

(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
19. Oktober 2006 (19.10.2006)

PCT

(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2006/108484 A1

(51) Internationale Patentklassifikation:
F16H 61/14 (2006.01)

88074 Meckenbeuren (DE). **ROLSER, Tobias** [DE/DE];
Maierhofer Halde 1, 88276 Berg (DE).

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP2006/002422

(74) **Gemeinsamer Vertreter: ZF FRIEDRICHSHAFEN AG**; 88038 Friedrichshafen (DE).

(22) Internationales Anmeldedatum:
16. März 2006 (16.03.2006)

(81) **Bestimmungsstaaten** (*soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare nationale Schutzrechtsart*): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DK, DM, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, LY, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU, ZA, ZM, ZW.

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:
10 2005 016 495.1 11. April 2005 (11.04.2005) DE

(71) **Anmelder** (*für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme von US*): **ZF FRIEDRICHSHAFEN AG** [DE/DE]; 88038 Friedrichshafen (DE).

(72) **Erfinder; und**

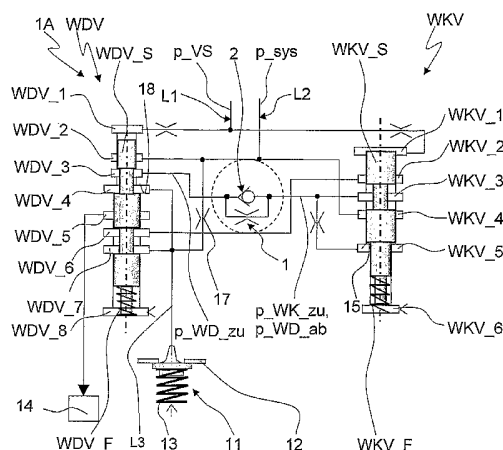
(75) **Erfinder/Anmelder** (*nur für US*): **GIERER, Georg** [DE/DE]; Zehntscheuerstrasse 44, 88079 Kressbronn (DE). **SCHMIDT, Thilo** [DE/DE]; Fuchsbauweg 21,

(84) **Bestimmungsstaaten** (*soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare regionale Schutzrechtsart*): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), europäisches (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK,

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) **Title:** HYDRAULIC CONTROL SYSTEM FOR A HYDRODYNAMIC TORQUE CONVERTER COMPRISING A CONTROLLED TORQUE CONVERTER LOCKUP CLUTCH

(54) **Bezeichnung:** HYDRAULISCHES STEUERSYSTEM FÜR EINEN HYDRODYNAMISCHEN DREHMOMENTWANDLER MIT EINER GEREGELTEN WANDLERÜBERBRÜCKUNGSKUPPLUNG



(57) **Abstract:** The invention relates to a hydraulic control system (IA) for a hydrodynamic torque converter (1) comprising a torque converter lockup clutch (2) of an automatic gearbox. A converter pressure valve (WDV) is used to control the supply pressure (p_WD_zu) of the torque converter (1) and a converter coupling valve (WKV) is provided to control the supply pressure (p_WK_zu) of the torque converter lockup clutch. The valve disk thereof (WDV_S, WKV_S) can be impinged upon by at least one precontrol pressure (p_VS) and a system pressure (p_sys). The valve disk (WKV_S) of the converter coupling valve (WKV) is impinged upon, on an active surface (15), by the reverse pressure (p_WD_ab) of the torque converter (1) when the torque converter lockup clutch (2) is open and is impinged upon, on the active surface (15), by the supply pressure (p_WK_zu) of the torque converter lockup clutch (2) when the torque converter lockup clutch (2) is closed, such that at least either the supply pressure (p_WD_zu) of the torque converter (1) or the supply pressure (p_WK_zu) of the torque converter lockup clutch (2) is greater than a predefined pressure level (p_0) over the entire operational area of the torque converter (1).

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

WO 2006/108484 A1



EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC,
NL, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG,
CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

Veröffentlicht:

— mit internationalem Recherchenbericht

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.

Erklärung gemäß Regel 4.17:

— Erfindererklärung (Regel 4.17 Ziffer iv)

(57) Zusammenfassung: Es wird ein hydraulisches Steuersystem (IA) für einen hydrodynamischen Drehmomentwandler (1) mit Wandlerüberbrückungskupplung (2) eines Automatgetriebes beschrieben. Ein Wandlerdruckventil (WDV) ist zum Steuern des Zulaufdruckes (p_{WD_zu}) des Drehmomentwandlers (1) und ein Wandlerkupplungsventil (WKV) ist zum Steuern des Zulaufdruckes (p_{WK_zu}) der Wandlerüberbrückungskupplung vorgesehen, wobei deren Ventilschieber (WDV_S, WKV_S) mit wenigstens einem Vorsteuerdruck (p_{VS}) und einem Systemdruck (p_{sys}) beaufschlagbar sind. Der Ventilschieber (WKV_S) des Wandlerkupplungsventils (WKV) ist bei geöffneter Wandlerüberbrückungskupplung (2) an einer Wirkfläche (15) derart mit dem Rücklaufdruck (p_{WD_ab}) des Drehmomentwandlers (1) beaufschlagt und ist bei geschlossener Wandlerüberbrückungskupplung (2) an der Wirkfläche (15) derart mit dem Zulaufdruck (p_{WK_zu}) der Wandlerüberbrückungskupplung (2) beaufschlagt, dass wenigstens entweder der Zulaufdruck (p_{WD_zu}) des Drehmomentwandlers (1) oder der Zulaufdruck (p_{WK_zu}) der Wandlerüberbrückungskupplung (2) über den gesamten Betriebsbereich des Drehmomentwandlers (1) größer als ein vordefiniertes Druckniveau (p_0) ist.

Hydraulisches Steuersystem für einen hydrodynamischen Drehmomentwandler
mit einer geregelten Wandlerüberbrückungskupplung

Die Erfindung betrifft ein hydraulisches Steuersystem für einen hydrodynamischen Drehmomentwandler mit einer geregelten Wandlerüberbrückungskupplung eines Automatgetriebes gemäß der im Oberbegriff des Patentanspruches 1 näher definierten Art.

Aus der Praxis ist es hinlänglich bekannt, Antriebsstränge von Fahrzeugen mit als hydrodynamische Drehmomentwandler ausgeführten Anfahrerelementen auszubilden. Dabei werden in den meisten Fällen so genannte Zweileitungswandler verwendet, die jeweils mit einer integrierten Wandlerüberbrückungskupplung ausgerüstet sind. Die Wandlerüberbrückungskupplungen sind zur Reduzierung bzw. zur Eliminierung der hydraulischen Verluste der hydrodynamischen Drehmomentwandler vorgesehen.

Im Allgemeinen ist ein zur Betätigung der Wandlerüberbrückungskupplung vorgesehener und mit hydraulischem Druck beaufschlagbarer Wandlerkuppelungskolben in einem Zweileitungswandler als flexibler Teller ausgebildet, dessen Nabe drehfest mit einer Turbine des hydrodynamischen Drehmomentwandlers verbunden ist.

Bei geöffneter Wandlerüberbrückungskupplung wird der Wandlerkuppelungskolben von einer von einer Zulaufseite des hydrodynamischen Drehmomentwandlers ausgehenden Ölströmung, die in Richtung einer Rücklaufseite des hydrodynamischen Drehmomentwandlers strömt, beaufschlagt bzw. von dieser überströmt. Zum Schließen der Wandlerüberbrückungskupplung wird ein Zulaufdruck des hydrodynamischen Drehmomentwandlers im Wesentlichen auf Null reduziert bzw. geschaltet, so dass ein im hydrodynamischen Drehmo-

mentwandler vorliegender statischer Gesamtdruck ebenfalls im Wesentlichen auf Null abfällt. Der in Schließrichtung der Wandlerüberbrückungskupplung angefederte Wandlerkupplungskolben, der auf einer dem hydrodynamischen Drehmomentwandler abgewandten Seite mit einem Reibbelag beschichtet ist, wird bei dem letztgenannten Betriebszustand des hydrodynamischen Drehmomentwandlers durch die Federeinrichtung des Wandlerkupplungskolbens gegen das Gehäuse der Pumpenseite des hydrodynamischen Drehmomentwandlers gedrückt.

Um die Übertragungsfähigkeit der Wandlerüberbrückungskupplung und damit auch das über die Wandlerüberbrückungskupplung führbare Drehmoment zu erhöhen, wird ein Zulaufdruck der Wandlerüberbrückungskupplung angehoben. Die Erhöhung des Zulaufdrucks der Wandlerüberbrückungskupplung erhöht die Anpressung des Wandlerkupplungskolbens gegen das Gehäuse der Pumpenseite des hydrodynamischen Drehmomentwandlers. Zudem verhindert der Wandlerkupplungskolben bei geschlossener Wandlerüberbrückungskupplung die Ölströmung durch den hydrodynamischen Drehmomentwandler, so dass dem Wandlerkupplungskolben der Wandlerüberbrückungskupplung im Wesentlichen die Funktionalität eines herkömmlichen hydraulischen Rückschlagventils zugrunde liegt.

Um eine Beeinträchtigung eines Fahrkomforts zu vermeiden, wird die Wandlerüberbrückungskupplung vorzugsweise lediglich in solchen Betriebszuständen des Antriebsstranges geschlossen, während welchen aus Drehungleichförmigkeiten einer Brennkraftmaschine des Antriebsstranges resultierende und akustisch von einem Fahrer wahrnehmbare Anregungen im Fahrzeug unterbleiben. Im Gegensatz hierzu steht jedoch das Bestreben, die Wandlerüberbrückungskupplung zur Reduzierung der bei geöffneter Wandlerüberbrückungskupplung im hydrodynamischen Drehmomentwandler auftretenden hyd-

raulischen Verlustleistung während eines Anfahrvorganges möglichst rasch zu schließen.

Dies führt u. a. dazu, dass die Wandlerüberbrückungskupplung auch bei hohen Differenzdrehzahlen im hydrodynamischen Drehmomentwandler zwischen einem Turbinenrad und einem Pumpenrad des Drehmomentwandlers geschlossen werden muss.

Je nach Auslegung eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers treten bei hohen Differenzdrehzahlen im hydrodynamischen Drehmomentwandler hydrodynamische Effekte auf, die sich auf einen Schließvorgang der Wandlerüberbrückungskupplung unter Umständen derart negativ auswirken, dass die Wandlerüberbrückungskupplung nicht in einer vorgesehenen Form geschlossen werden kann oder überhaupt nicht geschlossen wird. Dies führt u. a. dazu, dass der Zulaufdruck des hydrodynamischen Drehmomentwandlers nicht in der vorgesehenen Art und Weise auf Null abfällt, sondern in Abhängigkeit der Drehzahldifferenz zwischen dem Turbinenrad und dem Pumpenrad größer oder sogar kleiner als der Zulaufdruck der Wandlerüberbrückungskupplung ist. Da die Zulaufseite des hydrodynamischen Drehmomentwandlers bei geschlossener Wandlerüberbrückungskupplung durch den Wandlerkupplungskolben vom Drehmomentwandler getrennt ist, treten die hydrodynamischen Effekte im Vergleich zu der Zulaufseite der Wandlerüberbrückungskupplung in erheblich geringerem Umfang auf.

Am Wandlerkupplungskolben greifen jeweils in Abhängigkeit des aktuellen Betriebszustandes stehende Gesamtkraftkomponenten an. So besteht bei einem Betriebszustand des hydrodynamischen Drehmomentwandlers, zu dem der Zulaufdruck des Drehmomentwandlers kleiner ist als der Zulaufdruck der Wandlerüberbrückungskupplung, nachteilhafterweise die Möglichkeit, dass die Wandlerüberbrückungskupplung vor einem vorgesehenen Schließzeitpunkt

plötzlich schließt, was als so genanntes Zuschnappen der Wandlerüberbrückungskupplung bezeichnet wird. Des Weiteren besteht jedoch auch die Möglichkeit, dass aufgrund der aktuell an dem Wandlerkupplungskolben angreifenden Gesamtkraftkomponente die Wandlerüberbrückungskupplung nicht geschlossen wird, wobei letztgenannte Fehlansteuerung der Wandlerüberbrückungskupplung problematischer ist, da diese Fehlansteuerung vorwiegend während eines Schließvorganges der Wandlerüberbrückungskupplung bei höheren Drehzahlen des Pumpenrades auftritt.

Ein unerwünschter hydrodynamischer Effekt, der zu einer Fehlansteuerung der Wandlerüberbrückungskupplung führt, ist eine so genannte unechte Kavitation, welche bei Unterschreiten eines temperaturabhängigen Druckniveaus im hydrodynamischen Drehmomentwandler auftritt. Dabei geht die vor Unterschreiten des Druckniveaus im durch den hydrodynamischen Drehmomentwandler geführten Hydraulikfluid gelöste Luft in den gasförmigen Zustand über, was nachteilhafterweise zu Luftansammlungen im Drehmomentwandler und auch auf der Zulaufseite der Wandlerüberbrückungskupplung führt.

Dabei wird das vorgenannte Druckniveau im Drehmomentwandler dadurch unterschritten, dass der Zulaufdruck des Drehmomentwandlers zum Schließen der Wandlerüberbrückungskupplung stetig bis auf Null abgesenkt wird. Anschließend wird der Zulaufdruck der Wandlerüberbrückungskupplung zum Einstellen der Übertragungsfähigkeit der Wandlerüberbrückungskupplung auf einen vorgesehenen Druckwert angehoben. Somit ist der statische Druck im Drehmomentwandler im Zeitraum zwischen dem Zeitpunkt, zu dem der Zulaufdruck des Drehmomentwandlers ein Druckniveau unterschreitet, unterhalb dem die im Hydraulikfluid gelöste Luft ausgast, und dem Zeitpunkt, zu dem der Zulaufdruck der Wandlerüberbrückungskupplung das Druckniveau überschreitet, derart abgesenkt, dass sich im hydrodynamischen Drehmomentwandler

Luft ansammelt, die das im hydrodynamischen Drehmomentwandler vorhandene Hydraulikfluid aus dem Drehmomentenwandler ausschleibt.

Dieses Ausschleiben führt jedoch nachteilhafterweise zu einer kurzfristigen und derartigen Druckerhöhung im hydrodynamischen Drehmomentwandler, dass an dem Wandlerkupplungskolben vorübergehend eine Gesamtkraftkomponente angreift, die ein Schließen der Wandlerüberbrückungskupplung bewirkt, wobei über die Wandlerüberbrückungskupplung in diesem Zustand im Wesentlichen kein Drehmoment führbar ist. Im weiteren Betrieb des Drehmomentwandlers wird der Zulaufdruck der Wandlerüberbrückungskupplung sukzessive erhöht, um die gewünschte Übertragungsfähigkeit der Wandlerüberbrückungskupplung einzustellen. Bevor jedoch die Übertragungsfähigkeit der Wandlerüberbrückungskupplung ansteigt, muss zunächst das aufgrund der unechten Kavitation im Drehmomentwandler angesammelte Luftvolumen von zugeführtem Hydraulikfluid verdrängt werden, so dass trotz Anheben des Zulaufdrucks der Wandlerüberbrückungskupplung bis zum Anstieg der Übertragungsfähigkeit der Wandlerüberbrückungskupplung eine gewisse Totzeit in der Ansteuerung der Wandlerüberbrückungskupplung entsteht.

Zum Zeitpunkt, zu dem die Luftansammlung aufgrund der Druckerhöhung des Zulaufdruckes der Wandlerüberbrückungskupplung vollständig aus dem Drehmomentwandler ausgeschoben ist, liegt die Wandlerüberbrückungskupplung plötzlich mit einer Übertragungsfähigkeit vor, bei der von dieser ein anliegendes Drehmoment wenigstens teilweise übertragen wird, so dass für einen Fahrer eines Kraftfahrzeuges ein merkbarer und für diesen unkomfortabler Ruck aufgrund einer Unstetigkeit im Verlauf der Momentenübertragung im Bereich der Wandlerüberbrückungskupplung auftritt, wodurch ein insgesamt unerwünschtes und unkomfortables Fahrverhalten eines Fahrzeugs vorliegt.

