

## Beschreibung

Die vorliegende Erfindung betrifft ein Verfahren zur Steuerung einer Bremsanlage sowie eine entsprechend ausgebildete Steuerung.

### **Stand der Technik:**

Moderne Bremsanlagen enthalten Bremskraftverstärker, d. h. es erfolgt eine Umsetzung der Pedalkraft in ein entsprechendes verstärktes Bremsmoment an den Radbremsen und Bremskraftregelung über offene oder geschlossene Regel- und Steuerkreise. Als Übertragungsmittel zur Erzeugung des Bremsdruckes aus der Pedalkraft wird bis auf wenige Ausnahmen im PKW-Bereich die hydraulische Leitung eingesetzt.

Weit verbreitet ist eine Aufteilung in Baueinheiten zwischen Bremskraftverstärkung (BKV) oder Bremskraftsteuerung und Bremskraftregelung in einer Hydraulikeinheit (HE). Diese Konfiguration wird vorwiegend eingesetzt bei Systemen wie Antiblockiersystem (ABS), Antischlupfsystem (ASR), Elektronisches Stabilitätsprogramm (ESP) oder auch elektrohydraulischer Bremse (EHB).

Die Hydraulikeinheit (HE) besteht gewöhnlich aus Magnetventilen, Mehrkolbenpumpen für 2-Kreis-Bremssysteme (Vorderachse und Hinterachse), Elektromotor zum Pumpenantrieb, hydraulischem Speicher und mehreren Druckgebern. Die Druckregelung erfolgt in der Weise, dass zur Bremsmomentreduzierung Druckmittel über Magnetventile aus den Radbremsen in einen Speicher abgelassen wird und von der Pumpe in den Hauptbremszylinder zurückgepumpt wird, was eine Pedalbewegung bewirkt. Ein entsprechendes System ist aus US 4057301 A bekannt.

Sowohl Druckanstieg als auch -abfall wird über Magnetventile gesteuert, bei der teilweise Druckgeber für die Magnetventilsteuerung verwendet werden.

Außer bei der EHB erfolgt die Bremskraftverstärkung mit dem Vakuum-BKV, welcher teilweise Schaltmittel und Sensoren beinhaltet zur sog. Bremsassistentenfunktion und auch zur Erkennung des sog. Ansteuerpunktes. Als Energiequelle für das Vakuum wird bei Ottomotoren der Verbrennungsmotor genutzt, der aber als Direkteinspritzer, insbesondere bei größerer Höhe, nur noch ein schwaches Vakuum liefert. Bei Dieselmotoren wird eine mechanische oder elektrisch angetriebene Vakuumpumpe eingesetzt. Neueste ESP-Systeme sind in der Lage, durch Schaltung der Magnetventile und Pumpe eine zusätzliche Bremskraftverstärkung oder bei Ausfall des BKV eine Bremskraftverstärkung mit größerer Zeitkonstante zu erzielen. Die Beschreibung dieser Systeme und Funktionen ist ausführlich im Bremsenhandbuch Vieweg Verlag, Ausgabe 2003, beschrieben.

Mitte der 1980er Jahre wurde von Teves das sog. Mark II und von Bosch das ABS3 eingesetzt, welche als integrierte Einheiten alle Komponenten für Bremskraftverstärkung und Regelung beinhalteten mit hydraulischem BKV, s. Kraftfahrtechnisches Handbuch Bosch 1986, 20. Auflage. Aus Kostengründen haben sich diese Systeme nicht durchgesetzt, bis auf die Anwendung bei Sonderschutzfahrzeugen. Dasselbe gilt für voll elektrische Bremssysteme, sog. EMB, mit E-Motoren an den Radbremsen, die intensiv in Verbindung mit dem 42-V-Bordnetz entwickelt wurden. Neben den Mehrkosten ist hier ein neues redundantes Bordnetz für die Energieversorgung notwendig, um im Fehlerfall die Bremsfähigkeit eines Bremskreises sicherzustellen.

Zur Gattung der EMB-Systeme zählt auch die Keilbremse mit elektromotorischem Antrieb. Hierfür ist ebenfalls ein redundantes Bordnetz trotz des geringeren Energiebedarfes notwendig. Die konstruktive Realisierung der Keilbremse, welche aus Hysteresegründen zusätzliche Rollen benötigt, welche eine Integration in den Bremssattel erfordern, ist im Augenblick nicht gelöst. Die Keilbremse mit ihren elektromotorischen Antrieben mit Sensoren muss den harten Umgebungsbedingungen (Staub, Wasser, hohe Temperaturen) standhalten.

Die Systeme für BKV und HE sind sehr weit entwickelt, insbesondere die Steuer- und Regelfunktionen für ABS bis ESP. Z. B. ist durch die druckgeführte Steuerung

der Magnetventile eine sehr feine Dosierung des Bremsdruckes möglich, mit dem auch eine variable Bremskraftabstimmung EBV möglich ist. Die Druckabbaugeschwindigkeit ist noch nicht optimal, da sie stark nichtlinear ist. Außerdem wird bei einem  $\mu$ -Sprung oder bei kleinem Reibbeiwert die Druckabbaugeschwindigkeit durch die relative geringe Pumpleistung bestimmt, was zu großen Regelabweichungen führt und damit einen Bremswegverlust zur Folge hat.

Ein Bremssystem ist aus der DE 3342552 bekannt. Bei diesem Bremssystem dient der Hauptbremszylinder zur Erzeugung eines pedalabhängigen Drucks, der als Führungsgröße für eine elektronische Steuer- und Regeleinrichtung dient, welche den Ausgangsdruck einer unmittelbar mit dem Bremskreis verbundenen elektrohydraulischen Servoeinrichtung auf einen durch die Führungsgröße bestimmten Wert regelt. Bei Ausfall der Regeleinrichtung oder der Servoeinrichtung selbst wird der Druck im Bremskreis vom Hauptzylinder erzeugt. Anstelle der im Normalbetrieb mittels des Hauptbremszylinders erzeugten Führungsgröße, ist es möglich, eine im Rahmen eines Antiblockiersystems oder im Rahmen einer Schlupfregelung der Antriebsregelung des Kraftfahrzeuges erzeugte Führungsgröße auf die elektronische Steuer- und Regeleinrichtung und somit auf die elektrohydraulische Servoeinrichtung einwirken lassen. Die Servoeinrichtung weist eine elektrisch betätigte hydraulische Kolben-Zylinder-Einheit auf, deren Arbeitsraum mit dem Bremskreis in Verbindung steht und deren Kolben mittels eines Elektromotors axial verstellbar ist. Die Drehbewegung des Elektromotors wird dabei über eine mit dem Kolben verbundene Spindel in eine Längsbewegung des Kolbens umgesetzt.

Aus WO2004/005095 A1 ist eine Bremsanlage vorbekannt, bei der ein Elektromotor über einen Spindelantrieb die Kolben eines Kolbenzylindersystems antreibt. Die Kolben sind dabei nicht mit der Spindel fest gekoppelt, so dass die maximale Kolbengeschwindigkeit beim Zurückfahren der Spindel und damit die maximale Druckabbaugeschwindigkeit von der Stärke der Druckfedern im Kolbenzylindersystem bestimmt ist. Der einzustellende Bremsdruck in den Radbremsen wird mittels eines Drucksensors ermittelt, wobei der Druck die Regelgröße der Bremsdruckregelung ist.

