

<p>(51) Internationale Patentklassifikation <sup>6</sup> : <b>B60T 13/14</b></p>	<b>A1</b>	<p>(11) Internationale Veröffentlichungsnummer: <b>WO 95/18031</b></p> <p>(43) Internationales Veröffentlichungsdatum: 6. Juli 1995 (06.07.95)</p>
<p>(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP94/04279</p> <p>(22) Internationales Anmeldedatum: 22. December 1994 (22.12.94)</p> <p>(30) Prioritätsdaten: P 43 44 580.2 24. December 1993 (24.12.93) DE</p> <p>(71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten ausser US): MERCEDES-BENZ AKTIENGESELLSCHAFT [DE/DE]; Mercedesstrasse 136, D-70327 Stuttgart (DE).</p> <p>(72) Erfinder; und</p> <p>(75) Erfinder/Anmelder (nur für US): GROLL, Emanuel [DE/DE]; Württembergstrasse 318A, D-70327 Stuttgart (DE). WOLL, Peter [DE/DE]; Durlacher Strasse 97, D-76646 Bruchsal (DE).</p> <p>(74) Anwalt: WITTNER, Walter; Mercedes-Benz AG, Patentstrategie EP/VP C106, D-70322 Stuttgart (DE).</p>		<p>(81) Bestimmungsstaaten: JP, US, europäisches Patent (AT, BE, CH, DE, DK, ES, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE).</p> <p><b>Veröffentlicht</b> <i>Mit internationalem Recherchenbericht. Vor Ablauf der für Änderungen der Ansprüche zugelassenen Frist. Veröffentlichung wird wiederholt falls Änderungen eintreffen.</i></p>

(54) **Title:** VALVE ARRANGEMENT FOR CONTROLLING BRAKE PRESSURE IN THE HYDRAULIC POWER BRAKE SYSTEM OF A ROAD VEHICLE

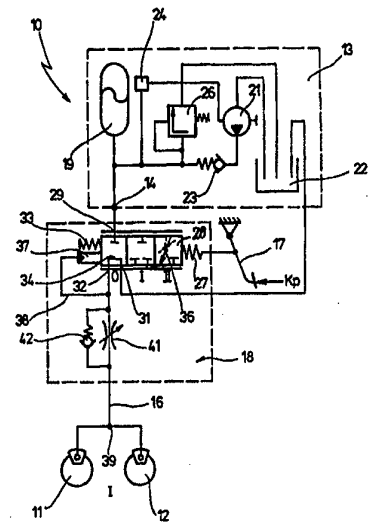
(54) **Bezeichnung:** VENTILANORDNUNG FÜR DIE BREMSDRUCKSTEUERUNG BEI EINER HYDRAULISCHEN FREMDKRAFT-BREMSANLAGE EINES STRASSENFAHRZEUGES

(57) **Abstract**

In a valve arrangement for controlling brake pressure in a hydraulic power brake system (10), a brake pressure proportional to an actuating force builds up in an output pressure chamber (47) when a brake valve (28) is actuated. The valve arrangement has a first spherical seat valve (43) that may be moved by the displacement of an actuating piston (98) from its initial open position, in which the output pressure chamber communicates with a discharge chamber (56) that is constantly kept in a pressureless state, to its shutting-off position. When the first spherical seat valve is closed, the actuating piston continues to move in the axial direction and moves a second spherical seat valve (44) from its initial shutting-off position, in which an input pressure chamber (19) is shut off from the output pressure chamber, to an open position. The second spherical seat valve (44) then returns to its shutting-off position, that corresponds to a balance position in which the actuating force is balanced by a reaction force that results from the application of the output pressure on a surface of a control piston (82). The path of flow of the hydraulic medium freed when the second spherical seat valve (44) is opened is provided with a throttle (41, 87) that limits the highest value of the brake pressure build-up rate.

(57) **Zusammenfassung**

Bei einer Ventilanordnung für die Bremsdrucksteuerung in einer hydraulischen Fremdkraftbremsanlage (10), bei der durch Betätigung eines Bremsventils (28) ein zu der Betätigungskraft proportionaler Bremsdruck in einer Ausgangsdruckkammer (47) aufbaubar ist mit einem ersten Kugelsitzventil (43), das durch Verschiebung eines Betätigungskolbens (98), aus seiner als Grundstellung eingenommenen Offenstellung, in der die Ausgangsdruckkammer mit einer ständig drucklos gehaltenen Entlastungskammer (56) verbunden ist, in seine Sperrstellung steuerbar ist, und mit einem zweiten Kugelsitzventil (44), das, nachdem das erste Kugelsitzventil geschlossen hat, durch weitere axiale Verschiebung des Betätigungskolbens aus seiner sperrenden Grundstellung, in der eine unter dem hohen Ausgangsdruck eines Druckspeichers (19) stehende Eingangsdruckkammer (46) gegen die Ausgangsdruckkammer abgesperrt ist, in seine Offenstellung gelangt und als Gleichgewichtsstellung der Gleichheit der Betätigungskraft mit einer aus der Druckbeaufschlagung einer dem Ausgangsdruck ausgesetzten Kolbenfläche eines Steuerkolbens (82) resultierenden Reaktionskraft entspricht, wieder seine Sperrstellung einnimmt, ist der durch Öffnen des zweiten Kugelsitzventils (44) freigebbare, Druckmittel-Strömungspfad mit einer den Höchstbetrag der Bremsdruck-Anstiegsrate begrenzenden Drossel (41, 87) versehen.



**LEDIGLICH ZUR INFORMATION**

Codes zur Identifizierung von PCT-Vertragsstaaten auf den Kopfbögen der Schriften, die internationale Anmeldungen gemäss dem PCT veröffentlichen.

AT	Österreich	GA	Gabon	MR	Mauretanien
AU	Australien	GB	Vereinigtes Königreich	MW	Malawi
BB	Barbados	GE	Georgien	NE	Niger
BE	Belgien	GN	Guinea	NL	Niederlande
BF	Burkina Faso	GR	Griechenland	NO	Norwegen
BG	Bulgarien	HU	Ungarn	NZ	Neuseeland
BJ	Benin	IE	Irland	PL	Polen
BR	Brasilien	IT	Italien	PT	Portugal
BY	Belarus	JP	Japan	RO	Rumänien
CA	Kanada	KE	Kenya	RU	Russische Föderation
CF	Zentrale Afrikanische Republik	KG	Kirgisistan	SD	Sudan
CG	Kongo	KP	Demokratische Volksrepublik Korea	SE	Schweden
CH	Schweiz	KR	Republik Korea	SI	Slowenien
CI	Côte d'Ivoire	KZ	Kasachstan	SK	Slowakei
CM	Kamerun	LI	Liechtenstein	SN	Senegal
CN	China	LK	Sri Lanka	TD	Tschad
CS	Tschechoslowakei	LU	Luxemburg	TG	Togo
CZ	Tschechische Republik	LV	Lettland	TJ	Tadschikistan
DE	Deutschland	MC	Monaco	TT	Trinidad und Tobago
DK	Dänemark	MD	Republik Moldau	UA	Ukraine
ES	Spanien	MG	Madagaskar	US	Vereinigte Staaten von Amerika
FI	Finnland	ML	Mali	UZ	Usbekistan
FR	Frankreich	MN	Mongolei	VN	Vietnam

Ventilanordnung für die Bremsdrucksteuerung bei einer hydraulischen Fremdkraftbremsanlage eines Straßenfahrzeuges

Die Erfindung betrifft eine Ventilanordnung für die Bremsdrucksteuerung bei einer hydraulischen Fremdkraftbremsanlage eines Straßenfahrzeuges, bei der durch Betätigung eines Bremsventils ein zu der Betätigungskraft proportionaler Druck in einer an einen Bremskreis des Fahrzeuges angeschlossenen Ausgangsdruckkammer aufbaubar ist, wobei dieser Druck zwischen dem hohen Ausgangsdruckniveau eines als Druckquelle vorgesehenen Druckspeichers und dem dem niedrigen Umgebungsdruck entsprechenden Druckniveau des Bremsflüssigkeitsvorratsbehälters der Bremsanlage variiert, und mit den weiteren, im Oberbegriff des Patentanspruchs 1 genannten, gattungsbestimmenden Merkmalen.

Bei einer durch die DE-35 09 980 A1 bekannten Ventilanordnung dieser Art umfaßt das Bremsventil ein erstes, als 2/2-Wege-Ventil ausgebildetes, als Auslaßventil wirkendes Kugelsitzventil, das durch axiale Verschiebung eines Betätigungskolbens, an dem über eine Pedalweg-Simulationsfeder die über das Bremspedal aufgebrachte Betätigungskraft angreift aus seiner als Grundstellung eingenommenen Offen-Stellung, in der die Ausgangsdruckkammer mit einer mit dem Bremsflüssigkeits-Vorratsbehälter in ständig-kommunizierender Verbindung stehenden Entlastungskammer des Bremsventils verbunden ist, in seine Sperrstellung steuerbar ist, sowie ein zweites, als 2/2-Wege-Ventil ausgebildetes, als Druckeinlaßventil wirkendes Kugelsitz-Ventil, das, nachdem das erste Kugelsitz-Ventil in seine Sperrstellung gelangt ist, durch weitere axiale Verschiebung des Betätigungskolbens sowie eines Steuerkolbens aus seiner zuvor als Grundstellung eingenommenen Sperrstellung, in der eine ständig unter dem hohen Ausgangs-

- 2 -

druck des Speichers stehende Eingangsdruckkammer des Bremsventils gegen die Ausgangsdruckkammer desselben abgesperrt ist, in seine diese beiden Ventilkammern miteinander verbindende Offen-Stellung gelangt und als Gleichgewichtsstellung, die durch Gleichheit der auf den Betätigungskolben wirkenden Betätigungskraft mit einer dieser entgegengesetzt gerichteten, aus der Druckbeaufschlagung einer dem Ausgangsdruck des Bremsventil ausgesetzten Kolben-Reaktionsfläche resultierenden Reaktionskraft bedingt ist, wieder seine Sperrstellung einnimmt.

Die Ventilkugel des als Einlaßventil fungierenden Kugel-Sitz-Ventils wird durch eine vorgespannte Ventilsfeder, die nur eine relativ geringe "Schließ"-Kraft entfaltet, auf ihren Sitz gedrängt. Die mit dieser Schließkraft gleichsinnig gerichtete Kraft, die dadurch zustande kommt, daß die Kugel auf einer wirksamen Fläche, die der durch den Sitz berandeten Fläche entspricht, dem hohen Ausgangsdruck der Hilfsdruckquelle ausgesetzt ist, wobei diese Kraft wesentlich größer als die aus der Vorspannung der Ventilsfeder resultierende Kraft ist, wird bei der bekannten Ventilanordnung dadurch kompensiert, daß ein Reaktionskolben vorgesehen ist, der mit einem schlanken Stößel an der der Ventilsfeder gegenüber liegenden Seite der Ventilkugel abgestützt ist und mit seiner der Kugel abgewandten Stirnfläche, die gleich oder annähernd gleich der Sitzfläche des Kugel-Sitz-Ventils ist, die axial bewegliche Abgrenzung einer Reaktionskammer bildet, in der ebenfalls der hohe Ausgangsdruck der Hilfsdruckquelle wirksam ist, so daß die Ventilkugel im Ergebnis Druckausgeglichen angeordnet ist und zum Öffnen des Ventils lediglich die Schließkraft der Ventilsfeder überwunden werden muß. Die zum Öffnen des Einlaßventils erforderliche axiale

- 3 -

Verschiebung des Reaktionskolbens wird mittels einer Lenkeranordnung erzielt, die einen mit der Ventilkugel des Auslaßventils fest verbundenen Schubstab und einen mit diesem gelenkig verbundenen, am Ventilgehäuse schwenkbar gelagerten Mitnahmehebel umfaßt, der nach dem Schließen des Auslaßventils bei weiterer Verschiebung des Betätigungskolbens zunächst einen kleinen Leerweg ausführt, bevor er an einer Anschlagsschulter des Reaktionskolbens zur Anlage kommt und diesen bei weiterer Verschiebung des Betätigungskolbens mitnimmt, wodurch nunmehr die Ventilkugel des Einlaßventils von ihrem Sitz abhebt.