Der vorliegenden Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, ein hydraulisches Steuersystem für einen hydrodynamischen Drehmomentwandler mit einer geregelten Wandlerüberbrückungskupplung eines Automatgetriebes zur Verfügung zu stellen, mittels welchem ein hoher Fahrkomfort erzielbar ist.

Erfindungsgemäß wird diese Aufgabe mit einem hydraulischen Steuersystem gemäß den Merkmalen des Patentanspruches 1 gelöst.

Das erfindungsgemäße hydraulische Steuersystem für einen hydrodynamischen Drehmomentwandler mit einer geregelten Wandlerüberbrückungskupplung eines Automatgetriebes ist mit einem Wandlerdruckventil zum Steuern des Zulaufdruckes des Drehmomentwandlers und mit einem Wandlerkupplungsventil zum Steuern des Zulaufdruckes der Wandlerüberbrückungskupplung ausgeführt. Die Ventilschieber des Wandlerdruckventils und des Wandlerkupplungsventils sind mit wenigstens einem Vorsteuerdruck und einem Systemdruck beaufschlagbar. Die Wandlerüberbrückungskupplung ist geschlossen, wenn der Zulaufdruck des Drehmomentwandlers kleiner ist als ein vordefinierter Druckwert des Zulaufdrucks der Wandlerüberbrückungskupplung.

Dadurch, dass der Ventilschieber des Wandlerkupplungsventils bei geöffneter Wandlerüberbrückungskupplung an einer Wirkfläche derart mit dem Rücklaufdruck des Drehmomentwandlers beaufschlagt ist und bei geschlossener Wandlerüberbrückungskupplung an der Wirkfläche derart mit dem Zulaufdruck der Wandlerüberbrückungskupplung beaufschlagt ist, dass über den gesamten Betriebsbereich des Drehmomentwandlers wenigstens entweder der Zulaufdruck des Drehmomentwandlers oder der Zulaufdruck der Wandlerüberbrückungskupplung größer als ein vordefiniertes Druckniveau ist, werden auf einfache Art und Weise einen Fahrkomfort beeinträchtigende Luftansammlungen aufgrund unechter Kavitation im Drehmomentwandler vermieden.

Bei dem hydraulischen Steuersystem nach der Erfindung ist ein so genannter Fußpunkt zwischen einer Ventilkennlinie des Wandlerkupplungsventils und einer Ventilkennlinie des Wandlerdruckventils im Vergleich zu herkömmlichen Steuersystemen derart angehoben, dass ein durch die Anhebung des Fußpunktes erhöhter statischer Druck, der sich sowohl auf der Zulaufseite des hydrodynamischen Drehmomentwandlers als auch auf der Zulaufseite der geregelten Wandlerüberbrückungskupplung einstellt, vorliegt, bei dem ein Ausgasen der in dem durch den Drehmomentwandler geführten Hydraulikfluid gelösten Luft über den gesamten Betriebsbereich des Drehmomentwandlers sicher unterbleibt.

Weitere Vorteile und vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung ergeben sich aus den Patentansprüchen und den unter Bezugnahme auf die Zeichnung prinzipmäßig beschriebenen Ausführungsbeispielen, wobei in der Beschreibung der verschiedenen Ausführungsbeispiele der Übersichtlichkeit halber für bau- und funktionsgleiche Bauteile dieselben Bezugszeichen verwendet werden.

Es zeigt:

Fig. 1 ein stark schematisiert dargestelltes und als hydrodynamischer Drehmomentwandler mit geregelter Wandlerüberbrückungskupplung ausgeführtes Anfahrlement eines Antriebsstranges eines Fahrzeugs;

Fig. 2 ein stark schematisiertes Schaltschema einer ersten Ausführungsform des erfindungsgemäßen hydraulischen Steuersystems;

- Fig. 3 eine Ventilkennlinie des Wandlerdruckventils und eine Ventilkennlinie des Wandlerkupplungsventils des Steuersystems gemäß Fig. 1 über einem Vorsteuerdruck im Vergleich zu Ventilkennlinien eines Wandlerdruckventils und eines Wandlerkupplungsventils eines herkömmlichen Steuersystems;
- Fig. 4 ein Schaltschema eines zweiten Ausführungsbeispiels eines erfindungsgemäß ausgebildeten Steuersystems;
- Fig. 5 Ventilkennlinien des Wandlerdruckventils und des Wandlerkupplungsventils des Steuersystems gemäß Fig. 4 im Vergleich zu Ventilkennlinien eines herkömmlichen Steuersystems;
- Fig. 6 ein Schaltschema eines dritten Ausführungsbeispiels eines erfindungsgemäß ausgeführten Hydrauliksystems, welches mit einem Wandlerschaltventil ausgebildet ist;
- Fig. 7 ein Schaltschema eines vierten Ausführungsbeispiels eines erfindungsgemäß ausgeführten Hydrauliksystems, welches mit einem Wandlerschaltventil und ohne wandlerdruckventilseitige Vorsteuerdruckabschaltung ausgebildet ist;
- Fig. 8 Ventilkennlinien des Wandlerdruckventils und des Wandlerkupplungsventils des Steuersystems gemäß Fig. 6 und Fig. 7 im Vergleich zu Ventilkennlinien eines herkömmlichen Steuersystems;
- Fig. 9 ein Schaltschema eines fünften Ausführungsbeispiels eines erfindungsgemäßen Steuersystems, welches zur Anhebung des Zulaufdrucks der Wandlerüberbrückungskupplung mit einem Wandlerschaltventil ausgeführt ist; und

Fig. 10 Ventilkennlinien des Wandlerdruckventils und des Wandler-schaltventils des Steuersystems gemäß Fig. 9 im Vergleich zu Ventilkennlinien eines herkömmlichen Steuersystems.

In Fig.1 ist eine stark schematisierte Darstellung eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers 1 mit einer geregelten Wandlerüberbrückungskupplung 2 dargestellt, welcher in an sich bekannter Art und Weise mit einem Turbinenrad 3, einem Pumpenrad 4 und einem Leitrad 5 ausgebildet ist. Des Weiteren ist ein Wandlerkupplungskolben 6 vorgesehen, der drehfest mit dem Turbinenrad 3 verbunden ist. Zusätzlich ist der Wandlerkupplungskolben 6 in Bezug auf das Pumpenrad 4 in axialer Richtung verschieblich ausgeführt, wobei sich eine axiale Position des Wandlerkupplungskolbens 6 in Abhängigkeit einer an dem Wandlerkupplungskolben 6 angreifenden und in Schließrichtung der Wandlerüberbrückungskupplung 2 wirkenden Federeinrichtung 7, einem Zulaufdruck p_{WD_zu} des Drehmomentwandlers und eines Zulaufdrucks p_{WK_zu} der Wandlerüberbrückungskupplung 2, d. h. in Abhängigkeit einer aus diesen drei Kraftkomponenten resultierenden und an dem Wandlerkupplungskolben 6 angreifenden Gesamtkraftkomponente, einstellt.

Bei geschlossener Wandlerüberbrückungskupplung 2 kommt der Wandlerkupplungskolben 6 mit einem auf seiner dem Turbinenrad 3 abgewandten Seite angeordneten Reibbelag 8 an einem an einem Gehäuse 9 vorgesehenen weiteren Reibbelag 10 zur Anlage, wobei das Gehäuse 9 drehfest mit dem Pumpenrad 4 verbunden ist. Im Gegensatz dazu liegt der Wandlerkupplungskolben 6 bei geöffneter Wandlerüberbrückungskupplung 2 nicht an dem weiteren Reibbelag 10 des Gehäuses 9 an, so dass der Drehmomentwandler 1 ausgehend von einem in Fig. 2 dargestellten Wandlerdruckventil WDV über die Wandlerüberbrückungskupplung 2 in Richtung eines ebenfalls in Fig. 2 dargestellten Wandlerkupplungsventils WKV von Hydraulikfluid durchströmt wird. Dabei strömt das Hydraulikfluid mit einem über das Wandlerdruckventil WDV

eingestellten Zulaufdruck p_{WD_zu} des Drehmomentwandlers 1 in den Drehmomentwandler 1 ein und strömt mit einem Rücklaufdruck p_{WD_ab} in Abhängigkeit der hydrodynamischen Verhältnisse im Drehmomentwandler 1 entsprechend gewandelter Höhe in Richtung des Wandlerkupplungsventils WKV aus dem Drehmomentwandler 1 aus.

Der Rücklaufdruck p_{WD_ab} des Drehmomentwandlers 1 entspricht dem über das Wandlerkupplungsventil WKV eingestellten Zulaufdruck p_{WK_zu} der Wandlerüberbrückungskupplung 2, wobei sich in Abhängigkeit des Zulaufdrucks p_{WD_zu} des Drehmomentwandlers 1 und des Zulaufdrucks p_{WK_zu} der Wandlerüberbrückungskupplung 2 im Drehmomentwandler 1 ein statischer Druck bzw. ein betriebszustandsabhängiges Druckniveau einstellt.

Mit abnehmendem Zulaufdruck p_{WD_zu} des Drehmomentwandlers 1 nimmt die am Wandlerkupplungskolben 6 angreifende und in Öffnungsrichtung der Wandlerüberbrückungskupplung 2 wirkende Gesamtkraftkomponente ab, so dass ab Unterschreiten eines Druckwerts des Zulaufdrucks p_{WD_zu} des Drehmomentwandlers 1 die Wandlerüberbrückungskupplung 2 schließt und der Drehmomentwandler 1 ausgehend vom Wandlerdruckventil WDV nicht mehr durchströmt wird. Dabei schließt die Wandlerüberbrückungskupplung 6 bei einem Druckwert des Zulaufdrucks p_{WD_zu} des Drehmomentwandlers 1, der kleiner als ein vordefinierter Druckwert des Zulaufdrucks p_{WK_zu} der Wandlerüberbrückungskupplung ist. In diesem Betriebszustand des Drehmomentwandlers 1 greift an den Wandlerkupplungskolben 6 eine die Wandlerüberbrückungskupplung 2 schließende Gesamtkraftkomponente an. D. h., dass die sich aus der Federkraft der Federeinrichtung 7 der Wandlerüberbrückungskupplung 2 und dem am Wandlerkupplungskolben 6 angreifenden Zulaufdruck p_{WK_zu} der Wandlerüberbrückungskupplung zusammensetzende

Kraftkomponente größer ist als die aus dem Zulaufdruck p_{WD_zu} des Drehmomentwandlers 1 resultierende Kraftkomponente.

Der als so genannter Zweileitungswandler ausgeführte Drehmomentwandler 1 und die geregelte Wandlerüberbrückungskupplung 2 sind in Fig. 2 stark schematisiert in Form einer Drosselstelle sowie eines Rückschlagventils dargestellt, wobei der hydrodynamische Drehmomentwandler 1 durch das Wandlerdruckventil WDV, das mit mehreren Steuerräumen WDV_1 bis WDV_8, einer Federeinrichtung WDV_F und einem Ventilschieber WDV_S ausgeführt ist, angesteuert wird. Die geregelte Wandlerüberbrückungskupplung 2 wird über das Wandlerkupplungsventil WKV angesteuert, das ebenfalls mit mehreren Steuerräumen WKV_1 bis WKV_6, einer Federeinrichtung WKV_F und einem Ventilschieber WKV_S ausgebildet ist.

Das Wandlerdruckventil WDV und das Wandlerkupplungsventil WKV werden über eine Zuleitung L1 von einem nicht näher dargestellten Drucksteuerventil eines Vorsteuersystems mit einem über ein nicht näher dargestelltes elektrisches Getriebesteuergerät in an sich bekannter Art und Weise eingestellten Vorsteuerdruck p_{VS} an Stirnflächen der Ventilschieber WDV_S und WKV_S, die mit den Steuerräumen WDV_1 und WKV_1 in Verbindung stehen, entgegen den in den Steuerräumen WDV_8 und WKV_8 angeordneten Federeinrichtungen WDV_F und WKV_F beaufschlagt, wobei in Abhängigkeit des über die Zuleitung L1 an dem Wandlerdruckventil WDV bzw. an dem Wandlerkupplungsventil WKV anliegenden Vorsteuerdrucks p_{VS} jeweils der Zulaufdruck p_{WD_zu} des Drehmomentwandlers 1 und der Zulaufdruck p_{WK_zu} der Wandlerüberbrückungskupplung 2 in der in Fig. 3 dargestellten Art und Weise einstellbar sind. Zudem werden die Zulaufdrücke p_{WD_zu} und p_{WK_zu} in Abhängigkeit eines über eine Zuleitung L2 und über ein in an sich bekannter Art und Weise als Druckbegrenzungsventil ausgebildetes und in der Zeichnung nicht näher dargestelltes Systemdruckventil eingestellten System-

drucks p_{sys} über das Wandlerdruckventil WDV und das Wandlerkupplungsventil WKV geregelt eingestellt.

Der Systemdruck p_{sys} versorgt über die Zuleitung L2, die mit einer Drossel 17 ausgeführt ist, den siebten Steuerraum WDV_7 des Wandlerdruckventils WDV, der über eine Leitung L3 mit dem vierten Steuerraum WKV_4 des Wandlerkupplungsventils WKV und einem Druckbegrenzungsventil 11 in Verbindung steht. Zusätzlich ist der eine Entlastungssteuerzunge des Wandlerdruckventils WDV darstellende vierte Steuerraum WDV_4 mit dem Druckbegrenzungsventil 11 verbunden, mittels welchem im Steuersystem 1A gemäß Fig. 2 ein vordefiniertes Druckniveau p_0 niemals unterschritten wird. Das Druckbegrenzungsventil 11 ist vorliegend als Plattenventil ausgebildet, welches eine gegen den statischen Druck im hydrodynamischen Drehmomentwandler 1 angefederte Ventilplatte 12 und eine Federeinrichtung 13 aufweist.

Darüber hinaus ist der fünfte Steuerraum WDV_5 mit einem stark schematisiert dargestellten Schmier- und Kühlkreislauf 14 einer Getriebevorrichtung des Antriebsstranges verbunden, um den Schmier- und Kühlkreislauf 14 bei entsprechender Stellung des Ventilschiebers WDV_S des Wandlerdruckventils WDV mit der für die Schmierung und Kühlung der Getriebekomponenten der Getriebeeinrichtung erforderlichen Schmier- und Kühlmenge zu versorgen.

In Fig. 3 sind die Ventilkennlinien V_{WDV} und V_{WKV} des Wandlerdruckventils WDV und des Wandlerkupplungsventils WKV des Steuersystems 1A gemäß Fig. 2 dargestellt, welche sich aufgrund der Anordnung des Druckbegrenzungsventils 11 über dem Vorsteuerdruck p_{VS} einstellen. Dabei entsprechen die Ventilkennlinien V_{WDV} und V_{WKV} des Wandlerdruckventils WDV und des Wandlerkupplungsventils WKV jeweils den Verläufen der Zulaufdrücke $p_{\text{WD_zu}}$ und $p_{\text{WK_zu}}$ des Drehmomentwandlers 1 und der Wandlerüberbrückungskupplung 2. Des Weiteren sind den Ventilkennli-

nien V_WDV und V_WKV des Wandlerdruckventils WDV und des Wandlerkupplungsventils WKV Ventilkennlinien V0_WDV und V0_WKV des Wandlerdruckventils WDV und des Wandlerkupplungsventils WKV gegenübergestellt, welche sich beim Betrieb des Steuersystems 1A ohne das Druckbegrenzungsventil 11 einstellen würden, wobei die Ventilkennlinien V_WDV und V0_WDV sowie V_WKV und V0_WKV zwischen einem ersten Vorsteuerdruckwert p_{VS_0} und einem zweiten Vorsteuerdruckwert p_{VS_1} im Wesentlichen den gleichen Verlauf aufweisen.

Ohne das Druckbegrenzungsventil 11 sinkt sowohl der Zulaufdruck p_{WD_zu} des hydrodynamischen Drehmomentwandlers 1 als auch der Zulaufdruck p_{WK_zu} der geregelten Wandlerüberbrückungskupplung 2 im Steuersystem 1A mit steigendem Vorsteuerdruck p_{VS} zu einem dritten Vorsteuerdruckwert p_{VS_2} auf nahezu Null ab und verbleibt auf diesem Niveau bis zu einem vierten Vorsteuerdruckwert p_{VS_3} .