Die DE 3723916 A1 und DE 3440972 A1 zeigen Systeme mit einem hydraulischen Bremskraftverstärker, welcher neben der reinen Bremskraftverstärkung auch die ABS-Funktion realisiert. In der Druckleitung, welche das Kolbenzylindersystem und die jeweilige Radbremse verbindet ist jeweils nur ein Ventil angeordnet, welches zum Ändern des Druckes in der Radbremse geöffnet und zum Halten des Radbremsendruckes geschlossen ist. Auch bei dieser Bremsdruckregelung ist der Druck die Regelgröße.

Aus DE 19500544 A1 ist ein elektronisch regelbares Bremsbetätigungssystem für blockiergeschützte Kraftfahrzeugbremsanlagen vorbekannt, bei dem mittels eines Bremspedals ein Hauptbremszylinder betätigbar ist. Mittels eines Sensors wird der Betätigungsweg des Bremspedals ermittelt, welcher eine Eingangsgröße für eine Steuereinheit darstellt, welche mehrere Bremsdruckgeber ansteuert, an welche die Fahrzeugbremsen direkt oder über Magnetventile mittels Hydraulikleitungen angeschlossen sind. Die Verbindung der Hydraulikleitungen zu dem Hauptbremszylinder ist durch eine Ventileinrichtung absperrbar. Um eine Erhöhung der Funktionssicherheit, insbesondere bei einem elektrischen Defekt bzw. Ausfall der Fahrzeugelektronik zu erreichen, kann der Kolben des Hauptbremszylinders in der Rückfallebene direkt mittels des Bremspedals zum Druckaufbau in den Radbremsen verstellt werden, wobei hierzu die Ventileinrichtung geöffnet ist. Die Bremsdruckgeber weisen jeweils einen elektrischen Antrieb auf, welcher einen Kolben in einem Zylinder verstellt, so dass sich im Bremskreis ein Druck einstellt, welcher mittels eines Drucksensors ermittelt wird und der Steuereinheit als Eingangsgröße zugeführt wird. Der Druck ist auch bei dieser Bremsdruckregelung die Regelgröße. Eine ähnlich arbeitende Bremsanlage ist aus DE 4239386 A1, DE 10304145 A1 und der DE 19543583 C1 vorbekannt.

Aus DE 4445975 A1 ist eine Bremsanlage für Kraftfahrzeuge bekannt, bei der der Bremsdruck in einer Radbremse mittels eines elektromotorisch angetriebenen Kolbens eines Kolben-Zylinder-Systems eingeregelt wird, wobei auch bei dieser Bremsanlage ein Drucksensor zur Messung der Regelgröße vorgesehen ist. Zum Halten des Bremsdrucks in der Radbremse dient ein 2/2-Wegventil, mittels dem

die Hydraulikleitung zwischen dem Kolben-Zylinder-System und der Radbremse absperrbar ist.

DE 10318401 A1 offenbart eine motorgetriebene Fahrzeugbremsvorrichtung, bei der die Stellung des Bremspedals mittels eines Wegsensors ermittelt und an eine Steuereinheit übermittelt wird. Die Steuereinheit steuert in Abhängigkeit des Fahrzustandes und der Bremspedalstellung einen elektromotorischen Antrieb eines Kolben-Zylinder-Systems, welches zum Druckaufbau in den Bremskreisen dient. Eine mechanische Verbindung zwischen dem Kolben des Kolben-Zylinder-Systems und des Bremspedals ist nicht vorgesehen, so dass in der Rückfallebene kein Druck in den Radbremsen mittels des Bremspedals aufbaubar ist. Mittels den jeweiligen Radbremsen zugeordneten Ein- und Auslassventilen wird der Druck in den Radbremsen eingeregelt. Eine ähnlich arbeitende Bremsanlage ist aus DE 3241662 A1 und DE 19750977 A1 bekannt.

Die US 6079792 zeigt ein herkömmliches hydraulisch wirkendes Bremssystem, bei dem die durch einen Aktor betätigte Kolbenzylindereinheit durch mechanisches Einwirken entlang der Kolben-Zylinder Achse die Radbremsen auslösen kann.

DE 19936433 A1 und DE 10057557 A1 offenbaren Bremsanlagen bei denen auf den von Bremspedal verstellbaren Kolben des Hauptbremszylinders mittels elektromagnetischer Antriebe eine unterstützende Kraft aufbringbar ist. Auch bei diesen Bremsanlagen ist der Druck im Hauptbremszylinder die Regelgröße des Bremsdruckregelvorganges.

Aus der DE 69515272 T2 ist ein Bremssteuerverfahren zum Steuern eines Aktuators zur elektrohydraulischen Bremsdruckmodulation bekannt, bei dem der ein Bremsdruck ausschließlich mittels des Aktuators über eine Spindel und Kolben-Zylinder-Einheit eingestellt wird und Effekte aus der Regelstrecke ausgeregelt werden können.

Ferner ist aus der EP 0840441 B1 eine feldorientierte Regelung bekannt, die es erlaubt, eine Drehfeldmaschine die sowohl im Antriebs- wie auch Generatorbetrieb arbeitet so zu regeln, dass unvorteilhafte Überströme vermieden werden. Sie beschreibt Möglichkeiten einer Regler-basierten Lösung zur Einregelung eines vorgegebenen Generator-(Brems)-moments. Damit ist es möglich bei einer Drehfeldmaschine in Kenntnis der Statorströme, der

Motordrehzahl, der Rotordrehzahl, sowie der flussabhängigen Induktivitäten mittels der Spannungskomponenten ein Wunschbremsmoment einzustellen.

Weiterhin wird auf die DE 19939950 A1 und die DE 4239386 A1 verwiesen.

### **Aufgabe der Erfindung**

Die vorliegende Erfindung hat die Aufgabe, ein verbessertes Verfahren zur Steuerung einer Bremsanlage bereitzustellen.

Diese Aufgabe wird vorteilhaft durch ein Verfahren mit den Merkmalen des Anspruch 1 gelöst. Weitere vorteilhafte Ausgestaltungen der Bremsanlage nach Anspruch 1 ergeben sich durch die Merkmale der Unteransprüche.

Das erfindungsgemäße Bremssystem zeichnet sich vorteilhaft dadurch aus, dass eine variable Pedalcharakteristik eingeregelt wird, eine Zuordnung zwischen Druck und Pedalkraft frei variabel ist, bei einem rekuperierbaren Bremsen mittels eines Generators eine Berücksichtigung mittels eines Korrekturwertes erfolgt, die Bremswirkung des Generators berücksichtigt wird und die Antriebsvorrichtung der Bremsanlage ein bürstenloser Elektromotor ist, bei dem unter Berücksichtigung einer Positionsmessung des Rotors des Elektromotors sowie einer Strommessung drei Stränge mittels eines Microcontrollers angesteuert werden. Die Kolben-Zylinder-Einheit kann gleichsam für den Bremsdruckaufbau und Bremsdruckabbau, zur Realisierung der ABS- und Antischlupfregelung sowie bei Ausfall der Energieversorgung oder Fehlfunktion der Antriebsvorrichtung dienen. Somit ergibt sich vorteilhaft eine kleine integrierte und kostengünstige Baueinheit für die Bremskraftverstärkung (BKV) und Regelung, womit eine Einsparung von Bauraum, Montagekosten und zusätzlichen hydraulischen und Vakuum-Verbindungsleitungen einhergeht. Zudem wirkt aufgrund der kurzen Baulänge, vorteilhaft z.B. der Federdom bei einem Frontcrash nicht auf den Hauptzylinder und das Pedalwerk ein.

Durch das vorteilhafte Vorsehen einer Sensorik sowie eines Wegsimulators, kann eine variable Pedalcharakteristik wie Brake-by-wire-Funktion, d.h. Bremsdruckanstieg unabhängig von Pedalbetätigung frei variabel, auch unter Berücksichtigung der Bremswirkung des Generators bei rekuperierbaren Bremsen, eingeregelt werden.