Der in der Ausgangsdruckkammer des Bremsventils sich nunmehr aufbauende Druck, dem der Betätigungskolben, bei geschlossenem Auslaßventil, auf seiner gesamten Querschnittsfläche ausgesetzt ist, hat eine den Betätigungskolben gegen die an ihm angreifende Betätigungskraft zurückdrängende Kraft zur Folge, so daß der Betätigungskolben mehr und mehr wieder zurückgeschoben wird, mit der weiteren Folge, daß das Einlaßventil wieder schließt und sich eine Gleichgewichtsstellung ergibt, in der beide Kugel-Sitz-Ventile des Bremsventils geschlossen sind, wobei in dieser Gleichgewichtsstellung der in der Ausgangsdruckkammer herrschende, als Bremsdruck genutzte Druck zur Betätigungskraft proportional ist.

Bei der bekannten Ventilanordnung entfällt ab dem Moment, in dem die Ventilkugel des Einlaßventils durch die axiale Verschiebung des Reaktionskolbens von ihrem Sitz abgehoben wird, derjenige Anteil der zuvor die Kugel auf ihren Sitz drängenden Kraft, der aus dem Ausgangsdruck der Hilfsdruckquelle resultierte, so daß der Reaktionskolben, der auf seiner der Ventilkugel abgewandten Kolbenfläche dem Ausgangsdruck der

- 4 -

Hilfsdruckquelle ausgesetzt bleibt, spontan in eine die Kugel weit von ihrem Sitz abhebende Position schnell, bevor durch seine Auslenkung die Lenkeranordnung im Sinne eines Öffnens des Auslaßventils reagiert. Das Ergebnis ist ein ruckartiges Ansprechen der Fahrzeugbremsanlage mit hoher Druck-Anstiegsrate in der Ausgangsdruckkammer des Bremsventils, was nicht nur unkomfortabel ist, sondern in Fällen, in denen das Fahrzeug auf glatter Fahrbahn gebremst werden muß, auch gefährlich sein kann. Es kommt hinzu, daß durch die zur Erzielung der erwünschten "Einschalt"-Hysterese vorgesehene Lenkeranordnung, durch die bei einer Bremsdruck-Aufbau-Betätigung des Bremsventils gewährleistet werden soll, daß das Einlaßventil erst öffnet, nachdem das Auslaßventil geschlossen hat, eine baulich komplizierte und herstellungstechnisch entsprechend aufwendige Gestaltung des bekannten Bremsventils bedingt ist.

Mit im wesentlichen denselben funktionellen Nachteilen behaftet ist auch das durch die DE-AS 1 175 096 bekannte Bremsventil, das zwar mit einfacherem Aufbau realisierbar, jedoch dadurch, daß die Ventilkugeln beider Sitzventile starr miteinander verbunden sind und daher beide Sitzventile zwangsläufig gleichzeitig ihre Funktionsstellungen wechseln, aus Sicherheitsgründen problematisch ist.

Durch die DE-30 01 654 A1 ist weiter ein zur Druckversorgung der Bremsanlage eines Anhängers ein am Zugfahrzeug vorgesehene Bremsventil bekannt, das mittels einer trägen Masse, die als Folge einer Abbremsung des Zugfahrzeuges eine Auslenkung in Fahrtrichtung erfährt, betätigbar ist. Dieses Bremsventil ist als 5/3-Wege-Ventil ausgebildet, dessen Kolben in Fahrtrichtung hin- und herverschiebbar ist. Nur das

- 5 -

Bremsventil ist als 5/3-Wege-Ventil mit federzentrierter Grundstellung die zwischen einer gedrosselten Bremsdruck-Aufbaustellung und einer gedrosselten Bremsdruck-Abbaustellung, die dem Teilbremsbereich zugeordnet sind sowie einer ungedrosselten Bremsdruck-Aufbaustellung und einer ebenfalls ungedrosselten Bremsdruck-Abbaustellung angeordnet ist, die dem Vollbremsbetrieb zugeordnet sind, wobei der jeweilige Bremsdruck (die Druckabbauseite des Bremsventils zurückgekoppelt ist, wodurch das Bremsventil als Proportionalventil wirkt. Auch dieses Bremsventil hat die Eigenschaft, daß es bei einer Bremsung mit hoher Verzögerung zu einem ungünstig raschen Bremsdruckanstieg in der Bremsanlage des Anhängers kommen kann, da dann die eine Drosselung vermittelnde Druckaufbaustellung des bekannten Bremsventils sehr schnell aufgehoben - "übersprungen" - wird.

Aufgabe der Erfindung ist es daher, eine zur Bremsdrucksteuerung bei einer hydraulischen Fremdkraft-Bremsanlage geeignete Ventilanordnung der eingangs genannten Art dahingehend zu verbessern, daß bei gleichwohl einfacherem Aufbau derselben eine bessere Dosierbarkeit des Bremsdruckes im Sinne einer weitgehenden Vermeidung von Drucksprüngen erzielt wird.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch die im kennzeichnenden Teil des Patentanspruchs 1 genannten Merkmale gelöst.

Durch die hiernach vorgesehene Anordnung des Betätigungskolbens sowie der Ventilsitze der beiden Kugel-Sitzventile, Gestaltung und Dimensionierung des Stellkolbens, in Kombination damit, daß der durch Öffnungsbetätigung des zweiten, als Einlaßventil fungierenden Kugel-Sitz-Ventils freigebbare, vom Druckspeicher über die Eingangsdruckkammer, dieses

- 6 -

Kugelsitzventil und die Ausgangsdruckkammer des Bremsventils sowie die Hauptbremsleitung des an die Ausgangsdruckkammer angeschlossenen Bremskreises zu den Radbremsen führende Druckmittel-Strömungspfad mit einer den Höchstbetrag der Bremsdruck-Anstiegsrate auf einen vorgegebenen Wert begrenzenden Drossel versehen ist, wird bei insgesamt einfachem Aufbau der Ventilanordnung zum einen die Bedingung erfüllt, daß bei einer Bremsdruck-Aufbau-Betätigung der Ventilanordnung deren Einlaßventil mit Sicherheit erst dann öffnet, nachdem das Auslaß-Ventil in seine Sperrstellung gelangt ist, mithin ein direktes Überströmen von Bremsflüssigkeit, die unter hohem Druck steht, zum Tank hin ausgeschlossen ist und andererseits bei gleichwohl feinfühligem Dosierbarkeit des Bremsdruckes erreicht, daß drastische Bremsdruck-Anstiege beim Öffnen des Einlaßventils vermieden werden, was sowohl dem Fahrkomfort als auch der Fahrsicherheit zugute kommt. Auch wenn bei der Öffnungsbetätigung des Einlaßventils ein durch den Speicher-Ausgangsdruck bedingter Anteil der Schließkraft des Ventils, der durch "kleinflächige" Dimensionierung des Sitzes dieses Kugel-Ventils niedrig gehalten werden kann, entfällt und dadurch der Steuerkolben einen relativ großen Anfangs-Hub ausführen kann, so wird dessen Wirkung durch die Drossel im Sinne einer bedarfsgerechten Begrenzung der Bremsdruck-Anstiegsrate gleichsam ausgeglichen. Durch die weitere Drossel, deren Drosselspalt durch einen rohrförmigen Abschnitt des Gehäuses und die Ventilkugel des zweiten Kugel-Sitzventils berandet ist, wird die vorteilhafte Wirkung erzielt, daß die Ventilkugel unmittelbar nach dem Abheben von ihrem Sitz und innerhalb eines nennenswerten Bereiches ihres Anfangshubes, das heißt bis zu Einstellungen, die mittleren Bremsdrücken entsprechen, durch die Stauwirkung der von der Eingangsdruckkammer über den

- 7 -

Drosselspalt zum Ventilsitz und den Durchgangskanal des Einlaßventils in die Ausgangsdruckkammer strömenden Bremsflüssigkeit in Anlage mit dem Betätigungsstößel des Einlaßventils gedrängt wird und daher, solange sie noch innerhalb eines den Drosselspalt berandenden rohrförmigen Abschnitts des Ventilgehäuses angeordnet ist, einen Beitrag zu der am Bremspedal spürbaren Reaktionskraft vermittelt, wodurch insbesondere im Bereich niedriger Fahrzeugverzögerungen eine feinfühligere Dosierbarkeit des Bremsdruckes begünstigt wird. Durch eine Abstimmung dieser "Stau"-Drossel und der die Bremsdruck-Anstiegsrate begrenzenden Drossel aufeinander sind definiert verschiedene, einem erwünschten Ansprechverhalten der Bremsanlage entsprechende Betätigungskraft/Bremsdruck-Charakteristiken erzielbar, so daß die Ventilanordnung auch an Fahrzeuge sehr unterschiedlichen Typs und Gewichts angepaßt werden kann.

In Kombination mit der gemäß Anspruch 2 vorgesehenen hydraulisch-schaltungstechnischen Einfügung der den Höchstbetrag der Bremsdruck-Anstiegsrate begrenzenden Drossel in die Fahrzeug-Bremsanlage ist diese Drossel zweckmäßigerweise als Einstelldrossel ausgebildet, die eine Einstellung einer erwünschten Bremsdruck-Anstiegsrate ermöglicht.

Wenn diese Drossel solchermaßen als diskretes Funktionselement ausgebildet und gleichsam "außerhalb" des Bremsventils angeordnet ist, so ist es besonders vorteilhaft, wenn ein gemäß Anspruch 4 realisierter Bypass-Strömungspfad vorgesehen ist, über den ein rascher Bremsdruckabbau möglich ist.

Ein solcher, zu der Drossel paralleler hydraulischer Strömungspfad ist nicht erforderlich, wenn die Drossel in das

- 8 -

Bremsventil integriert ist, wobei die Drossel gemäß den Merkmalen der Ansprüche 6 bis 8 in konstruktiv einfacher Weise realisiert sein kann.

Für die in das Bremsventil integrierte, weitere Drossel, deren Drosselspalt durch die Ventilkugel des zweiten Kugelsitz-Ventils berandet ist, sind durch die Merkmale der Ansprüche 9 und 10 zweckmäßige Maßnahmen der Auslegung ihres Öffnungshubes und der Gestaltung des ihren Drosselspalt berandenden Gehäuseteils angegeben.

Die Erzielung eines erwünschten Ansprech-Verhaltens einer Bremsanlage durch Vorgabe von Pedalweg-/Bremsdruck- bzw. Bremskraft-Kennlinien ist bei Bremsanlagen, die mit der erfindungsgemäßen Ventilanordnung realisiert sind, auch dadurch möglich, daß auf diese die Betätigungskraft in der durch die Merkmale des Anspruchs 11 angegebenen Weise übertragen wird, wobei durch die Merkmale des Anspruchs 12 ein vorteilhafter Bereich des Verhältnisses  $C_B/C_R$  der Federrate  $C_B$  einer zur Übertragung der vom Fahrer ausgehenden Betätigungskraft auf den Betätigungskolben der Ventilanordnung vorgesehenen Übertragungsfeder zu der Federrate  $C_R$  einer als Wegsimulationsfeder ausgenutzten Reaktionsfeder angegeben ist, der zwischen 6 und 12, vorzugsweise bei 10 liegt. Die Ausnutzung derartig hoher Werte des Verhältnisses  $C_B/C_R$  ist möglich, da die Kugel-Sitz-Ventile der Ventilanordnung mit sehr kleinen Querschnitten der von der Bremsflüssigkeit durchströmten Ventilkannäle realisierbar sind.

