

(12) NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum
Internationales Büro



(43) Internationales Veröffentlichungsdatum
29. Januar 2004 (29.01.2004)

PCT

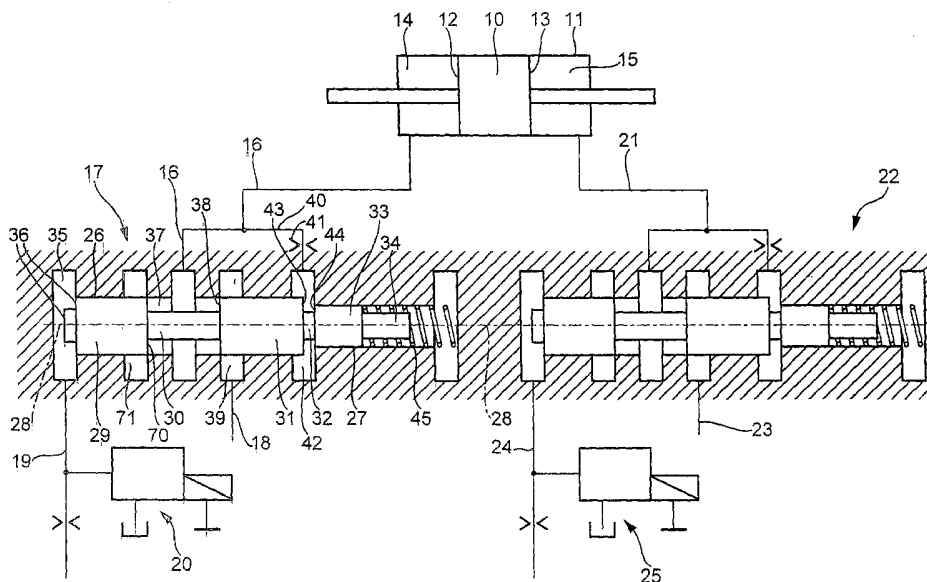
(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2004/010027 A2

- (51) Internationale Patentklassifikation⁷: **F16H 15/00**
- (21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP2003/006696
- (22) Internationales Anmeldedatum:
25. Juni 2003 (25.06.2003)
- (25) Einreichungssprache: Deutsch
- (26) Veröffentlichungssprache: Deutsch
- (30) Angaben zur Priorität:
102 33 089.1 19. Juli 2002 (19.07.2002) DE
- (71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme von US): DAIMLERCHRYSLER AG [DE/DE]; Epplestrasse 225, 70567 Stuttgart (DE).
- (72) Erfinder; und
(75) Erfinder/Anmelder (nur für US): GÖDECKE, Tobias [DE/DE]; Beinstener Strasse 34, 71394 Kernen (DE). HENZLER, Steffen [DE/DE]; Am Südhang 18, 73560 Böbingen (DE). SEIBOLD, Daniel [DE/DE]; Kirchheimer Strasse 46, 73760 Ostfildern (DE).
- (74) Anwälte: KOCHER, Klaus-Peter usw.; DaimlerChrysler AG, Intellectual Property Management, IPM-C106, 70546 Stuttgart (DE).
- (81) Bestimmungsstaaten (national): JP, US.
- Veröffentlicht:
— ohne internationalen Recherchenbericht und erneut zu veröffentlichen nach Erhalt des Berichts

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION

(54) Bezeichnung: GETRIEBE MIT STUFENLOS VERÄNDERBARER ÜBERSETZUNG



(57) Abstract: The invention relates to a continuously variable transmission. Known transmissions of the aforementioned kind comprise a toroid variable speed gear, in which a roller can be swiveled in response to pressure forces acting upon a hydraulic setting piston for modifying the transmission ratio. A slide comprises four control edges and is used to impinge the piston with a hydraulic medium. According to the invention, two rotary slide valves are used, each rotary slide valve having one slide with only two control edges. The rotary slide valves are impinged upon with a control pressure by one solenoid control valve each. The invention also relates to a continuously variable toroidal drive for motor vehicles.

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

WO 2004/010027 A2



Zur Erklärung der Zweibuchstaben-Codes und der anderen Abkürzungen wird auf die Erklärungen ("Guidance Notes on Codes and Abbreviations") am Anfang jeder regulären Ausgabe der PCT-Gazette verwiesen.

(57) Zusammenfassung: 1. Die Erfindung betrifft ein Getriebe mit stufenlos veränderlicher Übersetzung. 2.1 Bekannte gattungsgemäße Getriebe verfügen über Toroidvarioren, bei denen ein Roller nach Massgabe von an einem hydraulischen Stellkolben wirkenden Druckkräften zur Veränderung des Übersetzungsverhältnisses verschwenkbar ist. Zur Beaufschlagung des Kolbens mit einem Hydraulikmedium findet ein Regelschieber Einsatz, welcher über vier Steuerkanten verfügt. 2.2 Erfindungsgemäss finden zwei Regelschieberventile Verwendung, wobei jedes Regelschieberventil über einen Regelschieber mit lediglich zwei Steuerkanten verfügt. Die Regelschieberventile werden jeweils von einem Regelmagnetventil mit einem Steuerdruck beaufschlagt. 2.3 Stufenlose Toroidgetriebe für Kraftfahrzeuge.

Getriebe mit stufenlos veränderbarer Übersetzung

Die Erfindung betrifft ein Getriebe mit stufenlos veränderbarer Übersetzung gemäß den Oberbegriffen der Patentansprüche 1 bzw. 20.

Aus der DE 197 57 017 C2 ist ein Getriebe bekannt, bei welchem zwischen einer Antriebstorusscheibe und einer Abtriebstorusscheibe ein Antriebsmoment über einen mit den Torusscheiben in Reibkontakt stehenden Roller übertragen wird. Durch eine Veränderung der Stellung des Rollers sind die Reibradien des Roller an den Torusscheiben stufenlos veränderbar, so dass die Übersetzung (der Drehzahl und des Drehmomentes) zwischen der Antriebstorusscheibe und der Abtriebstorusscheibe stufenlos veränderbar ist. Der Roller stützt sich quer zur Rotationsachse der Torusscheiben und in Richtung der zwischen Roller und Torusscheiben wirkenden Reibkraft gegenüber mindestens einem Kolben ab, mittels welchem eine Regelkraft aufgebracht ist. Über die Regelkraft kann die Stellung des Rollers und damit die Übersetzung verändert werden. Hierzu ist der Kolben über zwei Druckräume beaufschlagbar, wobei entsprechend einer Beaufschlagung der Druckräume mit einem Hydraulikmedium die Regelkraft veränderbar ist. Die Beaufschlagung der Druckräume erfolgt über ein Regelschieberventil. Dem Regelschieberventil wird ein Arbeitsdruck zugeführt sowie ein Steuerdruck. Nach Maßgabe des Steuerdruckes wird mittels des Regelschieberventiles als Ausgangsdruck desselben ein Regeldruck erzeugt, welcher insbesondere proportional zum Steuerdruck ist. Der Regeldruck wird zur Einstellung der Regelkraft mindestens einem Druckraum zugeführt.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein Getriebe mit stufenlos veränderbarer Übersetzung vorzuschlagen, welches bei einfacher oder kostengünstiger Fertigung eine gute Regelbarkeit bzw. Steuerbarkeit der Stellung des Rollers gewährleistet.

Der Erfindung liegt die Erkenntnis zugrunde, dass eine Steuerung oder Regelung (im folgenden als Steuerung bezeichnet) des Druckes in den Druckräumen über einen einzigen Regelschieber nachteilig ist. Die gemäß dem Stand der Technik eingesetzten Regelschieberventile verfügen dabei über einen Regelschieber mit zwei Druckkammern. Die bekannten Regelschieber verfügen über vier Steuerkanten. Für eine exakte Auslegung der Regelschieberventile bilden diese vier Steuerkanten Mehrfachpassungen, welche hochgenau einerseits gegenüber den benachbarten Steuerkanten und andererseits gegenüber den Steuerkanälen des Regelschiebers gefertigt werden müssen. Darüber hinaus ist eine Einstellung der Öffnungsverhältnisse der Übertrittsquerschnitte zwischen einzelnen Druckkammern des Regelmagnetventiles durch die relative Lage der Steuerkanten zueinander vorgegeben und kann nicht (nachträglich) eingestellt werden. Ein individueller Ausgleich von toleranzbedingten Schwankungen der Regeldrücke ist ebenfalls nicht möglich.

Erfindungsgemäß ist jedem Druckraum ein Regelschieberventil bzw. ein Regelschieber zugeordnet. Im einfachsten Fall verfügt das Regelschieberventil über lediglich einen Ausgang für den Regeldruck sowie zwei Eingänge für einen Arbeitsdruck sowie einen Steuerdruck.

Ein derartiges Regelschieberventil kann über einen Regelschieber verfügen, der lediglich zwei Steuerkanten aufweist. Hierdurch ergibt sich ein verringerter Fertigungsaufwand. Die Fertigungskosten können infolge der verringerten Toleranzanforderungen gesenkt werden. Gleichzeitig ergibt sich eine erhöhte Zuverlässigkeit des Regelventiles und damit des einstellbaren Regeldruckes. Andererseits stellen die zwei Regelschieberventile separate Systeme dar, welche selbständig einstellbar sind.

Vorzugsweise kann bei der Drehmomentregelung des Getriebes auf Drucksensoren zur Erfassung der Drücke in den Druckräumen verzichtet werden. Bei erfindungsgemäßer Ausgestaltung ergibt sich eine gute Steuerbarkeit der Drücke in den Druckräumen und damit eine exakte Ausrichtung des Rollers entsprechend dem gewünschten Übersetzungsverhältnis. Darüber hinaus ergibt sich bei erfindungsgemäßer Ausbildung ein deutlich reduzierter Systemdruck und damit ein niedrigerer Energiebedarf, insbesondere bei Leerlauf des Fahrzeuges sowie bei geringer Last gegenüber vergleichbaren Systemen nach dem Stand der Technik.

Vorzugsweise ist je nach Lastfall, also für beide Richtungen des an dem Roller wirksamen (Antriebs-)Momentes, der Regeldruck einer der beiden Druckkammern konstant auf einem niedrigen Druck, insbesondere auf dem Druck Null, gehalten. Die Regelkraft ergibt sich aus der Differenz der in den Druckräumen ausgeübten Druckkräfte auf den Kolben. Infolge der erfindungsgemäßen Gestaltung ist dafür Sorge getragen, dass in den Druckkammern entgegengesetzt wirkende Komponenten, welche sich gegenseitig aufheben würden, vermieden sind. Hierdurch kann der Wirkungsgrad des erfindungsgemäßen Wechselgetriebes erhöht werden.

Eine Weiterbildung des Wechselgetriebes ist dadurch gekennzeichnet, dass die Regelschieber mit einem gemeinsamen Steuerdruck beaufschlagt sind. Dies hat zum einen den Vorteil, dass eine gemeinsame Einrichtung zur Bereitstellung des Steuerdruckes verwendet werden kann, wodurch die Zahl der benötigten Bauteile reduziert ist. Des Weiteren kann der Einfluss von Schwankungen des Steuerdruckes reduziert werden, da Abweichungen des Steuerdruckes von einem Solldruck zu Rückwirkungen auf beiden Seiten des Kolbens führen.

Nach einer besonderen Ausgestaltung des Wechselgetriebes ist ein Regelschieberventil invers zu dem anderen Regelschieberventil ausgebildet. Dieses bedeutet, dass für eine Erhöhung des Steuerdruckes in einer Druckkammer der Regeldruck erhöht wird, während der Regeldruck in der anderen Druckkammer mit einer Er-

höhung des Steuerdruckes verringert ist. Eine Veränderung des Steuerdruckes hat somit eine doppelt wirkende Änderung der Regelkraft zur Folge, wodurch eine besonders effektive Steuerung möglich ist.

Gemäß einem weiteren Vorschlag der Erfindung sind die Regelschieber abstützende Druckfedern, die wirksamen Stirnflächen der Regelschieber und die Lage der Steuerkanten so ausgelegt, dass die Regelschieberventile jeweils in einem definierten Arbeitsbereich einen von Null linear ansteigenden Regeldruck erzeugen. Überschneiden sich die Arbeitsbereiche teilweise gegenseitig, so ergeben sich drei Betriebsbereiche: die zwei Teilarbeitsbereiche korrespondieren mit einem ersten und einem dritten Betriebsbereich, in denen jeweils lediglich ein Druckraum mit einem Regeldruck des im Arbeitsbereich befindlichen Regelschieberventiles beaufschlagt ist. In diesen Betriebsbereichen ist eine Steuerung mit einem hohen Wirkungsgrad ermöglicht. In dem Überschneidungsbereich (zweiter Betriebsbereich) sind beide Druckräume mit einem Regeldruck beaufschlagt. Die Regelkraft ergibt sich somit aus einer Überlagerung der in den Druckräumen erzeugten Komponenten der Regelkraft. Die Abhängigkeit der Regelkraft von dem bzw. den Steuerdruck/-drücken ist in dem Übergangsbereich von den ersten Betriebsbereich zum zweiten Betriebsbereich sowie vom zweiten Betriebsbereich zum dritten Betriebsbereich (und umgekehrt) stetig mit einer sprunghaften Änderung der Steigung. Zweite Betriebsbereich mit größerer Steigung haben zur Folge, dass über eine größere Druckänderung eine kleine Drehmomentänderung bewirken. Erstreckt sich der zweite Betriebsbereich im Bereich der Umschaltung der Fahrbereiche und der Richtungsumkehr des Drehmomentes, so kann über die Änderung der Steigung der Druck-Regelkraft-Kennlinie eine besonders feinfühligere Steuerung erfolgen.