Aus der Fachliteratur, z.B. Schröder D., Elektrische Antriebe- Regelung von Antriebssystemen, 2. Auflage, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2001 ist bekannt, dass unter Kenntnis der festen, geometrischer Größen (Polpaarzahl), den motortypischen Induktivitäten (aus Datenblatt des Motors) sowie den messbaren Strömen  $I_E$  (bzw.  $\Psi_{PM}$ );  $I_q$ ;  $I_d$  eine Generatorbremsmoment abgeschätzt werden kann. Ein ähnliches Bremssystem, dass ein regeneratives Bremsmoment berücksichtigt ist aus der DE 19939950 A1 bekannt.

Ebenso erfolgt bei der entsprechenden Ausführung kein nachteiliges Durchfallen des Bremspedals bei Ausfall des Antriebs, da das Pedal direkt auf den Kolben des Systems wirkt. Vorteilhaft ergeben sich hierdurch gleichfalls geringere Pedalkräfte bei Ausfall der Energieversorgung, da die Kolben eine kleinere Wirkfläche haben als konventionelle Hauptbremszylinder. Dies ist möglich durch Trennung des Kolbenweges bei intakter und ausgefallener Verstärkung. Man spricht hier von einem Übersetzungssprung, der die Pedalkraft für dieselbe Bremswirkung um bis zu 40 % reduziert. Durch die Reduzierung des Gesamtaufwandes einschließlich der elektrischen Anschlüsse, ergibt sich zudem vorteilhaft eine Reduzierung der Ausfallrate.

Durch den elektromotorischen Antrieb ist weiterhin eine Verbesserung der ABS/ESP Regelung durch fein dosierte Drucksteuerung mit variablen Druckanstiegs- und insbesondere Druckabfallsgeschwindigkeiten realisierbar. Auch ist eine Druckabsenkung unter 1 bar im Bereich des Vakuums für Funktion bei kleinsten Reibkraftbeiwerten, z. B. nassem Eis, möglich. Ebenso ist ein schneller Druckanstieg bei Bremsbeginn z.B. 0 – 100 bar in weniger als 50 ms erzielbar, was eine erhebliche Bremswegverkürzung zur Folge hat.

Durch das vorteilhafte Vorsehen eines 2/2-Wegeventils für die Bremskraftverstärkung und die Regelfunktion benötigt die erfindungsgemäße Bremsanlage erheblich weniger Energie.

Es ist ferner möglich, für jeden Bremskreis oder jede Radbremse ein eigenes Kolben-Zylinder-System mit jeweils dazugehörigem Antrieb vorzusehen. Ebenso ist es möglich, ein Kolben-Zylinder-System zu verwenden, bei dem zwei Kolben in einem Zylinder axial verschiebbar angeordnet sind, wobei die Zylinder hydraulisch gekoppelt sind und lediglich ein Kolben mechanisch von der Antriebsvorrichtung elektromotorisch angetrieben ist.

Nachfolgend werden verschiedene Ausgestaltungen der erfindungsgemäßen Bremsanlage anhand von Zeichnungen näher erläutert.

Es zeigen:

- Fig.1: Eine erste Ausführungsform einer Bremsanlage mit einem Bremskreis für zwei Radbremsen;
- Fig. 2: eine zweite Ausführungsform der Bremsanlage mit zwei Kolben-Zylinder-Systemen für zwei Bremskreise für jeweils zwei Radbremsen;
- Fig. 3: einen Wegsimulator für das erfindungsgemäße Bremssystem;
- Fig. 4: ein Kolben-Zylinder-System mit einem Zylinder und zwei Kolben;
- Fig. 5 und 5a: Verbindung zwischen Betätigungseinrichtung und Kolben-Zylinder-Systemen;
- Fig. 6: eine Seitenansicht der integrierten Baueinheit mit Gehäuse;
- Fig. 7: Kennlinien des Bremssystems;
- Fig. 8 und 8a: Kolbenantrieb über eine Kurbelschwinge
- Fig. 9: Kolbenantrieb über eine Spindel
- Fig. 10: Kolbenbetätigung mit überlagerter Pedalkraft

Die Fig. 1 zeigt einen Ausschnitt aus der integrierten Einheit, die für die Druckerzeugung bzw. Bremskraftverstärkung zuständig ist. Hierbei wird der Kolben 1 mit den üblichen Dichtungen 2 und 3 im Zylindergehäuse 4 parallel zum Kolben über eine speziell gestaltete Zahnstange 5a bewegt. Die Dichtung 2 ist so konzipiert, dass sie auch bei Unterdruck in der Kolbenkammer 4' abdichtet. Diese Zahnstange 5a überträgt die Kraft auf das vordere ballige Ende des Kolbens 1. Dieser hat an dieser Stelle einen Bundbolzen 1a, über den die Zahnstange 5a mit Rückstellfeder 9 den Kolben in die Ausgangsstellung bringt. Hier liegt die



Zahnstange am Zylindergehäuse 4a an. Diese außenliegende Feder hat den Vorteil, dass der Zylinder kurz baut und wenig Totraum hat, was für die Entlüftung vorteilhaft ist. Die Zahnstange hat wegen der Querkräfte eine Lagerung in den Rollen 10 und 11 mit Gleitstück 12. Die Figur 1 zeigt deutlich, dass die parallele Anordnung der Zahnstange zum Kolben eine kurze Baulänge bewirkt. Die Baueinheit muss sehr kurz bauen, um außerhalb der Crashzone zu sein. Die Zahnstange ist durch ein in Fig. 5a dargestelltes H-Profil sehr biegesteif. Die Anordnung der Rollen ist so gewählt, dass die Zahnstange in der Endstellung 5b (gestrichelt dargestellt) mit der größten Biegekraft durch die versetzt angreifende Druckkraft eine relativ kleine Biegelänge hat. Die Zahnstange wird über Zahnprofil 5a' und Zahnrad 6 über das Getrieberad 7 vom Ritzel des Motors 8 angetrieben. Dieser Motor mit kleiner Zeitkonstante ist vorzugsweise ein bürstenloser Motor als Glockenläufer mit eisenloser Wicklung oder vorzugsweise ein Motor entsprechend der PCT-Patentanmeldungen PCT/EP2005/002440 und PCT/EP2005/002441. Dieser wird von den Endstufen 21 vorzugsweise über drei Stränge von einem Microcontroller (MC) 22 gesteuert. Hierfür misst ein Shunt 23 den Strom und ein Sensorsignal 24 und gibt die Position des Rotors und über entsprechende Zähler die Position des Kolbens an. Die Strom- und Positionsmessung wird neben der Motorsteuerung zur indirekten Druckmessung genutzt, da das Motormoment proportional zur Druckkraft ist. Hierfür muss im Fahrzeug bei Inbetriebnahme und auch während des Betriebs ein Kennfeld angelegt werden, in dem den verschiedenen Strömstärken die Position des Kolbens zugeordnet wird. Im Betrieb wird dann entsprechend der später beschriebenen Verstärkerkennlinie eine Position des Kolbens angefahren, die entsprechend dem Kennfeld einem bestimmten Druck entspricht. Stimmen Position und Motormoment nicht ganz überein, z. B. durch Temperatureinfluss, so wird das Kennfeld im Betrieb adaptiert. Dadurch wird das Kennfeld laufend adaptiert. Das Ausgangskennfeld wird gebildet aus vorzugsweise Druck-Volumen-Kennlinie der Radbremse, Motorkennwert, Getriebewirkungsgrad und Fahrzeugverzögerung. Mit letzterer kann eine pedalkraftproportionale Fahrzeugverzögerung erreicht werden, damit sich der Fahrer nicht auf unterschiedliche Bremswirkungen einstellen muss.