Bei der durch die Merkmale des Anspruchs 13 angegebenen Gestaltung der Ventilanordnung ergibt sich am Beginn einer Bremsung zunächst ein kleiner Leerweg des Pedals, was aus

ergonomischen Gründen erwünscht ist, damit, wenn die Ventil-anordnung tatsächlich betätigt wird, diese Betätigung schon gegen eine nennenswerte Rückstellkraft erfolgt.

Weitere Einzelheiten der Erfindung ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung eines speziellen Ausführungsbeispiels anhand der Zeichnung. Es zeigen

Fig. 1 ein schematisch vereinfachtes Hydraulik-Schaltbild einer hydraulischen Fremdkraft-Bremsanlage mit einer erfindungsgemäßen Ventilanordnung für die Bremsdrucksteuerung;

Fig. 2 eine Längsschnitt-Darstellung eines im Rahmen der Bremsanlage gemäß Fig. 1 zur Bremsdruck-Steuerung vorgesehenen Bremsventils mit einem als Kugel-Sitz-Ventil ausgebildeten Einlaßventil und einem ebenfalls als Kugel-Sitzventil ausgebildeten Auslaßventil, im Schnitt längs der zentralen Achse des Bremsventils,

Fig. 3 das Einlaßventil des Bremsventils gemäß Fig. 2 und

Fig. 4 das Auslaßventil des Bremsventils gemäß Fig. 2, in einer der Darstellung der Fig. 2 entspre-

- 10 -

chenden, im Maßstab jedoch vergrößerten Schnittdarstellung.

In der Fig. 1 ist eine insgesamt mit 10 bezeichnete hydraulische Fremdkraft-Bremsanlage für ein Straßenfahrzeug, die als Mehrkreis-, insbesondere Zweikreis-Bremsanlage vorausgesetzt sei, durch deren einem dieser Bremskreise, z.B. einem Vorderachs-Bremskreis I zugeordneten Komponenten repräsentiert, nämlich die Radbremsen 11 und 12 dieses Bremskreises I, ein Druckversorgungsaggregat 13 und eine zwischen den Druckausgang 14 und die Hauptbremsleitung 16 des Bremskreises I geschaltete, mittels des Bremspedals 17 der Bremsanlage 10 betätigbare Ventilanordnung 18, mittels derer ein vom Ausgangsdruck des Druckversorgungsaggregats 13 ableitbarer, zu der Kraft  $K_p$ , mit der der Fahrer das Bremspedal 17 betätigt, proportionaler Druck in die Radbremsen 11,12 des Bremskreises I einkoppelbar ist.

Das Druckversorgungsaggregat 13 ist auf einen als maximaler Bremsdruck nutzbaren, hohen Ausgangsdruck um 200 bar ausgelegt, der auf einem im wesentlichen konstanten Druckniveau am Druckausgang 14 bereitgestellt wird. Es besteht in üblicher Gestaltung aus einem Druckspeicher 19, einer elektrisch antreibbaren Hochdruckpumpe 21, mittels derer aus einem auf dem atmosphärischen Umgebungsdruck befindlichen Bremsflüssigkeits-Vorratsbehälter 22 Bremsflüssigkeit über ein als Rückschlagventil dargestelltes Speicher-Ladeventil 23 in den Druckspeicher zu dessen Aufladung förderbar ist, einem den Ladebetrieb der Hochdruckpumpe 21 steuernden Druckschalter

- 11 -

24, der die Pumpe 21 einschaltet, wenn der Ausgangsdruck des Speichers 19 unter einen Grenzwert von z.B. 180 bar abfällt und die Pumpe wieder ausschaltet, wenn der Speicher wieder auf einen Druck von 220 bar aufgeladen ist, sowie einem Druckbegrenzungsventil 26, das zusätzliche Sicherheit gegen eine Aufladung des Druckspeichers 19 auf einen zu hohen Wert des Druckes vermittelt.

Die für die Bremsdruck-Steuerung vorgesehene Ventilanzordnung 18 umfaßt ein mittels des Bremspedals 17 über einen als Druckfeder dargestellten Wegsimulator 27 betätigbares Bremsventil 28, mittels dessen ein zu der Kraft  $K_p$ , mit der der Fahrer das Bremspedal 17 betätigt, proportionaler Druck als Bremsdruck in die sich zu den Radbremsen 11,12 hin verzweigende Hauptbremsleitung 16 des Bremskreises I einkoppelbar ist, der zwischen dem atmosphärischen Umgebungsdruck bzw. dem im Vorratsbehälter 22 der Bremsanlage 10 herrschenden Druck als Minimalwert und dem Ausgangsdruck des Speichers 19 als Maximalwert stufenlos veränderbar ist.

Das Bremsventil 28, zu dessen Erläuterung ergänzend auch auf die Fig. 2 und 3 verwiesen sei, hat einen mit dem Druckausgang 14 des Druckversorgungsaggregats 13 verbundenen Hochdruckanschluß 29, einen mit dem Bremsflüssigkeits-Vorratsbehälter 22 des Druckversorgungsaggregats 13 verbundenen Rücklaufanschluß 31 und einen Bremskreis-Anschluß 32, an dem, je nach Position des Bremspedals 17 ein mehr oder weniger hoher Bremsdruck bereitgestellt wird.

- 12 -

Das Bremsventil 28 ist als 3/3-Wegeventil ausgebildet, das im nicht betätigten Zustand der Bremsanlage 17 durch eine als Ventildfeder 33 dargestellte Rückstellfederanordnung in seiner Grundstellung 0 gehalten ist, in welcher der Bremskreisanschluß 32 über einen Umlaufströmungspfad 34 des Bremsventils 28 mit dessen Rücklaufanschluß 31 und dadurch auch mit dem Bremsflüssigkeits-Vorratsbehälter 22 des Druckversorgungsaggregats 13 verbunden ist und der Hochdruckanschluß 29 gegen diese Anschlüsse 32,31 des Bremsventils abgesperrt ist. Durch eine Betätigung des Bremspedals 17 gelangt das Bremsventil 28 zunächst in eine Funktionsstellung I, eine Sperrstellung, in welcher sämtliche Ventilanschlüsse 29,31,32 gegeneinander abgesperrt sind. Durch weitere Betätigung des Bremsventils 28 gegen die zunehmende Rückstellkraft der Ventildfeder 33 gelangt dieses in eine Funktionsstellung II, in welcher über einen in dieser Funktionsstellung freigegebenen Steuerpfad 36 des Bremsventils 28 dessen Hochdruckanschluß 29 mit dem Bremskreisanschluß 32 verbunden und diese sowie der Hochdruckanschluß 29 des Bremsventils 28 gegen dessen Rücklaufanschluß 31 abgesperrt sind.

Durch eine in der symbolischen Darstellung der Fig. 1 durch eine hydraulische Steuerkammer 37 des Bremsventils 28 und deren Verbindung mit dem Bremskreis-Anschluß 32 über eine Steuerleitung 38 repräsentierte Rückführung des am Bremskreisanschluß 32 des Bremsventils 28 sich aufbauenden Druckes auf das Bremsventil 28 wird eine mit diesem Druck anwachsende, mit der Rück-

- 13 -

stellkraft der Ventildfeder 33 gleichgerichtete, der Betätigungskraft  $K_p$  entgegenwirkende Kraft erzeugt, die das Bremsventil 28 wieder in dessen Funktionsstellung I drängt, die das Bremsventil 28 als Gleichgewichtsstellung einnimmt, wenn bei einer Bremsung der dem Fahrerwunsch entsprechende Wert der Fahrzeugverzögerung erreicht ist und daher der Fahrer die Betätigungskraft  $K_p$ , mit der er das Bremspedal 17 "niederdrückt" - betätigt - konstant hält.

Will der Fahrer durch Zurücknahme des Bremspedals 17 den Bremsdruck auf einen einer geringeren Fahrzeugverzögerung entsprechenden Wert erniedrigen, so gelangt das Bremsventil so lange in eine der Grundstellung 0 entsprechende Konfiguration der freigegebenen und abgesperrten Strömungspfade, bis als Gleichgewichtsstellung, in der der Bremsdruck dem vom Fahrer gewünschten Wert der Fahrzeugverzögerung entspricht, wieder die Sperrstellung I des Bremsventils 28 erreicht ist. Bei "völliger" Zurücknahme des Bremspedals 17 bis in seine Grundstellung gelangt auch das Bremsventil 28 "sofort" in seine maximale Öffnungsquerschnitt des Umlauf-Strömungspfad 34 entsprechende Grundstellung 0, die größter Bremsdruck-Abbau-Rate entspricht.

Desweiteren umfaßt die Ventilanordnung 18 eine zwischen den Bremskreisanschluß 32 des Bremsventils 28 und die Verzweigungsstelle 39 der Hauptbremsleitung 16 geschaltete Drossel 41 sowie ein zu dieser parallel geschaltetes Rückschlagventil 42, das durch relativ höheren Druck am Bremskreisanschluß 32 des Bremsventils 28 als

- 14 -

in der Hauptbremsleitung 16 in Sperrichtung und durch relativ höheren Druck in den Radbremsen 11,12 als am Bremskreisanschluß 32 des Bremsventils 28 in Öffnungsrichtung beaufschlagt ist.

Durch die Drossel 41 wird bei einer raschen Bremsdruck-Aufbaubetätigung des Bremsventils 28 eine Begrenzung der Bremsdruck-Aufbaurrate in den Radbremsen 11,12 des Bremskreises I dahingehend erzielt, daß der Bremsdruck ab einer bestimmten Mindest-Betätigungskraft und damit auch einem Mindestpedalweg die/der aufgebracht/ausgeführt sein muß, bis das Bremsventil, bedingt durch Haftreibung von Dichtungselementen an relativ zueinander beweglichen Ventilelementen anspricht, nicht zu plötzlich ansteigt, sondern gut dosiert gesteigert werden kann, wie es sowohl für eine "sanfte" Zielbremsung, als auch für eine Vollbremsung, die gleichwohl gut kontrollierbar sein soll, am zweckmäßigsten ist, während durch das Rückschlagventil 42 erreicht wird, daß der Bremsdruck entsprechend der Pedalzurücknahme sehr schnell abgebaut wird und damit auch, dem Fahrerwunsch entsprechend rasch ein, abgesehen von einer durch den Schiebetrieb des Fahrzeugmotors bedingten Fahrzeugverzögerung, im wesentlichen verzögerungsfreier Betriebszustand des Fahrzeugs wieder erreichbar ist.

Wenn, wie in der Fig. 1 in ausgezogenen Linien dargestellt, die Drossel 41 als ein "selbständiges - diskretes - Bauelement ausgebildet ist, das zwischen das Bremsventil 28 und die Verzweigungsstelle 39 der Hauptbremsleitung 16 in diese eingefügt ist, so ist diese

- 15 -

Drossel 41 zweckmäßigerweise als Einstelldrossel ausgebildet, deren Strömungswiderstand einstellbar und dadurch im Sinne eines erwünschten Ansprechverhaltens der Bremsanlage 10 anpaßbar ist.

Die Drossel 41 kann, wie in der Fig. 1 gestrichelt eingezeichnet, auch in das Bremsventil 28 integriert und als Festdrossel ausgebildet sein. Ein dem Rückschlagventil 42 gemäß Fig. 1 entsprechendes Bypassventil ist dann nicht erforderlich.

