieb (2) steuerbar ist, wobei der Fluß von Hydrauliköl mittels einer Pumpe (13) erzeugbar ist, welche von einem Motor (14) antreibbar ist, der aufgrund von Signalen eines Steuer- und Regelgeräts (25) unter Berücksichtigung von in einem Fahrkurven-Generator (45) abgelegten Daten von einem Leistungssteller (24) betrieben wird, und der Fluß von Hydrauliköl durch Ventile (12, 15) absperbar ist, **dadurch gekennzeichnet, daß** das Steuer- und Regelgerät (25) der Steuervorrichtung drei hierarchisch angeordnete Regler (42, 43, 44) aufweist, nämlich einen Positionsregler (42), einen Geschwindigkeitsregler (43) und einen Druckregler (44), wobei der Ausgang des Positionsreglers (42) auf den Eingang des Geschwindigkeitsreglers (43) und der Ausgang des Geschwindigkeitsreglers (43) auf den Eingang des Druckreglers (44) wirkt.
2. Steuervorrichtung nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, daß** zwischen dem Ausgang des Positionsreglers (42) und einem Eingang des Geschwindigkeitsreglers (43) ein Geschwindigkeitsregler-Steuerglied (50) angeordnet ist, das den Geschwindigkeitsregler (43) vorsteuert.
3. Steuervorrichtung nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet, daß** das Geschwindigkeitsregler-Steuerglied (50) aus einem Multiplizierer (50M) und

einem Summierer (50S) besteht, wobei der Multiplizierer (50M) eine Sollgeschwindigkeit v_{Soll} mit einem vom Fahrkurven-Generator (45) vorbestimmten Parameter multipliziert und der Summierer (50S) das Produkt aus Sollgeschwindigkeit v_{Soll} und Parameter zum vom Positionsregler (42) generierten Stellbefehl addiert und diese Summe einem "+"-Eingang des Geschwindigkeitsreglers (43) zuführt.

4. Steuervorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet, daß** zwischen dem Ausgang des Geschwindigkeitsreglers (43) und einem Eingang des Druckreglers (44) ein Druckregler-Steuerglied (52) angeordnet ist, das den Druckregler (44) vorsteuert. 10
5. Steuervorrichtung nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, daß** das Druckregler-Steuerglied (52) aus einem Multiplizierer (52M) und einem Summierer (52S) besteht, wobei der Multiplizierer (52M) eine Sollbeschleunigung b_{Soll} mit einem vom Fahrkurven-Generator (45) vorbestimmten Parameter multipliziert und der Summierer (52S) das Produkt aus Sollbeschleunigung b_{Soll} und einem Parameter zum vom Geschwindigkeitsregler (43) generierten Stellbefehl addiert und diese Summe einem "+"-Eingang des Druckreglers (44) zuführt. 20 25
6. Steuervorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet, daß** zwischen dem Ausgang des Druckreglers (44) und dem Eingang des Leistungsstellers (24) ein Drehzahlregler-Steuerglied (53) angeordnet ist, das den Leistungssteller (24) vorsteuert. 30
7. Steuervorrichtung nach Anspruch 6, **dadurch gekennzeichnet, daß** das Drehzahlregler-Steuerglied (53) aus einem Multiplizierer (53M) und einem Summierer (53S) besteht, wobei der Multiplizierer (53M) eine Sollgeschwindigkeit v_{Soll} mit einem vom Fahrkurven-Generator (45) vorbestimmten Parameter multipliziert und der Summierer (53S) das Produkt aus Sollgeschwindigkeit v_{Soll} und einem Parameter zum vom Druckregler (44) generierten Stellbefehl addiert und diese Summe dem Leistungssteller (24) zuführt. 35 40 45
8. Steuervorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 7, **dadurch gekennzeichnet, daß** dem Ausgang des Positionsreglers (42) ein Schaltelement (51) unmittelbar nachgeschaltet ist, durch das das Ausgangssignal des Positionsreglers (42) abschaltbar ist. 50
9. Steuervorrichtung nach Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet, daß** das Schaltelement (51) von einem Vergleicher (58) ansteuerbar ist, wobei der Vergleicher (58) einen aktuellen Positions-Istwert Pos_{Ist} 55

mit einer vom Fahrkurven-Generator (45) vorbestimmten Sollposition $Pos_{SollStart}$ vergleicht und das Schaltelement (51) einschaltet, sobald der aktuelle Positions-Istwert Pos_{Ist} den Wert für die Sollposition $Pos_{SollStart}$ erreicht. 5

10. Steuervorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 9, **dadurch gekennzeichnet, daß** das Steuer- und Regelgerät (25) ein Last-Korrekturglied (54) aufweist, das zwischen einem Anschluß für den Lastdrucksensor (31) und einem "-"-Eingang des Druckreglers (44) angeordnet ist. 10
11. Steuervorrichtung nach Anspruch 10, **dadurch gekennzeichnet, daß** das Last-Korrekturglied (54) aus einem Speicher (55) und einem Summierglied (56) besteht, wobei das Signal des Lastdrucksensors (31), der Lastdruck-Istwert p_{Ist} , auf einen Eingang des Speichers (55) und auf einen ersten Eingang des Summierglieds (56) gelangt, ein im Speicher (55) abgelegter Wert eines Bezugs-Lastdruckes p_{Ist0} auf einen zweiten Eingang des Summierglieds (56) gelangt, wobei der zweite zweite Eingang des Summierglieds (56) ein invertierender Eingang ist, und daß das Ausgangssignal des Summierglieds (56) dem einem "-"-Eingang des Druckreglers (44) zugeführt wird. 15 20 25
12. Steuervorrichtung nach Anspruch 11, **dadurch gekennzeichnet, daß** als Bezugs-Lastdruckes p_{Ist0} im Speicher (55) jener Lastdruck-Istwert p_{Ist} ablegbar ist, der vor Beginn einer Fahrt der Kabine (1) vom Lastdrucksensor (31) ermittelbar ist. 30

Claims

1. Control device for a hydraulic lift, with which the movement of a cabin (1) is controllable by the flow of hydraulic oil through a cylinder line (11) from and to a hydraulic drive (2), wherein the flow of hydraulic oil is capable of being generated by means of a pump (13), which is drivable by a motor (14), which on the basis of signals of a control and regulation appliance (25) is operated by a power regulator (24), taking into account data stored in a travel curve generator (45), and the flow of hydraulic oil may be blocked by valves (12, 15), **characterised in that** the control and regulation appliance (25) of the control device has three hierarchically organised regulators (42, 43, 44), namely a position regulator (42), a speed regulator (43) and a pressure regulator (44), the output of the position regulator (42) acting on the input of the speed regulator (43) and the output of the speed regulator (43) acting on the input of the pressure regulator (44). 40 45 50 55
2. Control device according to claim 1, **characterised**

in that between the output of the position regulator (42) and an input of the speed regulator (43), a speed regulator control member (50) is disposed, which pilots the speed regulator (43).

3. Control device according to claim 2, **characterised in that** the speed regulator control member (50) consists of a multiplier (50M) and an adder (50S), the multiplier (50M) multiplying a rated speed v_{Soll} with a parameter predetermined by the travel curve generator (45) and the adder (50S) adds the product of the rated speed v_{Soll} and the parameter to the control command generated by the position regulator (42) and supplies this total to a "+"-input of the speed regulator (43).
4. Control device according to one of claims 1 to 3, **characterised in that** between the output of the speed regulator (43) and an input of the pressure regulator (44) a pressure regulator control member (52) is disposed which pilots the pressure regulator (44).
5. Control device according to claim 4, **characterised in that** the pressure regulator control member (52) consists of a multiplier (52M) and an adder (52S), wherein the multiplier (52M) multiplies a rated acceleration b_{Soll} with a parameter predetermined by the travel curve generator (45) and the adder (52S) supplies the product of rated acceleration b_{Soll} and a parameter to the control command generated by the speed regulator (43) and supplies this total to a "+"-input of the pressure regulator (44).
6. Control device according to one of claims 1 to 5, **characterised in that** between the output of the pressure regulator (44) and the input of the power regulator (24) a revolution count regulator control member (53) is disposed, which pilots the power regulator (24).
7. Control device according to claim 6, **characterised in that** the revolution count regulator control member (53) consists of a multiplier (53M) and an adder (53S), wherein the multiplier (53M) multiplies a rated speed v_{Soll} with a parameter predetermined by the travel curve generator (45) and the adder (53S) adds the product of the rated speed v_{Soll} and a parameter to the control command generated by the pressure regulator (44) and supplies this total to the power regulator (24).
8. Control device according to one of claims 1 to 7, **characterised in that** a switch element (51) is directly connected in series to the output of the position regulator (42), through which switch element the output signal of the position regulator (42) may be switched off.