Der Kolben 1 erzeugt in der Leitung 13 einen entsprechenden Druck, der über das 2/2-Magnetventil (MV) 14 zur Radbremse 15 bzw. über Magnetventil MV 16 zur Radbremse 17 gelangt. Diese vorbeschriebene Anordnung hat mehrere Vorteile. Anstelle der zwei kostengünstigen kleinen Magnetventile könnte eine weitere Kolben-Motoreinheit eingesetzt werden wie sie in Fig. 4 dargestellt ist. Dies bedeutet jedoch erheblich mehr Kosten, Gewicht und Bauraum.

Es genügt, für jeden Bremskreis eine Kolben-Motoreinheit einzusetzen.

Der zweite Vorteil ist der sehr kleine Energiebedarf und auch die Auslegung des Motors nur für Impulsbetrieb. Dieser wird erreicht, indem bei Erreichen des Sollwertes des Druckes bzw. Motormoments die Magnetventile geschlossen werden und der Motor anschließend nur noch mit geringer Stromstärke betrieben wird, bis vom Bremspedal ein neuer Sollwert vorgegeben wird. Damit wird der Energiebedarf bzw. die mittlere Leistung extrem klein. Z.B. würde bei einer herkömmlichen Auslegung bei einer Vollbremsung aus 100 km/h der Motor 3 einen hohen Strom aufnehmen. Entsprechend der Erfindung benötigt der Motor für den Kolbenweg nur ca. 0,05 s Strom, was 1,7 % ausmacht. Wenn die Werte auf die Leistung bezogen werden, so würde im herkömmlichen Fall das Bordnetz mit >1000 W über mindestens 3 s belastet und beim vorgeschlagenen Impulsbetrieb nur ca. 50 W mittlerer Leistung. Eine noch größere Energieeinsparung ergibt sich bei einer Vollbremsung aus 250 km/h mit Bremszeiten bis zu 10 s auf trockener Straße. Zur Entlastung der Impulsbelastung des Bordnetzes kann hier ein Speicherkondensator 27 in der Stromversorgung verwendet werden, der auch entsprechend der Linie mit Pfeil für die weiteren Elektromotoren verwendet werden kann.

In der Druckleitung 13 können vor oder nach dem Magnetventil Druckgeber eingesetzt werden, welche nicht dargestellt sind, da diese dem Stand der Technik entsprechen.

Der Kolben 1 wird über das Schnüffelloch mit Flüssigkeit aus dem Vorratsbehälter 18 versorgt. In dieser Leitung ist ein Magnetventil 19 eingeschaltet. Erfolgt eine schnelle Kolbenbewegung zur Druckreduzierung, so könnte die Dichtung 3 insbesondere bei kleinen Drücken Flüssigkeit aus dem Vorratsbehälter nachschnüffeln, was bekannter Weise nachteilig ist. Hierzu wird das Niederdruck-Magnetventil 19 eingeschaltet und die Verbindung zum Vorratsbehälter

unterbrochen. Mit dieser Schaltung kann auch Unterdruck in den Radkreisen 15/17 erzielt werden, was der Radregelung bei sehr kleinen Reibbeiwerten z. B. auf nassem Eis zugutekommt, da in der Radbremse kein Bremsmoment erzeugt wird. Andererseits kann das Nachschnüffeln bei Dampfblasenbildung bewusst genutzt werden, bei der der Kolben bereits am Anschlag ist ohne dass der entsprechende Druck erreicht ist. Hierbei werden die Kolben mit den Magnetventilen entsprechend gesteuert, so dass der oszillierende Kolben Druck aufbaut. Beim Verzicht auf diese Funktion kann an Stelle des Magnetventils 19 eine schnüffelfeste Dichtung 3 eingesetzt werden.

Die Magnetventile 14, 16, 19 werden über Endstufen 28 vom Microcontroller 22 gesteuert.

Bei Ausfall der Energieversorgung oder des Elektromotors wird der Kolben von einem Hebel 26 der Betätigungseinrichtung bewegt. Zwischen diesem und dem Kolben ist ein Spiel eingebaut, das verhindert, dass bei schneller Pedalbetätigung der Hebel auf den Kolben auftrifft, bevor der Motor den Kolben bewegt.

Die Regelfunktion bezüglich Radgeschwindigkeit und Raddruck bei ABS / ASR oder Gierrate und Raddruck bei ESP wurde in verschiedenen Publikationen dargestellt, so dass auf eine erneute Beschreibung verzichtet wird. In einer Tabelle sollen die wesentlichen Funktionen des neuen Systems gezeigt werden:

		<b>Druck</b>		<b>Druck</b>	
<b>Funktionen</b>	Elektromotor	Radbremse 15	Magnet- ventil 14 1	Radbremse 17	Magnet- ventil 15 1
<b>BKV</b>	Ein	Aufbau	0	Aufbau	0
	teilbestromt	P = konstant	1	P = konstant	1
	teilbestromt	Abbau	0	Abbau	0

<b>Bremsregelung</b>	Ein	Aufbau	0	Aufbau	0
	teilbestromt	P = konstant	1	P = konstant	0
	Ein	Aufbau	0	P = konstant	1
	teilbestromt	Abbau	0	P = konstant	1
	teilbestromt	Abbau	0	Abbau	0

Die Höhe der Teilbestromung richtet sich nach der von dem BKV oder der Bremsregelung gewünschten Druckanstiegs- oder Abbaugeschwindigkeit. Entscheidend ist hierfür eine extrem kleine Zeitkonstante des Elektromotors, d. h. ein zeitlich schneller Momentanstieg und Momentreduzierung über kleine bewegliche Massen des gesamten Antriebs, da die Kolbengeschwindigkeit die Druckänderungsgeschwindigkeit bestimmt. Zusätzlich ist für eine Bremsregelung eine schnelle und genaue Positionsregelung der Kolben notwendig. Bei der schnellen Momentenreduzierung wirkt zusätzlich die von den Bremsattel herrührende Druckkraft unterstützend, welche aber bei kleinen Drücken gering ist. Aber gerade hier soll auch die Druckabfallgeschwindigkeit groß sein, um große Regelabweichungen von der Radgeschwindigkeit auf z. B. Eis zu vermeiden.

Bei diesem Konzept besteht ein entscheidender Vorteil gegenüber der herkömmlichen Drucksteuerung über Magnetventile, da die Kolbengeschwindigkeit die Druckänderungsgeschwindigkeit bestimmt. Z. B. ist bei kleinem Differenzdruck am Druckabbau bestimmenden Auslassventil der Durchfluss und damit die Druckabsenkungsgeschwindigkeit gering. Die Kolbeneinheit kann wie bereits erwähnt für jedes Rad getrennt mit und ohne Magnetventil eingesetzt werden. Um die Vorteile des geringen Energieverbrauches zu nutzen, müsste der Elektromotor mit einer schnellen elektromagnetischen Bremse erweitert werden, welche aber aufwändiger ist. Die gezeigte Ausführung mit einer Kolbeneinheit

und zwei Magnetventilen ist vom Bauraum und den Kosten her zu bevorzugen. Regelungstechnisch gilt jedoch hier die Einschränkung, dass bei einem Druckabbau an einem Rad das andere Rad keinen Druck aufbauen kann. Da jedoch die Druckabbauzeit ca. < 10 % der Druckaufbauzeit im Regelzyklus beträgt, ist diese Einschränkung ohne nennenswerten Nachteil. Die Regelalgorithmen müssen entsprechend angepasst werden z.B. muss nach einer Phase konstanten Drucks von Öffnung des Magnetventils der Elektromotor mit einem Strom erregt werden, dem der passende Druck in der Radbremse gemäß der BKV-Kennlinie zugeordnet ist oder z.B. 20% höher ist als der vorausgegangene Blockierdruck im Regelzyklus. Alternativ kann z.B. auch während der Regelung ein adaptives Druckniveau eingesteuert werden, welches 20 % höher liegt als der höchste Blockierdruck der Achse oder des Fahrzeugs. Als Blockierdruck gilt der Druck, bei dem das Rad instabil in größerem Schlupf läuft.