Zur Erläuterung einer Gestaltung des Bremsventils 28, bei dem die Drossel 41 in dieses integriert ist, sei nunmehr auf die diesbezüglichen Einzelheiten der Fig. 2 Bezug genommen:

Das in der Fig. 2 in seiner Grundstellung 0 dargestellte Bremsventil 28 umfaßt ein erstes, insgesamt mit 43 bezeichnetes Kugel-Sitz-Ventil, das seiner Funktion nach ein 2/2-Wege-Ventil ist, welches in dieser Grundstellung den vom Bremskreisanschluß 32 des Bremsventils 28 zu dessen Rücklaufanschluß 31 führenden, in der Schalt-Symboldarstellung der Fig. 1 mit 34 bezeichneten Umlauf-Strömungspfad freigibt und somit innerhalb des Bremsventils 28 ein Auslaßventil bildet, über das die Druckentlastung der Radbremsen 11 und 12 erfolgt, die über die Hauptbremsleitung 16 des Bremskreises I an den Bremskreisanschluß 32 des Bremsventils 28 angeschlossen sind.

Das Bremsventil 28 umfaßt weiter ein zweites, insgesamt

- 16 -

mit 44 bezeichnetes Kugel-Sitzventil, das ebenfalls die Funktion eines 2/2-Wegeventils vermittelt, das in seiner dem nicht betätigten Zustand der Bremsanlage entsprechenden, sperrenden Grundstellung eine über den Hochdruckanschluß 29 des Bremsventils 28 in ständig kommunizierender Verbindung stehende Eingangs-Druckkammer 46 des Bremsventils 28 gegen eine Ausgangs-Druckkammer 47 desselben absperrt, mit der der Bremskreis-Anschluß 32 des Bremsventils 28 in ständig kommunizierender Verbindung steht.

Dieses zweite Kugel-Sitzventil 44, das bei einer durch Betätigung des Bremsventils 28 gesteuerten Aktivierung der Bremsanlage 10 erst öffnet, nachdem zuvor das erste Kugel-Sitzventil 43 - durch die Betätigung des Bremsventils 28 - in seine Sperrstellung gelangt ist, bildet somit ein Einlaßventil, das in seiner Offenstellung den in der Symboldarstellung der Fig. 1 mit 36 bezeichneten Durchflußpfad freigibt, über den unter hohem Druck stehende Bremsflüssigkeit aus dem Druckspeicher 19 in die Ausgangsdruckkammer 47 des Bremsventils 28 überströmen kann.

Das die beiden Kugelsitzventile 43 und 44 sowie die zu deren Betätigung und Rückführung in die jeweiligen Grundstellungen vorgesehenen weiteren Funktionselemente des Bremsventils 28 aufzunehmende, insgesamt mit 48 bezeichnete Gehäuse des Bremsventils 28 ist, abgesehen von der "einseitigen" Anordnung des Hochdruckanschlusses 29 und eines diesen mit der Eingangsdruckkammer 46 des Bremsventils 28 verbindenden radialen Kanals 49,

- 17 -

des Bremskreisanschlusses 32 und eines diesen mit der Ausgangsdruckkammer 47 verbindenden Kanals 51, der durch eine von dem Bremskreisanschluß 32 ausgehende radiale Stichbohrung 52 und eine mit dieser kommunizierende, von einem radial äußeren Bereich der Ausgangsdruckkammer 47 ausgehende, in radialem Abstand von der zentralen Längsachse 53 des Gehäuses 48 angeordnete axiale Stichbohrung 54 gebildet ist sowie des Rücklauf-Anschlusses 31 und eines diesen mit einer zentralen Entlastungskammer 56 kommunizierend verbindenden, radialen Entlastungskanal 57 axialsymmetrisch bezüglich der zentralen Längsachse 53 ausgebildet.

Das Ventilgehäuse 48 ist mehrteilig ausgeführt und umfaßt einen zentralen, die Entlastungskammer 56 aufnehmenden Block 58, an dem auch der Rücklaufanschluß 31, der diesen mit der Entlastungskammer 56 verbindende Entlastungskanal 57 sowie der Bremskreisanschluß 32 und der diesen mit der Ausgangsdruckkammer 47 verbindende Kanal 51 angeordnet sind.

Der zentrale Gehäuseblock 58 ist über ein erstes, massiv-blockförmig gestaltetes Zentrierstück 59 mit einem langgestreckten, dickwandig-rohrförmigen, pedalseitig angeordneten Gehäuseteil 61 in bezüglich der zentralen Längsachse des Bremsventils 28 exakt zentrierter Anordnung verbunden.

Mittels eines zweiten Zentrierstückes 62, das an der dem ersten Zentrierstück 59 gegenüberliegenden Stirnseite des zentralen Gehäuseblocks 58 angeordnet ist,

- 18 -

ist dieser in bezüglich der zentralen Achse 53 des Bremsventils 28 exakt zentrierter Anordnung mit einem massiv gestalteten Gehäuse-Abschlußblock 63 verbunden, in welchem durch eine zentrale, sich in axialer Richtung erstreckende Bohrung 64, die durch einen Stopfen 66 druckdicht verschlossen ist, die Eingangsdruckkammer 46 begrenzt ist, welche über den radialen Kanal 49 mit dem Hochdruck-Anschluß 29 des Bremsventils 28 kommunizierend verbunden ist, an dem der Druckspeicher 19 an das Bremsventil 28 angeschlossen ist.

Das zweite Zentrierstück 62 ist seiner Grundform nach als dickwandige Kreisscheibe ausgebildet, die durch ihren formschlüssigen Eingriff mit an den einander gegenüberliegenden Stirnseiten des Gehäuseabschlußblocks 63 und des zentralen Gehäuseblocks 58 vorhandenen flach-topfförmigen Vertiefungen 67 bzw. 68 die in radialer Richtung durch je eine Ringrippe 69 bzw. 71 des Gehäuseabschlußblocks 63 bzw. des zentralen Gehäuseblocks 58 begrenzt sind, die Zentrierung bezüglich der zentralen Achse 53 des Bremsventilgehäuses 48 vermittelt.

Während sich das zweite Zentrierstück 62 an dem Gehäuseabschlußblock 63 großflächig an der den Boden seiner flach-topfförmigen Vertiefung 67 bildenden ebenen Ringstirnfläche 72 abstützt, ist es an der gegenüberliegenden ringförmigen Bodenfläche 73 der topfförmigen Vertiefung 68 des zentralen Gehäuseblocks 58 lediglich über eine schmale, in axialer Richtung nur wenig vorspringende periphere Ringrippe 74 abgestützt und dadurch im übrigen von dem Bodenbereich 73 in einem axia-

- 19 -

len Abstand gehalten, wodurch insoweit Raum für die Ausgangsdruckkammer 47 des Bremsventils 28 verbleibt, die durch das zweite Zentrierstück 62 und den zentralen Gehäuseblock 58 begrenzt ist.

Das als Kugel-Sitzventil ausgebildete Einlaßventil 44, zu dessen Erläuterung ergänzend auch auf die Einzelheiten der Fig. 3 Bezug genommen sei, hat einen konischen Ventilsitz 76, der die der Eingangsdruckkammer 46 zugewandte Mündungsöffnung 77 einer zentralen Durchgangsbohrung 78 des zweiten Zentrierstückes 62 koaxial umgibt, welche innerhalb des zweiten Zentrierstückes 62 in einen sich konisch erweiternden zentralen Bereich der Ausgangsdruckkammer 47 mündet. Der Durchmesser  $d_1$  dieser zentralen Durchgangsbohrung 78 ist deutlich kleiner als der Durchmesser  $d_2$  der Ventilkugel 79 des Einlaßventils 44, wobei das Verhältnis  $d_1/d_2$  einen Wert um  $1/3$  hat. Der auf die zentrale Längsachse 53 des Bremsventils 28 bezogene Öffnungswinkel des konischen Ventilsitzes 76 ist, zwischen  $60^\circ$  und  $70^\circ$  betragend, relativ groß, so daß, wenn die Ventilkugel 79 dichtend an dem Ventilsitz 76 anliegt, die kreisförmige Berührungslinie zwischen der Ventilkugel 79 und ihren Sitz 76 in unmittelbarer Nähe des Randes der Mündungsöffnung 77 der zentralen Durchgangsbohrung 78 des zweiten Zentrierstückes 62 verläuft oder durch diesen Rand der Mündungsöffnung 77 selbst gebildet ist.

Der Höchstbetrag  $K_S$  der am Beginn einer Bremsung, d.h. in einer Situation, in der die Ausgangsdruckkammer 47 noch drucklos ist und die Ventilkugel 79 durch die Wir-

- 20 -

kung des in der Eingangsdruckkammer 46 herrschenden Druckes  $P_S$  und der Vorspannung einer Ventulfeder 81, welche, mit ihrem einen Ende an der Ventilkugel 79 angreifend die Eingangsdruckkammer 46 axial durchsetzt und mit ihrem anderen Ende an dem Verschlusstopfen 66 abgestützt ist, gegen den Ventilsitz 76 gedrängt ist, aufgebracht werden muß, um das Einlaßventil 44 zu öffnen, ist dann in guter Näherung durch die Beziehung

$$K_S = F_1 \cdot P_S + K_R \quad (1)$$

gegeben ist, in welcher mit  $F_1$  die lichte Querschnittsfläche der zentralen Durchgangsbohrung 78 des zweiten Zentrierstückes 62 und mit  $K_R$  die wirksame Rückstellkraft der Ventulfeder 81 bezeichnet sind, deren Betrag einem Druck von nur wenigen bar äquivalent ist.

Die Öffnungsbetätigung des Einlaßventils 44 erfolgt durch axiale Verschiebung eines insgesamt mit 82 bezeichneten Steuerkolbens, der mit einem schlanken, rohrförmigen Führungsabschnitt in einer zentralen, axialen, beim dargestellten Ausführungsbeispiel mit der die Eingangsdruckkammer 46 bildenden Bohrung des Gehäuseabschlußblocks 63 fluchtenden Bohrung 84 des zentralen Gehäuseblocks 58 verschiebbar geführt ist und an seinem in die Ausgangsdruckkammer 47 hineinragenden Ende in einen schlanken Betätigungsstößel 86 übergeht, durch dessen Angreifen an der Ventilkugel 79 das Einlaßventil 44 geöffnet werden kann.

Der Durchmesser  $d_1$  der zentralen Durchgangsbohrung 78

- 21 -

des zweiten Zentrierblocks 62 und der Durchmesser  $d_3$  des Betätigungsstößels 86 sind derart aufeinander abgestimmt, daß der im geöffneten Zustand des Einlaßventils 44 freigegebene, radial außen durch die Bohrung 78 des zweiten Zentrierstückes 62 und radial innen durch den Betätigungsstößel 86 begrenzte Ringkanal als Drossel wirkt, durch die sich eine wirksame durch die Dimensionierung der Bohrung 78 und des Betätigungsstößels 86 vorgebbare Begrenzung der Druck-Anstiegsrate im Ausgangsdruckraum 47 des Bremsventils 28 ergibt, auch wenn die Ventilkugel 79 schon ab Beginn der Bremsung in die ihrem maximalen Öffnungshub entsprechende axiale Distanz von dem Ventilsitz 76 gelangt ist.

Zwischen dem konischen Ventilsitz 76 und dem durch die axiale Bohrung 64 des Gehäuseabschlußblocks 63 gebildeten Bereich der Eingangsdruckkammer 46 vermittelt ein kurzer rohrförmiger Abschnitt 88, dessen lichter Durchmesser kleiner ist als derjenige der zentralen Bohrung 64 und nur wenig größer als der Durchmesser  $d_2$  der Ventilkugel 79, so daß zwischen dieser und dem rohrförmigen Abschnitt 88 des zentralen Kanals des zweiten Zentrierstückes ein ringförmiger Drosselspalt 89 vorhanden ist, dessen Weite, so lange die Kugel 79 in Öffnungsrichtung des Ventils 44, d.h. in Richtung des Pfeils 91 verschoben wird, zunächst konstant bleibt und sich erst dann nennenswert vergrößert, wenn die Kugel 79 gleichsam aus diesem rohrförmigen Abschnitt 88 austritt und in die Nähe ihrer gestrichelt eingezeichneten Position gelangt, die maximalem Verschiebeweg des Steuerkolbens 82 entspricht. Durch den bei einer Öffnungsbetätigung

- 22 -

des Einlaßventils über diesem Drosselspalt 89 auftretenden Druckabfall ergibt sich, zusätzlich zu der Rückstellkraft  $K_R$  der Ventildfeder 81, eine die Ventilkugel 79 in Anlage mit dem Betätigungsstößel 86 des Steuerkolbens 82 drängende Kraft, die der vom Fahrer ausgeübten Betätigungskraft entgegenwirkt und insoweit am Bremspedal 17 zu einer realistischen Rückmeldung über den in die Radbremsen 11,12 eingekoppelten Bremsdruck beiträgt.