Gemäß einer Abwandlung der Erfindung schließen die Arbeitsbereiche der Regelschieberventile ohne gegenseitige Überschneidung unmittelbar aneinander an. Hierdurch entfällt der zweite

Betriebsbereich, so dass für alle Betriebsbereiche ein hoher Wirkungsgrad gegeben ist.

Weiterhin ist es durch die Erfindung ermöglicht, dass zumindest ein Regelschieber eines Regelschieberventiles gegenüber einem Druckraum mit einem Abstützdruck verschieblich ist. Dieses kann alternativ oder ergänzend zur Abstützung des Regelschiebers über eine Druckfeder erfolgen. Durch die Druckbeaufschlagung kann über die (veränderliche) Einstellung des Druckes eine Erhöhung der Variabilität des Hydrauliksystems erzielt werden.

Gemäß einer Weiterbildung der Erfindung wird einem ersten Regelschieberventil ein Steuerdruck zugeführt und dem zweiten Regelschieberventil als Steuerdruck der Regeldruck des ersten Regelschieberventils zugeführt. Hiermit werden etwaige Abweichungen des Regeldruckes von einem Sollruck des ersten Regelschieberventiles, beispielsweise infolge von Fertigungsfehlern des ersten Regelschieberventiles oder infolge von Fehlern des Steuer- oder Arbeitsdruckes, dem zweiten Regelschieberventil zugeführt. Damit wirken aber die vorgenannten Abweichungen auf beide Druckräume. Eine automatische gegenseitige (zumindest teilweise) Ausregelung von Regelabweichungen ist damit ermöglicht.

Vorzugsweise wird der Druck zur Abstützung in der vorgenannten Druckkammer bei niedrigen Lasten und im Leerlauf auf ein niedriges Niveau abgesenkt. Hierdurch kann auch das Niveau der erforderlichen Arbeits- und Steuerdrücke gesenkt werden, wodurch ein weiter verbesserter Wirkungsgrad bedingt ist.

Eine weitere Lösung der der Erfindung zugrunde liegenden Aufgabe ist dadurch gekennzeichnet, dass einem Druckraum ein Regeldruck eines ersten Regelschieberventiles zugeführt wird und dem anderen Druckraum ein Regeldruck eines zweiten Regelschieberventiles zugeführt wird, wobei das zweite Regelschieberventil mit einem Steuerdruck sowie dem Regeldruck des ersten Regelschieberventiles beaufschlagt ist. Hiermit werden etwaige Abweichungen des Regeldruckes von einem Sollruck des ersten Re-

gelschieberventiles, beispielsweise infolge von Fertigungsfehlern des ersten Regelschieberventiles oder infolge von Fehlern des Steuer- oder Arbeitsdruckes, dem zweiten Regelschieberventil zugeführt. Dabei beeinflussen sowohl der rückgeführte Regeldruck des ersten Regelschieberventiles als auch der Steuerdruck, welcher unabhängig oder korrespondierend zum Steuerdruck des ersten Regelschieberventiles, auf das Kräftegleichgewicht an dem Regelschieber des zweiten Regelschieberventiles ein.

Vorteilhafte Weiterbildungen ergeben sich aus den Unteransprüchen, der Beschreibung und der Zeichnung. Bevorzugte Ausführungsbeispiele des erfindungsgemäßen Getriebes werden nachfolgend anhand der Zeichnung näher erläutert. In der Zeichnung zeigt:

- Fig.1 eine Hydraulikversorgungseinrichtung eines erfindungsgemäßen Getriebes gemäß einem ersten Ausführungsbeispiel,
- Fig.2 Druck- und Regelkraftabhängigkeiten gemäß dem ersten Ausführungsbeispiel,
- Fig. 3 eine Hydraulikversorgungseinrichtung eines erfindungsgemäßen Getriebes gemäß einem zweiten Ausführungsbeispiel,
- Fig. 4 Druck- und Regelkraftabhängigkeiten gemäß dem zweiten Ausführungsbeispiel,
- Fig. 5 eine Hydraulikversorgungseinrichtung eines erfindungsgemäßen Getriebes gemäß einem dritten Ausführungsbeispiel,
- Fig. 6 Druck- und Regelkraftabhängigkeiten gemäß dem dritten Ausführungsbeispiel,

- Fig. 7 Druck- und Regelkraftabhängigkeiten gemäß einem vierten Ausführungsbeispiel,
- Fig. 8 eine Hydraulikversorgungseinrichtung eines erfindungsgemäßen Getriebes gemäß einem fünften Ausführungsbeispiel,
- Fig. 9 Druck- und Regelkraftabhängigkeiten gemäß dem fünften Ausführungsbeispiel,
- Fig. 10 eine Hydraulikversorgungseinrichtung eines erfindungsgemäßen Getriebes gemäß einem sechsten Ausführungsbeispiel,
- Fig. 11 Druck- und Regelkraftabhängigkeiten gemäß dem sechsten Ausführungsbeispiel,
- Fig. 12 eine Hydraulikversorgungseinrichtung eines erfindungsgemäßen Getriebes gemäß eines siebten Ausführungsbeispiel und
- Fig. 13 Druck- und Regelkraftabhängigkeiten gemäß dem siebten Ausführungsbeispiel.

Bei dem erfindungsgemäßen Getriebe handelt es sich um ein stufenloses Getriebe, vorzugsweise mit mehreren Fahrbereichen für Vorwärtsfahrt. Insbesondere handelt es sich um ein Getriebe mit Leistungsverzweigung, welches mindestens zwei parallele Leistungspfade aufweist, wobei mindestens ein Leistungspfad eine konstante Übersetzung und ein weiterer Leistungspfad eine variable, durch einen mit mindestens einer Antriebstorusscheibe, mindestens einer Abtriebstorusscheibe und mindestens einem Roller gebildeten Variator verstellbare Übersetzung aufweist. Die Fahrbereiche sind vorteilhaft derart ausgelegt, dass ein Fahrbereichswechsel ohne Übersetzungssprung und ohne Änderung der Variatorübersetzung bei einer Betätigung der Schaltelemente bei Synchrondrehzahl möglich ist. Als Folge dessen muß sich beim

Fahrbereichswechsel der Leistungsfluss auf dem variablen Leistungspfad und damit über den Variator umkehren. Dies hat eine Umkehrung der Richtung des übertragenen Drehmoments am Variator zur Folge.

Der mindestens eine Roller ist verschwenkbar um eine Schwenkachse gelagert, wobei nach Maßgabe der Verschwenkung das Übersetzungsverhältnis zwischen den Torusscheiben veränderbar ist. In Richtung der Schwenkachse stützt sich der Roller ggf. unter Zwischenschaltung mechanischer Trage- und Führungselemente über einen beidseitig wirkenden Kolben oder zwei einseitig wirkende Kolben ab. Die Abstützkräfte setzen sich zusammen aus einem für einen quasistationären Betriebszustand konstanten Anteil, welcher beispielsweise eine Überlagerung der an dem Roller wirkenden Reibkräfte beinhaltet, sowie einem Wechselanteil, welcher beispielsweise infolge von Änderungen der Betriebsbedingungen und/oder einem etwaigen Schräglauf im Wälzkontakt zwischen Roller und Torusscheiben infolge einer translatorischen Verschiebung der Roller in Richtung der Schwenkachse entsteht. Zusätzlich ist es ebenfalls möglich, eine Rotationsbewegung der Roller um die Schwenkachse über geeignete Getriebeelemente in eine Translationsbewegung des Kolbens umzuwandeln.

Hinsichtlich der zwischen Roller und Kolben zwischengeschalteten Getriebeelemente zur Realisierung des Kraftflusses sowie der Kopplung des Kolbens mit dem Roller wird beispielsweise auf die entsprechenden Vorrichtungen der Druckschriften EP 0 937 913, US 6 132 333, JP 09 20 3 450, JP 09 210 164, JP 08 233 085, JP 07 151 218, DE 197 57 017 C2 und die unveröffentlichte Anmeldung DE 102 06 200.5 verwiesen. Weitere diesbezügliche Vorrichtungen sind folgenden Literaturstellen zu entnehmen:

H.Kumura, Nissan Motor Co.: Development of a Dual-Cavity Half - Toroidal CVT. Int. Congress on Continuously Variable Power Transmission CVT'99, Eindhoven, 16.-17. September, 1999,

H. Sakai, Nissan Motor Co.: Speed control device of toroidal type continuously variable transmission,

K.Abo, Nissan Motor Co.: Development of a metal belt-drive CVT incorporating a torque converter for use with 2-liter class engines. Transmission and Driveline Systems Symposium 1998, SAE Paper 980823, 1998.

Eine weitere Ausgestaltung einer Verstellung des Rollers über einen Kolben ist einem heutigem Seriengetriebe („Extroid“ des Fahrzeugherstellers Nissan) zu entnehmen.

Die vorgenannten bekannten Ausgestaltungsformen einer Anbindung eines Kolbens an den Roller zur Aufbringung einer Regelkraft zur Regelung der Stellung des Rollers und damit der Übersetzung sind problemlos in den Gegenstand der vorliegenden Anmeldung integrierbar. Die vorgenannten Anmeldungen werden hinsichtlich der zwischen Kolben und Roller zwischengeschalteten Getriebeelemente zum Gegenstand der vorliegenden Anmeldung gemacht.

Gemäß dem in Fig.1 dargestellten Ausführungsbeispiel ist der Kolben als beidseitig wirkender Kolben 10 ausgebildet. Der Kolben 10 findet Aufnahme in einem Zylinder 11 und ist an gegenüberliegenden Stirnseiten 12,13 über Druckräume 14,15 jeweils mit einem Hydraulikmedium beaufschlagbar. Die Stirnflächen 12,13 verfügen über gleiche oder unterschiedliche Durchmesser. Die an dem Kolben 10 erzeugte Regelkraft, welche, ggf. unter Zwischenschaltung einer geeigneten Übersetzung, auf den Roller wirkt, ergibt sich aus der Differenz des Produktes des Druckes im Druckraum 14 mit der Stirnfläche 12 und dem Produkt des Druckes in den Druckraum 15 mit der Stirnfläche 13.

Gemäß dem in Fig.1 dargestellten Ausführungsbeispiel wird der Druckraum 14 über eine erste Regeldruckleitung 16 mit einem Regeldruck beaufschlagt. Der Regeldruck ist Ausgang eines Regelschieberventils 17, welches als Eingangsgrößen über eine Arbeitsdruckleitung 18 mit einem konstanten oder variablen Ar-

beitsdruck sowie über eine Steuerdruckleitung 19 mit einem Steuerdruck beaufschlagt ist. Der Steuerdruck ist Ausgang eines Regelmagnetventiles 20, welches nach Maßgabe eines elektrischen Signales einen, insbesondere dem elektrischen Signal proportionalen, Steuerdruck erzeugt.

Das Regelmagnetventil 20 ist entsprechend den an sich bekannten Regelmagnetventilen aufgebaut, welche ein von einer Eingangsgröße wie einem elektrischen Signal abhängigen Steuerdruck erzeugen. Hinsichtlich beispielhafter Ausgestaltungen eines derartigen Regelmagnetventiles 20 wird auf die nicht vorveröffentlichten Patentanmeldungen DE 102 07 991.9 oder DE 102 14 292 sowie DE 101 18 104.3 oder die Druckschrift DE 197 33 660 A1 verwiesen.

Der Druckraum 15 ist mit einem Regeldruck über eine Regeldruckleitung 21 beaufschlagt. Die Regeldruckleitung 21 wird von einem Regelschieberventil 22 mit einem Hydraulikmedium beaufschlagt. Dem Regelschieberventil 22 werden ein Arbeitsdruck über eine Arbeitsdruckleitung 23 sowie ein Steuerdruck über eine Steuerdruckleitung 24 zugeführt. Der Steuerdruck in der Steuerdruckleitung 24 ist Ausgangsgröße eines Regelmagnetventiles 25, welches zumindest hinsichtlich der Funktion entsprechend dem Regelmagnetventil 20 ausgebildet ist.

Das Regelschieberventil 17 verfügt über einen Regelschieber 26, welcher axial in einem Gehäuse 27 entlang einer Achse 28-28 verschiebbar ist. Der Regelschieber 26 verfügt über einen ersten Teilbereich 29, einen zweiten Teilbereich 30, einen dritten Teilbereich 31, einen vierten Teilbereich 32, einen fünften Teilbereich 33 und einen sechsten Teilbereich 34.