Der Bereich zwischen dem vierten Vorsteuerdruckwert p_{VS_3} und dem dritten Vorsteuerdruckwert p_{VS_2} der Ventilkennlinien V0_WDV, V0_WKV wird als so genannter Fußpunktbereich des Drehmomentwandlers 1 bezeichnet, wobei die Wandlerüberbrückungskupplung 2 vor dem dritten Vorsteuerdruckwert p_{VS_2} geöffnet ist und nach dem vierten Vorsteuerdruckwert p_{VS_3} geschlossen ist. Im Vorsteuerdruckbereich zwischen den Vorsteuerdruckwerten p_{VS_2} und p_{VS_3} kommt der Wandlerkupplungskolben 6 durch die in Schließrichtung der Wandlerüberbrückungskupplung 2 wirkende Federeinrichtung 7 am Gehäuse 9 zum Anliegen, wobei in diesem Betriebszustand der Wandlerüberbrückungskupplung 2 im Wesentlichen kein Drehmoment über die Wandlerüberbrückungskupplung 2 führbar ist.

Erst nach dem vierten Vorsteuerdruck p_{VS_3} und einem weiter steigenden Vorsteuerdruck p_{VS} steigt der Zulaufdruck p_{WK_zu} der Wandler-

überbrückungskupplung 2 stetig an, wodurch die Übertragungsfähigkeit der Wandlerüberbrückungskupplung 2 bis auf einen maximalen Wert angehoben wird.

Bei dem in Fig. 2 dargestellten Steuersystem 1A stellt der so genannte Fußpunktbereich des hydrodynamischen Drehmomentwandlers einen gewissen Bereich des Vorsteuerdrucks dar, in dem weder der Zulaufdruck p_{WD_zu} des hydrodynamischen Drehmomentwandlers 1 noch der Zulaufdruck p_{WK_zu} der geregelten Wandlerüberbrückungskupplung 2 verändert wird. D. h. der Fußpunktbereich des Drehmomentwandlers 1 ist im Wesentlichen ein neutraler Druckregelbereich, der zum Ausgleich von Toleranzen in dem Steuersystem 1A zugeordneten Vorsteuersystem vorgesehen ist.

Mit den Ventilkennlinien $V0_WDV$ und $V0_WKV$ des Wandlerdruckventils WDV und des Wandlerkupplungsventils WKV treten jedoch nachteilhafterweise die vorbeschriebenen Luftansammlungen im Drehmomentwandler 1 auf. Aus diesem Grund wird im Steuersystem 1A mittels des Druckbegrenzungsventils 11 ein vordefiniertes Druckniveau p_0 eingestellt, bei dem die im Hydraulikfluid gelöste Luft im Hydraulikfluid in gelöster Form verbleibt. Das Druckbegrenzungsventil 11 ist vorliegend zwischen einem nicht näher dargestellten drucklosen Hydraulikfluidreservoir und dem Wandlerdruckventil WDV sowie dem Wandlerkupplungsventil WKV angeordnet, so dass sowohl der Zulaufdruck p_{WD_zu} des Drehmomentwandlers 1 als auch der Zulaufdruck p_{WK_zu} der Wandlerüberbrückungskupplung 2 niemals unterhalb des vordefinierten Druckniveaus p_0 absinkt und die Ventilkennlinien V_WDV und V_WKV von den Ventilkennlinien $V0_WDV$ und $V0_WKV$ in der in Fig. 3 dargestellten Art und Weise abweichen.

Das Druckniveau p_0 ist von der steuersystemseitig mit hydraulischem Druck beaufschlagbaren Plattenventilwirkfläche der Ventilplatte 12 sowie der

Federkraft der Federeinrichtung 13 des Druckbegrenzungsventils 11 abhängig und ist beispielsweise durch Variation dieser beiden Parameter in Abhängigkeit des jeweils vorliegenden Betriebszustandes des Steuersystems 1A veränderbar.

Dadurch, dass durch das Druckbegrenzungsventil 11 im Steuersystem 1A auf der Zulaufseite des hydrodynamischen Drehmomentwandlers 1 das vordefinierte Druckniveau p_0 an dem Wandlerkupplungskolben 6 auch bei geschlossener Wandlerüberbrückungskupplung 2 anliegt, reduziert sich die Übertragungsfähigkeit der Wandlerüberbrückungskupplung 2 bei gleichem Zulaufdruck p_{WK_zu} der Wandlerüberbrückungskupplung 2 im Vergleich zu einem Steuersystem, bei dem das Druckniveau auf der Zulaufseite des Drehmomentwandlers 1 im Wesentlichen Null ist, da die Druckdifferenz bei geschlossener Wandlerüberbrückungskupplung zwischen der Zulaufseite der Wandlerüberbrückungskupplung und dem Drehmomentwandler um den Wert des vordefinierten Druckniveaus p_0 reduziert ist.

Diese Reduzierung wird vorliegend durch einen wenigstens um das vordefinierte Druckniveau p_0 erhöhten Zulaufdruck p_{WK_zu} der Wandlerüberbrückungskupplung 2 kompensiert. Da zusätzlich der Beginn des Fußpunktbereichs des Drehmomentwandlers 1 durch die Anhebung des Druckniveaus im Steuersystem 1 vom dritten Vorsteuerdruckwert p_{VS_2} in Richtung des zweiten Vorsteuerdruckwerts p_{VS_1} verschoben ist, wird die mittels der Druckerhöhung des Zulaufdrucks p_{WK_zu} der Wandlerüberbrückungskupplung 2 kompensierte Verringerung der Übertragungsfähigkeit der Wandlerüberbrückungskupplung ohne Veränderung der Ventilverstärkung des Wandlerkupplungsventils WKV erreicht. Das heißt, dass die Kompensation lediglich durch eine schwächere Ventilkennlinie V_{WKV} umgesetzt wird, wodurch die Auflösung der Wandlerüberbrückungskupplung 2 gegenüber einem herkömmlichen Steuersystem ohne Druckbegrenzungsventil nicht verändert wird. Dabei wird

vorliegend unter dem Begriff Auflösung die Abhängigkeit zwischen der Druckänderung des Zulaufdrucks p_{WK_zu} zu der Wandlerüberbrückungskupplung 2 in Abhängigkeit einer Stromänderung im Bereich des Drucksteuerventils des Vorsteuersystems verstanden, über welches der Vorsteuerdruck p_{VS} von dem elektrischen Getriebesteuergerät eingestellt wird.

Nachfolgend wird die Funktionsweise des Steuersystems 1A gemäß Fig. 2 in Verbindung mit der Darstellung gemäß Fig. 3 ausgehend vom ersten Vorsteuerdruckwert p_{VS_0} näher beschrieben. Der erste Vorsteuerdruckwert p_{VS_0} , ist wenigstens annähernd Null. In diesem Betriebszustand ist der Ventilschieber WDV_S des Wandlerdruckventils WDV durch die am Ventilschieber WDV_S in entgegengesetzter Richtung zu dem Steuerdruck p_{VS} am Ventilschieber WDV_S angreifende Federeinrichtung WDV_F umgeschoben, dass der Zulaufdruck p_{WD_zu} des hydrodynamischen Drehmomentwandlers 1 maximal ist. Dies resultiert aus der Tatsache, dass der Systemdruck p_{sys} über den sich in völlig umgeschobener Stellung befindlichen Ventilschieber WDV_S des Wandlerdruckventils WDV vom Wandlerdruckventil WDV auf ein Maximum reduziert wird, welches über eine Wirkfläche 18 des Ventilschiebers WDV_S und die Federkraft der Federeinrichtung WDV_F des Wandlerdruckventils WDV eingestellt wird.

Gleichzeitig ist der siebte Steuerraum WDV_7 von dem sechsten Steuerraum WDV_6 des Wandlerdruckventils WDV in der Druck regelnden Stellung des Ventilschiebers WDV_S getrennt, so dass die Verbindung zwischen der Zuführleitung L2 und dem zweiten Steuerraum WKV_2 des Wandlerkupplungsventils WKV gesperrt ist. Die Druckregelung im Bereich des dritten Steuerraums WDV_3 des Wandlerdruckventils WDV findet über die so genannte Modulation des Wandlerdruckventils WDV zwischen dem zweiten Steuerraum WDV_2 und dem vierten Steuerraum WDV_4 statt, wobei der Druck des

dritten Steuerraum WDV_3 größer ist als das über das Druckbegrenzungsventil 11 vordefinierte Druckniveau.

Nach dem Durchströmen des hydrodynamischen Drehmomentwandlers 1 liegt am dritten Steuerraum WKV_3 und dem fünften Steuerraum WKV_5 des Wandlerkupplungsventils WKV der Rücklaufdruck p_{WD_ab} an, der im Wesentlichen dem in Fig. 3 dargestellten Zulaufdruck p_{WK_zu} der geregelten Wandlerüberbrückungskupplung 2 entspricht, wobei die Differenz zwischen dem Zulaufdruck p_{WD_zu} des Drehmomentwandlers 1 und dem Rücklaufdruck p_{WD_ab} des Drehmomentwandlers 1 bzw. des Zulaufdrucks p_{WK_zu} der Wandlerüberbrückungskupplung 2 zwischen dem ersten Vorsteuerdruckwert p_{VS_0} und einem weiteren Vorsteuerdruckwert p_{VS_4} aufgrund eines Druckabfalls, der beim Durchströmen des hydrodynamischen Drehmomentwandlers 1 auftritt, verursacht wird.

Das Wandlerkupplungsventil WKV wird bei Anliegen des ersten Vorsteuerdruckwerts p_{VS_0} durch die an dem Ventilschieber WKV_S angreifende Federeinrichtung WKV_F und den gleichgerichtet an einer Wirkfläche 15 des Ventilschiebers WKV_S des Wandlerkupplungsventils WKV angreifenden Rücklaufdruck p_{WD_ab} des hydrodynamischen Drehmomentwandlers 1 vollständig umgeschoben, so dass der vierte Steuerraum WKV_4 vom dritten Steuerraum WKV_3 des Wandlerkupplungsventils WKV getrennt ist und der über die Zuführleitung L2 am Wandlerkupplungsventil WKV anliegende Systemdruck p_{sys} nicht in Richtung der geregelten Wandlerüberbrückungskupplung 2 geführt wird.

Mit steigendem Vorsteuerdruck p_{VS} werden sowohl der Ventilschieber WDV_S des Wandlerdruckventils WDV als auch der Ventilschieber WKV_S des Wandlerkupplungsventils WKV entgegen der in Abhängigkeit der Federrate der Federeinrichtung WDV_F bzw. WKV_F am Ventilschieber WDV_S bzw.

WKV_S anliegenden Federkraft und dem am Ventilschieber WKV_S des Wandlerkupplungsventils WKV anliegenden Rücklaufdruck p_{WD_ab} des Drehmomentwandlers 1 derart verschoben, dass der Zulaufdruck p_{WD_zu} des hydrodynamischen Drehmomentwandlers 1 und damit auch der Rücklaufdruck p_{WD_ab} des Drehmomentwandlers 1 in der in Fig. 3 dargestellten Art und Weise bis hin zum zweiten Vorsteuerdruckwert p_{VS_1} durch Anheben des Vorsteuerdrucks p_{VS} reduziert werden, wobei sich der Ventilschieber WKV_S des Wandlerkupplungsventils erst kurz vor Überschreiten des Druckwertes p_0 in Richtung der Modulationssteuerkanten der Steuerräume WKV_2 und WKV_4 bewegt.

Des Weiteren wird der Ventilschieber WKV_S des Wandlerkupplungsventils WKV mit zunehmendem Vorsteuerdruck p_{VS} entgegen der Federrate der Federeinrichtung WKV_F zunehmend in Richtung des sechsten Steuer-raums WKV_6 verschoben, so dass der Ventilschieber WKV_S die Steuerkan-te des vierten Steuerraums WKV_4 überstreicht und dieser mit dem dritten Steuerraum WKV_3 verbunden wird.

Zum fünften Vorsteuerdruckwert p_{VS_4} wird eine Durchströmung des Drehmomentwandlers 1 durch den Gegendruck des Schmier- und Kühlkreislau-fes 14 verhindert, so dass sich die Ventilkennlinien V_{WDV} und V_{WKV} des Wandlerdruckventils WDV und Wandlerkupplungsventils WKV synchronisie-ren. Das heißt, dass der Zulaufdruck p_{WD_zu} des Wandlerdruckventils WDV und der Zulaufdruck p_{WK_zu} der Wandlerüberbrückungskupplung 2 ab dem fünften Vorsteuerdruckwert p_{VS_4} gleich sind, wobei sich der Zulauf-druck p_{WK_zu} der Wandlerüberbrückungskupplung 2 zu diesem Vorsteuer-druckwert aus dem Rücklaufdruck p_{WD_ab} und dem über das Wandlerkupp-lungsventil WKV über den vierten Steuerraum WKV_4 und den dritten Steuer-raum WKV_3 durchgeleiteten Druckanteil des über die Zuführleitung L2 am

Wandlerkupplungsventil WKV anliegenden Systemsdrucks p_{sys} zusammensetzt.

Zwischen dem zweiten Vorsteuerdruckwert p_{VS_1} und dem sechsten Vorsteuerdruckwert p_{SV_5} , welche den Fußpunktbereich des über das Steuersystem 1A mit dem Druckbegrenzungsventil 11 angesteuerten Drehmomentwandlers 1 begrenzen, wird trotz weiter steigendem Vorsteuerdruck p_{VS} weder der Zulaufdruck $p_{\text{WD_zu}}$ des Drehmomentwandlers 1 noch der Zulaufdruck $p_{\text{WK_zu}}$ der Wandlerüberbrückungskupplung 2 verändert, wobei die beiden Zulaufdrücke $p_{\text{WD_zu}}$ und $p_{\text{WK_zu}}$ auf dem durch das Druckbegrenzungsventil 11 eingestellten vordefinierten Druckniveau p_0 verbleiben.

Zum Ende des Fußpunktbereichs des Drehmomentwandlers 1, d. h. oberhalb des sechsten Vorsteuerdruckwerts p_{VS_5} , bewirkt ein weiteres Ansteigen des Vorsteuerdrucks p_{VS} ein Anheben des Zulaufdrucks $p_{\text{WK_zu}}$ der Wandlerüberbrückungskupplung 1, während der Zulaufdruck $p_{\text{WD_zu}}$ des Drehmomentwandlers in der in Fig. 2 dargestellten Position des Ventilschiebers WDV_S des Wandlerdruckventils WDV keine Veränderung erfährt und auf dem vordefinierten Druckniveau p_0 verbleibt.

Das bedeutet, dass sowohl der Zulaufdruck $p_{\text{WD_zu}}$ des Drehmomentwandlers 1 als auch der Zulaufdruck $p_{\text{WK_zu}}$ der Wandlerüberbrückungskupplung 2 im Gegensatz zu einem Steuersystem ohne Druckbegrenzungsventil über alle Betriebszustände des Drehmomentwandlers 1 oberhalb des vordefinierten Druckniveaus p_0 liegt, wodurch die aus der Praxis bekannten und eine Funktionsweise eines Drehmomentwandlers 1 und einer damit korrespondierenden Wandlerüberbrückungskupplung 2 negativ beeinflussenden hydrodynamischen Effekte auf einfache Art und Weise vermieden werden.