Der Steuerkolben 82 hat einen innerhalb der zentralen Entlastungskammer 56 angeordneten blockförmigen Flansch 91 mit einer axial durchgehenden Bohrung 92, die über einen wiederum konischen Ventilsitz, der sich zu der zentralen Bohrung 84 des rohrförmigen Führungsabschnittes 83 des Steuerkolbens 82 hin verjüngt, an diesen anschließt. Diese zentrale Bohrung 84 des Führungsabschnittes 83 des Steuerkolbens 82 steht über eine Querbohrung 94, die an dem mit dem Betätigungsstößel 86 versehenen Endabschnitt des Führungsabschnittes 83 angeordnet ist, mit der Ausgangsdruckkammer 47 in ständig-kommunizierender Verbindung. Dadurch ist die Ventilkugel 96 des Auslaßventils 43, zu dessen Erläuterung nunmehr auch auf die Detaildarstellung der Fig. 4 verwiesen sei, solange gebremst wird und sich hierbei das Auslaßventil in seiner sperrenden Funktionsstellung befindet, die im dargestellten Fall einer Situation entspricht, in welcher ein definierter, "mittlerer" Bremsdruck in die Radbremsen 11,12 eingekoppelt ist und daher der Steuerkolben 82 eine Mittelstellung als Gleichgewichtsstellung einnimmt, in welcher die über einen axialen Stößel

- 23 -

97 eines durch Betätigung des Bremspedals 17 hin- und herverschiebbaren, insgesamt mit 98 bezeichneten Betätigungskolbens an der Ventilkugel 96 in Richtung des Pfeils 99 angreifende Betätigungskraft  $K_B$  ausreicht, um die Ventilkugel 96 in ihrer das Auslaßventil 43 sperrenden Funktionsstellung zu halten, auf derjenigen Fläche  $F_K$ , die durch die kreisförmige Konturenlinie 101 berandet ist, mit der die Ventilkugel 96 an dem Ventil Sitz 93 des Auslaßventils 43 anliegt, mit dem in der Ausgangsdruckkammer 47 herrschenden Druck - dem Bremsdruck  $P_B$  - beaufschlagt ist, wobei die hieraus resultierende, auf die Ventilkugel 96 in Richtung des Pfeils 102 wirkende Kraft  $K_B$ , der Betätigungskraft  $K_B$  entgegengesetzt gerichtet und dem Betrage nach dieser gleich ist.

Die Ventilkugel 96 des Auslaßventils 43 und dessen konischer Ventil Sitz 93 sind zweckmäßigerweise so dimensioniert und gestaltet, daß die Fläche  $F_K$ , innerhalb derer die Ventilkugel 96 des Auslaßventils 43 durch den herrschenden Bremsdruck  $P_B$  in Öffnungsrichtung beaufschlagt ist, annähernd gleich, vorzugsweise etwas kleiner als die lichte Querschnittsfläche der zentralen, in die Ausgangsdruckkammer 47 mündenden Bohrung 84 ist, innerhalb derer der Führungsabschnitt 83 des Steuerkolbens 82, seinerseits, mit dem in der Ausgangsdruckkammer 47 herrschenden Bremsdruck  $P_B$  beaufschlagt ist und dadurch auf den Steuerkolben 82 die der Betätigungskraft  $K_B$  entgegengesetzte Rückstellkraft wirkt. In spezieller Gestaltung entspricht die Fläche  $F_K$  etwa 95 % der lichten Querschnittsfläche der Bohrung 84.

- 24 -

Die minimale Rest-Bremsdruck bei Zurücknahme des Bremspedals und auch dem nicht betätigten Zustand der Bremsanlage entsprechende Endstellung des Steuerkolbens 82 ist durch Anlage der pedalseitigen ringförmigen Endstirnfläche 103 seines blockförmigen Flansches 91 an einer von dem axialen Stößel 97 des Betätigungskolbens 98 durchquerten Distanzringscheibe 104 markiert, über die das erste, blockförmige Zentrierstück 59 an der freien ringförmigen Endstirnfläche 106 des zylindrischen Mantels 107 eines topfförmig gestalteten Dicht-ring-Halters 108 abgestützt ist, der seinerseits mit seinem Bodenteil 109, das eine von dem Führungsabschnitt 83 des Steuerkolbens 82 durchquerte, mit der zentralen Führungsbohrung 84 des zentralen Gehäuseblocks 58 fluchtende Durchtrittsbohrung 110 hat, an einer radialen Stufenfläche 111 des zentralen Gehäuseblocks 58 axial abgestützt ist, die zwischen der zentralen Führungsbohrung 84 und der dem Durchmesser nach größeren Bohrungsstufe 112 vermittelt, welche die radial äußere Begrenzung der Entlastungskammer 56 bildet.

Damit auch in dieser Endstellung des Steuerkolbens 82 Bremsflüssigkeit aus der Ausgangsdruckkammer 47 des Bremsventils 18 in dessen Entlastungskammer 56 und über diese zum Bremsflüssigkeitsvorratsbehälter überströmen kann, ist der blockförmige Flansch 91 des Stellkolbens 82 mit radial durchgehenden Querkanälen 113 versehen, die in unmittelbarer Nähe des Ventilsitzes 93 in die Durchgangsbohrung 92 des Flansches 91 münden.

- 25 -

Die andere, maximaler Betätigungskraft und Bremsdruck-Entfaltung entsprechende Endposition des Steuerkolbens 82 ist durch Anlage eines radialen Flansches 146 des Betätigungskolbens 98 an einer ringförmigen Anschlagfläche 115 des von dem axialen Stößel 97 des Betätigungskolbens durchsetzten ersten Zentrierstücks 59 des Ventilgehäuses 48 markiert und mit einer Position des Stellkolbens 82 verknüpft, in der die Ventilkugel 79 des Einlaßventils 44 weitestmöglich von dessen Sitz 76 abgehoben ist und etwa die in der Fig. 3 gestrichelt eingezeichnete Position einnimmt, wobei in dieser Position des Steuerkolbens 82 die dem Boden 109 des Dichtringhalters 108 zugewandte Ringstirnfläche 116 seines blockförmigen Flansches 91 noch in einem kleinen axialen Abstand von dem Bodenteil 109 angeordnet ist. Die hochdruckfeste Abdichtung der Ausgangsdruckkammer 47 gegenüber der Entlastungskammer 56 des Strömungsventils 28 - bei geschlossenem Auslaßventil 43 desselben - vermittelt eine z.B. als O-Ring ausgebildete Ringdichtung 117, die, an der äußeren Mantelfläche des Führungsabschnittes 83 des Steuerkolbens dichtend anliegend, zwischen einem Ringfalz 118 des Bodenteils 109 des Dichtringhalters 108 und der radialen Stufenfläche 111 des zentralen, blockförmigen Gehäuseteils 58 stramm eingespannt, den von dem Führungsabschnitt 83 durchsetzten Führungskanal sowohl nach außen als auch gegen die Entlastungskammer 56 abdichtet, einer Verschiebung des Steuerkolbens 82 jedoch nur einen mäßigen Reibungswiderstand entgegensetzt, der einem mäßigen Druck von nur etwa 2 bis 5 bar äquivalent ist.

- 26 -

Der Außendurchmesser des sich zwischen der Distanzringscheibe 104 und dem Bodenteil 109 erstreckenden Mantelteils 107 des Dichtringhalters 108 ist etwas geringer als der Durchmesser der größeren Bohrungsstufe 112, in die der Dichtringhalter 108 eingesetzt ist, so daß durch den Dichtringhalter 108 und diese größere Bohrungsstufe 112 des zentralen blockförmigen Gehäuseteils 58 ein in radialer Richtung nur wenig ausgedehnter, in axialer Richtung sich über das Mantelteil 107 erstreckender Ringraum 119 vorhanden ist, der über durchgehende radiale Querkänäle 121 mit dem inneren Teil der Entlastungskammer 56 in kommunizierender Verbindung gehalten ist.

Die Abdichtung der Entlastungskammer 56 gegen den von dem rohrförmigen Gehäuseteil 61 umschlossenen, zum Bremspedal 17 hin offenen Gehäuseraum 161 vermittelt eine den zylindrischen, Axialstößel 97 des Betätigungskolbens 98 umspannender Dichtring 122, der zwischen einem kammerseitigen Ringfalz 123 des blockförmigen Zentrierstückes 59 und der an diesem abgestützten Distanzringscheibe 104 dichtend eingespannt ist und den Steuerbewegungen des Stößels 97 bzw. des Betätigungskolbens 98 ebenfalls nur einen allenfalls geringfügigen Reibungswiderstand entgegensetzt, der einem Druck von nur etwa 2 bis 5 bar äquivalent ist.

Die Abdichtung der Entlastungskammer 56 nach außen vermittelt ein O-Ring 124 der zwischen der inneren zylindrischen Mantelfläche einer axial nur wenig vorspringenden Zentrierrippe 125 des zentralen blockförmigen

- 27 -

Gehäuseteils 58 und dem Grund einer Umfangsnut 126 eines blockseitigen Zentrierabschnitts des ersten, blockförmigen Zentrierstückes 59 eingespannt ist. Auf entsprechende Weise sind die Ausgangsdruckkammer 47 und die Eingangsdruckkammer 46 mittels je eines Dichtringes 126 bzw. 127 nach außen abgedichtet, die zwischen Umfangsnuten des zweiten Zentrierstückes und diese gleichsam abschließende Mantelflächen der Zentrierrippen des zentralen blockförmigen Gehäuseteils 58 und des Gehäuseabschlußblocks 63 angeordnet sind.

Die insoweit erläuterten Gehäuseteile sind durch in axialsymmetrischer Gruppierung bezüglich der zentralen Achse 53 vorgesehene Ankerschrauben 128 axial aneinandergespreßt und zusammengehalten, die mit ihren Köpfen an der pedalfernen Seite des Gehäuseabschlußblocks 63 abgestützt sind und miteinander fluchtende Bohrungen des Gehäuseabschlußblocks 63, des zentralen Gehäuseblocks 58 eines radialen Flansches des blockförmigen, ersten Zentrierstückes 96 durchquerende und mit axialen Gewinden des rohrförmigen Gehäuseteils 61 in Eingriff stehende Gewindebolzen haben.