Die Teilbereiche 29-34 sind in der vorgenannten Reihenfolge hintereinanderliegend koaxial zur Achse 28-28 angeordnet und verfügen über im wesentlichen zylindrischen Querschnitt. Die Teilbereiche 29, 31 und 33 sind unter radialer Abdichtung gegenüber dem Gehäuse geführt.

Das Regelschieberventil 17 verfügt über einen Steuerdruckraum 35, welchem über die Steuerdruckleitung 19 ein Steuerdruck zugeführt wird. Im Steuerdruckraum 35 ist eine Stirnfläche 36 des ersten Teilbereichs 29 mit dem Steuerdruck beaufschlagt. Der Steuerdruck wirkt unabhängig von der Stellung des Regelschiebers 26 auf diesen ein.

Der zweite Teilbereich 30 ist mit verringertem Querschnitt zwischen den Teilbereichen 29,31 angeordnet und bildet mit dem Gehäuse des Regelschieberventiles 17 radial außenliegend vom Teilbereich 30 eine Regeldruckkammer 37 aus, welche in ständiger hydraulischer Verbindung mit der Regeldruckleitung 16 steht. Der Regeldruck in der Regeldruckkammer 37 wirkt auf die einander zugewandten Stirnflächen der Teilbereich 31,29, so dass sich die vom Regeldruck ausgeübten Kräfte bei gleichen Querschnitten 31,29 aufheben und bei abweichender Gestaltung mit unterschiedlichen Querschnitten eine Resultierende verbleibt.

Die dem Teilbereich 29 zugewandte Stirnfläche 38 des Teilbereiches 31 bildet eine Steuerkante 38. Die Arbeitsdruckleitung 18 ist verbunden mit einem Ringkanal 39. Über eine Verschiebung der Steuerkante 38 wird ein, insbesondere kreisringförmiger Übertrittsquerschnitt vom Ringkanal 39 zum Regeldruckraum 37 freigegeben, wobei die Größe des freigegebenen Querschnittes nach Maßgabe der Verschiebung entlang der Achse 28-28 veränderbar ist. In der in Fig.1 dargestellten Stellung ist der Übertrittsquerschnitt (gerade noch) geschlossen. Für eine Bewegung des Regelschiebers 26 nach rechts wird der Übertrittsquerschnitt geöffnet.

Der Regeldruck der Regeldruckleitung 16, wird über eine Bypassleitung 40, ggf. unter Zwischenschaltung einer Drossel oder Blende 41, in einen Bypassraum 42 rückgeführt. In dem Bypassraum 42 wirkt der Bypassdruck auf die der Steuerkante 38 gegenüberliegende Stirnfläche 43 des dritten Teilbereiches sowie die der Stirnfläche 43 zugewandte Stirnfläche 44 des Teilberei-

ches 33. Die Querschnittsfläche der Stirnfläche 43 ist größer als die der Stirnfläche 44, so dass der Bypassdruck im Bypassraum 42 eine resultierende Kraft auf den Regelschieber 26 in Richtung der Schließstellung des Regelschieberventiles 17 ausübt.

An einer der Stirnfläche 44 gegenüberliegenden Stirnfläche des Teilbereichs 33 stützt sich der Regelschieber 26 über eine Druckfeder 45 gegenüber dem Gehäuse ab. Die Druckfeder 45 umgibt vorzugsweise die Mantelfläche des Teilbereiches 34. Alternativ oder ergänzend kann an den außenliegenden Stirnflächen der Teilbereiche 33,34 einer der vorgenannten Drücke oder ein separat einstellbarer Druck wirken.

Eine weitere Steuerkante 70 des Teilbereiches 29 begrenzt den Regeldruckraum 37. In der in Fig. 1 dargestellten Stellung verschließt die Steuerkante 70 gerade den Übertrittsquerschnitt vom Regeldruckraum 37 in einen drucklosen Ringkanal 71, welcher beispielsweise mit einem Tank verbunden ist. In der dargestellten Stellung sind die zugeordneten Übertrittsquerschnitte der Steuerkanten 38, 70 gerade geschlossen. Für eine Bewegung des Regelschiebers aus der dargestellten Lage nach rechts öffnet die Steuerkante 38, während für eine Bewegung aus der skizzierten Stellung nach links die Steuerkante 70 öffnet.

In Richtung der Achse 28-28 wirken folgende Kräfte auf den Regelschieber:

- Druckkraft des Steuerdruckes 19 auf die Stirnfläche 36,
- resultierende Druckkraft des Bypassdruckes auf die Stirnflächen 43,44,
- Federkraft 45,
- etwaige Druckkräfte auf die außenliegenden Stirnflächen der Teilbereiche 33,34.

Aus der in Fig.1 dargestellten Stellung wird mit einer Erhöhung des in der Steuerdruckleitung 19 vorliegenden Steuerdruckes das

Regelschieberventil nach rechts verschoben, so dass die Steuerkante 38 die Verbindung zwischen dem Kanal 39 und dem Regeldruckraum 37 freigibt. Hierdurch steigt der Regeldruck in der Regeldruckleitung 16 an. Gleichermaßen steigt infolge der Bypassleitung 40 der Druck im Bypassraum 42 an. Infolge der unterschiedlichen Querschnittsflächen der Stirnflächen 44, 43 wird mit steigendem Regeldruck in der Regeldruckleitung 16 eine steigende Kraft in Schließrichtung der Steuerkante 38 erzeugt, so dass sich selbstständig ein Gleichgewicht einstellt.

Bei einem betriebsbedingten Abfall des Regeldruckes in dem Druckraum 14 verringert sich die Resultierende der am Regelschieber 26 wirkenden Kräfte infolge des Druckabfalles im Bypassraum 42. Der Regelschieber bewegt sich nach rechts. Dies hat zur Folge, dass über die Steuerkante 38 der Übertrittsquerschnitt von der Arbeitsdruckleitung 18 zu der Regeldruckleitung 16 (stärker) geöffnet wird. Der Druck in der Regeldruckleitung 16 und damit in dem Bypassraum 42 steigt so lange an, bis das Kräftegleichgewicht wiederhergestellt ist.

Das Regelschieberventil 22 ist im wesentlichen entsprechend dem Regelschieberventil 17 ausgebildet.

In Fig. 2 sind die Drücke 47 als Funktion der Regelkraft 46 bzw. des mit dieser korrelierenden Drehmomentes aufgetragen. Der Steuerdruck 49 nimmt für eine Bewegung des Regelschiebers 26 des Regelschieberventiles 17 aus der in Fig. 1 skizzierten Stellung nach rechts linear zu. Infolge der proportionalen Verstärkung des Regelschiebers resultiert dies in einem steileren linearen Anstieg des Regeldruckes 51 des Regelschiebers 17 und damit des Druckes in der Druckkammer 14. In diesem Arbeitsbereich der Regelschieberventile 17, 22 wird der Steuerdruck 48 des Regelschieberventiles 22 durch geeignete Beaufschlagung des zugeordneten Regelmagnetventiles auf Null gehalten bzw. in Bereichen gehalten, in welchen der Regeldruckraum des Regelschieberventiles 22 hydraulisch mit dem drucklosen Ringkanal verbunden ist. An dem Kolben 10 wirkt somit lediglich der in dem

Druckraum 14 vorliegende Regeldruck des Regelschieberventiles 17, so dass die resultierende Regelkraft 52 linear ansteigt.

Für eine Bewegung der Regelschiebers 26 aus der in Figur 1 skizzierten Stellung nach links kehren sich die o.a. Druckverhältnisse um:

In diesem Betriebsbereich wird der Steuerdruck 49 des Regelmagnetventiles 17 durch geeignete Beaufschlagung des zugeordneten Regelmagnetventiles auf Null gehalten bzw. in Bereichen gehalten gehalten, in welchen der Regeldruckraum des Regelschieberventiles 17 hydraulisch mit dem drucklosen Ringkanal 71 verbunden ist. Der Druckraum 14 ist in diesem Betriebsbereich somit drucklos. Hingegen wird der Druckraum 15 mit einem Regeldruck 48 des Regelmagnetventiles 22 ungleich Null beaufschlagt. Infolge der Richtungsumkehr der Druckbeaufschlagung des Kolbens 10 ergibt sich eine negative Regelkraft 52. Über beide Betriebsbereiche ergibt sich ein stetig linearer Verlauf der Regelkraft 52.

Aus Fig. 2 ist ersichtlich, dass im Schlepfbetrieb und im unteren Teillastbereich nur ein niedriges Druckniveau benötigt wird. Der Arbeitsdruck wird in Abhängigkeit der Last (selbsttätig) eingestellt, wodurch sich insbesondere im unteren Teillastbereich ein niedriger Systemdruck und somit ein niedriger Energiebedarf ergibt.

Eine zweite Ausführungsform der Erfindung ist in Fig. 3 dargestellt. Bei ansonsten im wesentlichen der Fig. 1 entsprechender Gestaltung sind die Regelschieberventile 17a, 22b invers zueinander ausgebildet. Den Regelschieberventilen 17a, 22b wird der gleiche Steuerdruck eines gemeinsamen Regelmagnetventiles 20 zugeführt. Hierzu ist die Steuerdruckleitung 19a über eine Bypassleitung 60 mit der Steuerdruckleitung 24b verbunden.

Durch geeignete Gestaltung der wirksamen Stirnflächen der Regelschieber 26a,b sowie der Anordnung der Steuerkanten 38a,b

und 70a,b ergibt sich folgende in Fig. 4 dargestellte Regelkraft-Druck-Abhängigkeit:

Der Steuerdruck 48, 49 des gemeinsamen Regelmagnetventiles 20 kann durch geeignete Bestromung des Regelmagnetventiles 20 zwischen Null und einem Maximaldruck variiert werden, wobei der Steuerdruck Null für betragsmäßig maximale negative Regelkraft beträgt und maximal ist für die maximale Regelkraft. Hieraus folgt für das Regelmagnetventil 17a ein proportionaler Druckverlauf des Regeldruckes 51a in der Regeldruckleitung 16a. Für das inverse Regelmagnetventil 22b ergibt sich für einen Steuerdruck von Null ein maximaler Regeldruck 52b in der Regeldruckleitung 21b, welcher mit einer Erhöhung des Steuerdruckes 48,49 linear abfällt und für maximalen Steuerdruck 48,49 Null erreicht. Bei einem vorgegebenen Steuerdruck von 0 bar werden beide Regelschieber 17a, 22b aufgrund der anliegenden Federkräfte der Druckfedern 45a, 45b nach links gegen einen Anschlag gepresst. Während die Steuerkante 38a des Regelschieberventiles 17a den Übertrittsquerschnitt vom Ringkanal 39a zum Regeldruckraum 37a vollständig verschließt, ist durch die Steuerkante 38b des Regelschieberventiles 22b der Übertrittsquerschnitt vom Ringkanal 39b zum Regeldruckraum 37b vollständig geöffnet. Wird der Steuerdruck des Regelmagnetventiles 20 erhöht, wandern beide Regelschieber 26a, 26b nach rechts. Während die Steuerkante 38a mit zunehmendem Steuerdruck zunehmend öffnet, verschließt die Steuerkante 39a mit zunehmendem Steuerdruck zunehmend.

Die Maxima der Regeldrücke 51a, 52b sind gleich. Für die Hälfte des maximalen Steuerdruckes 48,49 sind die Regeldrücke 51a, 52b gleich groß. In diesem Falle gleichen sich die auf den Kolben 10 wirkenden Druckkräfte gegenseitig aus, so dass sich eine Regelkraft von Null ergibt. Für abweichende Betriebsbereiche verläuft die Regelkraft 52 stetig und linear.

Eine etwaige Toleranz des inversen Regelschiebers 22b, beispielsweise in Folge der Streuung der Federkennlinie, lässt

sich über die Einstellung der Vorspannung auf einen vernachlässigbaren Wert verringern.

Besonderes Augenmerk gilt bei dieser zweiten Ausführungsform der Erfindung der Gestaltung der Bypassleitung 60, da sich über diese gemeinsame Leitung die Steuerdrücke in den Steuerdruckräumen 35a und 35b gegenseitig beeinflussen können. Hier (wie auch an anderen Leitungen 19,24,16,21,40) können Absorptionselemente wie Drosseln, Blenden oder Kolbenspeicherelemente zum Einsatz kommen.