Zusätzlich ist der Fußpunktbereich des hydrodynamischen Drehmomentwandlers 1 bei dem Steuersystem 1A gemäß Fig. 2 in der in Fig. 3 dargestellten Art und Weise gegenüber dem Fußpunktbereich eines Steuersystems ohne Druckbegrenzungsventil in Richtung niedrigerer Vorsteuerdruckwerte verschoben. Damit wird erreicht, dass die Wandlerüberbrückungskupplung 2 trotz des bei geschlossener Wandlerüberbrückungskupplung 2 erhöhten Zulaufdrucks p_{WD_zu} des Drehmomentwandlers 1 bei jeweils demselben Vorsteuerdruckwert p_{VS} die gleiche Übertragungsfähigkeit aufweist wie bei einem Steuersystem ohne Druckbegrenzungsventil. Damit wird auf einfache Art und Weise erreicht, dass die Ansteuerung des Drucksteuerventils des Vorsteuerdrucksystems, über welches der Vorsteuerdruck p_{VS} in Abhängigkeit einer elektrischen Ansteuerung durch das elektrische Getriebesteuergerät eingestellt wird, wie bei einem Steuersystem ohne Druckbegrenzungsventil erfolgen kann.

Das in Fig. 4 dargestellte Schaltschema einer zweiten Ausführungsform eines erfindungsgemäß ausgeführten Steuersystems 1A ist in ähnlicher Art und Weise wie das Steuersystem 1A gemäß Fig. 2 aufgebaut, weshalb in der nachfolgenden Beschreibung lediglich auf die Unterschiede zwischen diesen beiden Steuersystemen näher eingegangen wird.

Das Steuersystem 1A gemäß Fig. 4 ist im Gegensatz zu dem Steuersystem gemäß Fig. 2 ohne Druckbegrenzungsventil ausgeführt, so dass die Entlastungssteuerzunge bzw. der vierte Steuerraum WDV_4 des Wandlerkupplungsventils direkt mit dem drucklosen Hydraulikfluidreservoir in Verbindung steht und der Zulaufdruck p_{WD_zu} des Drehmomentwandlers 1 in der in Fig. 5 dargestellten Art und Weise im Wesentlichen auf Null absenkbar ist.

Das Wandlerkupplungsventil WKV gemäß Fig. 4 ist im Gegensatz zu dem Wandlerkupplungsventil WKV gemäß Fig. 2 ohne die Federeinrich-

fung WKV_F ausgebildet und der Rücklaufdruck p_{WD_ab} des Drehmomentwandlers 1 bzw. der Zulaufdruck p_{WK_zu} der Wandlerüberbrückungskupplung 2 wird bei dem Wandlerkupplungsventil WKV gemäß Fig. 4 auf eine größere Steuerdruckfläche bzw. Wirkfläche 15 des Ventilschiebers WKV_S als beim Wandlerkupplungsventil WKV gemäß Fig. 2 geführt.

Die vorstehend beschriebene und von der Ausgestaltung des Steuersystems 1A gemäß Fig. 2 abweichende Ausführung des Steuersystems 1A gemäß Fig. 4 führt zu den in Fig. 5 dargestellten Ventilkennlinien V_{WDV} und V_{WKV} des Wandlerdruckventils WDV und des Wandlerkupplungsventils WKV, welchen wiederum die zu Fig. 3 beschriebenen Ventilkennlinien $V0_{WDV}$ und $V0_{WKV}$ eines herkömmlich ausgeführten Steuersystems gegenübergestellt sind.

Dabei steht die Ventilkennlinie V_{WKV} des Wandlerkupplungsventils WKV bei geöffneter Wandlerüberbrückungskupplung 2 in Abhängigkeit des Vorsteuerdrucks p_{VS} und des in Bezug auf den Vorsteuerdruck p_{VS} entgegengesetzt am Ventilschieber WKV_S des Wandlerkupplungsventils WKV angreifenden Rücklaufdrucks p_{WD_ab} des Drehmomentwandlers 1. Bei geschlossener Wandlerüberbrückungskupplung 2 steht die Ventilkennlinie V_{WKV} des Wandlerkupplungsventils WKV in Abhängigkeit des Vorsteuerdrucks p_{VS} und des dem Vorsteuerdruck p_{VS} entgegengesetzt am Ventilschieber WKV_S des Wandlerkupplungsventils WKV angreifenden Zulaufdrucks p_{WK_zu} der Wandlerüberbrückungskupplung 2. Damit übersteigt der Zulaufdruck p_{WK_zu} der Wandlerüberbrückungskupplung 2 das vordefinierte Druckniveau p_0 spätestens zu einem Vorsteuerdruckwert p_{VS} (p_0), zu dem der Zulaufdruck p_{WD_zu} des Drehmomentwandlers 1 das vordefinierte Druckniveau p_0 unterschreitet. Damit ist gewährleistet, dass der statische Druck im Drehmomentwandler 1 wie bei dem in Fig. 2 dargestellten Steuersys-

tem 1A niemals unterhalb des vordefinierten Druckniveaus p_0 absinkt und Luftansammlungen im Drehmomentwandler 1 wirkungsvoll vermieden werden.

Der Fußpunktbereich des Drehmomentwandlers 1 ist bei dem in Fig. 4 dargestellten Steuersystem 1A auf den Schnittpunkt der Ventilkennlinien V_{WDV} und V_{WKV} des Wandlerdruckventils WDV und des Wandlerkupplungsventils WKV reduziert, womit Toleranzen im Vorsteuersystem in geringerem Umfang als bei dem Steuersystem 1A gemäß Fig. 2 abdeckbar sind, wohingegen das Steuersystem 1A gemäß Fig. 4 ohne Druckbegrenzungsventil ausgebildet und daher im Vergleich zu dem Steuersystem gemäß Fig. 2 durch geringere Herstellkosten gekennzeichnet ist.

Ein drittes Ausführungsbeispiel eines erfindungsgemäß ausgebildeten Steuersystems 1A ist in Fig. 6 in Form eines Schaltschemas dargestellt, wobei das Wandlerdruckventil WDV und das Wandlerkupplungsventil WKV vom Aufbau her im Wesentlichen dem Wandlerdruckventil und dem Wandlerkupplungsventil des Steuersystems gemäß Fig. 4 entsprechen.

Zusätzlich ist das Steuersystem 1A gemäß Fig. 6 mit einem Wandler-schaltventil WSV ausgeführt, das sieben Steuerräume WSV_1 bis WSV_7 , einen Ventilschieber WSV_S und eine Federeinrichtung WSV_F aufweist. Das Wandlerschaltventil WSV wird an der der Federeinrichtung WSV_F abgewandten Stirnfläche des Ventilschiebers WSV_S mit dem Vorsteuerdruck p_{VS} beaufschlagt, so dass der Vorsteuerdruck p_{VS} der Federrate der Federeinrichtung WSV_F entgegenwirkt und der Ventilschieber WSV_S des Wandlerschaltventils WSV zwischen einer ersten in Fig. 6 dargestellten Schaltstellung und einer zweiten Schaltstellung, bei dem die mit dem Vorsteuerdruck p_{VS} beaufschlagbare Stirnfläche des Ventilschiebers WSV_S am Gehäuse des Wandlerschaltventils WSV zum Anliegen kommt, umschaltbar ist.

Des Weiteren liegt an dem Wandlerdruckventil WSV_S ein so genannter Reduzierdruck p_{red} an, der bei entsprechender Position des Ventilschiebers WSV_S des Wandlerdruckventils WSV vom zweiten Steuerraum WSV_2 und über den dritten Steuerraum WSV_3 in Richtung des achten Steuer-raums WDV_8 des Wandlerdruckventils WDV, in dem die Federeinrichtung WDV_F des Wandlerdruckventils angeordnet ist, weitergeleitet wird. Darüber hinaus liegt der Vorsteuerdruck p_{VS} auch an dem sechsten Steuer-raum WSV_6 des Wandlerdruckventils WSV an, der bei entsprechender Position des Ventilschiebers WSV_S des Wandlerdruckventils WSV über den fünften Steuerraum WSV_5 in Richtung des ersten Steuer-raums WDV_1 des Wandlerdruckventils 1 geführt wird.

Das bedeutet, dass die in Fig. 8 dargestellte Ventilkennlinie V_{WDV} des Wandlerdruckventils WDV gemäß Fig. 6 vor Erreichen eines vordefinierten siebten Vorsteuerdruckwerts p_{VS_6} des Vorsteuerdrucks p_{VS} in Abhängigkeit eines an dem Wandlerdruckventil WSV anliegenden und in Richtung des Wandlerdruckventils WDV durchgeschalteten Drucksignals bzw. des Reduzierdrucks p_{red} und einer gleichgerichtet an dem Ventilschieber WDV_S des Wandlerdruckventils WDV angreifenden Federeinrichtung WDV_F steht und im Wesentlichen konstant verläuft. Ab Überschreiten des vordefinierten siebten Vorsteuerdruckwerts p_{VS_6} des Vorsteuerdrucks p_{VS} steht die Ventilkennlinie V_{WDV} des Wandlerdruckventils WDV in Abhängigkeit des dann über das Wandlerdruckventil WSV in Richtung des ersten Steuer-raums WDV_1 des Wandlerdruckventils WDV durchgeschalteten Vorsteuerdrucks p_{VS} und der entgegengesetzt zu dem Vorsteuerdruck p_{VS} an dem Ventilschieber WDV_S des Wandlerdruckventils WDV wirkenden Federeinrichtung WDV_F, da die Verbindung zwischen dem zweiten Steuerraum WSV_2 und dem dritten Steuer-raum WSV_3 des Wandlerdruckventils WSV unterbrochen ist und der achte Steuerraum WDV_8 des Wandlerdruckventils WDV nicht länger mit dem Re-

duzierdruck p_{red} bzw. dem am Wandlerdruckventil WSV anliegenden Drucksignal beaufschlagt wird.

Dadurch, dass das Wandlerdruckventil WDV bei Überschreiten des siebten Vorsteuerdruckwerts p_{VS_6} nicht länger im Bereich des achten Steuerraums WDV_8 mit dem Reduzierdruck p_{red} beaufschlagt wird, wird der Zulaufdruck p_{WD_zu} des Drehmomentwandlers in der in Fig. 8 durch den senkrechten Bereich der Ventilkennlinie V_{WDV} des Wandlerdruckventils WDV zum Vorsteuerdruckwert p_{VS_6} grafisch wiedergegebenen Art und Weise sprunghaft reduziert. Anschließend weist der Zulaufdruck p_{WD_zu} des Drehmomentwandlers 1 bzw. die Ventilkennlinie V_{WDV} des Wandlerdruckventils WDV mit steigendem Vorsteuerdruck p_{VS} einen stetigen Verlauf auf und wird mit zunehmendem Vorsteuerdruck p_{VS} bis auf Null reduziert.

Die Ventilkennlinie V_{WKV} des Wandlerkupplungsventils WKV bzw. der Verlauf des Zulaufdrucks p_{WK_zu} der Wandlerüberbrückungskupplung 2 entspricht im Wesentlichen dem in Fig. 5 gezeigten stetigen Verlauf, da das Wandlerkupplungsventil WKV gemäß Fig. 6 im Wesentlichen den gleichen Aufbau wie das Wandlerkupplungsventil gemäß Fig. 4 aufweist.

Fig. 7 zeigt ein viertes Ausführungsbeispiel eines erfindungsgemäß ausgebildeten Steuersystems 1A, welches ebenfalls wie das Steuersystem 1A gemäß Fig. 6 mit einem Wandlerdruckventil WSV ausgeführt ist, wobei das Wandlerdruckventil WDV im Bereich des ersten Steuerraums WDV_1 direkt mit dem Vorsteuerdruck p_{VS} beaufschlagt wird, so dass das Steuersystem 1A gemäß Fig. 7 im Bereich des Wandlerdruckventils WSV ohne die in Fig. 6 dargestellte Abschaltung des Vorsteuerdrucks p_{VS} für das Wandlerdruckventil WDV ausgeführt ist. Die Ventilkennlinien V_{WDV} und V_{WKV} des Wandlerdruckventils WDV und des Wandlerkupplungsventils WKV des Steuersystems 1 gemäß Fig. 7 entsprechen im Wesentlichen den Ventilkennli-

nien V_WDV und V_WKV des Wandlerdruckventils WDV und des Wandlerkupplungsventils WKV des Steuersystems gemäß Fig. 6 und sind in Fig. 8 grafisch wiedergegeben.

Die Ventilkennlinie V_WDV des Wandlerdruckventils WDV gemäß Fig. 7 steht vor Erreichen des vordefinierten siebten Vorsteuerdruckwerts p_VS_6 des Vorsteuerdrucks p_VS in Abhängigkeit des an dem Wandlerschaltventil WVS anliegenden und in Richtung des Wandlerdruckventils WDV durchgeschalteten Drucksignals p_red , einer gleichgerichtet an dem Ventilschieber WDV_S des Wandlerdruckventils WDV angreifenden Federeinrichtung WDV_F und dem in Bezug auf die Federeinrichtung WDV_F in entgegengesetzter Richtung an dem Ventilschieber WDV_S des Wandlerdruckventils WDV wirkenden Vorsteuerdrucks p_VS , wobei sich der Zulaufdruck p_WD_zu gemäß der gepunktet ausgeführten Linie langsam absenkt. Ab Überschreiten des vordefinierten siebten Vorsteuerdruckwerts p_VS_6 des Vorsteuerdrucks p_VS steht die Ventilkennlinie V_WDV des Wandlerdruckventils WDV in Abhängigkeit des Vorsteuerdrucks p_VS und der entgegengesetzt zu dem Vorsteuerdruck p_VS an dem Ventilschieber WDV_S des Wandlerdruckventils WDV wirkenden Federeinrichtung WDV_F .

Die Ventilkennlinie V_WKV des Wandlerkupplungsventils WKV steht über dem gesamten Betriebsbereich des Steuersystems 1 in Abhängigkeit des am Ventilschieber WKV_S anliegenden Vorsteuerdrucks p_VS und in Bezug auf den Vorsteuerdruck p_VS in entgegengesetzter Richtung an der Wirkfläche 15 des Ventilschiebers WKV_S des Wandlerkupplungsventils WKV angreifenden Rücklaufdrucks p_WD_ab des Drehmomentwandlers bzw. des Zulaufdrucks p_WK_zu der Wandlerüberbrückungskupplung 2.

Grundsätzlich ist den beiden in Fig. 6 und Fig. 7 dargestellten Ausführungsbeispielen des Steuersystems 1A gemein, dass der Ventilschie-

ber WSV_S des Wandlerschaltventils WSV entgegen der Federeinrichtung WSV_F derart mit dem Vorsteuerdruck p_{VS} beaufschlagbar ist und derart mit dem Wandlerdruckventil WDV wirkverbunden ist, dass der Zulaufdruck p_{WK_zu} der Wandlerüberbrückungskupplung 2 das vordefinierte Druckniveau p_0 spätestens zu einem Vorsteuerdruckwert p_{VS} (p_0) übersteigt, zu dem der Zulaufdruck p_{WD_zu} des Drehmomentwandlers 1 das vordefinierte Druckniveau p_0 unterschreitet.

Um die Übertragungsfähigkeit der Wandlerüberbrückungskupplung 2 auf einen einem herkömmlich ausgeführten Steuersystem entsprechenden Wert einstellen zu können, ohne den Zulaufdruck p_{WK_zu} der Wandlerüberbrückungskupplung zu erhöhen, wird der Zulaufdruck p_{WD_zu} des Drehmomentwandlers 1 kontinuierlich auf Null abgesenkt, nachdem der Zulaufdruck p_{WK_zu} der Wandlerüberbrückungskupplung 2 das vordefinierte Druckniveau p_0 überschritten hat.

Ein fünftes Ausführungsbeispiel eines erfindungsgemäßen hydraulischen Steuersystems 1A ist in Form eines Schaltschemas in Fig. 9 gezeigt, welches wie die Ausführungsbeispiele des Steuersystems gemäß Fig. 6 und Fig. 7 mit einem Wandlerschaltventil WSV ausgeführt ist. Das Wandlerschaltventil WSV ist in derselben Art und Weise aufgebaut wie das Schaltventil WSV gemäß Fig. 6, wobei ein am Wandlerschaltventil WSV anliegendes Drucksignal p_{red} bei entsprechender Schaltstellung des Ventilschiebers WSV_S des Wandlerschaltventils WSV auf eine Stirnfläche 16 des Ventilschiebers WKV_S des Wandlerkupplungsventils WKV geführt wird.