Dieses rohrförmige Gehäuseteil 61 hat einen an das erste Zentrierstück 59 anschließenden ventilseitigen Abschnitt 129 größeren Durchmessers und einen zum Bremspedal hin offenen, pedalseitigen Abschnitt 131 etwas kleineren Durchmessers, der gegenüber dem ventilseitigen Abschnitt 129 durch eine radiale Anschlagstufe 132 abgesetzt ist. In dem pedalseitigen Abschnitt 131 des rohrförmigen Gehäuseteils ist ein langgestreckt-zylin-

- 28 -

drisch topfförmiges, insgesamt mit 133 bezeichnetes Gleitstück mit seinem Bodenteil 134 zum Bremspedal 17 hinweisend und mit seinem Mantelteil 136 zum ersten Zentrierstück 59 hinweisend hin- und herschiebbar geführt, wobei dieses Gleitstück 133, an dessen Bodenteil 134 der mit dem Bremspedal 17 gelenkig verbundene Pedalstößel 137 zentral angreift, durch eine schwach vorgespannte Wendelfeder 138, die mit ihrem einen Ende an dem ersten Zentrierstück 59 und mit ihrem anderen Ende an der diesem zugewandten Innenseite des Bodenteils 134 des Gleitstückes 133 axial abgestützt ist und mit diesem zusammen den Wegsimulator 27 bildet, in seine dargestellte, dem nicht betätigten Zustand der Fremdkraft-Bremsanlage 10 zugeordnete Ausgangsstellung gedrängt wird, die durch Anlage eines radialen Anschlagflansches 139 des Mantelteils 136 des Gleitstückes 133 an der radialen Anschlagstufe 132 des rohrförmigen Gehäuseteils 61 markiert ist. Der maximale Auslenkungshub des Gleitstückes 133, mit dem über den Pedalstößel 137 auch die maximale azimutale Auslenkung des Bremspedals 17 um seine "karosseriefeste" Schwenkachse 141 korreliert ist, ist durch Anlage des radialen Anschlagflansches 39 des Mantelteils 136 an der diesem zugewandten, radial äußeren Ringstirnfläche 142 des ersten, blockförmigen Zentrierstückes 59 markiert. Die axiale Länge des Mantelteils 136 des Gleitstückes 133, innerhalb derer dieses die Wendelfeder 138 koaxial umschließt, ist geringfügig größer als die Blocklänge der Wendelfeder 138.

Das erste blockförmige Zentrierstück 59 hat an seiner dem Gleitstück 133 zugewandten Seite eine zylindrisch-

- 29 -

topfförmige Vertiefung 143, an deren ringförmiger, radialer Bodenfläche 144 das eine Ende eines Tellerfederpakets 114 abgestützt ist, das als Rückstellfeder vorgesehen ist, deren anderes Ende an dem radialen Flansch 146 des Betätigungskolbens abgestützt ist, mit dem dieser innerhalb der zylindrisch-topfförmigen Vertiefung 143 des ersten blockförmigen Zentrierstückes 59 axial verschiebbar geführt ist.

An der dem Tellerfederpaket 114 abgewandten Seite des radialen Flansches 146 des Betätigungskolbens 98 ist das eine Ende einer - schwach - vorgespannten Wendelfeder 147 abgestützt, deren anderes Ende an einem radialen Flansch 148 einer Fesselhülse 149 abgestützt ist, die durch die Wirkung der Wendelfeder 147 in eine Position maximalen - axialen - Abstandes von dem radialen Flansch 146 des Betätigungskolbens 98 gedrängt ist, die durch Anschlagwirkung einer radialen Innenschulter 151 der Fesselhülse 149 mit einem Anschlagkopf 152 des Betätigungskolbens 98 markiert ist, wobei dieser Anschlagkopf 152 das pedalseitige Ende eines Fesselstabes 153 bildet, der, von dem radialen Flansch 146 ausgehend, einen Teil der Fesselhülse 149 durchsetzt und sich mit dem Anschlagkopf 152 pedalseitig an der Innenschulter 151 der Fesselhülse abstützt.

In der dem nicht betätigten Zustand der Bremsanlage 10 bzw. des Bremsventils 28 entsprechenden, in der Fig. 2 dargestellten Position der Fesselhülse 149 hat deren pedalseitig angeordneter radialer Flansch 148 von einer ringförmigen, radialen Anschlagschulter 154 des Boden-

- 30 -

teils 134 des Gleitstücks 133 einen einem kurzen Leerweg des Bremspedals entsprechenden axialen Abstand von 1 bis 2 mm, der etwa 1/20 bis 1/10 des maximalen Betätigungshubes entspricht, den das Gleitstück 133 ausführt, wenn es, ausgehend von seiner dargestellten, dem nicht betätigten Zustand der Bremsanlage entsprechenden Grundstellung bis in seine mit maximalem Bremsdruck verknüpfte Endstellung verschoben wird, in der der radiale Anschlagflansch 139 des Gleitstückes 133 an der Ringstirnfläche 142 des ersten Zentrierstückes 59 und die diesem zugewandte Endstirnfläche 156 der Fesselhülse 149 an einem die zentrale Wendelfeder 147 zentrierenden Fortsatz 157 des radialen Flansches 146 des Betätigungskolbens 98 anliegen.

Das Bodenteil 134 des Gleitstücks 133 ist mit einer zentralen, axialen Sackbohrung 158 versehen, in die der Anschlagkopf 152 des Fesselstabes 153 eintauchen kann, damit das Gleitstück 133 bis in seine maximalem Bremsdruck entsprechende Position verschoben werden kann. Desweiteren ist das Bodenteil 134 des Gleitstücks 133 mit einer am Grund der Sackbohrung 158 in diese mündenden Entlastungsbohrung 159 versehen, über die bei einer Betätigung des Bremsventils 28 Luft aus dem in radialer Richtung durch das rohrförmige Gehäuseteil 61 und in axialer Richtung beweglich durch das Gleitstück 133 begrenzten Innenraum 161 des Bremsventilgehäuses 48 entweichen kann.

Wird, ausgehend von den in der Fig. 2 dargestellten Grundstellungen des Bremspedals 17 und der einzelnen

- 31 -

Funktionselemente des Bremsventils 18 mit einer Bremsung begonnen, so führt das Gleitstück 133 zunächst einen kleinen Leerweg aus, bis es mit seiner Anschlag-  
schulter 154 auf den radialen Flansch 148 der Fessel-  
hülse 149 auftrifft, wonach erst unter zunehmender Kom-  
pression der langgestreckten, schwach vorgespannten  
Wendelfeder 147, deren Vorspannung klein gegen diejeni-  
ge der Wegsimulationsfeder 138 ist, sowie des Tellerfe-  
derpakets 114, dessen Vorspannung wiederum klein gegen  
diejenige der langgestreckten Wendelfeder 147 ist, eine  
Verschiebung des Betätigungskolbens 98 erfolgt, durch  
die die Ventilkugel 96 des zunächst noch offenen Einlaß-  
ventils 43 in ihre dichtende Anlage mit dem Ventilsitz  
93 gelangt, wodurch das Einlaßventil 43 geschlossen  
wird. Sobald die in Richtung des Pfeils 99 auf die Ven-  
tilkugel 96 und den Steuerkolben 82 wirkende Betäti-  
gungskraft ausreicht, die am Dichtring 83 wirksame Haft-  
reibung zu überwinden, erfährt auch der Steuerkolben 82  
eine Verschiebung in der Angriffsrichtung 99 der Betä-  
tigungskraft, wodurch der Betätigungsstößel 86 mit sei-  
nem freien Ende in Anlage mit der Ventilkugel 79 des  
zunächst noch geschlossenen Einlaßventils 44 gelangt,  
die mit der durch die Beziehung (1) gegebenen "Schließ"-  
Kraft gegen ihren Sitz 76 gedrängt wird. Sobald diese  
Kraft durch weitere Verschiebung des Gleitstückes 133  
und die damit einhergehende Vergrößerung der über die  
Wendelfeder 147 auf den Betätigungskolben 98 ausgeübten  
Kraft überwunden ist und die Ventilkugel 79 von ihrem  
Sitz 76 abgehoben hat, entfällt zwar derjenige Rück-  
stellkraft-Anteil  $F_1 \cdot P_S$ , der durch die Druckbeauf-  
schlagung der Ventilkugel auf der "Sitz"-Fläche  $F_1$  mit

- 32 -

dem Ausgangsdruck  $P_G$  des Druckspeichers 19 resultiert hatte, d.h. der Fläche die durch die Berührungslinie berandet ist, entlang derer die Kugel 79 an der Sitzfläche 76 bei geschlossenem Ventil anliegt, jedoch wird nunmehr, bedingt durch die Drosselwirkung des peripheren Ringspaltes 89 und die hieraus resultierende Stauung des Bremsflüssigkeits-Stromes an der Ventilkugel 79, wieder eine Rückstellkraft vergleichbaren Betrages aufgebaut, die verhindert, daß das Einlaßventil 44 zu schnell öffnet und damit der Druckaufbau in der Ausgangsdruckkammer 47 schlecht dosierbar würde. Diese Drosselung ist insbesondere dann von Bedeutung, wenn der Fahrer nur einen relativ niedrigen Bremsdruck in die Radbremsen 11,12 einsteuern möchte, d.h. bei relativ geringer Betätigungskraft auch mit entsprechend geringen Hüben der Ventilkugel 79 des Einlaßventils 44 den Bremsdruck genau dosieren möchte.

Will der Fahrer andererseits eine hohe Fahrzeugverzögerung erreichen, wozu eine Betätigung des Bremspedals 17 mit großem Schwenkhub und entsprechend großem axialem Auslenkungshub des Gleitstückes 133 erforderlich ist, die im Einlaßventil 44 zu einem Ausrücken der Ventilkugel 79 aus dem die Drosselstelle 89 begrenzenden rohrförmigen Abschnitt 88 bis hinein in die zentrale axiale Bohrung 64 des Gehäuseabschlußblocks 63 führt, so wird die Druckanstiegs-Rate in der Druckausgangskammer 47 durch die durch den Ringkanal 87 und den Betätigungsstößel 86 des Steuerkolbens 82 gebildete Drossel begrenzt und die gute Dosierbarkeit des Bremsdruckes dadurch gewährleistet, daß zu einer Änderung des Brems-

druckes erforderliche Änderungen der Betätigungskraft, die der Fahrer noch ausüben kann, ohnehin relativ klein gegen den Absolutbetrag der Kraft sind, die er gegen die Rückstellkraft der Weg-Simulationsfeder 138 aufbringen muß.

Zur Erläuterung einer typischen Auslegung des Bremsventils 28 sei angenommen, daß der Außendurchmesser des stößelförmigen Führungsabschnittes 83 des Steuerkolbens 82 einen Wert von etwa 4 mm habe, was einem Betrag von  $0,126 \text{ cm}^2$  der wirksamen Querschnittsfläche  $F_S$  entspricht, innerhalb derer der Steuerkolben 82 im Bremsbetrieb mit dem in der Ausgangsdruckkammer 47 herrschenden Druck  $P_S$  beaufschlagt ist. Desweiteren sei vorausgesetzt, daß die Pedalübersetzung einen Wert von  $1/5$  habe und der maximale Hub, den das Gleitstück 133 zwischen seiner dem nicht betätigten Zustand der Bremsanlage entsprechenden Grundstellung und der maximalem Ausgangsdruck von z.B. 180 bar entsprechenden Endstellung ausführen kann, 4 cm betrage.

Unter diesen Annahmen ergibt sich, daß der Maximalbetrag der Vorspannung, den die Übertragungsfeder 147 - um 4 cm komprimiert - entfalten muß, etwa 200 N beträgt, was einer Federrate  $C_B$  dieser Feder 147 von 50 N/cm entspricht. Unter der weiteren Annahme, daß die maximale Kraft  $K_p$ , die der Fahrer auf das Bremspedal 17 ausüben kann etwa 400 N beträgt, mithin auf das Gleitstück 133 eine Betätigungskraft von insgesamt 2000 N ausübbar ist, so muß für diesen Fall von der als Wegsimulator ausgesetzten Reaktionsfeder 138 noch eine zu-

- 34 -

sätzliche Rückstellkraft von 1800 N entfaltbar sein, was einer Federrate CR von 450 N/cm entspricht.

Die Federrate des Tellerfederpakets 114, das lediglich als Rückstellfeder ausgenutzt ist, durch die der Betätigungskolben 98 so weit verschoben werden kann, daß die Ventilkugel 96 des Auslaßventils 43 im nicht betätigten Zustand des Bremsventils 28 von ihrem Sitz abheben kann, soll klein gegen die Federrate  $C_B$  der Übertragungsfeder 147 sein.