Das Konzept bietet zusätzlich regelungstechnisch neue Möglichkeiten zur Druckabsenkung. Regelungstechnisch gilt, dass die Druckabsenkung und Bremsmomentreduzierung im Wesentlichen proportional zur Drehbeschleunigung des Rades, der Hysterese der Dichtung und umgekehrt proportional zum Trägheitsmoment des Rades sind. Aus diesen Werten kann jeweils der Betrag der erforderlichen Druckabsenkung berechnet werden und der Kolben kann bei geschlossenen MV bereits das entsprechende Volumen unter Berücksichtigung des beschriebenen Kennfeldes bereitstellen. Wenn dann das MV öffnet, erfolgt eine sehr schnelle Druckabsenkung praktisch in das Vakuum. Hierbei wird zugrunde gelegt, dass das MV durch entsprechende Öffnungsquerschnitte im Gegensatz zu heutigen Lösungen eine kleinere Drosselwirkung besitzt. Hierbei kann der Druckabbau schneller als bei konventionellen Lösungen über ein speziell bereitgestelltes Kammervolumen entsprechend der Druckvolumenkennlinie erfolgen. Alternativ ist eine Druckabsenkung in ein Kammervolumen, welches geringfügig größer als der notwendige Druckabbau ist, möglich, z.B. durch entsprechende Verstellgeschwindigkeit des Kolbens. Zur genauen Regelung des Druckabbaus ist hier eine sehr kleine Schaltzeit zum Schließen des Magnetventils notwendig, was vorzugsweise durch Vorerregung und/oder Übererregung gelöst werden kann. Außerdem ist es für Spezialfälle der Regelung vorteilhaft,

Magnetanker des 2/2 Magnetventils über bekannte PWM-Verfahren in eine Zwischenstellung zu bringen, um eine Drosselwirkung zu erzeugen.

Der sehr schnelle Druckabbau kann möglicherweise Druckschwingungen erzeugen, die auf das Rad zurückwirken. Um diese schädliche Wirkung zu vermeiden, kann der Kolbenweg als weitere Alternative entsprechend, z.B. 80% des erforderlichen Druckabbaus angesteuert werden (schneller Druckabbau). Die restlichen erforderlichen 20% des Druckabbaus können dann durch eine anschließend gesteuerte langsame Kolbenbewegung langsam geschehen oder bei der Alternative mit der Druckabbausteuerung über Magnetventile durch Taktung des Magnetventils und gestuften Abbau. So werden schädliche Radschwingungen vermieden. Der langsame Druckabbau kann so lange fortgesetzt werden, bis das Rad bei der ABS-Regelung wieder beschleunigt.

Damit sind sehr kleine Regelabweichungen der Radgeschwindigkeit möglich. Sinngemäß kann die oben beschriebene Methode auch auf den Druckaufbau angewendet werden. Die Geschwindigkeiten der Druckerhöhung können nach regelungstechnischen Kriterien optimiert werden. Damit kann das Ziel erreicht werden, dass das Rad in unmittelbarer Nähe des Reibkraftmaximums gebremst wird und so optimale Bremswirkung bei optimaler Fahrstabilität erreicht wird.

Vorstehend wurden Spezialfälle der Regelung erwähnt, bei der eine Drosselwirkung vorteilhaft ist. Dies ist z.B. der Fall, wenn bei beiden Rädern gleichzeitig ein Druckabbau notwendig ist. Hier ist die Drosselwirkung vorteilhaft, bis der Stellkolben ein so großes Kammervolumen bereitgestellt hat, so dass von unterschiedlichem Druckniveau der dann anschließend schnelle Druckabbau in das Vakuum erfolgen kann. Ähnlich kann verfahren werden, d.h. wenn die Magnetventile im Ventilquerschnitt eine eingebaute Drossel haben und an beiden Radkreisen gleichzeitig Druckaufbau stattfinden soll. Der individuelle alternierende Druckaufbau ist jedoch zu bevorzugen wegen des dosierten Druckaufbaus mit Auswertung des Kennfeldes und geregelter Verstellgeschwindigkeit des Kolbens. Dasselbe alternierende Verfahren kann alternativ zu o.g. mit der Drosselwirkung für den Druckabbau angewandt werden. Als weitere Möglichkeit kann der Kolben bereits mit einem Regelsignal mit

geringerer Ansprechschwelle als das Regelsignal für den Druckabbau zurückgefahren werden. Nach dem Stand der Technik ist dies das Signal, bei dem der Regler eine Blockierneigung erkennt und das MV auf Druckhalten schaltet (siehe Bremsenhandbuch S. 52-53). Dieses Signal wird 5-10 ms vor dem Signal zum Druckabbau ausgegeben. Der vorgeschlagene schnelle Antrieb ist in der Lage, innerhalb von ca. 5ms ein Kammervolumen für 10 bar Druckabsenkung bereitzustellen.

Anhand der Kolbenstellung zum Druckabbau kann der Regler entscheiden, ob genügend Kammervolumen für den gleichzeitigen Druckabbau für beide Radbremsen bereitsteht.

Diese Ausführungen zeigen, dass das Konzept mit dem schnellen und variabel geregelten elektromotorischen Kolbenantrieb und dem Magnetventil mit der Auswertung des Druckes und Kennfeldes ein hohes Potenzial für den Regler darstellt, was zusätzliche Bremswegverkürzungen und Fahrstabilität ermöglicht.

Die Fig. 2 zeigt die gesamte integrierte Einheit für BKV und Regelfunktionen. Die Einheit besteht aus zwei Kolbeneinheiten mit zugehörigen Elektromotoren und Getrieben gem. Fig. 1 für zwei Bremskreise und vier Radbremsen. Die Kolbeneinheiten sind im Gehäuse 4 untergebracht. Dieses Gehäuse ist an der Stirnwand 29 befestigt.

Das Bremspedal 30 überträgt die Pedalkraft und Bewegung über den Lagerbolzen 31 auf ein Gabelstück 32, welches über ein Kugelgelenk auf die Betätigungseinrichtung 33 wirkt. Diese hat einen zylinderförmigen Fortsatz 34 mit einer Stange 35.

Zylinder 34 und Stange 35 sind in einer Buchse 37 gelagert. Diese nimmt die Wegsimulatorfedern 36 und 36a auf, wobei eine Feder schwach und die andere Feder stark progressiv im Kraftanstieg wirkt. Der Wegsimulator kann auch aus noch mehr Federn oder Gummielementen aufgebaut sein. Dieser gibt die Pedalkraftcharakteristik vor. Der Pedalweg wird von einem Sensor 38 erfasst, welcher im gezeichneten Beispiel nach dem Wirbelstromprinzip aufgebaut ist, in dem die Stange 35 mit einem Target eintaucht.