Eine dritte Ausgestaltungsform der Erfindung ist in Fig. 5 dargestellt. Um den Druckbedarf insbesondere im unteren Teillastbereich abzusenken, werden die Regelschieber 17c,22d der zweiten Ausführungsform auf unterschiedliche Druckbereiche des Steuerdruckes des für beide Regelschieberventile 17c,22d zuständigen Regelmagnetventiles 20 ausgelegt. Der Aufbau bleibt damit im Vergleich zur zweiten Ausführungsform im wesentlichen unverändert, lediglich die Federsteifigkeit können der Druckfedern 45c, d und die wirksamen Stirnflächen 36 c,d der Regelschieber 26c,d sind geeignet anzupassen:

Für verschwindenden Steuerdruck in der Steuerdruckleitung 19c liegt der Regelschieber 26c an einem linken Anschlag des Regelschieberventils 17c an. Eine Vorspannung der Feder 45c ist derart gewählt, dass mit einer Druckerhöhung des Steuerdruckes in der Steuerdruckleitung 19c der Regelschieber 26c weiter an dem Anschlag anliegt, bis die Hälfte des maximalen Steuerdruckes erreicht ist. Erst mit einer Erhöhung des Steuerdruckes über die Hälfte des maximalen Steuerdruckes bewegt sich der Regelschieber 26c nach rechts, wobei während der Bewegung des Regelschiebers 26c die Steuerkante 38c zunehmend den Übertrittsquerschnitt vom Ringkanal 39c zum Regeldruckraum 37c freigibt.

Für das inverse Regelschieberventil 22d verschließt die Steuerkante 38d mit dem Erreichen der Hälfte des Maximums des Steuerdruckes den Übertrittsquerschnitt vom Ringkanal 39d zum Regel-

druckraum 37d. Gleichzeitig gibt eine weitere Steuerkante 70d einen Übertrittsquerschnitt von einem drucklosen Ringkanal 71d, welcher beispielsweise mit einem Tank verbunden ist, zum Regeldruckraum 37d frei, so dass der Regeldruck in der Regeldruckleitung 21d Null beträgt.

Fig.6 zeigt eine Regelkraft-Druck-Abhängigkeit entsprechend Fig.2 für das dritte Ausführungsbeispiel. Die Steuerdrücke 48,49 steigen von 0 für maximale negative Regelkraft linear mit steigender Regelkraft an. Infolge der Auslegung der Querschnitte und Federsteifigkeiten bzw. - Vorspannungen sind die Regeldruckverläufe 50d,51c sowie der resultierende Differenzdruck 52 entsprechend den in Fig.2 dargestellten Verläufen ausgebildet.

Entsprechend einer vierten Ausführungsform der Erfindung erreichen die Steuerkanten 38c, 38d für unterschiedliche Steuerdrücke ihre Schließstellung. Das Regelmagnetventil 17c öffnet bereits bei einem Drehmoment 80, welches kleiner als Null ist, während das Regelschieberventil 22d erst bei einem Drehmoment 81 schließt, welches größer als Null ist. Die Drehmomente 80,81 sind vorzugsweise betragsmäßig gleich groß. Infolge der vorstehend dargelegten Verschiebung der Schließpunkte ergibt sich eine stückweise lineare Regelkraftkennlinie 52d. Für normierte Drehmomente innerhalb eines ersten Betriebsbereiches zwischen dem maximalen negativen Drehmoment und Drehmoment 80 liegt lediglich der Druck 50d an dem Kolben 10 an, während der Druck 51c Null beträgt. In einem zweiten Betriebsbereich für Drehmomente im Bereich des Drehmomentes 80 und des Drehmomentes 81 liegen (kleine) Drücke 50d und 51c an dem Kolben 10 an. Infolge der Überlagerung der auf die beiden Kolbenflächen ausgeübten Kräfte nimmt die Steigung der Regelkraftkennlinie 52d im Bereich von den Drehmomenten 80 und 81 zu. Für einen dritten Betriebsbereich mit Drehmomenten oberhalb des Drehmomentes 81 beträgt der Regeldruck 50d Null, während der Regeldruck 51c linear ansteigt. Infolge der steilen Kennlinie im Bereich der Drehmomente 80 und 81, also im Bereich des Koordinatenursprunges und damit insbesondere für einen Lastwechsel am Variator,

liegt eine steile Regelkraftkennlinie 52d vor, welche ein verbessertes Regelverhalten ermöglicht.

Ein in Fig.8 dargestelltes fünftes Ausführungsbeispiel entspricht im wesentlichen dem zweiten bis vierten Ausführungsbeispiel. Allerdings wird dem Regelschieberventil 22f nicht der Steuerdruck einer Steuerdruckleitung zugeführt. Vielmehr wird dem Regelschieberventil 22f als Steuerdruck der Regeldruck der Regeldruckleitung 16e bzw. der Bypassleitung 40e zugeführt. Da der dem Regelschieberventil 22f zugeführte Regeldruck der Regeldruckleitung 16e größer ist als der erforderliche Steuerdruck, wirkt dieser nicht auf eine gesamte freie Stirnfläche des Regelschiebers, sondern nur auf eine Teilfläche. Aus diesem Grund verfügt der Regelschieber 26f über einen Fortsatz 90 zur Reduzierung der wirksamen Stirnfläche.

Die Druck- Regelkraft- Abhängigkeit des fünften Ausführungsbeispiels in Fig.9 entspricht im wesentlichen der Darstellung gemäß Fig.4. Bei abweichender Gestaltung der Federkennlinien bzw. -vorspannung sowie der wirksamen Stirnflächen sind mit der prinzipiellen Ausgestaltung gemäß Fig.8 auch Abhängigkeiten gemäß Fig.6 oder Fig. 7 erzielbar.

Eine sechste Ausführungsform der Erfindung ist in Fig.10 dargestellt. Zusätzlich zu einem Steuerdruck in einem Steuerdruckraum 35h und einem Bypassdruck in einem Bypassraum 42h wirkt, insbesondere zusätzlich zu einer Feder 45h, ein Druck auf die dem Steuerdruckraum 35h gegenüberliegende Stirnfläche 200 des Regelschiebers 26h. Bei diesem Druck handelt es sich beispielsweise um den Arbeitsdruck der Arbeitsdruckleitung 18h, welcher unvermindert oder nach Maßgabe einer weiteren Steuerkante des Regelschiebers 26h gemindert eine Stirnfläche 200 des Regelschiebers 26h beaufschlagt. Alternativ oder ergänzend ist es ebenfalls möglich, die Stirnfläche 200 über ein weiteres Regelmagnetventil zu beaufschlagen. Mit dieser sechsten Ausführungsform kann der Druckbedarf für den Arbeitsdruck im Bereich des

Drehmoments von ungefähr Null abgesenkt werden, vgl. hierzu die dritte Ausführungsform gemäß Fig.5.

Um in den beiden Druckräumen 14,15 eine Druckdifferenz von Null und damit eine verschwindende Regelkraft zu erzeugen, muss die Kraft auf den Regelschieber 26h, welche mit der Summe der vom Steuerdruck sowie dem Bypassdruck auf den Regelschieber 26h ausgeübten Kraft korreliert, mit derjenigen Kraft im Gleichgewicht stehen, welche sich aus der Druckfeder 45h sowie dem an der Stirnfläche 200 des Regelschiebers 26h wirkenden Arbeitsdruck (bzw. ein Teil desselben) ergibt.

Wird der Arbeitsdruck bei niedriger Last und im Leerlauf auf ein niedrigeres Niveau abgesenkt, kann auch der Steuerdruck, insbesondere der Steuerdruckleitung 19g, herabgesetzt werden und somit ein hoher Wirkungsgrad erzielt werden.

Wird für einen positiven Drehmomentbereich der Steuerdruck in der Steuerdruckleitung 19g erhöht, verbindet die Steuerkante 38g den Ringkanal 39g mit der Regeldruckkammer 37g und sorgt somit für einen Druckanstieg des Regeldruckes in der Regel-druckleitung 16g. Dies führt zu einem Druckanstieg dem Steuer-druckraum 35h und damit an der linken Stirnseite des Regel-schiebers 26h, wodurch der Regelschieber 26h veranlaßt wird, sich nach rechts zu bewegen. Diese Änderung der Kraftverhältnisse kann durch den auf die rechte Stirnseite 200 geführten, ebenfalls infolge einer geeigneten Regelung oder infolge einer weiteren Steuerkante ansteigenden (Arbeits-)Druck kompensiert werden. Infolge dessen bleibt der Regeldruck in der Regeldruck-leitung 21h und in dem Druckraum 15 auf seinem konstanten Druckniveau vgl. Fig.11.

Ebenso ist es denkbar, keinen zu dem Regeldruck in der Regel-druckleitung 16g proportionalen Druckverlauf für den an der rechten Stirnfläche des Regelschiebers 26h wirkenden Arbeitsdruck zu verwenden. Dadurch ergibt sich ein entsprechend veränderter Verlauf des Druckes in der Regeldruckleitung 21h, wel-

cher seitens einer Steuereinrichtung für die Vorgabe des Druckes in der Regeldruckleitung 16g und damit in der Steuerdruckleitung 19g durch das Regelmagnetventil 20 berücksichtigt werden kann. Für den negativen Drehmomentbereich wird gemäß Fig. 11 der Steuerdruck in der Steuerdruckleitung 19g auf ein Niveau gesenkt, welches kleiner oder gleich einem Viertel des Maximums des Steuerdruckes in der Steuerdruckleitung 19g ist. Der Regeldruck in der Regeldruckleitung 16g erstreckt sich über einen hierzu proportionalen Bereich.

Ausgehend von einem verschwindenden Steuerdruck in der Steuerdruckleitung 16g wird der Druck in der Regeldruckleitung 21h durch den an der Stirnfläche 200 des Regelschiebers 26h wirkenden Arbeitsdruck mitbestimmt. Bei einer Erhöhung des Regeldruckes in der Regeldruckleitung 16g wird der Regelschieber 22h in seiner Lage so verändert, dass der Regeldruckraum 37h über die Steuerkante 70h mit dem drucklosen Ringkanal 71h verbunden wird. Der Regeldruck in der Regeldruckleitung sinkt. Es stellt sich ein neues Kräftegleichgewicht am Regelschieber 26h ein, wenn die Kräfteerhöhung durch den in dem Steuerdruckraum 35h anliegenden Regeldruck der Regeldruckleitung 16g durch die Druckabsenkung des Regeldruckes in der Regeldruckleitung 21h kompensiert wurde. Somit ist es möglich, mit Hilfe des Regeldruckes in der Regeldruckleitung 16g den Regeldruck in der Regeldruckleitung 21h (und damit den Differenzdruck bzw. die Regelkraft) exakt einzustellen.

Gemäß dem in Fig. 12 dargestellten siebten Ausführungsbeispiel erzeugt das Regelschieberventil 22j in der Regeldruckleitung 21j einen Regeldruck, welcher proportional zu dem in der Steuerdruckleitung 24j von einem Regelmagnetventil 25 bereitgestellten Steuerdruck ist. Neben einer Rückkopplung des Regeldruckes in der Regeldruckleitung 21j entsprechend den vorhergehenden Ausführungsbeispielen ist der Regeldruck der Regeldruckleitung 21j des Regelschieberventiles 22j auf den ersten Regelschieber, ggf. unter Zwischenschaltung einer Drossel oder Blende, zurückgeführt. Dieser Regeldruck wirkt auf zwei gegenüber-

liegende Stirnflächen 90i,91i, welche gemäß dem in Fig.12 dargestellten Ausführungsbeispiel eine resultierende Kraft nach rechts, also in Öffnungsrichtung des Regelschieberventiles 17i, erzeugen. Das Regelschieberventil 22j ist im wesentlichen entsprechend dem in Fig.1 dargestellten Regelschieberventil 17 ausgebildet, so dass der in der Steuerdruckleitung 24j vorliegende Steuerdruck eines Regelmagnetventiles 25 in einen proportionalen Regeldruck in der Regeldruckleitung 21j umgewandelt ist.

Demgemäß wird mit den Regelschieberventilen 17i,22j der Kolben in dem Druckraum 15 mit einem Druck beaufschlagt, welcher ausschließlich von dem Steuerdruck in der Steuerdruckleitung 24j abhängig ist, während der Kolben 10 in dem Druckraum 14 von einem Druck beaufschlagt ist, welcher relativ zum Druck in dem Druckraum 15 ist. Die Funktionsweise der hierüber hinausgehenden Teilsysteme bestehend aus den Regelschieberventilen 17i,22j ist mit der Funktionsweise der entsprechenden Systeme der ersten Ausführungsform, vgl. Fig.1, identisch.

Liegt im Steuerdruckraum 35i ein konstanter Steuerdruck an, welcher die Hälfte des maximalen Steuerdruckes ist, und wird der Steuerdruck in der Steuerdruckleitung 24j von 0 an erhöht, so bewirkt der Regelschieber 22j ein Ansteigen des Druckes in dem Druckraum 15. Infolge der Rückführung des Druckes im Druckraum 15 auf eine Stirnfläche des Regelschiebers 26i, verändert sich die Lage des Regelschiebers 26i, so dass die Steuerkante 38i öffnet und einen Übertrittsquerschnitt vom Ringkanal 39i in den Regeldruckraum 37i schafft. Der Druck im Druckraum 14 wird auf den Druck in dem Druckraum 15 eingeregelt. Die Druckdifferenz in den Druckräumen 14,15 bleibt trotz der Erhöhung der Drücke in den Druckräumen 14,15 konstant.