### Patentansprüche

1. Ventilanordnung für die Bremsdrucksteuerung bei einer hydraulischen Fremdkraftbremsanlage eines Straßenfahrzeuges, bei der durch Betätigung eines Bremsventils ein zu der Betätigungskraft proportionaler Druck in einer an einen Bremskreis des Fahrzeuges angeschlossenen Ausgangsdruckkammer aufbaubar ist, wobei dieser Druck zwischen dem hohen Ausgangsdruckniveau eines als Druckquelle vorgesehenen Druckspeichers und den dem niedrigen Umgebungsdruck entsprechenden Druckniveau des Bremsflüssigkeits-Vorratsbehälters der Bremsanlage variierbar ist mit einem ersten, als 2/2-Wegeventil wirkenden Kugelsitzventil, das durch axiale Verschiebung eines Betätigungskolbens, an dem die Betätigungskraft angreift, aus seiner im nicht-betätigten Zustand des Bremsventils eingenommenen Offenstellung, in der die Ausgangsdruckkammer über dieses erste Kugelsitzventil mit einer mit dem Bremsflüssigkeits-Vorratsbehälter in ständig-kommunizierender Verbindung stehenden Entlastungskammer des Bremsventils verbunden ist, in seine Sperrstellung steuerbar ist, in der die Ventilkugel in dichtende Anlage gegen ihren an einem axial verschiebbaren Steuerkolben des Bremsventils angeordneten Sitz gedrängt ist, und mit einem zweiten, als 2/2-Wegeventil ausgebil-

- 36 -

deten Kugelsitzventil, das, nachdem das erste, als Auslaßventil dienende Kugelsitzventil in seine Sperrstellung gelangt ist, durch weitere axiale Verschiebung des Betätigungskolbens und des Steuerkolbens aus seiner zuvor als Grundstellung eingenommenen Sperrstellung, in der eine ständig unter dem hohen Ausgangsdruck des Speichers stehende Eingangsdruckkammer des Bremsventils gegen die Ausgangsdruckkammer abgesperrt ist, in seine diese beiden Ventilkammern miteinander verbindende Offenstellung gelangt und als Gleichgewichtsstellung, der Gleichheit der auf den Steuerkolben wirkenden Betätigungskraft und der aus der Druckbeaufschlagung seiner dem Ausgangsdruck ausgesetzten Kolbenfläche resultierenden Reaktionskraft entspricht, wieder seine Sperrstellung einnimmt, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Betätigungskolben (98) an der Ventilkugel (96) des ersten Kugel-Sitz-Ventils (43) axial abstützbar und diese dadurch in dichtende Anlage mit ihrem Sitz (93) drängbar ist, daß der Ventilsitz (93) dieses Kugel-Sitz-Ventils an dem Steuerkolben (82) angeordnet ist, durch dessen axiale Verschiebung das zweite Kugel-Sitz-Ventil (44), dessen Sitz (76) gehäusefest angeordnet ist, in seine Offen-Stellung bringbar ist, daß der Steuerkolben (82) in seiner dem nicht betätigten Zustand des Bremsventils (28) entsprechenden Grundstellung in einem definierten, einem kleinen Bruchteil seines möglichen Hubes entsprechenden axialen Abstand von der Ventilkugel (79) des zweiten Kugel-Sitz-

- 37 -

Ventils (44) angeordnet ist und einen durchgehenden zentralen Längskanal (94) aufweist, der mit der Ausgangsdruckkammer (47) des Bremsventils (28) in ständig-kommunizierender Verbindung steht, in der Sperrstellung des ersten Kugel-Sitz-Ventils (43) jedoch gegen die Entlastungskammer (56) abgesperrt ist, daß der durch Öffnungsbetätigung des zweiten Kugel-Sitz-Ventils (44) freigebbare, vom Druckspeicher (19) über die Eingangsdruckkammer (46), das Kugel-Sitz-Ventil (44) und die Ausgangsdruckkammer (47) des Bremsventils (28) sowie die Hauptbremsleitung (16) des an die Ausgangsdruckkammer (47) angeschlossenen Bremskreises zu den Radbremsen führende Druckmittel-Strömungspfad mit einer den Höchstbetrag der Bremsdruck-Anstiegsrate auf eine vorgegebenen Wert begrenzenden Drossel (41;87) versehen ist, und daß durch die Ventilkugel (79) des zweiten Kugel-Sitz-Ventils (44) in einem an den Ventilsitz (76) anschließenden rohrförmigen Abschnitt (88) des sich zwischen der Eingangsdruckkammer (46) und der Ausgangsdruckkammer (47) erstreckenden zentralen Durchgangskanals des Ventilgehäuses (48) ein weiterer Drosselspalt (89) berandet ist.

2. Ventilanordnung nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß die den Höchstbetrag der Bremsdruck-Anstiegsrate begrenzende Drossel (41) zwischen den Druckausgang (32) des Bremsventils (28) und die an diesen angeschlossene(n) Radbremse(n) geschaltet ist.

3. Ventilanordnung nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet**, daß die den Höchstbetrag der Bremsdruck-Anstiegsrate begrenzende Drossel (41) als Einstelldrossel ausgebildet ist.
4. Ventilanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet**, daß ein zu der den Höchstbetrag der Bremsdruck-Anstiegsrate begrenzenden Drossel (41) hydraulisch parallel geschalteter, über ein Rückschlagventil (42), das durch den Ausgangsdruck des Bremsventils (28) sperrbar und durch höheren Druck im angeschlossenen Bremskreis als am Druckausgang (32) des Bremsventils (28) in Öffnungsrichtung beaufschlagt ist, führender Strömungspfad vorgesehen ist, dessen Strömungswiderstand wesentlich niedriger als derjenige der Drossel (41) ist.
5. Ventilanordnung nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß die den Höchstbetrag der Bremsdruck-Anstiegsrate begrenzenden Drossel in das Bremsventil (28) integriert ist.
6. Ventilanordnung nach Anspruch 5, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Drossel durch einen sich in axialer Richtung erstreckenden Ringkanal (87) gebildet ist, der radial innen durch einen zur Öffnungsbetätigung des zweiten Kugelsitzventils (44) vorgesehenen, als axialer Fortsatz des Steuerkolbens (82) ausgebildeten Stößel (86) und radial außen durch

eine innerhalb des Sitzes (76) dieses Ventils (44) mündende, von dem Stößel (86) axial durchsetzte Bohrung (78) des Ventilgehäuses (48) begrenzt ist.

7. Ventilanordnung nach Anspruch 6, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Ventilsitz (76) die Form einer Kreiskegelfläche mit einem Öffnungswinkel von insgesamt  $130^\circ \pm 10^\circ$  hat, und daß der Durchmesser  $d_2$  der Ventilkugel (79) drei- bis viermal größer ist als der Durchmesser  $d_1$  der den Drosselkanal (87) außenseitig berandenden zentralen Durchgangsbohrung (78) des Ventilgehäuses (48).
8. Ventilanordnung nach Anspruch 7, **dadurch gekennzeichnet**, daß die zentrale Durchgangsbohrung (78) mit glatter Krümmung an die Kegelsitzfläche (76) anschließt.
9. Ventilanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 8, **dadurch gekennzeichnet**, daß der maximale Öffnungshub der Ventilkugel (79) größer ist als die axiale Ausdehnung des an den Ventilsitz (76) anschließenden rohrförmigen Bohrungsabschnittes (88), in dem die Ventilkugel (79) axial beweglich angeordnet ist.
10. Ventilanordnung nach Anspruch 9, **dadurch gekennzeichnet**, daß der die außenseitige Begrenzung des Drosselspalts (89) bildende rohrförmige Gehäuseabschnitt (88) mit glatter Krümmung an die ventilsit-

tige axiale Begrenzung der Eingangsdrukammer (46) anschließt.

11. Ventilanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 10, **dadurch gekennzeichnet**, daß zur Umsetzung eines Teils der vom Fahrer mittels des Bremspedals (17) auf ein im Gehäuse (48) des Bremsventils (28) axial verschiebbares Gleitstück (133) ausgeübten Pedalkraft in die für die Bremsdruck-Steuerungsbetätigung erforderliche auf den Betätigungskolben (98) des Bremsventils (28) wirkende Betätigungskraft eine durch Verschiebung des Gleitstücks (133) axial zusammendrückbare Übertragungsfeder (147) vorgesehen ist, die an einem radialen Stützflansch (146) des Betätigungskolbens (98) angreift und im zentralen Bereich des Gleitstücks (133) an diesem abstützbar ist, und daß eine zweite, die Übertragungsfeder (147) koaxial umgebende, an dem Gleitstück (133) einerseits und an einer gehäusefesten Stützfläche (142), andererseits abgestützte Reaktionsfeder (138) vorgesehen ist, deren Federweg mindestens demjenigen der Übertragungsfeder (147) entspricht.
12. Ventilanordnung nach Anspruch 11, **dadurch gekennzeichnet**, daß das Verhältnis ( $C_B/C_R$ ) der Federrate ( $C_B$ ) der Übertragungsfeder (147) zu der Federrate ( $C_R$ ) der Reaktionsfeder (138) einen Wert zwischen  $1/6$  und  $1/12$ , vorzugsweise einen Wert um  $1/10$  hat.
13. Ventilanordnung nach Anspruch 11 oder 12, **dadurch**

- 41 -

**gekennzeichnet**, daß die Übertragungsfeder (147) an den Betätigungskolben (98) gefesselt ist, wobei ein das pedalseitige Ende der Übertragungsfeder stützender radialer Endflansch (148) einer zur Fesselung der Übertragungsfeder (147) vorgesehenen, relativ zum Betätigungskolben (98) axial verschiebbaren Hülse (149) in dessen dem nicht betätigten Zustand des Bremsventils (28) entsprechender Grundstellung in einem kleinen axialen Abstand von dem Gleitstück (133) angeordnet ist, der einem Bruchteil von 1/20 bis 1/10 des maximalen Verschiebeweges des Gleitstücks (133) entspricht.