9. Control device according to claim 8, **characterised in that** the switch element (51) may be triggered by a comparator (58), the comparator (58) comparing a current position actual value Pos_{ist} with a rated position $Pos_{SollStart}$ predetermined by the travel curve generator (45) and switches the switch element (51) on as soon as the current position actual value Pos_{ist} reaches the value for the rated position $Pos_{SollStart}$.

10. Control device according to one of claims 1 to 9, **characterised in that** the control and regulation appliance (25) has a load adjustment member (54), which is disposed between a terminal for the load pressure sensor (31) and a "-"-input of the pressure regulator (44).

11. Control device according to claim 10, **characterised in that** the load adjustment member (54) consists of a memory (55) and an adding member (56), wherein the signal of the load pressure sensor (31)-the load pressure actual value p_{ist} - passes to an input of the memory (55) and to a first input of the adding member (56), a value stored in the memory (55) of a reference load pressure p_{ist0} passes to a second input of the adding member (56), and the second input of the adding member (56) is an inverting input and the output signal of the adding member (56) is supplied to the "-"-input of the pressure regulator (44).

12. Control device according to claim 11, **characterised in that** as a reference load pressure p_{ist0} , that load pressure actual value p_{ist} may be stored in the memory (55) which is detectable by the load pressure sensor (31) before the start of a journey by the cabin (1).

Revendications

1. Dispositif de commande pour un ascenseur hydraulique au moyen duquel le déplacement d'une cabine (1) peut être commandé par le flux d'huile hydraulique venant et allant vers un entraînement hydraulique (2) à travers une conduite de vérin (11), le flux d'huile hydraulique pouvant être généré au moyen d'une pompe (13) qui peut être entraînée par un moteur (14) qui est actionné par un actionneur de puissance (24) sur la base de signaux d'un appareil de commande et de régulation (25) compte tenu de données enregistrées dans un générateur de courbes de déplacement (45), et le flux d'huile hydraulique pouvant être arrêté par des vannes (12, 15), **caractérisé en ce que** l'appareil de commande et de régulation (25) du dispositif de commande comporte trois régulateurs (42, 43, 44) disposés hiérarchiquement, à savoir un régulateur de position (42), un régulateur de vitesse (43) et un régulateur de pression