Der Ventilschieber WSV_S des Wandlerschaltventils WSV ist entgegen der Federeinrichtung WSV_F derart mit dem Vorsteuerdruck p_{VS} beaufschlagbar und derart mit dem Wandlerkupplungsventil WKV wirkverbunden, dass der Zulaufdruck p_{WK_zu} der Wandlerüberbrückungskupplung 2 das

Druckniveau p_0 in der in Fig. 10 dargestellten Art und Weise spätestens zu einem Vorsteuerdruckwert p_{VS} (p_0) übersteigt, zu dem der Zulaufdruck p_{WD_zu} des Drehmomentwandlers 1 das vordefinierte Druckniveau p_0 unterschreitet.

Die Ventilkennlinie V_{WKV} des Wandlerkupplungsventils WKV steht vor Erreichen eines vordefinierten achten Vorsteuerdruckwerts p_{VS_7} des Vorsteuerdrucks p_{VS} in Abhängigkeit einer an dem Ventilschieber WKV_S des Wandlerkupplungsventils WKV angreifenden Federeinrichtung WKV_F und dem zu der Federeinrichtung WKV_F gleichgerichtet an dem Ventilschieber WKV_S angreifenden Rücklaufdruck p_{WD_ab} des Drehmomentwandlers 1 bzw. des Zulaufdrucks p_{WK_zu} der Wandlerüberbrückungskupplung 2 sowie des in entgegengesetzter Richtung am Ventilschieber WKV_S des Wandlerkupplungsventils WKV angreifenden Vorsteuerdrucks p_{VS} .

Die Ventilkennlinie V_{WKV} des Wandlerkupplungsventils WKV steht ab Überschreiten des vordefinierten achten Vorsteuerdruckwerts p_{VS_7} des Vorsteuerdrucks p_{VS} in Abhängigkeit des Vorsteuerdrucks p_{VS} , eines an dem Wandlerschaltventil WSV anliegenden und in Richtung des Wandlerkupplungsventils WKV durchgeschalteten sowie in Bezug auf den Vorsteuerdruck p_{VS} in gleicher Richtung an dem Ventilschieber WKV_S des Wandlerkupplungsventils WKV angreifenden Drucksignals p_{red} , der Federrate der Federeinrichtung WKV_F und des zu der Federeinrichtung WKV_F gleichwirkend an dem Ventilschieber WKV_S des Wandlerkupplungsventils WKV angreifenden Zulaufdrucks p_{WK_zu} der Wandlerüberbrückungskupplung 2.

Die Ventilkennlinie V_{WDV} des Wandlerdruckventils WDV steht über den gesamten Betriebsbereich des Drehmomentwandlers 1 in Abhängigkeit des am Ventilschieber WDV_S des Wandlerdruckventils WDV anliegenden

Vorsteuerdrucks p_{VS} und der dem Vorsteuerdruck p_{VS} entgegenwirkenden Federrate der Federeinrichtung WDV_F .

Bei dem in Fig. 9 dargestellten Steuersystem 1A wird im Gegensatz zu dem in Fig. 6 und Fig. 7 dargestellten Ausführungsbeispielen des erfindungsgemäßen Steuersystems nicht der Zulaufdruck p_{WD_zu} des hydrodynamischen Drehmomentwandlers zu einem vordefinierten Vorsteuerdruckwert sprungartig reduziert, sondern der Zulaufdruck p_{WK_zu} der Wandlerüberbrückungskupplung zu dem vordefinierten achten Vorsteuerdruckwert p_{VS_7} sprungartig derart angehoben und anschließend in Abhängigkeit des am Wandlerkupplungsventil WKV am sechsten Steuerraum WKV_6 anliegenden Vorsteuerdrucksignals mit steigendem Vorsteuerdruck p_{VS} konstant gehalten oder ansteigend dargestellt, so dass der Zulaufdruck p_{WK_zu} der Wandlerüberbrückungskupplung 2 das vordefinierte Druckniveau p_0 spätestens zu dem Vorsteuerdruckwert p_{VS} (p_0) übersteigt, zu dem der Zulaufdruck p_{WD_zu} des Drehmomentwandlers 1 das vordefinierte Druckniveau p_0 unterschreitet.

Mit dem in Fig. 9 dargestellten Steuersystem 1A ist ein höherer Fußpunktdruck des Drehmomentwandlers als bei den anderen Steuersystemen 1A gemäß Fig. 2, Fig. 4, Fig. 6 und Fig. 7 einstellbar, womit absolut sichergestellt ist, dass im Drehmomentwandler 1 die die Funktionsweise des Drehmomentwandlers 1 und der Wandlerüberbrückungskupplung 2 beeinträchtigende Kavitation nicht im Drehmomentwandler 1 stattfindet. Des Weiteren wird die Übertragungsfähigkeit der Wandlerüberbrückungskupplung 2 bei dem in Fig. 9 dargestellten Steuersystem 1A dadurch auf dem Niveau eines herkömmlich ausgeführten Steuersystems eingestellt, dass der Zulaufdruck p_{WK_zu} der Wandlerüberbrückungskupplung 2 mit steigendem Vorsteuerdruck p_{VS} im Bereich des Wandlerkupplungsventils WKV erhöht wird, während der Zulaufdruck p_{WD_zu} des Drehmomentwandlers 1 im Bereich des Wandlerdruckven-

tils WDV kontinuierlich auf Null abgesenkt wird. Die Übertragungsfähigkeit der Wandlerüberbrückungskupplung 2 ergibt sich damit wie bei den vorbeschriebenen weiteren Ausführungsbeispielen des Steuersystems 1A ebenfalls aus den am Wandlerkupplungskolben 6 angreifenden Zulaufdrücken p_{WD_zu} und p_{WK_zu} sowie der Federrate der Federeinrichtung 7 der Wandlerüberbrückungskupplung 2.

Alternativ zu der Ansteuerung des Wandlerkupplungsventils WKV mit dem Vorsteuerdruck p_{VS} besteht auch die Möglichkeit, dass das Wandlerkupplungsventil mit einem konstanten Vorsteuerdruck, wie beispielsweise dem Vorsteuerdruck p_{VS_sys} des Systemsdrucks p_{sys} angesteuert wird, wobei der Zulaufdruck p_{WK_zu} der Wandlerüberbrückungskupplung dann in Abhängigkeit eines Motormoments einer Brennkraftmaschine eines Antriebstranges eines Fahrzeuges weiter angehoben werden kann.

Bezugszeichen

1	hydrodynamischer Drehmomentwandler
1A	Steuersystem
2	geregelte Wandlerüberbrückungskupplung
3	Turbinenrad
4	Pumpenrad
5	Leitrad
6	Wandlerkupplungskolben
7	Federeinrichtung der Wandlerüberbrückungskupplung
8	Reibbelag
9	Gehäuse
10	weiterer Reibbelag
11	Druckbegrenzungsventil
12	Ventilplatte
13	Federeinrichtung des Druckbegrenzungsventils
14	Schmier- und Kühlkreislauf
15	Wirkfläche
16	Stirnfläche des Ventilschiebers des Wandlerkupplungsventils
17	Drossel
18	Wirkfläche
L1, L2	Zuleitung,
L3	Leitung
p_red	Drucksignal
p_sys	Systemdruck
p_VS	Vorsteuerdruck

p_VS_0 bis	
p_VS_7	Vorsteuerdruckwert
p_VS (p_0)	Vorsteuerdruckwert
p_VS-sys	Vorsteuerdruck
p_WD_zu	Zulaufdruck Drehmomentwandler
p_WD_ab	Rücklaufdruck des Drehmomentwandlers
p_WK_zu	Zulaufdruck der Wandlerüberbrückungskupplung
WDV	Wandlerdruckventil
WDV_1 bis	
WDV_8	Steuerraum
WDV_F	Federeinrichtung
WDV_S	Ventilschieber
WKV	Wandlerkupplungsventil
WKV_1 bis	
WKV_6	Steuerraum
WKV_F	Federeinrichtung
WKV_S	Ventilschieber
WSV	Wandlerschaltventil
WSV_1 bis	
WSV_7	Steuerraum
WSV_F	Federeinrichtung
WSV_S	Ventilschieber

Patentansprüche

1. Hydraulisches Steuersystem (1A) für einen hydrodynamischen Drehmomentwandler (1) mit einer geregelten Wandlerüberbrückungskupplung (2) eines Automatgetriebes zum Steuern eines Zulaufdrucks (p_{WD_zu}) des Drehmomentwandlers (2) und eines Zulaufdruckdrucks (p_{WK_zu}) der Wandlerüberbrückungskupplung (2), wobei die Wandlerüberbrückungskupplung (2) geschlossen ist, wenn der Zulaufdruck (p_{WD_zu}) des Drehmomentwandlers (1) kleiner ist als ein vordefinierter Druckwert des Zulaufdruckdrucks (p_{WK_zu}) der Wandlerüberbrückungskupplung (2), und wobei ein Wandlerdruckventil (WDV) zum Steuern des Zulaufdruckes (p_{WD_zu}) des Drehmomentwandlers (1) und ein Wandlerkupplungsventil (WKV) zum Steuern des Zulaufdruckes (p_{WK_zu}) der Wandlerüberbrückungskupplung (2) vorgesehen sind, deren Ventilschieber (WDV_S, WKV_S) mit wenigstens einem Vorsteuerdruck (p_{VS}) und einem Systemdruck (p_{sys}) beaufschlagbar sind, dadurch gekennzeichnet, dass der Ventilschieber (WKV_S) des Wandlerkupplungsventils (WKV) bei geöffneter Wandlerüberbrückungskupplung (2) an einer Wirkfläche (15) derart mit dem Rücklaufdruck (p_{WD_ab}) des Drehmomentwandlers (1) beaufschlagt ist und bei geschlossener Wandlerüberbrückungskupplung (2) an der Wirkfläche (15) derart mit dem Zulaufdruck (p_{WK_zu}) der Wandlerüberbrückungskupplung (2) beaufschlagt ist, dass über den gesamten Betriebsbereich des Drehmomentwandlers (1) wenigstens entweder der Zulaufdruck (p_{WD_zu}) des Drehmomentwandlers (1) oder der Zulaufdruckdruck (p_{WK_zu}) der Wandlerüberbrückungskupplung (2) größer als ein vordefiniertes Druckniveau (p_0) ist.

2. Hydraulisches Steuersystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass sowohl der Zulaufdruck (p_{WD_zu}) des Drehmomentwandlers (1) als auch der Zulaufdruck (p_{WK_zu}) der Wandlerüberbrückungs-

kupplung (2) über den gesamten Betriebsbereich des Drehmomentwandlers (1) über ein mit jeweils wenigstens einer Entlastungssteuerzunge (WKV_2, WDV_4) des Wandlerkupplungsventils (WKV) und/oder des Wandlerdruckventils (WDV) verbundenes Druckbegrenzungsventil (11) oberhalb des vordefinierten Druckniveaus (p_0) einstellbar ist.

3. Hydraulisches Steuersystem nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass das Druckbegrenzungsventil (11) als Plattenventil ausgebildet ist, welches eine gegen den statischen Druck im hydrodynamischen Drehmomentwandler (1) angefederte Ventilplatte (12) aufweist.

4. Hydraulisches Steuersystem nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass das Wandlerkupplungsventil (WKV) mit einer derartigen Ventilkennlinie (V_{WKV}) konfiguriert ist, dass ein Schließdruck der Wandlerüberbrückungskupplung (2), zu dem die Wandlerüberbrückungskupplung (2) vollständig geschlossen ist, gegenüber einem Schließdruck, der zum Bereitstellen der vollen Übertragungsfähigkeit der Wandlerüberbrückungskupplung (2) bei einem Zulaufdruck (p_{WD_zu}) des Drehmomentwandlers (1), welcher wenigstens annähernd Null ist, bei Anliegen des jeweils wenigstens annähernd selben Vorsteuerdruckwertes (p_{VS}) an dem Wandlerkupplungsventil (WKV) um das vordefinierte Druckniveau (p_0) erhöht ist.

5. Hydraulisches Steuersystem nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass an dem Ventilschieber (WKV_S) des Wandlerkupplungsventils (WKV) und an dem Ventilschieber (WDV_S) des Wandlerdruckventils (WDV) jeweils eine dem anliegenden Vorsteuerdruck (p_{VS}) entgegenwirkende Federeinrichtung (WKV_F, WDV_F) angreift.

6. Hydraulisches Steuersystem nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass eine Ventilkennlinie (V_WDV) des Wandlerdruckventils (WDV) in Abhängigkeit des am Ventilschieber (WDV_S) anliegenden Vorsteuerdrucks (p_VS) und der Federrate der Federeinrichtung (WDV_F) des Wandlerdruckventils (WDV) sowie des am Ventilschieber (WDV_S) des Wandlerdruckventils (WDV) angreifenden vordefinierten Druckniveaus (p_0) steht.

7. Hydraulisches Steuersystem nach Anspruch 5 oder 6, dadurch gekennzeichnet, dass die Ventilkennlinie (V_WKV) des Wandlerkupplungsventils (WKV) bei geöffneter Wandlerüberbrückungskupplung (2) in Abhängigkeit des Vorsteuerdrucks (p_VS) und eines in Bezug auf den Vorsteuerdruck (p_VS) entgegengesetzt am Ventilschieber (WKV_S) des Wandlerkupplungsventils (WKV) angreifenden Rücklaufdrucks (p_WD_ab) des Drehmomentwandlers (1) sowie der Federrate der Federeinrichtung (WKV_F) des Wandlerkupplungsventils (WKV) steht.

8. Hydraulisches Steuersystem nach einem der Ansprüche 5 bis 7, dadurch gekennzeichnet, dass die Ventilkennlinie (V_WKV) des Wandlerkupplungsventils (WKV) bei geschlossener Wandlerüberbrückungskupplung (2) in Abhängigkeit des Vorsteuerdrucks (p_VS) und des in Bezug auf den Vorsteuerdruck (p_VS) entgegengesetzt am Ventilschieber (WKV_S) des Wandlerkupplungsventils (WKV) angreifenden Zulaufdrucks (p_WK_zu) der Wandlerüberbrückungskupplung (2) sowie der Federrate der Federeinrichtung (WKV_F) des Wandlerkupplungsventils (WKV) steht.

9. Hydraulisches Steuersystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass eine Ventilkennlinie (V_WKV) des Wandlerkupplungsventils (WKV) bei geöffneter Wandlerüberbrückungskupplung (2) derart in Abhängigkeit des Vorsteuerdrucks (p_VS) und eines in Bezug auf den Vorsteuerdruck (p_VS) entgegengesetzt am Ventilschieber (WKV_S) des Wandlerkupp-

lungsventils (WKV) angreifenden Rücklaufdrucks (p_{WD_ab}) des Drehmomentwandlers (1) steht und bei geschlossener Wandlerüberbrückungskupplung (2) derart in Abhängigkeit des Vorsteuerdrucks (p_{VS}) und des dem Vorsteuerdruck (p_{VS}) entgegengesetzt am Ventilschieber (WKV_S) des Wandlerkupplungsventils (WKV) angreifenden Zulaufdrucks (p_{WK_zu}) der Wandlerüberbrückungskupplung (2) steht, dass der Zulaufdruck (p_{WK_zu}) der Wandlerüberbrückungskupplung (2) das vordefinierte Druckniveau (p_0) spätestens zu einem Vorsteuerdruckwert ($p_{VS}(p_0)$) übersteigt, zu dem der Zulaufdruck (p_{WD_zu}) des Drehmomentwandlers 1 das vordefinierte Druckniveau (p_0) unterschreitet.

10. Hydraulisches Steuersystem nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, dass die Ventilkennlinie (V_{WDV}) des Wandlerdruckventils (WDV) derart in Abhängigkeit des Vorsteuerdrucks (p_{VS}) und einer Federrate einer in entgegengesetzter Richtung zu dem Vorsteuerdruck (p_{VS}) an dem Ventilschieber (WDV_S) des Wandlerdruckventils (WDV) angreifenden Federeinrichtung (WDV_F) steht, dass der Zulaufdruck (p_{WK_zu}) der Wandlerüberbrückungskupplung (2) das vordefinierte Druckniveau (p_0) spätestens zu einem Vorsteuerdruckwert ($p_{vs}(p_0)$) übersteigt, zu dem der Zulaufdruck (p_{WD_zu}) des Drehmomentwandlers (1) das vordefinierte Druckniveau (p_0) unterschreitet.