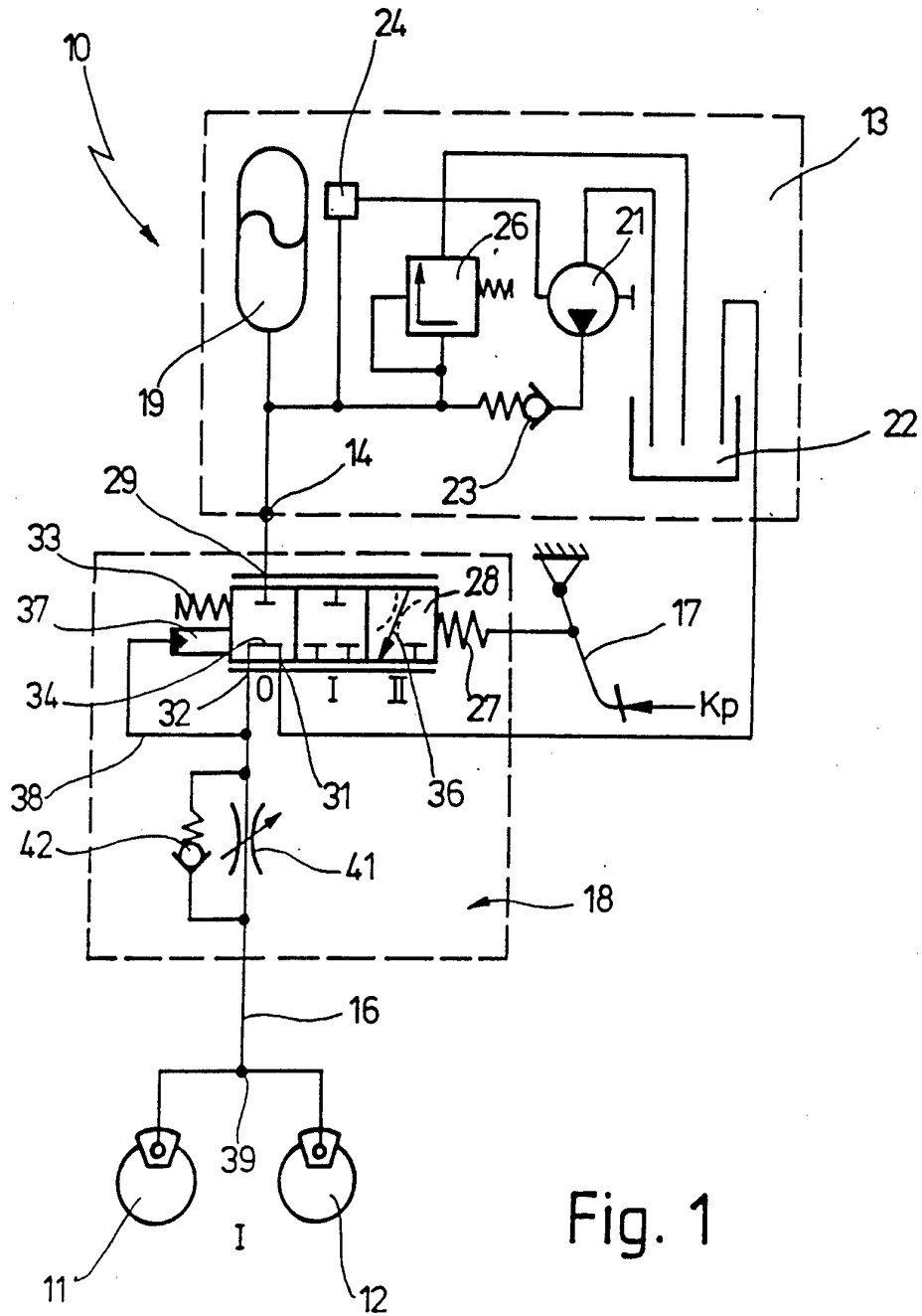


Fig. 1

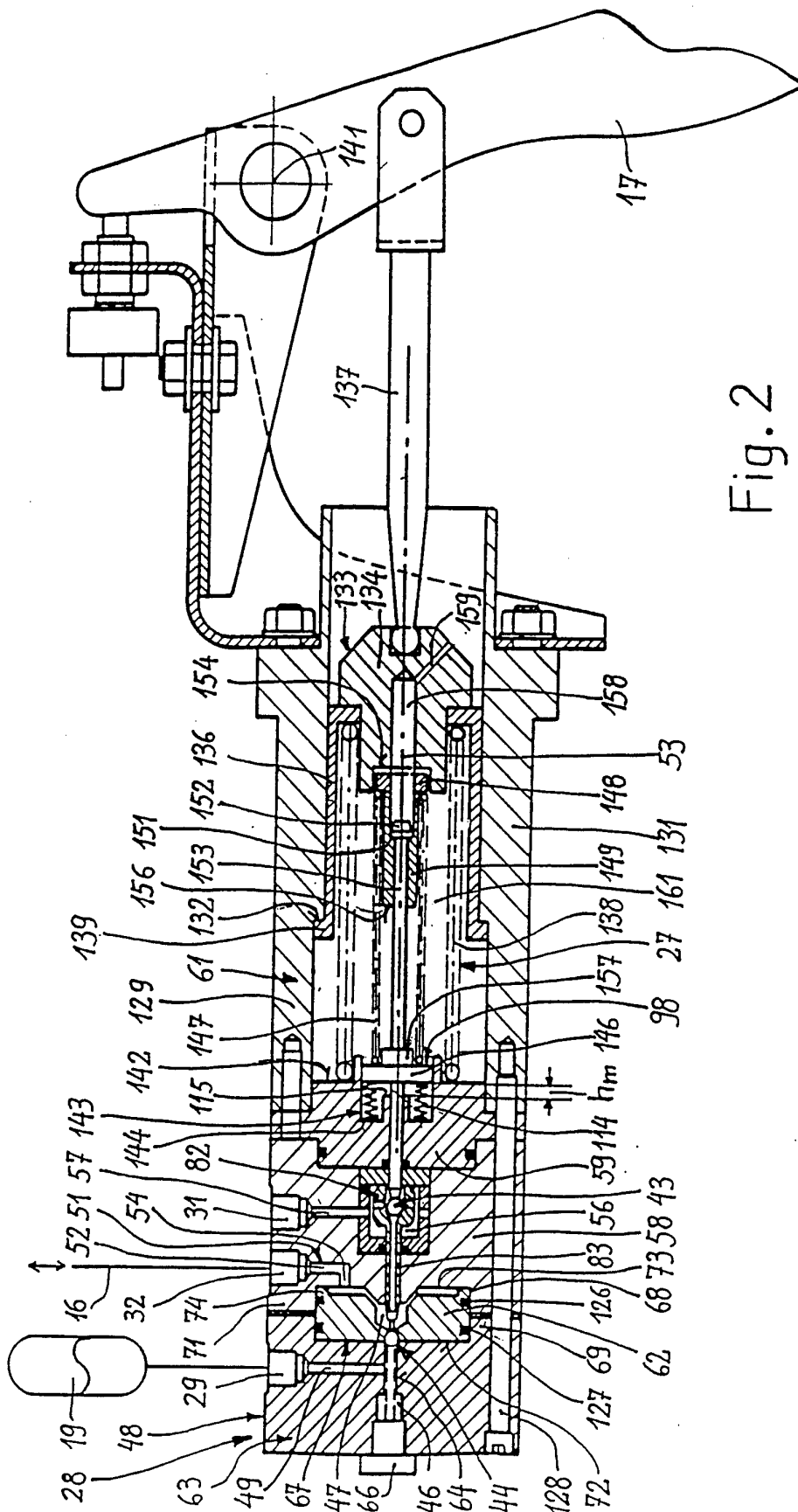


Fig. 2



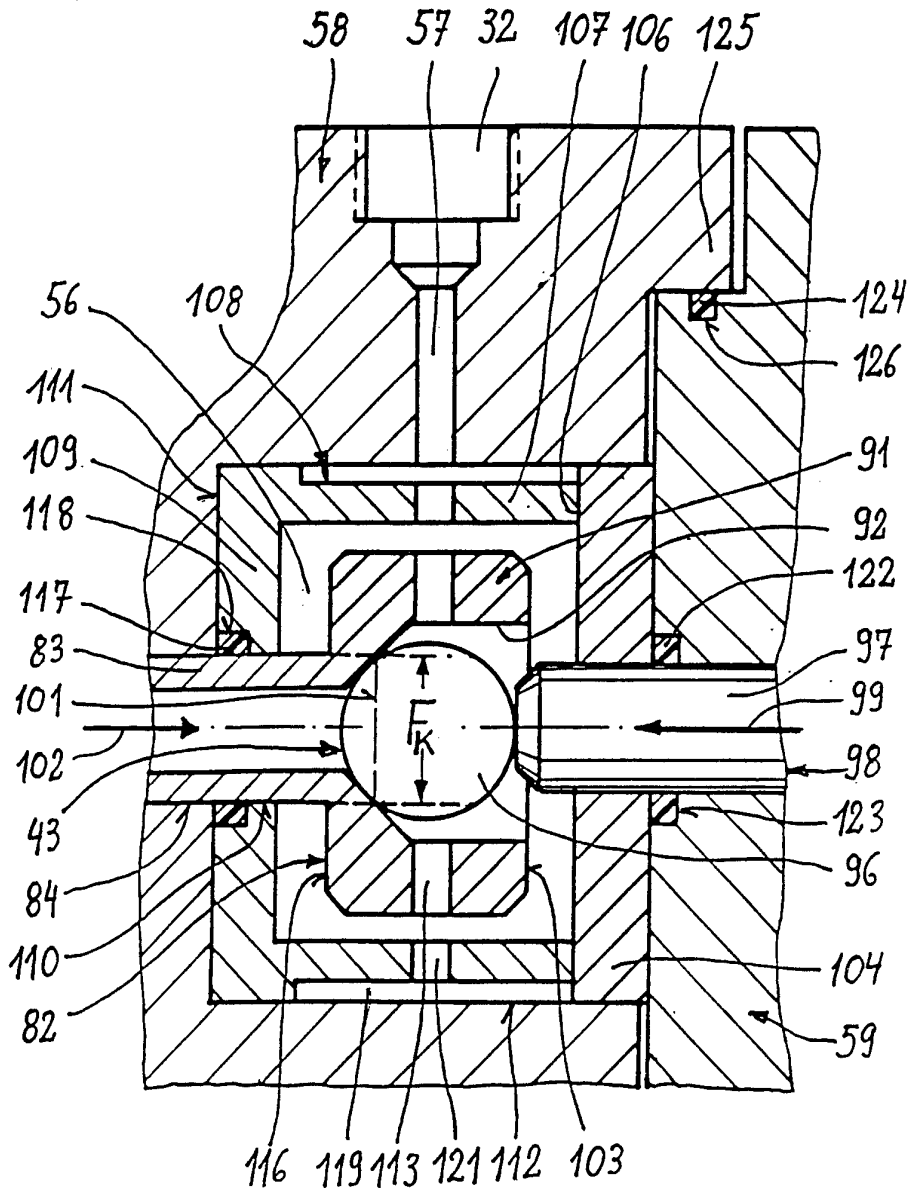


Fig. 4

# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Internat Application No  
PCT/EP 94/04279

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER  
IPC 6 B60T13/14

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)  
IPC 6 B60T

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)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	GB,A,2 204 926 (ROBERT BOSCH GMBH) 23 November 1988 see page 8, line 12 - page 11, line 21; figure 1 -----	1
A	EP,A,0 249 030 (ROBERT BOSCH GMBH) 16 December 1987 see the whole document -----	1
A	US,A,3 764 183 (RICHARD TREICHEL) 9 October 1973 see column 5, line 29 - column 6, line 53; figure 3 -----	1

Further documents are listed in the continuation of box C.

Patent family members are listed in 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

18 April 1995

Date of mailing of the international search report

10. 05. 95

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

Harteveeld, C

# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International Application No

PCT/EP 94/04279

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
GB-A-2204926	23-11-88	DE-A- 3715567	24-11-88
		FR-A- 2614856	10-11-88
		JP-A- 63287659	24-11-88
		US-A- 4934248	19-06-90
EP-A-0249030	16-12-87	DE-A- 3619482	17-12-87
		JP-A- 62292558	19-12-87
		US-A- 4796667	10-01-89
US-A-3764183	09-10-73	NONE	

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internes Aktenzeichen

PCT/EP 94/04279

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES  
IPK 6 B60T13/14

Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPK) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPK

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchiertes Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)  
IPK 6 B60T

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)

C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
A	GB,A,2 204 926 (ROBERT BOSCH GMBH) 23.November 1988 siehe Seite 8, Zeile 12 - Seite 11, Zeile 21; Abbildung 1 ----	1
A	EP,A,0 249 030 (ROBERT BOSCH GMBH) 16.Dezember 1987 siehe das ganze Dokument ----	1
A	US,A,3 764 183 (RICHARD TREICHEL) 9.Oktober 1973 siehe Spalte 5, Zeile 29 - Spalte 6, Zeile 53; Abbildung 3 -----	1

Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen

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

18.April 1995

Absenddatum des internationalen Recherchenberichts

10. 05. 95

Name und Postanschrift der Internationale 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

Harteveld, C

**INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT**

Angaben zu Veröffentlichung..., die zur selben Patentfamilie gehören

Internat les Aktenzeichen

PCT/EP 94/04279

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
GB-A-2204926	23-11-88	DE-A- 3715567	24-11-88
		FR-A- 2614856	10-11-88
		JP-A- 63287659	24-11-88
		US-A- 4934248	19-06-90
-----			
EP-A-0249030	16-12-87	DE-A- 3619482	17-12-87
		JP-A- 62292558	19-12-87
		US-A- 4796667	10-01-89
-----			
US-A-3764183	09-10-73	KEINE	
-----			