Die Pedalbewegung wird auf die Elemente 32 und 33 übertragen, der Kolben 34 bewegt sich mit der Stange 35 in der Buchse 37. An der Betätigungseinrichtung ist ein Hebel 26 drehbar gelagert, welcher bei Ausfall der Energieversorgung auf die Kolben trifft. Der Pedalwegsensor liefert das Wegsignal zum elektronischen Steuergerät, welches entsprechend der BKV Kennlinie, wie sie in Fig. 7 beschrieben ist, eine Bewegung der Kolben über den Elektromotor bewirkt. Die Parameter dieser Kennlinie werden in Fig. 7 näher beschrieben. Zwischen dem Hebel 26 und den beiden Kolben 1 ist ein Spiel  $s_0$  vorgesehen, wie in Fig. 1 dargestellt. Die Betätigungseinrichtung hat über den Bolzen 39, der versetzt dargestellt ist, eine Verdrehsicherung und eine Rückstellfeder 40, welche die nicht gezeichnete Pedalrückstellfeder unterstützt. Nach dem Stand der Technik sind viele Wegsimulatorlösungen bekannt, welche auch teilweise hydraulisch über Kolben betätigt werden und über Magnetventile abgesperrt werden, wenn die Energieversorgung ausfällt. Diese Lösung ist aufwändig und hysteresebefahet. Auch sind Lösungen bekannt, bei denen der Wegsimulatorweg bei Ausfall der Energieversorgung als Verlustweg eingeht bei Betätigung der Kolben zur Bremsdruckerzeugung.

Ziel der Erfindung ist eine einfache Lösung, bei der bei Ausfall der Energieversorgung der Wegsimulator ausgeschaltet wird. Zu diesem Zweck wird auf die Buchse 37 bei intakter Energieversorgung über den Ankerhebel 41 mit großem Übersetzungsverhältnis und den Haltemagneten 42 eine Gegenkraft ausgeübt, die entfällt, wenn die elektrische Energieversorgung ausfällt. Zur Reduzierung des Magneten können auch zweistufige Hebel eingesetzt werden. Im Einzelnen wird dies in Fig. 3 beschrieben. In diesem Fall kommt der Hebel über das Bremspedal mit den beiden Kolben nach Durchlaufen des Spiels so in Kontakt und kann somit die Pedalkraft auf die Kolben übertragen. Die Kolben sind so dimensioniert, dass sie bei vollem Pedalhub einen Druck erzeugen, welcher noch eine gute Bremswirkung ergibt, z. B. 80 %. Der Kolbenhub ist jedoch erheblich größer als der Pedalhub und kann bei intakter Energieversorgung und elektrischem Antrieb viel höhere Bremsdrücke erzeugen. Die entsprechende Pedalkraft kann jedoch der Fahrer nicht aufbringen. Man spricht bei dieser Auslegung von einem Übersetzungssprung, der mit Entkopplung der Betätigungseinheit mit Wegsimulator vom Kolben möglich ist. Bei konventioneller



Bauweise, bei der BKV und Hauptbremszylinder mit Kolben hintereinander geschaltet sind, steigt die erforderliche Pedalkraft bei Ausfall der Energieversorgung bis zum Faktor 5 für denselben Radbremsdruck an. Bei der neuen Auslegung kann z. B. der Faktor auf 3 reduziert werden. Dieser Fall ist z. B. beim Abschleppen eines Fahrzeugs bei ausgefallener Batterie relevant.

Der Hebel 26 ist drehbar gelagert, damit er Toleranzen bei der Bewegung der Kolben berücksichtigen kann, z. B. infolge unterschiedlicher Entlüftung. Dieser Ausgleich kann auch begrenzt werden, so dass der Hebel auf einen Anschlag 33a der Betätigungseinrichtung zur Anlage kommt.

Es müssen jedoch noch weitere Fehlerfälle betrachtet werden.

#### **Ausfall eines Elektromotors.**

In diesem Fall ist die Verstärkung und Regelung beim benachbarten intakten Kolbenantrieb voll wirksam. Über den Hebel 26 wird im ausgefallenen Kreis Bremsdruck erzeugt, nachdem er am Anschlag 33a anliegt. Hier kann zusätzlich noch die Verstärkerkennlinie des zweiten Kreises erhöht werden, was die erforderliche Pedalkraft reduziert. Dies kann jedoch auch ohne Anschlag erfolgen.

#### **Ausfall eines Bremskreises.**

Hier fährt der Kolben auf Anschlag im Gehäuse 4. Der intakte zweite Kreis ist voll wirksam. Es entsteht nicht wie bei konventionellen heutigen Systemen ein durchfallendes Pedal, welches den Fahrer bekanntlich sehr irritiert. Die Irritation kann auch zu einem vollen Verlust der Bremswirkung führen, wenn er das Pedal nicht durchtritt.

Die Fig. 3 beschreibt die Funktion der Wegsimulatorarretierung. Im Grenzfall kann der Fahrer hohe Pedalkräfte aufbringen, was die Arretierung über den Ankerhebel 41 aufbringen muss. Um zu vermeiden, dass der Magnet 42 mit Erregerspule 43 diese Kräfte voll aufbringen muss, greift das obere ballige Ende 41a des Hebels asymmetrisch an der Buchse 37 an. Wird nun das Pedal bis zum Auftreffen der

Stange 35 auf den Boden 37b ausgelenkt, so bewirkt diese Hebelwirkung eine leichte Verdrehung der Buchse 37, was Reibung in der Führung erzeugt, wobei zusätzlich die Nase 37a sich am Gehäuse 4 abstützen kann. Somit kann die Magnetkraft relativ klein gehalten werden. Der Magnet wird außerdem als Haftmagnet 42 ausgelegt, so dass infolge des kleinen Luftspaltes eine kleine Halteleistung notwendig ist. Bei Ausfall der Energieversorgung wird der Ankerhebel 41 von der Buchse 37 in die strichpunktierte Position 41' ausgelenkt. Wenn die Betätigungseinrichtung 33 wieder in die Ausgangsstellung zurückgeht, bringt die Rückstellfeder 44 den Ankerhebel wieder in Ausgangsstellung.

Der Sensor 38 wurde an das Ende der Bohrung der Buchse im Gehäuse 4 versetzt, was Vorteile für die Kontaktierung mit dem el. Steuergerät hat, wie dies in Fig. 6 dargestellt ist. Dasselbe gilt für den Bremslichtschalter 46. In diesem Ausführungsbeispiel ist das Target 45 für den Wirbelstromsensor gezeichnet.

Die Arretierung des Wegsimulators über die Buchse 37 kann verändert werden, um die in Fig. 7 beschriebene Pedalrückwirkung bei ABS zu vermeiden. Hierzu kann der Hebel 41 mit seiner Lagerung und Magnet 42 mit Aufnahme 42a über einen Elektromotor 60 bewegt werden, der eine Spindel 60a über ein Getriebe 60b antreibt. An der Verlängerung der Spindel ist der Hebel gelagert und das Magnetgehäuse befestigt.