11. Hydraulisches Steuersystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass ein Wandlerschaltventil (WSV) vorgesehen ist, dessen Ventilschieber (WSV_S) entgegen einer Federeinrichtung (WSV_F) derart mit dem Vorsteuerdruck (p_{VS}) beaufschlagbar ist und derart mit dem Wandlerdruckventil (WDV) wirkverbunden ist, dass der Zulaufdruck (p_{WK_zu}) der Wandlerüberbrückungskupplung (2) das vordefinierte Druckniveau (p_0) spätestens zu einem Vorsteuerdruckwert ($p_{VS}(p_0)$)

übersteigt, zu dem der Zulaufdruck (p_{WD_zu}) des Drehmomentwandlers (1) das vordefinierte Druckniveau (p_0) unterschreitet.

12. Hydraulisches Steuersystem nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, dass eine Ventilkennlinie (V_{WDV}) des Wandlerdruckventils (WDV) vor Erreichen eines vordefinierten Druckwerts (p_{VS_6}) des Vorsteuerdrucks (p_{VS}) in Abhängigkeit eines an dem Wandlerschaltventil (WSV) anliegenden und in Richtung des Wandlerdruckventils (WDV) durchgeschalteten Drucksignals (p_{red}) und einer gleichgerichtet zu dem Drucksignal (p_{red}) an dem Ventilschieber (WDV_S) des Wandlerdruckventils (WDV) angreifenden Federeinrichtung (WDV_F) steht.

13. Hydraulisches Steuersystem nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, dass die Ventilkennlinie (V_{WDV}) des Wandlerdruckventils (WDV) ab Überschreiten des vordefinierten Druckwerts (p_{VS_6}) des Vorsteuerdrucks (p_{VS}) in Abhängigkeit des Vorsteuerdrucks (p_{VS}) und der entgegengesetzt zu dem Vorsteuerdruck (p_{VS}) an dem Ventilschieber (WDV_S) des Wandlerdruckventils (WDV) wirkenden Federeinrichtung (WDV_F) steht.

14. Hydraulisches Steuersystem nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, dass eine Ventilkennlinie (V_{WDV}) des Wandlerdruckventils (WDV) vor Erreichen eines vordefinierten Druckwerts (p_{VS_6}) des Vorsteuerdrucks (p_{VS}) in Abhängigkeit eines an dem Wandlerschaltventil (WDV) anliegenden und in Richtung des Wandlerdruckventils (WDV) durchgeschalteten Drucksignals (p_{red}), einer gleichgerichtet an dem Ventilschieber (WDV_S) des Wandlerdruckventils (WDV) angreifenden Federeinrichtung (WDV_F) und dem in Bezug auf die Federeinrichtung (WDV_F) in entgegengesetzter Richtung an dem Ventilschieber (WDV_S) des Wandlerdruckventils (WDV) wirkenden Vorsteuerdruck (p_{VS}) steht.

15. Hydraulisches Steuersystem nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, dass die Ventilkennlinie (V_{WDV}) des Wandlerdruckventils (WDV) ab Überschreiten des vordefinierten Druckwerts (p_{VS_6}) des Vorsteuerdrucks (p_{VS}) in Abhängigkeit des Vorsteuerdrucks (p_{VS}) und der entgegengesetzt zu dem Vorsteuerdruck (p_{VS}) an dem Ventilschieber (WDV_S) des Wandlerdruckventils (WDV) wirkenden Federeinrichtung (WDV_F) steht.

16. Hydraulisches Steuersystem nach einem der Ansprüche 11 bis 15, dadurch gekennzeichnet, dass eine Ventilkennlinie (V_{WKV}) des Wandlerkupplungsventils (WKV) in Abhängigkeit des Vorsteuerdrucks (p_{VS}) und eines zu dem Vorsteuerdruck (p_{VS}) entgegengesetzt am Ventilschieber (WKV_S) des Wandlerkupplungsventils (WKV) angreifenden Zulaufdrucks (p_{WK_zu}) der Wandlerüberbrückungskupplung (2) steht.

17. Hydraulisches Steuersystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass ein Wandlerschaltventil (WSV) vorgesehen ist, dessen Ventilschieber (WSV_S) entgegen einer Federeinrichtung (WSV_F) derart mit dem Vorsteuerdruck (p_{VS}) beaufschlagbar ist und derart mit dem Wandlerkupplungsventil (WKV) wirkverbunden ist, dass der Zulaufdruck (p_{WK_zu}) der Wandlerüberbrückungskupplung (2) das vordefinierte Druckniveau (p_0) spätestens zu einem Vorsteuerdruckwert ($p_{VS}(p_0)$) übersteigt, zu dem der Zulaufdruck (p_{WD_zu}) des Drehmomentwandlers (1) das vordefinierte Druckniveau (p_0) unterschreitet.

18. Hydraulisches Steuersystem nach Anspruch 17, dadurch gekennzeichnet, dass eine Ventilkennlinie (V_{WKV}) des Wandlerkupplungsventils (WKV) vor Erreichen eines vordefinierten Druckwerts (p_{VS_9}) des Vorsteuerdrucks (p_{VS}) in Abhängigkeit einer an dem Ventilschieber (WKV_S) des Wandlerkupplungsventils (WKV) angreifenden Federeinrich-

tung (WKV_F) und dem zu der Federeinrichtung (WKV_F) gleich gerichtet an dem Ventilschieber (WKV_S) des Wandlerkupplungsventils (WKV) angreifenden Rücklaufdruck (p_{WD_ab}) des Drehmomentwandlers (1) sowie des in entgegen gesetzter Richtung am Ventilschieber (WKV_S) des Wandlerkupplungsventils (WKV) angreifenden Vorsteuerdrucks (p_{VS}) steht.

19. Hydraulisches Steuersystem nach Anspruch 18, dadurch gekennzeichnet, dass die Ventilkennlinie (V_{WKV}) des Wandlerkupplungsventils (WKV) ab Überschreiten des vordefinierten Druckwerts (p_{VS_7}) des Vorsteuerdrucks (p_{VS}) in Abhängigkeit des Vorsteuerdrucks (p_{VS}), eines an dem Wandlerschaltventil (WSV) anliegenden und in Richtung des Wandlerkupplungsventils (WKV) durchgeschalteten sowie in Bezug auf den Vorsteuerdruck (p_{VS}) in gleicher Richtung an dem Ventilschieber (WKV_S) des Wandlerkupplungsventils (WKV) angreifenden Drucksignals (p_{red}), der Federrate der Federeinrichtung (WKV_F) und des zu der Federeinrichtung (WKV_F) gleichwirkend an dem Ventilschieber (WKV_S) des Wandlerkupplungsventils (WKV) angreifenden Zulaufdrucks (p_{WK_zu}) der Wandlerüberbrückungskupplung (2) steht.

20. Hydraulisches Steuersystem nach einem der Ansprüche 17 bis 19, dadurch gekennzeichnet, dass eine Ventilkennlinie (V_{WDV}) des Wandlerdruckventils (WDV) in Abhängigkeit des am Ventilschieber (WDV_S) des Wandlerdruckventils (WDV) anliegenden Vorsteuerdrucks (p_{VS}) und einer dem Vorsteuerdruck (p_{VS}) entgegenwirkenden Federrate einer Federeinrichtung (WDV_F) steht.

21. Hydraulisches Steuersystem nach Anspruch 19 oder 20, dadurch gekennzeichnet, dass das Drucksignal (p_{red}) einem über ein Druckreduzierventil konstant eingestelltem Vorsteuerdruckwert (p_{red}) oder einem Vorsteuerdruck (p_{VS_sys}) eines weiteren Drucksteuerventils entspricht, welcher zur Ansteuerung eines Systemdruckventils und somit zum Einstellen des Systemdrucks (p_{sys}) vorgesehen ist.