- (44), la sortie du régulateur de position (42) agissant sur l'entrée du régulateur de vitesse (43) et la sortie du régulateur de vitesse (43) sur l'entrée du régulateur de pression (44).
2. Dispositif de commande selon la revendication 1, **caractérisé en ce qu'**entre la sortie du régulateur de position (42) et une entrée du régulateur de vitesse (43) est disposé un organe de commande de régulateur de vitesse (50) qui pilote le régulateur de vitesse (43).
 3. Dispositif de commande selon la revendication 2, **caractérisé en ce que** l'organe de commande de régulateur de vitesse (50) est composé d'un multiplicateur (50M) et d'un sommateur (50S), le multiplicateur (50M) multipliant une vitesse de consigne V_{Soll} par un paramètre prédéfini par le générateur de courbes de déplacement (45) et le sommateur (50S) additionnant le produit de la vitesse de consigne V_{Soll} et d'un paramètre à l'instruction de commande générée par le régulateur de position (42) et amenant cette somme à une entrée « + » du régulateur de vitesse (43).
 4. Dispositif de commande selon l'une des revendications 1 à 3, **caractérisé en ce qu'**entre la sortie du régulateur de vitesse (43) et une entrée du régulateur de pression (44) est disposé un organe de commande de régulateur de pression (52) qui pilote le régulateur de pression (44).
 5. Dispositif de commande selon la revendication 4, **caractérisé en ce que** l'organe de commande de régulateur de pression (52) est composé d'un multiplicateur (52M) et d'un sommateur (52S), le multiplicateur (52M) multipliant une accélération de consigne b_{Soll} par un paramètre prédéfini par le générateur de courbes de déplacement (45) et le sommateur (52S) additionnant le produit de l'accélération de consigne b_{Soll} et d'un paramètre à l'instruction de commande générée par le régulateur de vitesse (43) et amenant cette somme à une entrée « + » du régulateur de pression (44).
 6. Dispositif de commande selon l'une des revendications 1 à 5, **caractérisé en ce qu'**entre la sortie du régulateur de pression (44) et l'entrée de l'actionneur de puissance (24) est disposé un organe de commande de régulateur de vitesse (53) qui pilote l'actionneur de puissance (24).
 7. Dispositif de commande selon la revendication 6, **caractérisé en ce que** l'organe de commande de régulateur de vitesse (53) est composé d'un multiplicateur (53M) et d'un sommateur (53S), le multiplicateur (53M) multipliant une vitesse de consigne V_{Soll} par un paramètre prédéfini par le générateur de courbes de déplacement (45) et le sommateur (53S) additionnant le produit de la vitesse de consigne V_{Soll} et d'un paramètre à l'instruction de commande générée par le régulateur de pression (44) et amenant cette somme à l'actionneur de puissance (24).
 8. Dispositif de commande selon l'une des revendications 1 à 7, **caractérisé en ce que** directement après la sortie du régulateur de position (42) est placé un élément de commutation (51) au moyen duquel le signal de position du régulateur de position (42) peut être coupé.
 9. Dispositif de commande selon la revendication 8, **caractérisé en ce que** l'élément de commutation (51) peut être commandé par un comparateur (58), le comparateur (58) comparant une valeur réelle de position actuelle Pos_{Ist} avec une position de consigne $Pos_{SollStart}$ prédéfinie par le générateur de courbes de déplacement (45) et activant l'élément de commutation (51) dès que la valeur réelle de position actuelle Pos_{Ist} atteint la valeur de la position de consigne $Pos_{SollStart}$.
 10. Dispositif de commande selon l'une des revendications 1 à 9, **caractérisé en ce que** l'appareil de commande et de régulation (25) comporte un organe de correction de charge (54) qui est disposé entre une connexion pour le capteur de pression de charge (31) et une entrée « - » du régulateur de pression (44).
 11. Dispositif de commande selon la revendication 10, **caractérisé en ce que** l'organe de correction de charge (54) est composé d'une mémoire (55) et d'un organe sommateur (56), le signal du capteur de pression de charge (31), la valeur réelle de pression de charge p_{Ist} , arrivant à une entrée de la mémoire (55) et à une première entrée de l'organe sommateur (56), une valeur enregistrée dans la mémoire (55) d'une pression de charge de référence p_{Ist0} arrivant à une seconde entrée de l'organe sommateur (56), la seconde entrée de l'organe sommateur (56) étant une entrée inverseuse, et que le signal de sortie de l'organe sommateur (56) est amené à l'entrée « - » du régulateur de pression (44).
 12. Dispositif de commande selon la revendication 11, **caractérisé en ce que** la pression de charge de référence p_{Ist0} enregistrée dans la mémoire (55) peut être la valeur réelle de pression de charge p_{Ist} qui peut être déterminé par le capteur de pression de charge (31) avant le début d'un déplacement de la cabine (1).