Die Fig. 4 zeigt eine prinzipielle Darstellung einer Lösung mit nur einem E-Motor 7a. Diese Beschreibung baut auf Fig. 1 und Fig. 2 auf. Das Antriebsritzel des Motors bewegt die Zahnstange 5c, welche ähnlich Fig. 1 auch parallel versetzt werden kann. Diese ist mit einem Kolben 1a verbunden, welcher Druck im Bremskreis 13a aufbaut und zugleich über den Druck den Kolben 1a verschiebt, der im Bremskreis 13 Druck aufbaut. Diese Kolbenanordnung entspricht einem konventionellen Hauptbremszylinder für dessen Kolben und Dichtungsausführungen viele Varianten existieren. In den Bremskreisen sind wie bei den vorstehenden Figuren die 2/2-Wege-Magnetventile 14, 14a, 15, 15a angeordnet. Die ABS Druckmodulation erfolgt in der zuvor beschriebenen Weise. Die BKV-Funktion erfolgt über einen parallel angeordneten Wegsimulation 36 und Wegsensor 38. Auch hier ist zwischen Kolben 1a und Bremspedal ein Spiel oder

Leerhub  $s_0$  vorgesehen. Die Bremsflüssigkeit gelangt vom Vorratsbehälter 18, 18a in die Kolbenkammern. Diese Anordnung ist kostengünstig. Die Dynamik der BKV-Funktion im Druckaufbau ist geringer als bei der Variante mit zwei Motoren, da der E-Motor das doppelte Moment aufbringen muss. Es entfällt außerdem die Redundanzfunktion des 2. Motors wie sie in Fig. 7 beschrieben ist, einschließlich eines durchfallenden Pedals bei Bremskreisausfall.

Die Fig. 5 zeigt die Ansicht von der Stirnwand auf die integrierte Baueinheit, deren Flansch 4b mittels Schrauben 47 mit der Stirnwand verschraubt ist. Zu sehen sind hier die Betätigungseinheit 33, Hebel 26 und ein nicht versetzt gezeichneter Bolzen 39 als Verdrehsicherung. Zum Größenvergleich ist hier die Umrisskontur eines 10"-Vakuum-BKV eingezeichnet. Hier zeigt sich ein wichtiger Vorteil in der Bauhöhe mit dem Deckel 48 des Vorratsbehälters. Entsprechend dem Abstand A könnte die Stirnwand abgesenkt werden, was die Designer wünschen. Auf der linken Seite des Flansches ist, mit Hinweis auf Fig. 5a, gestrichelt der Antrieb der Zahnstange 5 gezeichnet. Dieses Detail ist vergrößert als Fig. 5a auf der rechten Bildhälfte dargestellt. Das Ritzel des Zahnrades 6 greift auf beiden Seiten in die H-förmige Gestaltung der Zahnstange 5. Die beschriebenen Querkräfte werden von der Rolle 10 bzw. 11 entsprechend Fig. 1 mit Lagerung 10a abgestützt. Aus Kostengründen kann die Zahnstange aus Kunststoff hergestellt werden. Da dessen Flächenpressung nicht ausreicht, werden hier harte Blechstreifen 49 eingelegt, die sich bei leicht balliger Ausbildung der Auflage an die Rollen anpassen. In das Ritzel 6 ist das Getrieberad 7 eingepresst, welches mit dem Motorritzel im Eingriff ist. Vorzugsweise ist das Ritzel im Motorgehäuse 8a gelagert.

Die Fig. 6 zeigt die Seitenansicht der integrierten Baueinheit mit Gehäuse 4, Gabelstück 32 für Bremspedal 30, Betätigungseinheit 33, Flansch 45, Befestigungsschrauben 47, Deckel 48. Diese Ansicht zeigt die kurze Baulänge, bei der auf der Vorderseite das elektronische Steuergerät 50 angebracht ist. Dieses ist nach dem Stand der Technik mit den Spulen bzw. einem Teil des Magnetkreises der Magnetventile 14 u. 16 verbunden, um zusätzlich Kontaktierungs- und elektrische Verbindungsleitungen einzusparen. Dieses Merkmal kann erweitert werden, indem alle elektrischen Komponenten wie

Elektromotor 8, Magnetspule 43, Wegsensor 38, Bremslichtschalter 46, Bremsflüssigkeitsniveaugeber 53 direkt mit dem Steuergerät ohne elektrische Verbindungsleitungen kontaktiert werden. In diesem Fall müsste das Steuergerät von oben Richtung 50a eingebaut werden. Es ist jedoch auch in Richtung 50b möglich, was eine geänderte Anordnung der Magnetspule zur Folge hat.

Die Magnetventile werden vorzugsweise auf einer Trägerplatte 51 befestigt, da diese aus Kostengründen in Aluminium mit hoher Bruchdehnung eingepresst werden. In diese Trägerplatte werden die Verschlusschrauben 52 für die Bremsleitungen eingeschraubt. Im mittleren Teil des Steuergerätes ist die Kontaktierung eingezeichnet, welche im Bereich 54 eine redundante Stromversorgung, im Bereich 55 die Busleitung, bei 56 die Sensoren für ABS und ESP beinhaltet.

Die Fig. 7 zeigt die wesentlichen Kennlinien des Bremssystems. Dargestellt sind Pedalkraft  $F_p$ , Bremskraftdruck  $p$  und Pedalweg an der Betätigungseinheit. Üblicherweise wird von hier zum Pedalfuß eine Übersetzung von 4 bis 5 gewählt. Der Pedalweg hat sein Maximum bei  $S_p$  und die Kolben, wie bereits erwähnt, bei einem höheren Wert  $s_k$ . Mit 57 ist die sog. Druck–Weg-Kennlinie dargestellt, welche hier z. B. einem Bremskreis entspricht. Der nicht lineare Verlauf resultiert aus verschiedenen Elastizitäten wie denen von Bremsattel, Dichtungen, Leitungen, Restlufteinschlüssen und Kompressibilität der Flüssigkeit. Diese Linie zeigt den Mittelwert eines Streubandes, das auch temperaturabhängig ist, insbesondere beim Bremsattel. Daher muss für die stromproportionale Drucksteuerung ein Kennfeld angelegt werden.

Die Kennlinien 59 zeigen den Ausfall des elektrischen Antriebs, bei dem nach dem Spiel  $S_0$  die Kolben betätigt werden. Zur Erreichung von z.B. 100 bar sind hier die beschriebenen erheblich höheren Pedalkräfte  $F_{PA}$  von ca. 600 N notwendig, was einer mehr als 40% geringeren Pedalkraft gegenüber den heutigen Lösungen entspricht.

Aus der Pedalstellung und dem Bremsdruck ist erkennbar, dass die Druckmodulation von 10 bar bei Blockierdrücken  $> 50$  bar nicht auf das Pedal rückwirkt, da das Pedal bei  $S_s$  auf die Arretierung stößt. Bei kleineren

Blockierdrücken erfolgt bei Druckabsenkung und Aufbau eine Rückwirkung auf das Pedal, wenn das Pedal voll durchgetreten ist, und ist damit vergleichbar mit heutigen Systemen ESP und ABS. Es ist jedoch möglich, die Rückwirkung zu reduzieren oder zu vermeiden durch Einsatz eines in Fig. 4 beschriebenen Elektromotors 60, der die Arretierung des Wegsimulators über einen Antrieb verstellt. Über den Kolbenantrieb 6 wird zur Druckabsenkung das Pedal zurückbewegt. Zu diesem Zeitpunkt verstellt der Motor den Antrieb mit kleiner Kraft. Damit ist auch eine Pedalbewegung zur Warnung des Fahrers möglich, z. B. bei Stau oder ähnlichem. Auch ohne diesen zusätzlichen Motor ist eine Rückwirkung möglich, wenn die Pedalbewegung größer als das Spiel  $S_0$  ist und die Kolben zur Warnung kurzzeitig zurückgefahren werden.