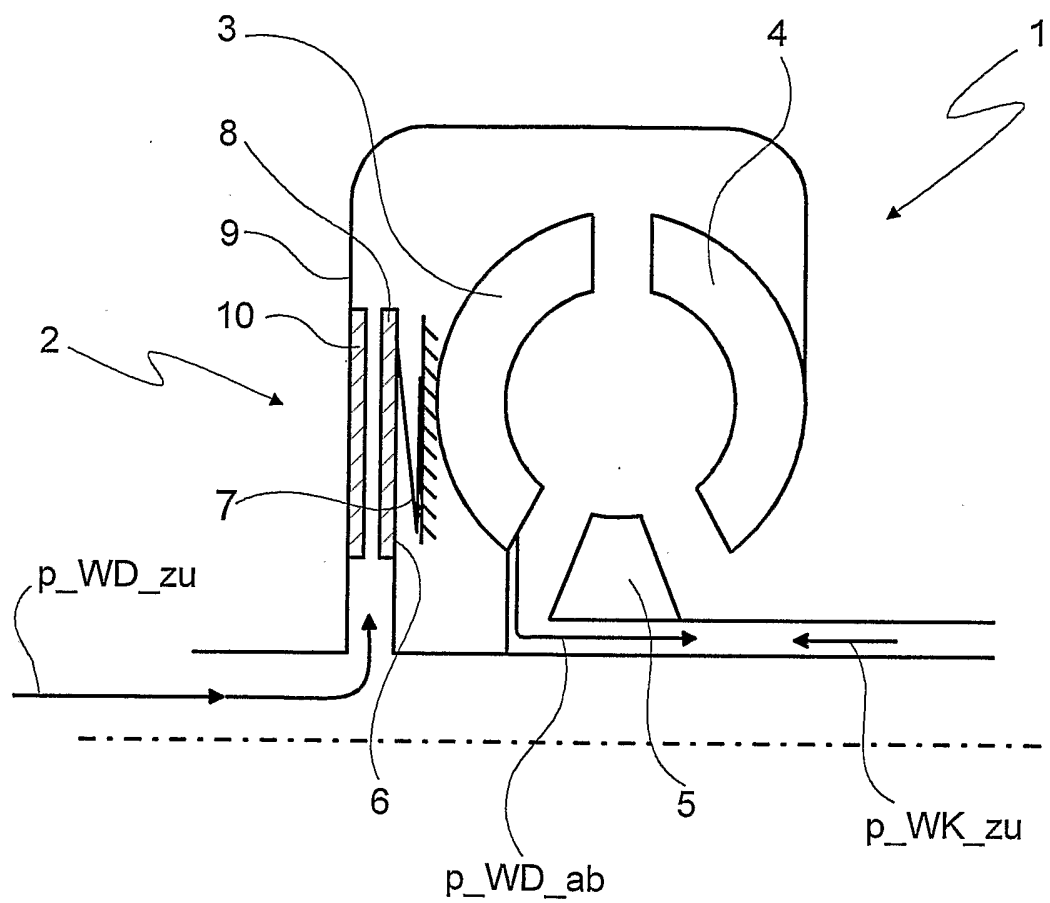


Fig. 1

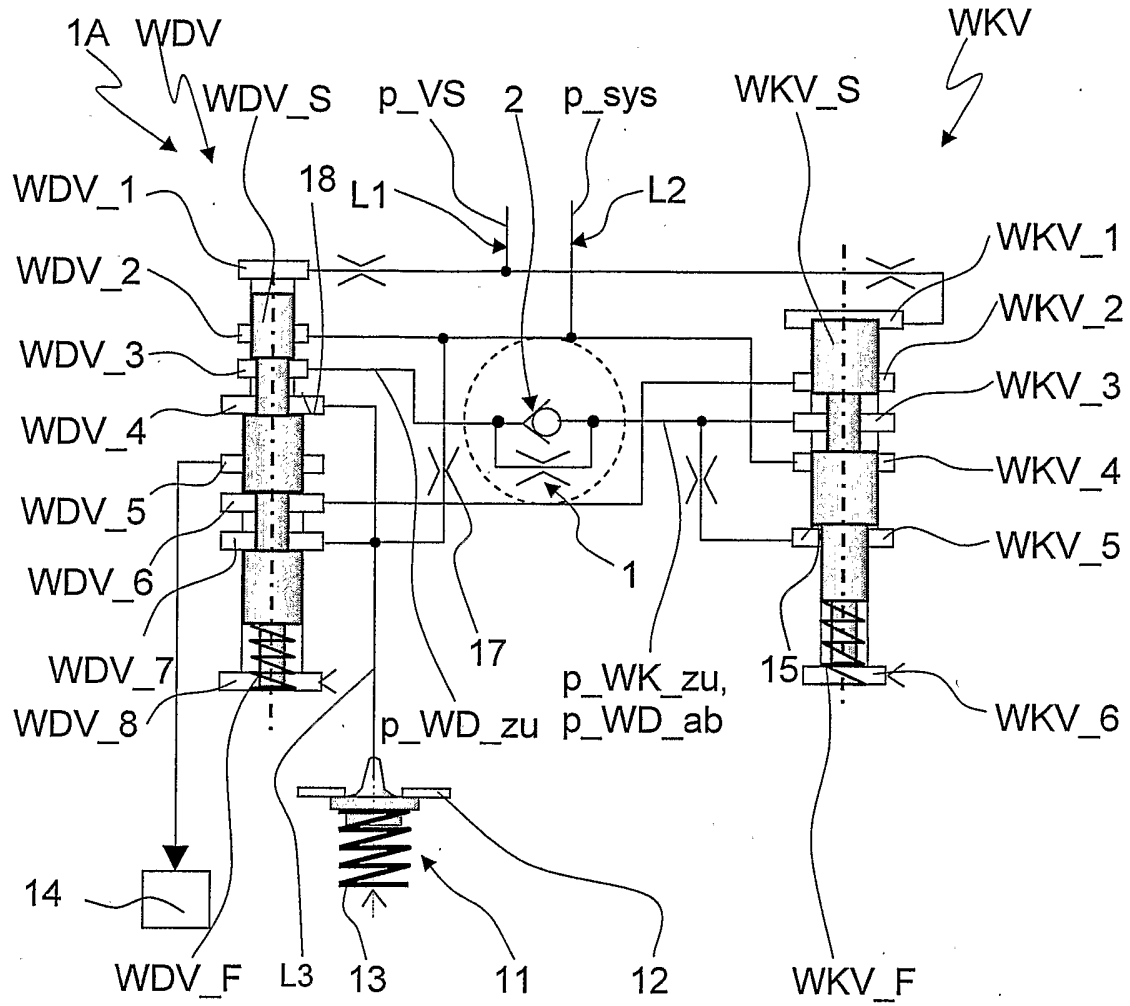


Fig. 2

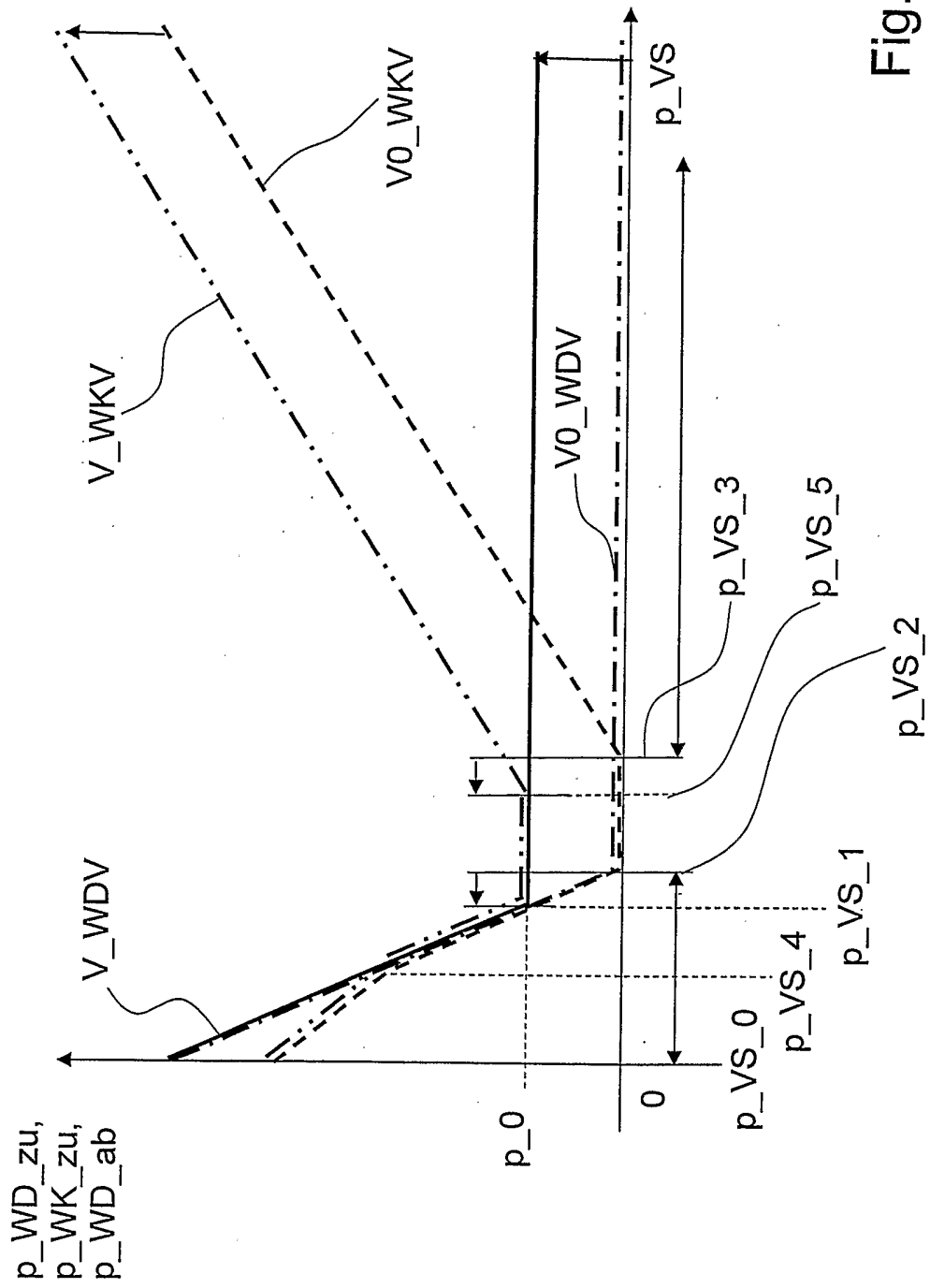


Fig. 3

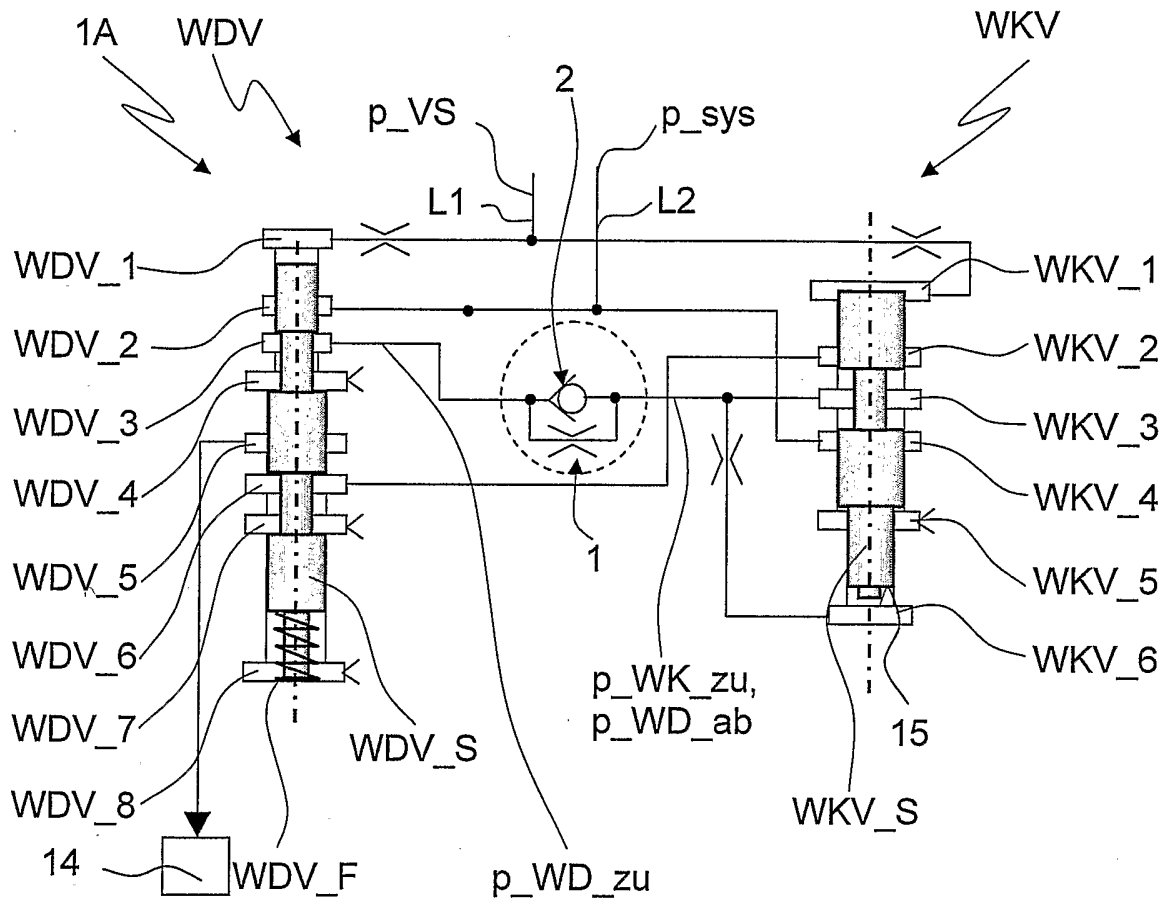


Fig. 4

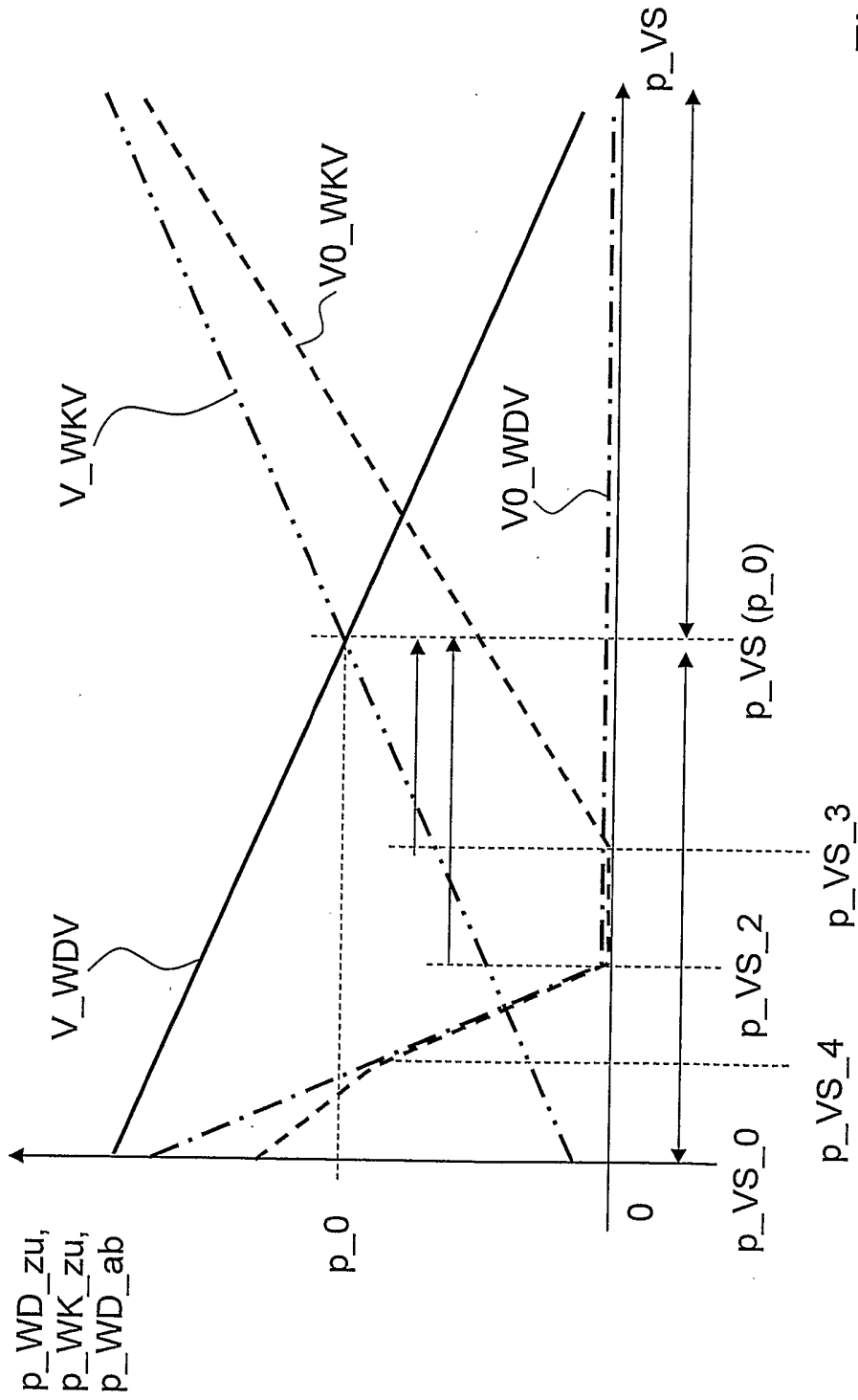


Fig. 5

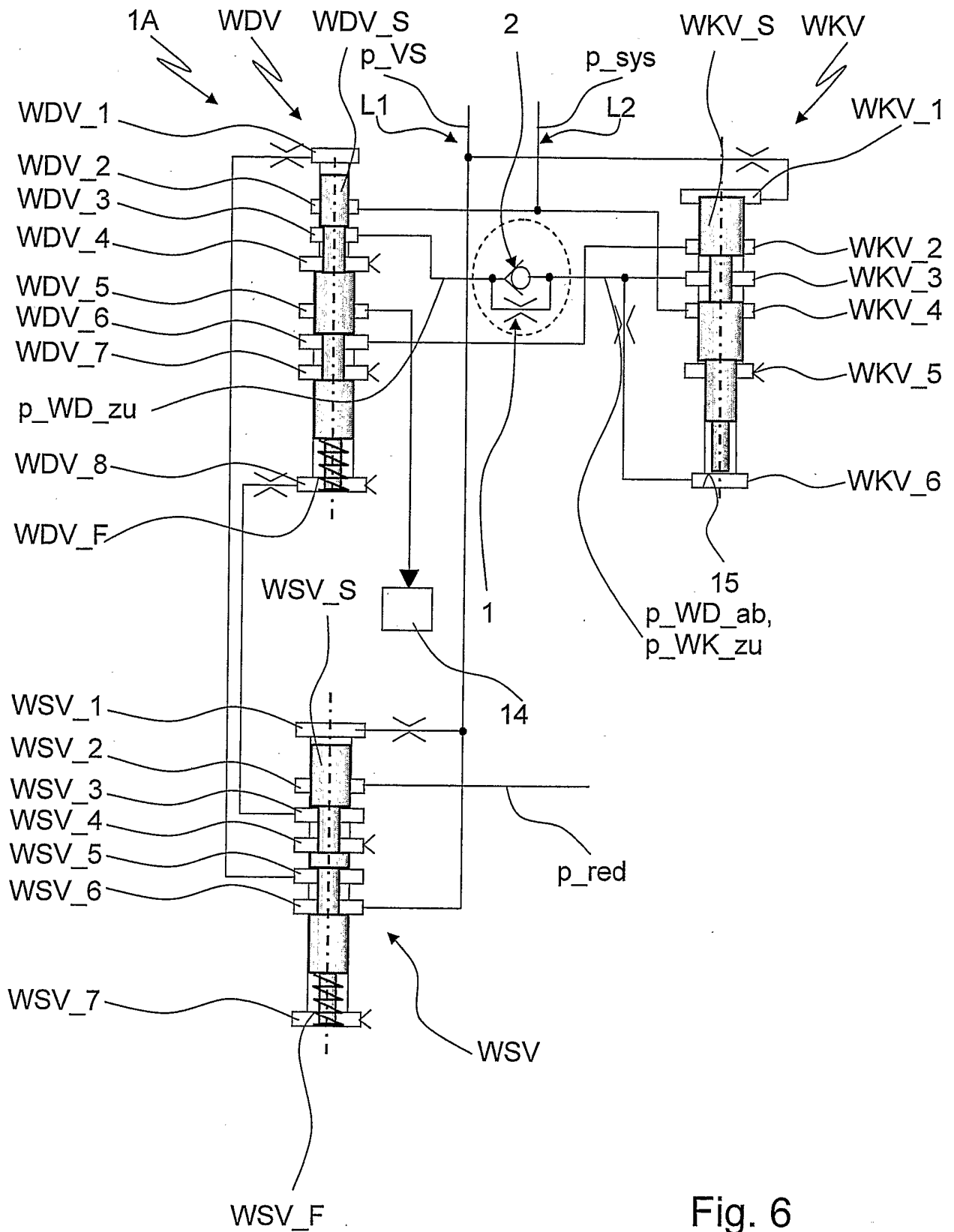


Fig. 6

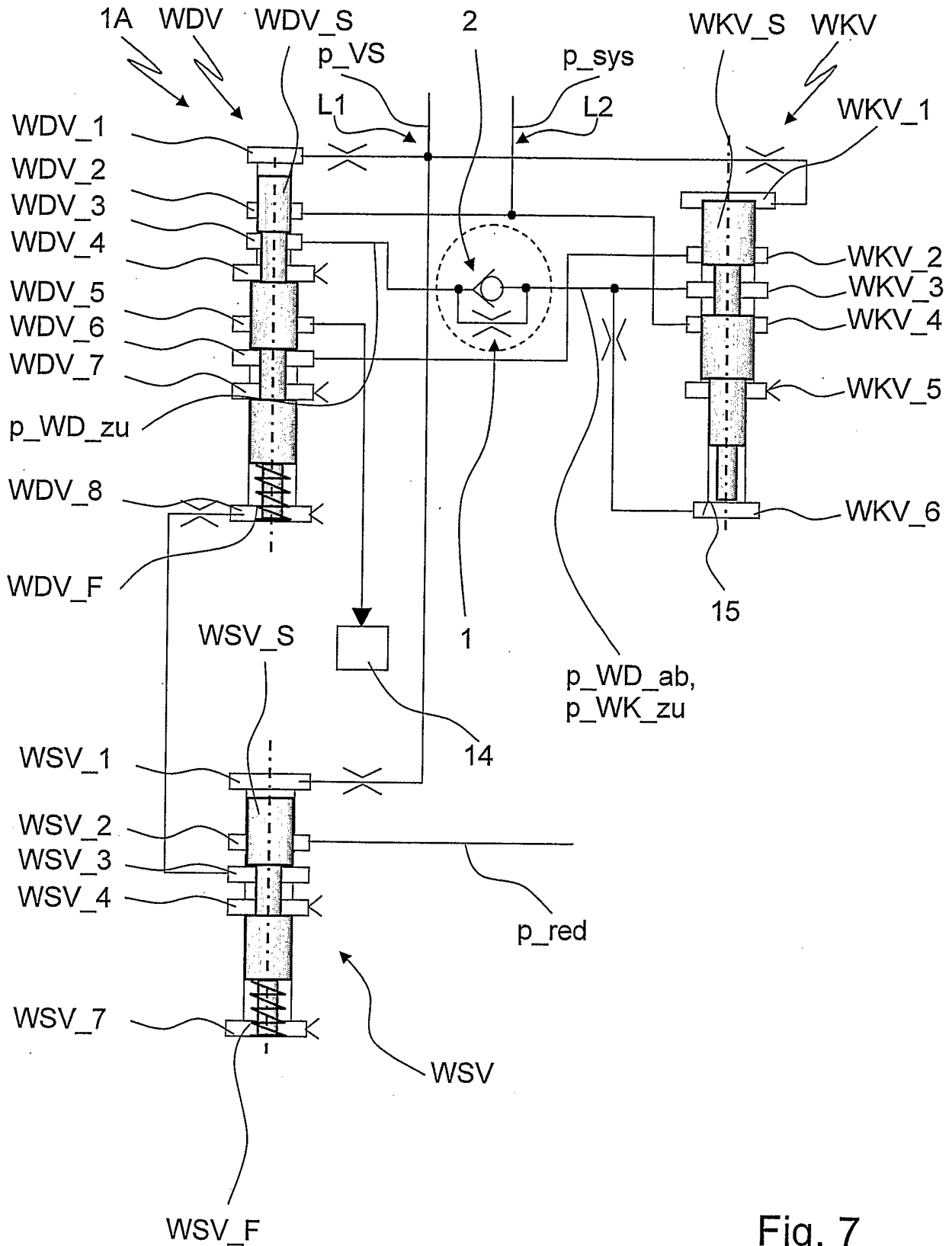


Fig. 7

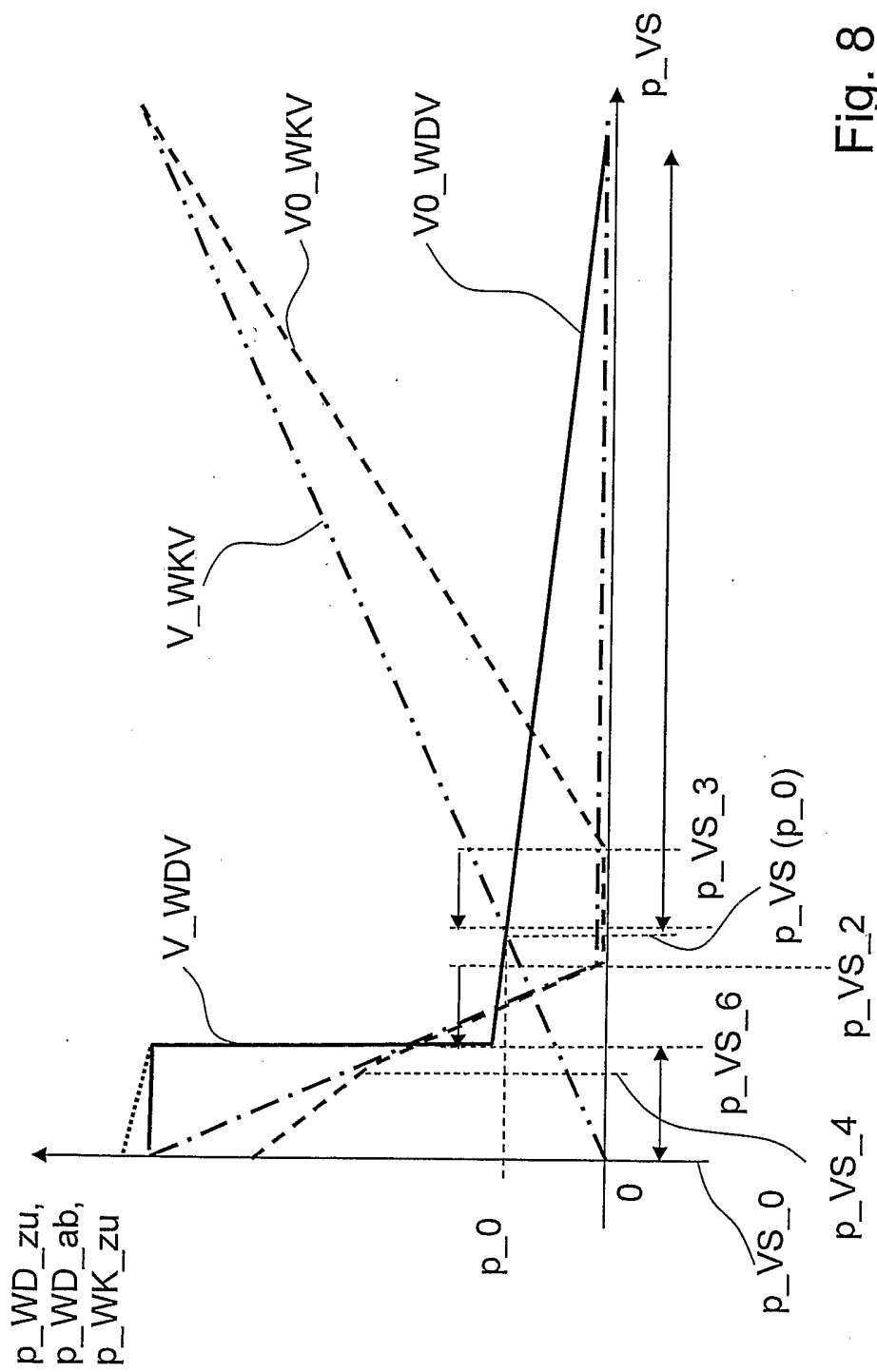


Fig. 8

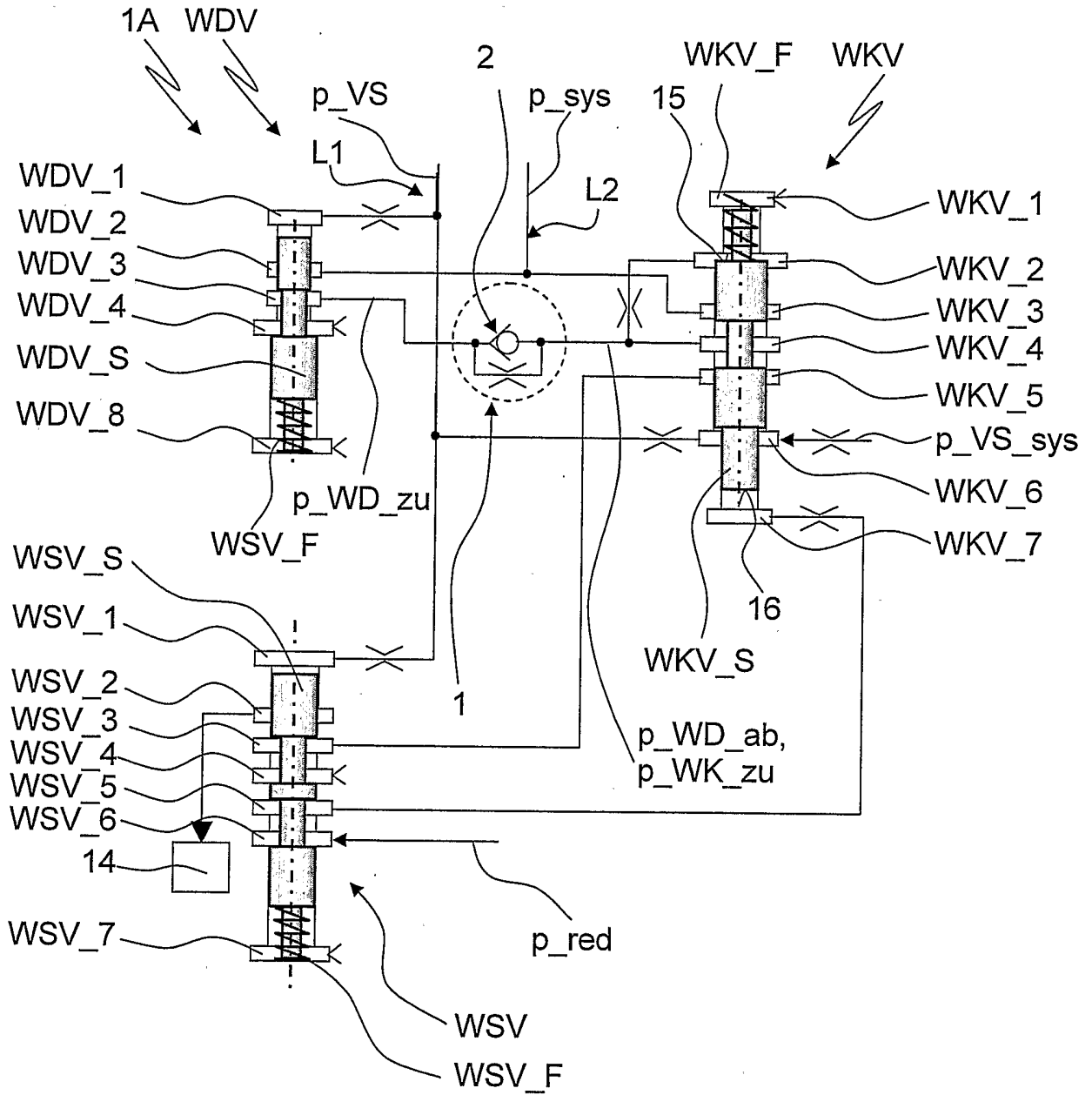


Fig. 9

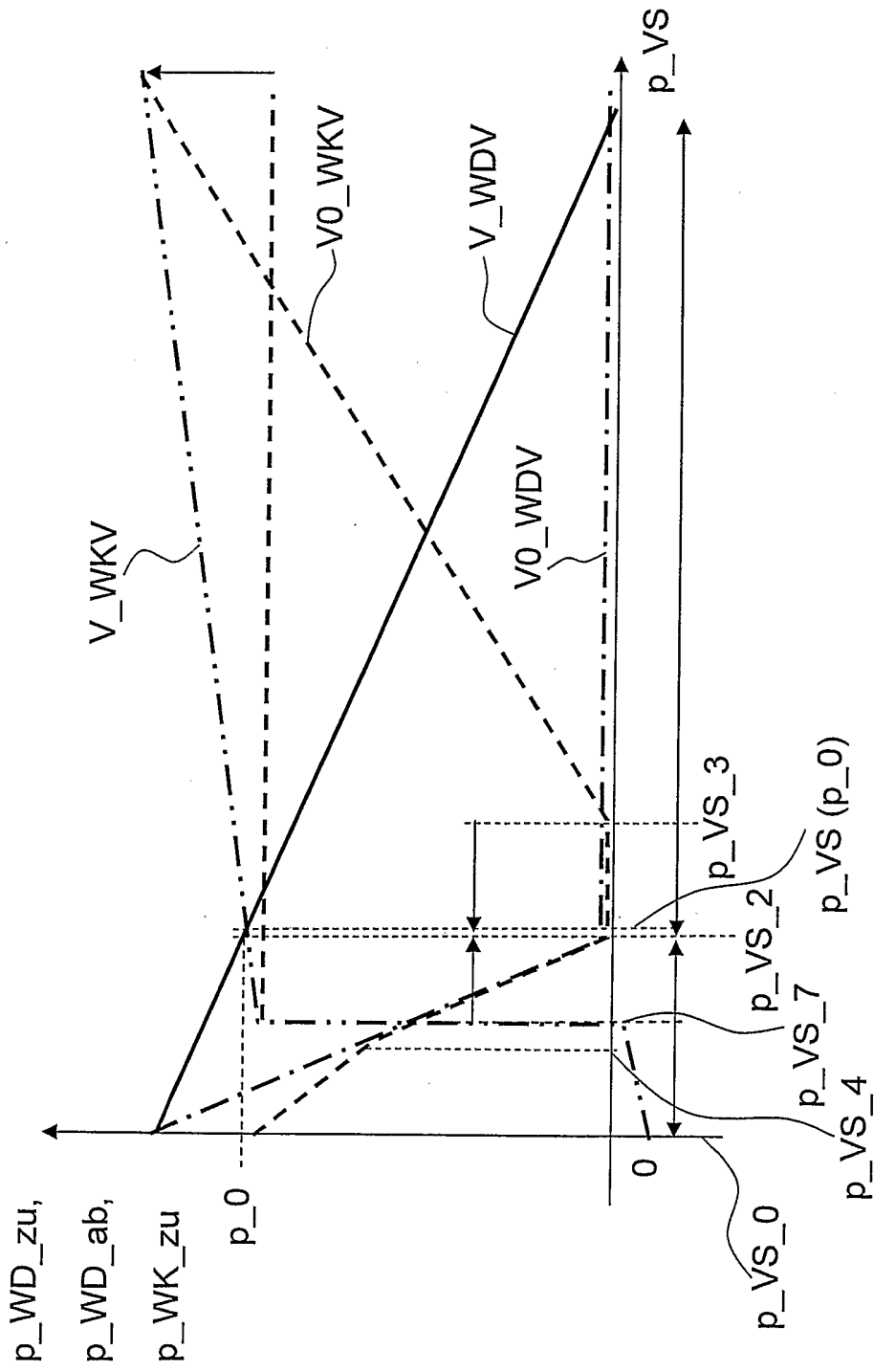


Fig. 10

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No
PCT/EP2006/002422

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
INV. F16H61/14

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
F16H

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)

EPO-Internal, WPI Data, PAJ

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	DE 39 37 976 A1 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN AG, 7990 FRIEDRICHSHAFEN, DE) 23 May 1990 (1990-05-23) column 8, line 10 - line 65; claims 21,22; figures 1,2	1
A	US 5 549 184 A (L+E,UML O+EE FFLER ET AL) 27 August 1996 (1996-08-27) column 1, line 47 - line 61; claim 1; figures	1
A	US 4 640 396 A (NISHIMURA ET AL) 3 February 1987 (1987-02-03) column 6, line 21 - line 33; claims 4,10	1

Further documents are listed in the continuation of Box C.

See patent family annex.

* Special categories of cited documents :

- *A* document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
- *E* earlier document but published on or after the international filing date
- *L* document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
- *O* document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
- *P* document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

- *T* later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
- *X* document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
- *Y* document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.
- * & * document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

24 July 2006

Date of mailing of the international search report

31/07/2006

Name and mailing address of the ISA/

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Mende, H

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No PCT/EP2006/002422

Patent document cited in search report		Publication date	Patent family member(s)	Publication date
DE 3937976	A1	23-05-1990	NONE	
US 5549184	A	27-08-1996	DE 4224472 A1 WO 9402759 A1 EP 0650566 A1 JP 7509297 T JP 3236619 B2	27-01-1994 03-02-1994 03-05-1995 12-10-1995 10-12-2001