Um eine Veränderung der Druckdifferenz in den Druckräumen 14,15 zu erreichen, muss der Steuerdruck in der Steuerdruckleitung 19i verändert werden, vgl. Fig.13. Durch ein Anheben des Steuerdruckes in der Steuerdruckleitung 19i wird das Gleichgewicht

am Regelschieber 26i gestört, so dass der Regelschieber 26i die Steuerkante 38i zwischen dem Arbeitsdruck und dem Regeldruck in der Regeldruckkammer 37i öffnet, bis sich die anliegenden Kräfte ausgeglichen haben. Um die gewünschte Druckdifferenz in den Druckkammern 14,15 am Kolben einstellen zu können, muss folgende Bedingung erfüllt sein:

Der über das Regelschieberventil 22j eingestellte Regeldruck in der Regeldruckleitung 21j muss kleiner sein als die Differenz von dem Arbeitsdruck in der Arbeitsdruckleitung 18j und der gewünschten Druckdifferenz, welche mit der Soll-Regelkraft korreliert.

Andernfalls erreicht der Druck in dem Druckraum 14 das Niveau des Arbeitsdruckes und kann den vorgegebenen Solldifferenzdruck nicht einstellen.

Um die Druckdifferenz am Kolben 10 umzukehren, muß der Steuerdruck in der Steuerdruckleitung 19i im Bereich von 0 bis zur Hälfte des maximalen Steuerdruckes liegen. Das daraus resultierende Kräftegleichgewicht am Regelschieber 17i sorgt für eine dem Steuerdruck proportionale Druckdifferenz in den Druckräumen 14,15. Voraussetzung für die Funktionsweise bei umgekehrter Druckdifferenz ist ein Druckniveau des Regeldruckes in der Regeldruckleitung 21j, welches oberhalb des vorgegebenen Differenzdruckes liegt.

Das (bzw. die) Regelmagnetventil(e) 20 wird (bzw. werden) über eine Steuereinrichtung mit einer geeigneten Bestromung beaufschlagt, welche mit der gewünschten Regelkraft, dem gewünschten Drehmoment bzw. der gewünschten Übersetzung korreliert. Diese werden nach Maßgabe eines Fahrers oder eines geeigneten Automatenprogrammes vorgegeben.

Patentansprüche

1. Getriebe

- mit einem zwischen einer Antriebstorusscheibe und einer Abtriebstorusscheibe ein Antriebsmoment übertragenden Roller,

wobei

- nach Maßgabe der Stellung des Rollers die Übersetzung zwischen der Antriebstorusscheibe und der Abtriebstorusscheibe stufenlos veränderbar ist,
- der Stellung des Rollers über eine von mindestens einem Kolben (10) aufgebrachte Regelkraft abgestützt ist,
- der mindestens eine Kolben (10) über zwei Druckräume (14, 15) beaufschlagbar ist,
- die Beaufschlagung der Druckräume (14, 15) über ein Regelschieberventil erfolgt, welches nach Maßgabe eines dem Regelschieberventil zugeführten Steuerdruckes einen mindestens einem Druckraum (14, 15) zugeführten Regeldruck erzeugt,

dadurch gekennzeichnet, dass

jedem Druckraum (14, 15) ein Regelschieberventil (17, 22) bzw. ein Regelschieber (26) zugeordnet ist.

2. Getriebe nach Anspruch 1,

dadurch gekennzeichnet, dass

die zumindest einer der Regelschieber (26) über genau zwei Steuerkanten (38, 70) verfügt.

3. Getriebe nach Anspruch 1 oder 2,

dadurch gekennzeichnet, dass

die Regelschieber (26) mit unterschiedlichen Steuerdrücken beaufschlagt sind.

4. Getriebe nach Anspruch 3,

dadurch gekennzeichnet, dass

je nach Lastfall der Regeldruck einer der beiden Druckkammern (14, 15) konstant auf einem niedrigen Druck gehalten wird.

5. Getriebe nach Anspruch 1 oder 2,

dadurch gekennzeichnet, dass

die Regelschieber (26) mit einem gemeinsamen Steuerdruck beaufschlagt sind.

6. Getriebe nach Anspruch 5,

dadurch gekennzeichnet, dass

ein Regelschieberventil (22b; 22d) invers zu einem anderen Regelschieberventil (17a; 17c) ausgebildet ist.

7. Getriebe nach Anspruch 6,

dadurch gekennzeichnet, dass

die beiden Regelschieberventile (17a, 22b; 17c, 22d) über eine gemeinsame Steuerleitung (19a, 60, 24b) miteinander verbunden sind.

8. Getriebe nach Anspruch 7,

dadurch gekennzeichnet, dass

in der gemeinsamen Steuerleitung (60) zur Vermeidung von Rückwirkungen von einem Regelschieberventil (17a, 17c bzw. 22b, 22d) auf das andere Regelschieberventil (22b, 22d bzw. 17a, 17c) Absorptionselemente angeordnet sind.

9. Getriebe nach Anspruch 5, 6, 7 oder 8,

dadurch gekennzeichnet, dass

die beiden Regelschieberventile (17c, 22d) auf unterschiedliche Druckbereiche des Steuerdruckes ausgelegt sind.

10. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 9,
dadurch gekennzeichnet, dass
die Regelschieber (26e,f) der Regelschieberventile (17e, 22f) jeweils über Federn (45e,f) gegenüber den Gehäusen der Regelschieberventile (17e, 22f) abgestützt sind.
11. Getriebe nach Anspruch 9 oder 10,
dadurch gekennzeichnet, dass
die Federn, die Stirnflächen der Regelschieber und die relative Lage der Steuerkanten so ausgelegt sind, dass die Regelschieberventile jeweils in einem definierten Arbeitsbereich einen von Null linear ansteigenden Regeldruck erzeugen, wobei sich die Arbeitsbereiche der Regelschieberventile gegenseitig teilweise überschneiden.
12. Getriebe nach Anspruch 9 oder 10,
dadurch gekennzeichnet, dass
die Federn, die Stirnflächen der Regelschieber und die relative Lage der Steuerkanten so ausgelegt sind, dass die Regelschieberventile jeweils in einem definierten Arbeitsbereich einen von Null linear ansteigenden Regeldruck erzeugen, wobei die Arbeitsbereiche der Regelschieberventile ohne gegenseitige Überschneidung unmittelbar aneinander anschließen.
13. Getriebe nach Anspruch 1 oder 2,
dadurch gekennzeichnet, dass
einem ersten Regelschieberventil (17g) ein Steuerdruck zugeführt wird und dem zweiten Regelschieberventil (22h) als Steuerdruck der Regeldruck des ersten Regelschieberventils (17g) zugeführt wird.
14. Getriebe nach Anspruch 13,
dadurch gekennzeichnet, dass
mindestens ein Regelschieber (26h) eines Regelschieberventiles (22h) gegenüber einem Druckraum mit einem Abstützdruck verschieblich ist.

15. Getriebe nach Anspruch 14,
dadurch gekennzeichnet, dass
der Abstützdruck variabel ist.
16. Getriebe nach Anspruch 15,
dadurch gekennzeichnet, dass
der Abstützdruck von einem Regelmagnetventil bereitgestellt
wird.
17. Getriebe nach Anspruch 15 oder 16,
dadurch gekennzeichnet, dass
der Abstützdruck bei niedrigen Lasten und im Leerlauf auf ein
niedriges Niveau abgesenkt wird.
18. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 17,
dadurch gekennzeichnet, dass
der Steuerdruck zumindest eines Regelschiebers von einem Regel-
magnetventil bereitgestellt wird.
19. Getriebe nach Anspruch 18,
dadurch gekennzeichnet, dass
der Steuerdruck beider Regelschieberventile von einem gemeinsa-
men Regelmagnetventil (20) bereitgestellt wird.

20. Getriebe

- mit einem zwischen einer Antriebstorusscheibe und einer Abtriebstorusscheibe ein Antriebsmoment übertragenden Roller,

wobei

- nach Maßgabe der Stellung des Rollers die Übersetzung zwischen der Antriebstorusscheibe und der Abtriebstorusscheibe stufenlos veränderbar ist,
- die Stellung des Rollers mit einer Änderung der Stellung eines Kolbens veränderbar ist,
- der Kolben auf gegenüberliegenden Seiten zur Veränderung seiner Stellung über zwei Druckräume beaufschlagbar ist,
- die Beaufschlagung der Druckräume über ein Regelschieberventil erfolgt, welches nach Maßgabe eines dem Regler zugeführten Steuerdruckes einen mindestens einem Druckraum zugeführten Regeldruck erzeugt,

dadurch gekennzeichnet, dass

einem Druckraum ein Regeldruck eines ersten Regelschieberventiles zugeführt wird und dem anderen Druckraum ein Regeldruck eines zweiten Regelschieberventiles zugeführt wird, wobei das zweite Regelschieberventil mit einem Steuerdruck sowie dem Regeldruck des ersten Regelschieberventiles beaufschlagt ist.

21. Getriebe nach Anspruche 20,

dadurch gekennzeichnet, dass

die Steuerdrücke des ersten und des zweiten Regelschieberventiles über Regelmagnetventile bereitgestellt werden.

22. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 21,

dadurch gekennzeichnet, dass

das zumindest ein Regelschieberventil

- mit einem Steuerdruck und einem Arbeitsdruck beaufschlagt ist,
- wobei der Steuerdruck permanent auf eine Stirnfläche eines Regelschiebers wirkt,
- eine gegenüberliegende Stirnfläche des Regelschiebers über eine Federelement oder eine Abstützkammer gegenüber dem Gehäuse abgestützt ist,
- eine Steuerkante des Regelschiebers nach Maßgabe des Steuerdruckes einen Übertrittsquerschnitt zur hydraulischen Verbindung des Arbeitsdruckanschlusses mit dem Regeldruckanschluss freigibt,
- der zurückgeführte Regeldruck ringförmige unterschiedliche Stirnflächen des Regelschiebers beaufschlagt und
- eine Steuerkante des Regelschiebers nach Maßgabe des Steuerdruckes einen Übertrittsquerschnitt zur hydraulischen Verbindung eines drucklosen Ringkanales mit dem Regeldruckraum freigibt.