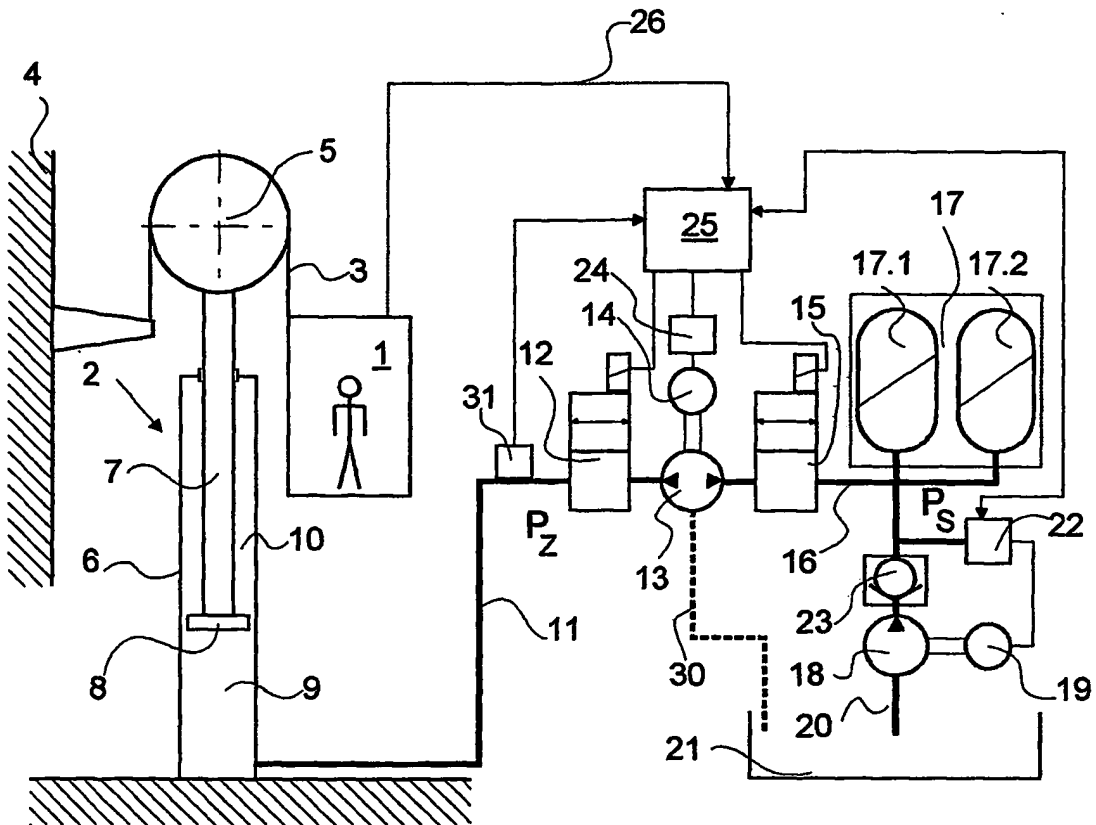


Fig. 1

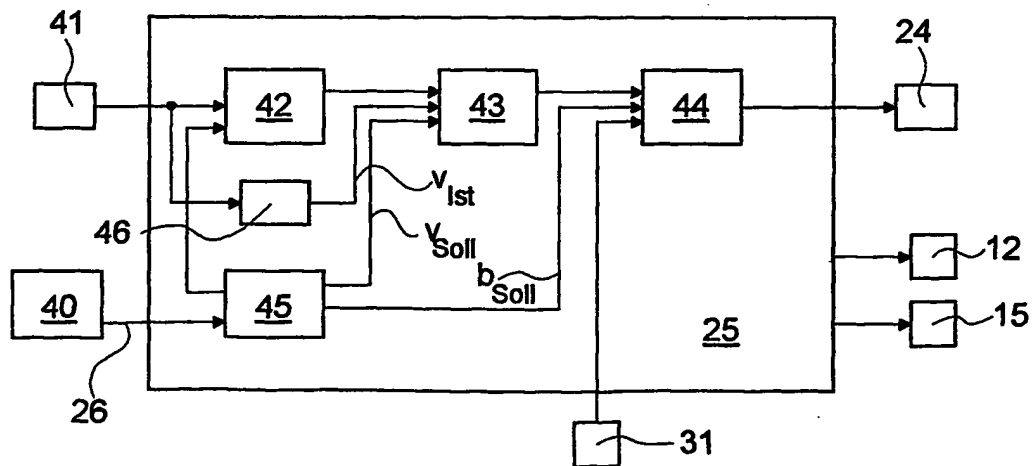


Fig. 2

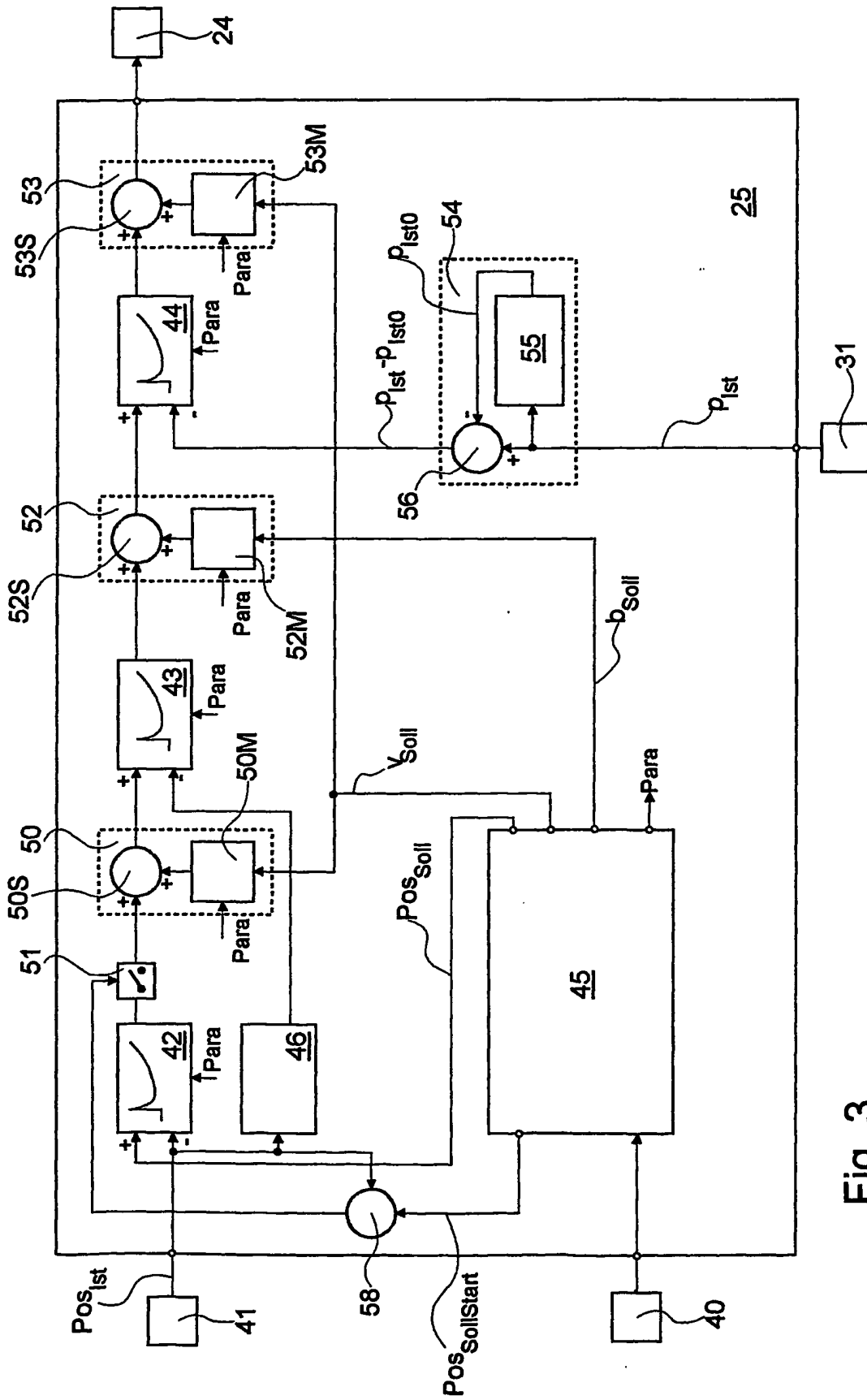


Fig. 3

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

- WO 9834868 A1 [0002] [0004]
- US 6142529 A [0002]
- DE 19601724 A1 [0003]
- EP 0643006 A1 [0004]
- WO 9933740 A [0005] [0027]
- WO 9834868 A [0010]