US 4640396	A	03-02-1987	GB 2122287 A	11-01-1984

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen
PCT/EP2006/002422

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES INV. F16H61/14		
Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPC) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPC		
B. RECHERCHIERTE GEBIETE		
Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole) F16H		
Recherchierte, aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen		
Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe) EPO-Internal, WPI Data, PAJ		
C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN		
Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
A	DE 39 37 976 A1 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN AG, 7990 FRIEDRICHSHAFEN, DE) 23. Mai 1990 (1990-05-23) Spalte 8, Zeile 10 - Zeile 65; Ansprüche 21,22; Abbildungen 1,2	1
A	US 5 549 184 A (L+E,UML O+EE FFLER ET AL) 27. August 1996 (1996-08-27) Spalte 1, Zeile 47 - Zeile 61; Anspruch 1; Abbildungen	1
A	US 4 640 396 A (NISHIMURA ET AL) 3. Februar 1987 (1987-02-03) Spalte 6, Zeile 21 - Zeile 33; Ansprüche 4,10	1
<input type="checkbox"/> Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen <input checked="" type="checkbox"/> Siehe Anhang Patentfamilie		
* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen : *A* Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist *E* älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist *L* Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt) *O* Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht *P* Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist *T* Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist *X* Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden *Y* Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist *&* Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist		
Datum des Abschlusses der internationalen Recherche 24. Juli 2006		Absenddatum des internationalen Recherchenberichts 31/07/2006
Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl, Fax: (+31-70) 340-3016		Bevollmächtigter Bediensteter Mende, H

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2006/002422

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
DE 3937976	A1	23-05-1990	KEINE
US 5549184	A	27-08-1996	DE 4224472 A1 27-01-1994 WO 9402759 A1 03-02-1994 EP 0650566 A1 03-05-1995 JP 7509297 T 12-10-1995 JP 3236619 B2 10-12-2001
US 4640396	A	03-02-1987	GB 2122287 A 11-01-1984