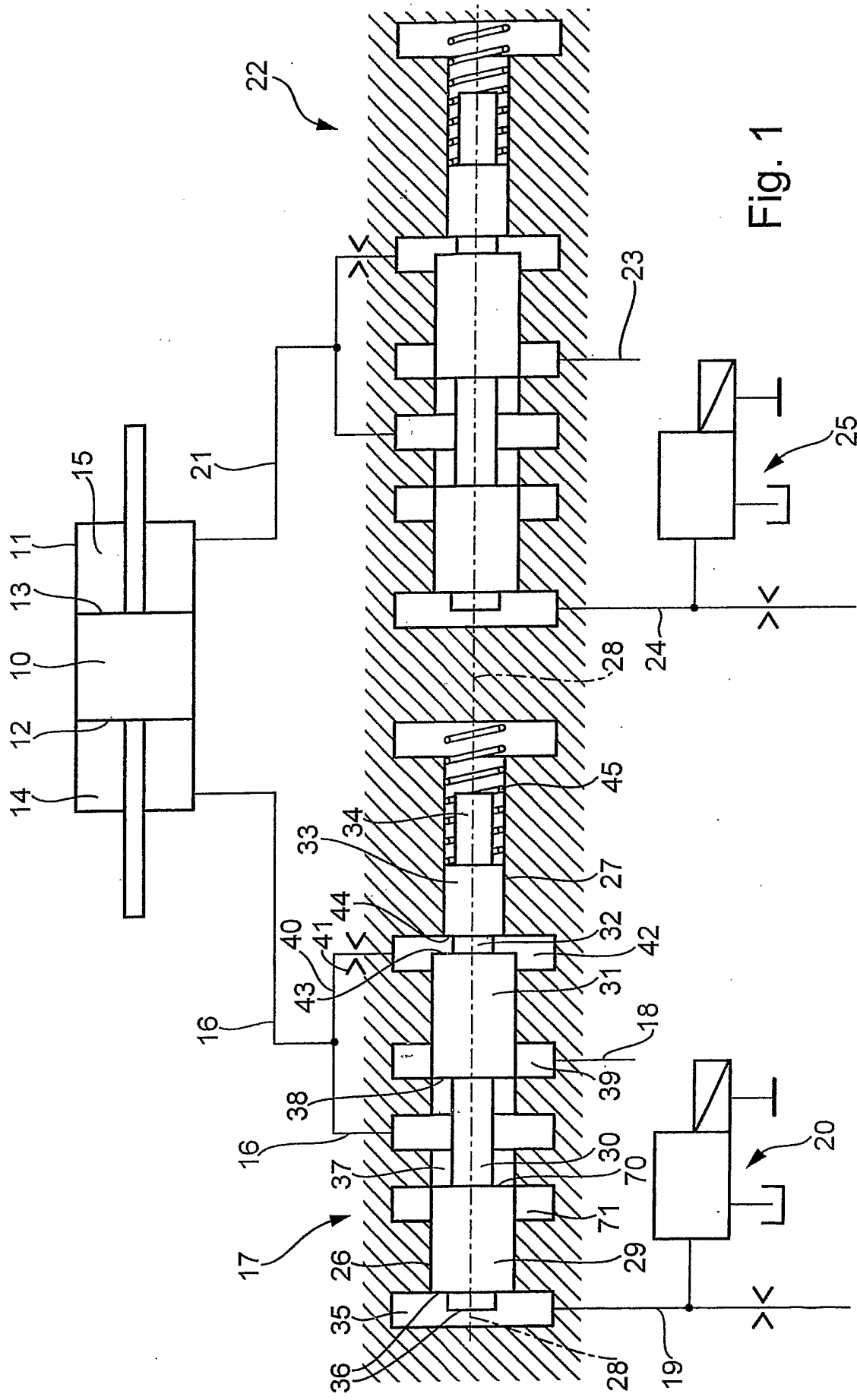


Fig. 1

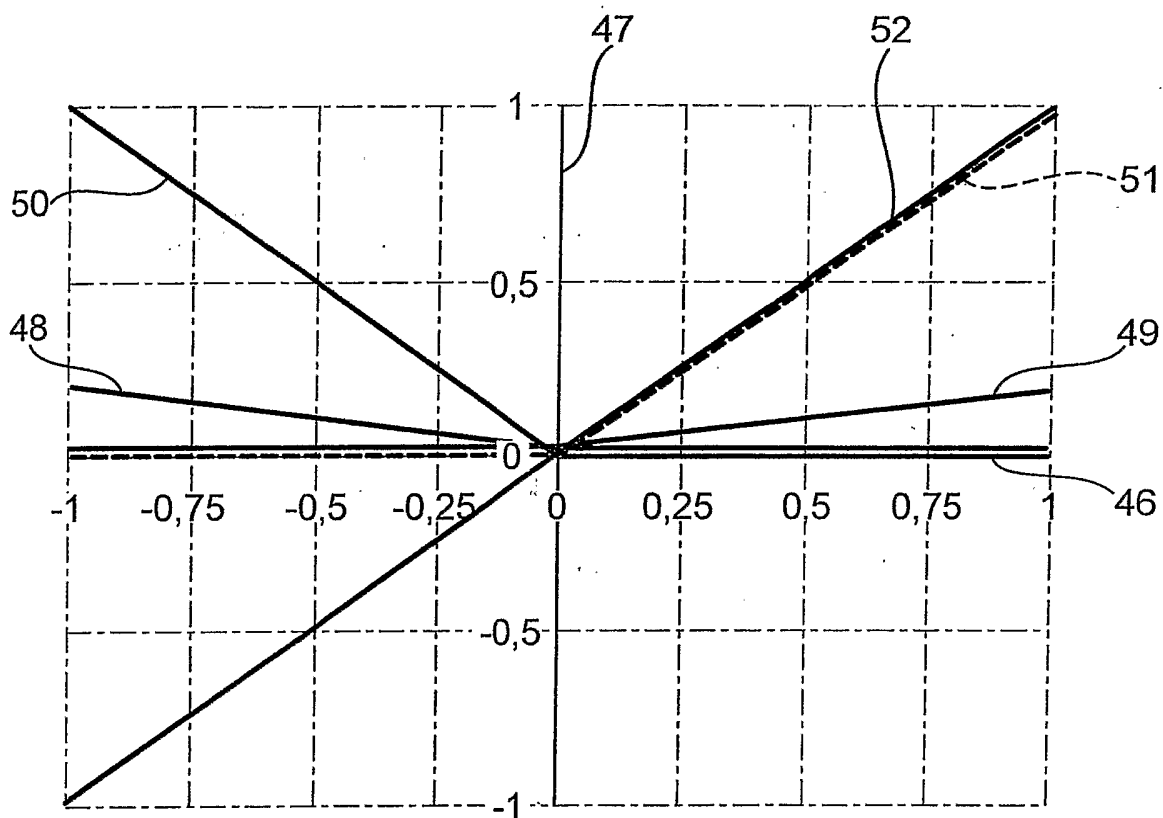


Fig. 2

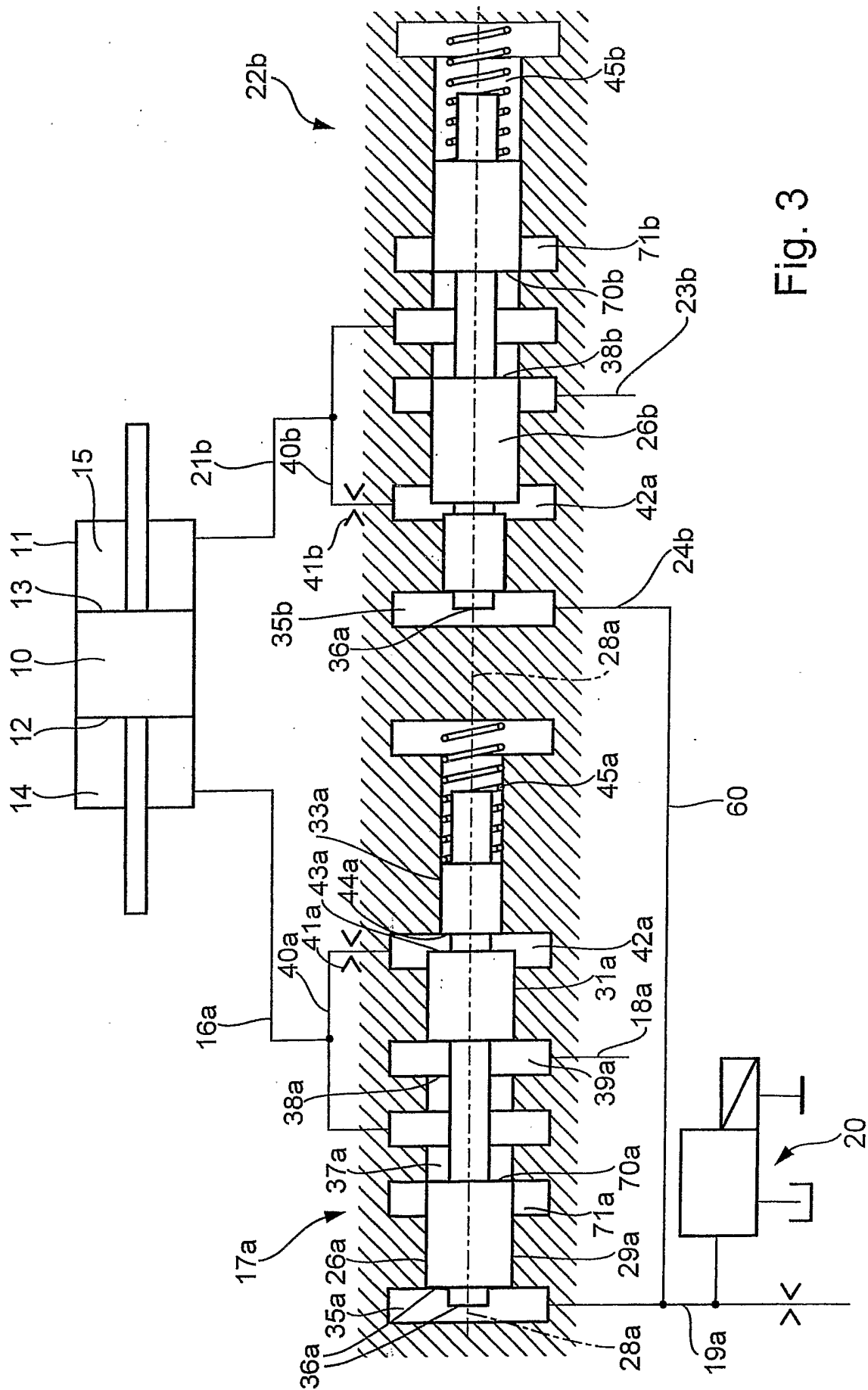


Fig. 3

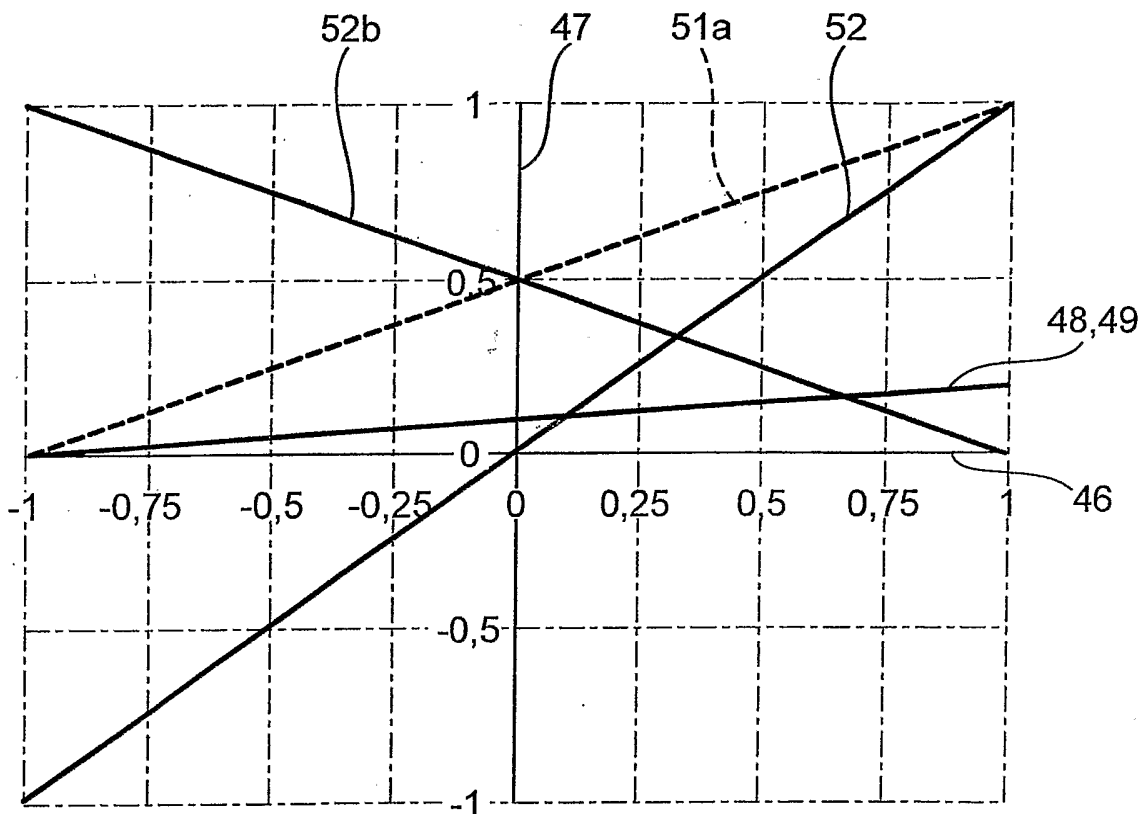


Fig. 4

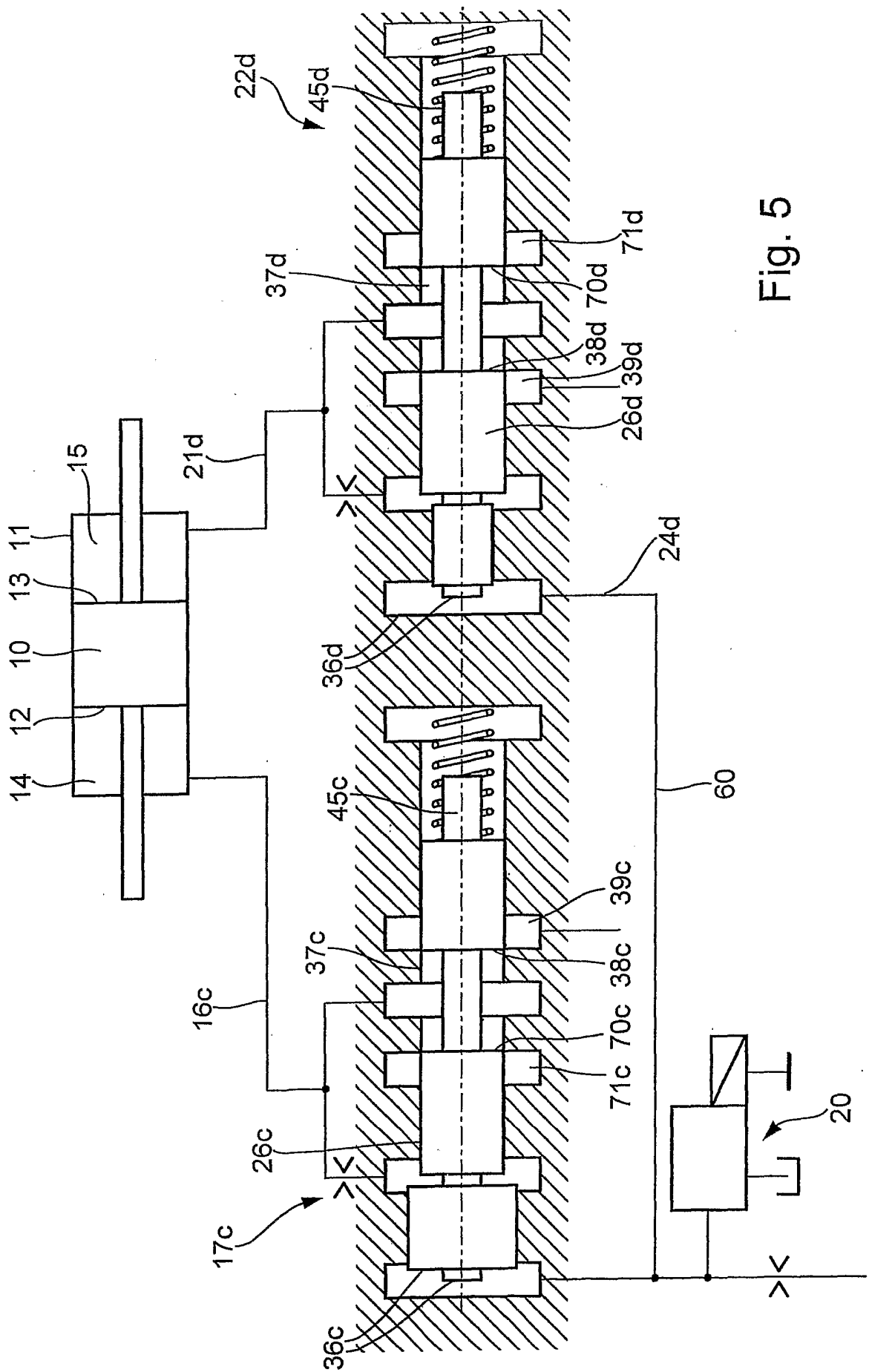


Fig. 5

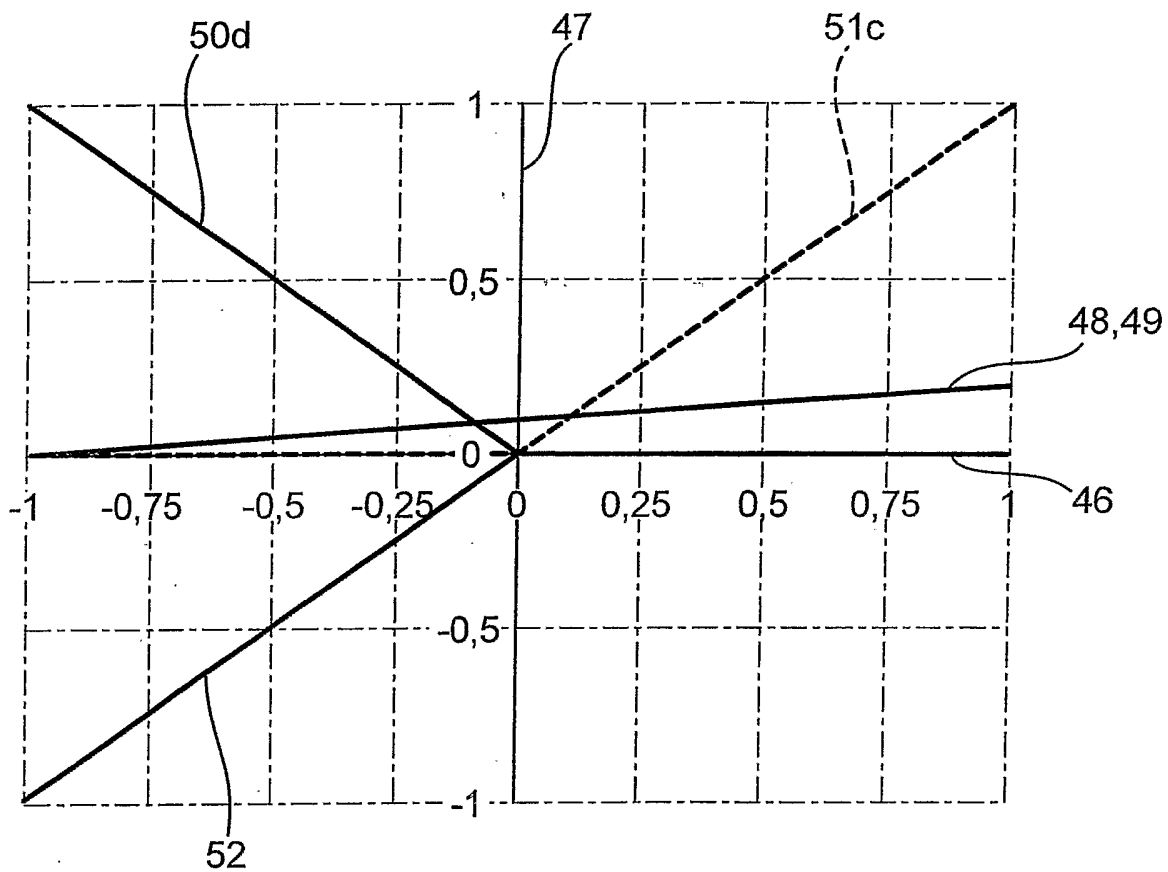


Fig. 6

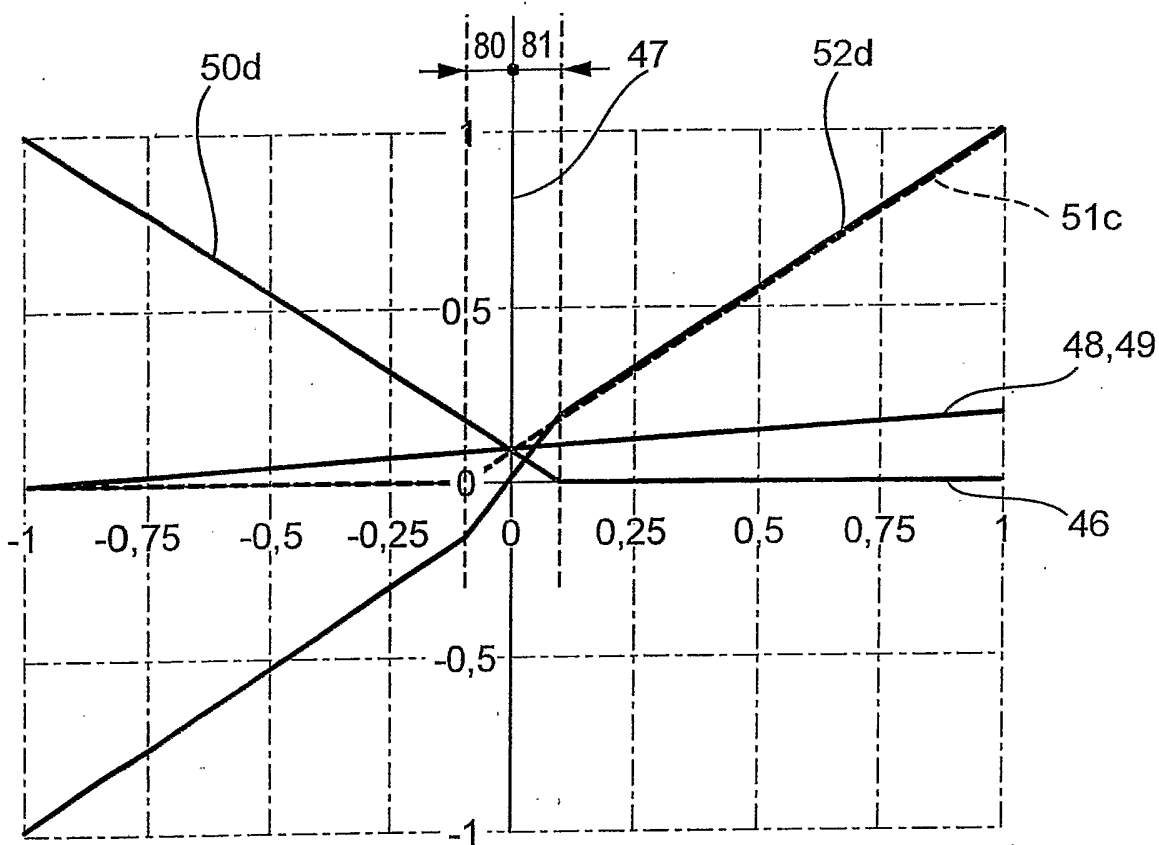


Fig. 7

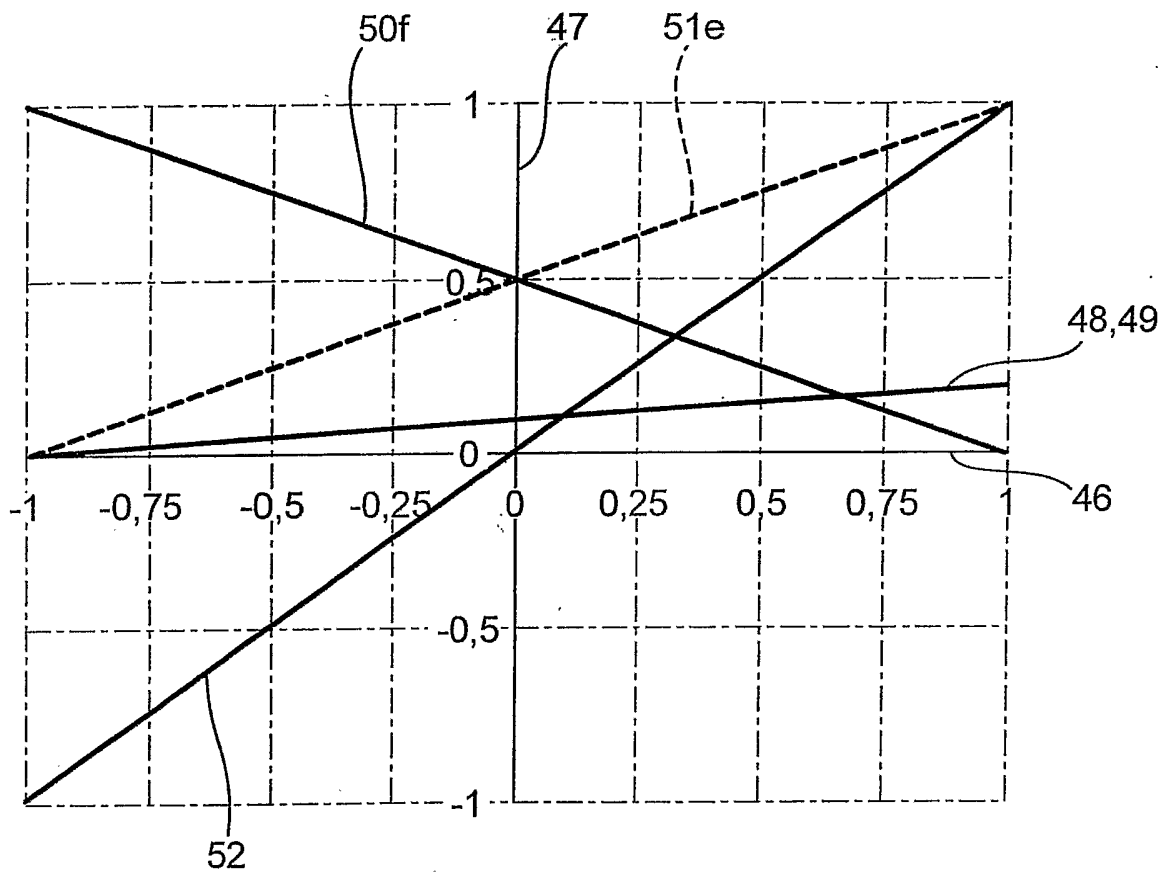


Fig. 9

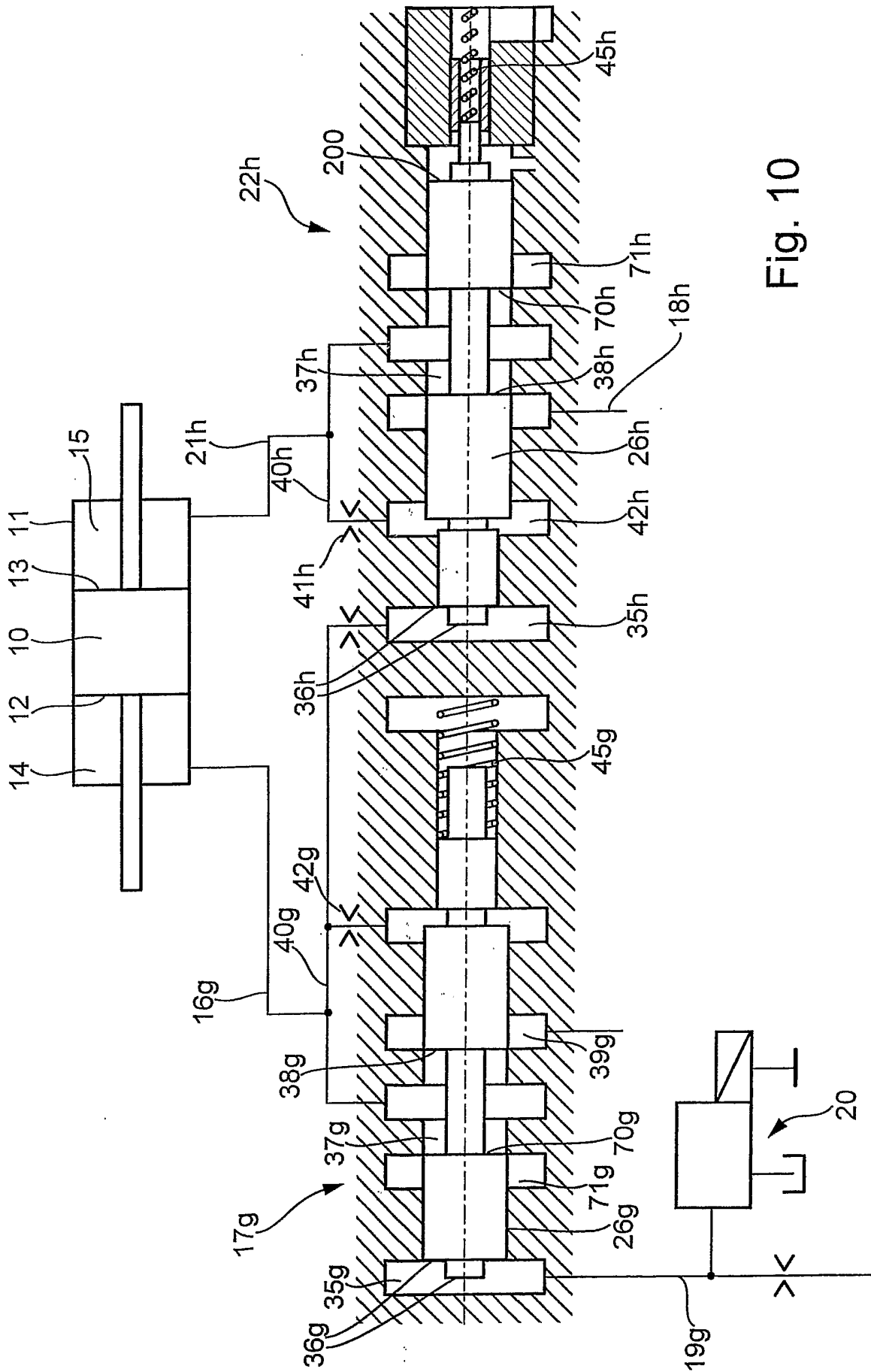


Fig. 10

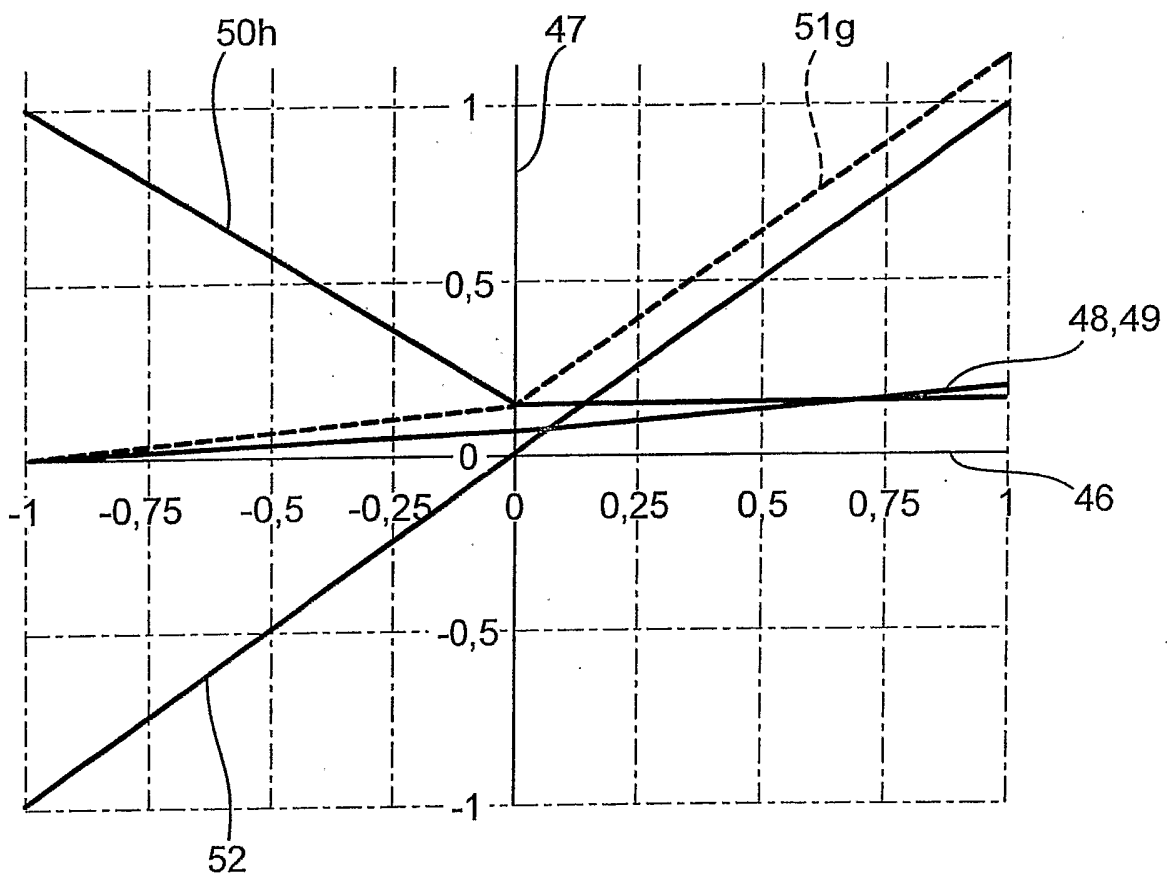


Fig. 11

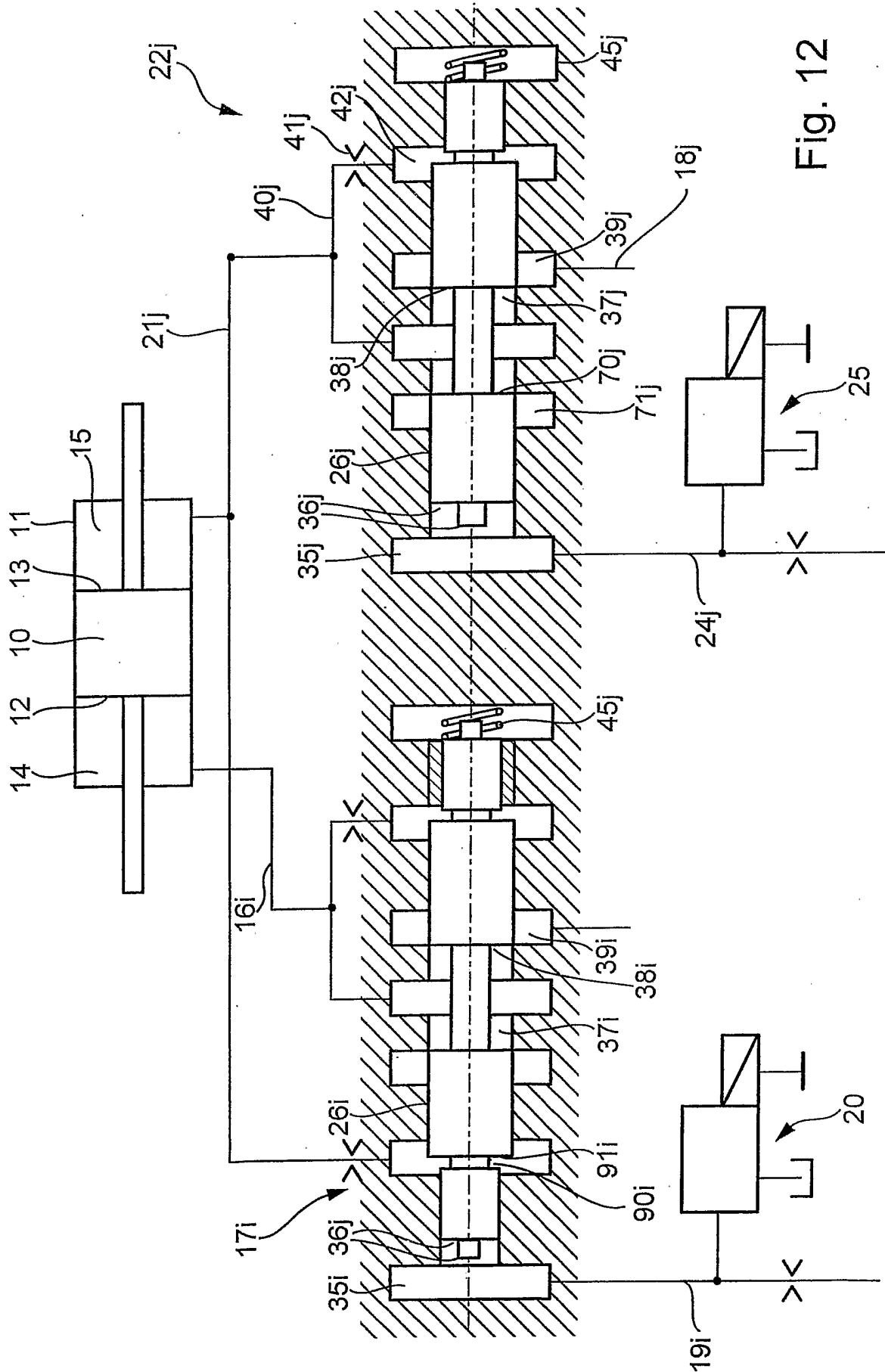


Fig. 12

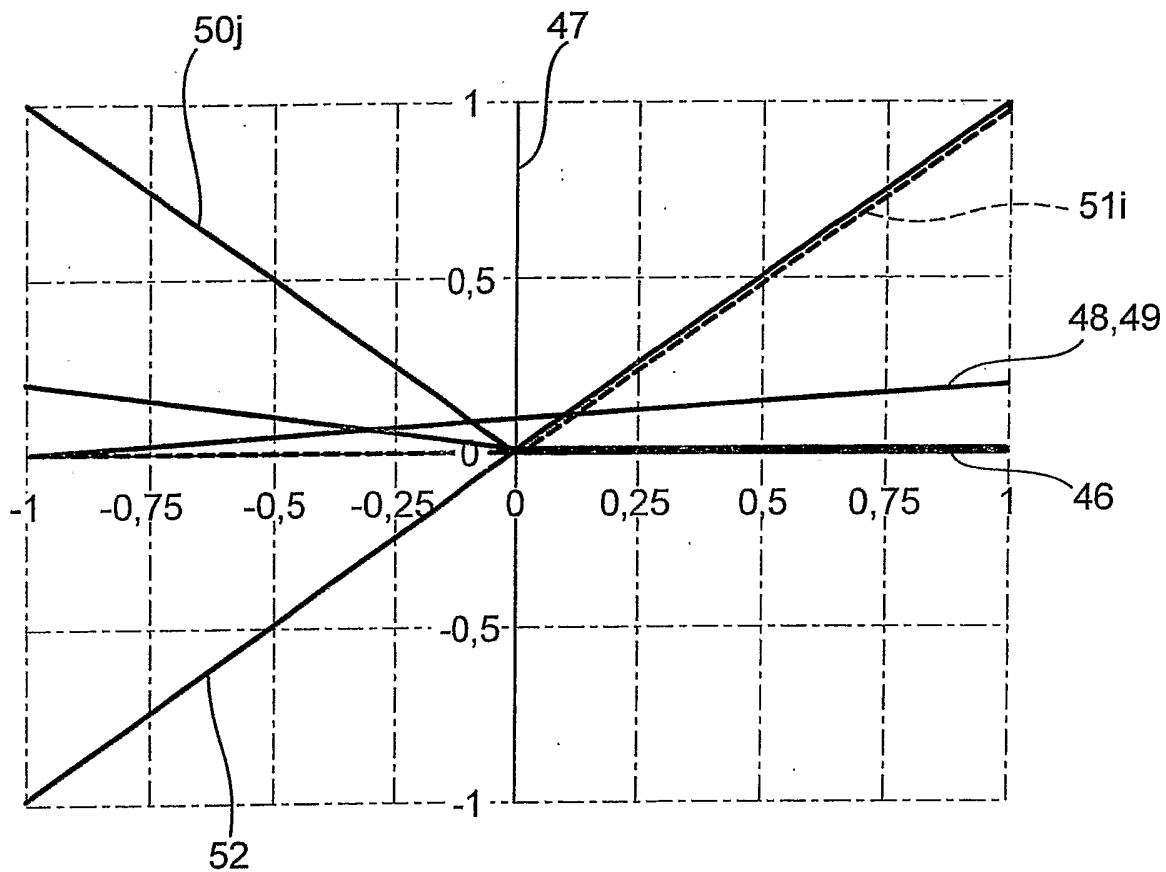


Fig. 13