Die dickeren Linien sind die Verstärkerlinien 58 und 58a, welche die Zuordnung von Pedalkraft  $F_p$  zum Bremsdruck zeigt. Bei ca. 50 % des maximalen Pedalweges ist der Wegsimulator bei  $S_s$  voll angesteuert. Dies hat den Vorteil, dass eine Vollbremsung mit kurzem Pedalweg möglich ist. Der Pedalweg wird dabei vom Sensor 38 erfasst. Die Zuordnung des Druckes zur Pedalkraft ist frei variabel und kann z. B. in der gestichelten Linie die Fahrzeugverzögerung mitberücksichtigen, indem diese als Korrekturwert in die Verstärkung eingeht, so dass bei Fading der Bremse bei derselben Pedalkraft ein höherer Druck eingesteuert wird. Diese Korrektur ist auch bei Systemen mit Rekuperation der Bremsenergie über den Generator notwendig, da die Bremswirkung des Generators berücksichtigt werden muss.

Ähnliches gilt bei einer Panikbremsung mit hoher Pedalgeschwindigkeit. Hier kann überproportional zur Pedalkraft ein viel höherer Druck eingespeist werden, der mit einem Zeitverzug wieder der gezeigten statischen Kennlinie folgt (ausgezogene Linie).

Bei  $F_{p1}$  wird in der Regel eine Fußkraft von 200 N für den Bremsdruck von 100 bar festgelegt. Dieser Druck entspricht der Blockiergrenze bei trockener Straße. In diesem Bereich ist die Wegsimulatorkennlinie fast linear, damit eine gute Dosierbarkeit gewährleistet ist. In der Regel genügt ein Maximaldruck von 160 bar, nach dem die Dauerstandfestigkeit der Elemente dimensioniert wird. Für

seltene Beanspruchungen kann jedoch eine Reserve R vorgehalten werden, die z.B. wirksam werden kann, wenn bei 160 bar noch nicht die Blockiergrenze erreicht ist.

Der elektrische Antrieb kann für den Fall des Ausfalls der Energieversorgung als ausfallsicherer als der Vakuum-BKV angesehen werden, da für die vorgeschlagene Erfindung mindestens zwei Elektromotorenantriebe eingesetzt werden, d.h. einer redundant wirkt und bekanntlich als Gesamtausfallrate  $\lambda_g = \lambda_1 \cdot \lambda_2$  gilt. Ein Ausfall der Energieversorgung während der Fahrt ist nahezu auszuschließen, da Generator und Batterie gleichzeitig praktisch nicht ausfallen. Einem Bruch der elektrischen Stromversorgung wird durch die in Fig. 7 beschriebene redundante Stromversorgung vorgebeugt. Der Vakuum-BKV ist mit Verstärkerelementen, Zuleitungen und ggf. Pumpe nicht redundant.

Die Fig. 8 zeigt eine weitere Lösung des Kolbenantriebes. Anstelle der Zahnstange kann eine Kurbelschwinge 60 eingesetzt werden, welche über eine Zugstrebe 61 über den Lagerbolzen 62 mit dem Kolben verbunden ist. Die Rückstellfeder 9 wirkt auf die Kurbelschwinge, deren Ausgangsstellung durch den Anschlag 65 gegeben ist. Die Kurbelschwinge wird über ein mehrstufiges Getriebe 63 vom Motor 11 angetrieben.

Die Fig. 8a zeigt eine zweiarmige Kurbelschwinge 60 und 60a mit zwei Zugstreben 61 und 61a. Damit wirken auf den Kolben nur geringe Querkräfte. Das Getriebe 63 ist hier gekapselt in einem erweiterten Motorgehäuse 64 und wird von dem Antriebsritzeln 11a des Motors 11 angetrieben. Der Vorteil dieser Lösung liegt in der Kapselung des Getriebes, was Öl- oder Fettfüllung ermöglicht, Schrägverzahnung zulässt und damit höher belastbar und geräuschärmer ist.

Die Fig. 9 zeigt eine weitere Alternative mit einem Spindelantrieb, welcher innerhalb des Rotors des Elektromotors angeordnet ist. Diese Anordnung ist aus der DE 195 11 287 B4 bekannt, die sich auf elektromechanisch betätigte Scheibenbremse bezieht. Bei der vorgestellten Lösung befindet sich die Mutter 67 als getrenntes Bauelement in der Bohrung des Rotors 66 und stützt sich auf den Flansch 66a des Rotors ab. Auf diesen wirken die Druckkräfte des Kolbens 1. Der Spindelantrieb wirkt zusätzlich als Untersetzungsgetriebe, wobei die Spindel 65

die Kraft auf den Kolben überträgt. Alle bisher gezeigten Antriebe haben ein fest mit dem Kolben gekoppeltes Untersetzungsgetriebe, welches bei Ausfall der Energieversorgung vom Bremspedal bewegt und bei schneller Pedalbetätigung mit Motor beschleunigt werden muss. Diese Massenträgheitskräfte verhindern eine schnelle Pedalbetätigung und irritieren den Fahrer. Um dies zu vermeiden, ist die Mutter in der Bohrung des Rotors axial beweglich, so dass bei Pedaleingriff der Kugelgewindetrieb ausgeschaltet ist. Die Mutter ist für den Normalbetrieb mit Elektromotor von einem Hebel 70 mm fixiert, welcher wirksam ist bei schneller Zurückstellung des Kolbens, insbesondere, wenn in der Kolbenkammer Vakuum herrscht. Dieser Hebel ist über die Welle 71 im Rotor gelagert und wird bei nicht drehendem Motor über die Feder 72 in eine Stellung bewegt, bei der die Mutter frei ist. Da der Antriebsmotor extrem schnell beschleunigt, wirkt hierbei die Fliehkraft auf den Hebel, und die Mutter ist für die Bewegung des Kolbens vom Hebel umschlossen.

Diese Bewegung kann auch durch einen gestrichelt gezeichneten Elektromagneten, bei dem der Hebel einen Drehanker darstellt, bewerkstelligt werden. Das von der Mutter erzeugte Verdrehmoment auf die Spindel wird von zwei Lagerstiften 69 und 69a aufgefangen. Diese Stifte sind zugleich Träger der Rückstellfeder 9. Der Rotor ist vorzugsweise in einem Kugellager 74 gelagert, welches die Axialkräfte des Kolbens aufnimmt und in einem Gleitlager 75, was auch ebenfalls ein Wälzlager sein kann. Diese Lösung bedingt eine größere Baulänge, was im Vergleich mit Fig. 9 deutlich wird, da die Eintauchlänge der Spindel in die Mutter gleich dem Kolbenhub ist. Um diese Verlängerung klein zu halten, ist das Motorgehäuse 74 unmittelbar am Kolbengehäuse 4 angeflanscht. Dies hat zusätzlich den Vorteil der unterschiedlichen Materialauswahl von Motor und Kolbengehäuse.

Die Mutter 67 kann auch direkt mit dem Rotor 66 verbunden werden, z. B. durch Einspritzen. Für die erforderlichen Kräfte kann eine Kunststoffmutter mit kleinem Reibungskoeffizienten eingesetzt werden.

Bei Ausfall eines Motors oder der Energieversorgung wirkt das nicht gezeichnete Pedal auf das Gabelstück entsprechend Fig. 2 und über den Hebel 26 nach dem

Leerweg so auf die Spindel 65 bzw. Kolben 1. Da ein Blockieren des Antriebes bei dieser Lösung auszuschalten ist, kann der Anschlag 33 einen kleineren Abstand zum Hebel haben. Dies hat den Vorteil, dass die Pedalkraft voll auf den Kolben wirkt, wenn z. B. ein Elektromotor ausfällt. Sobald sich der Hebel bei der Verdrehung auf das gegenüber liegende Ende abstützt, wirkt nur noch die halbe Pedalkraft auf den Kolben. In der konstruktiven Ausgestaltung sind Spindel und Kolben entkoppelt, was nicht getrennt ausgeführt wurde.

Von Bedeutung ist die Rückstellung des Kolbens in die Ausgangsposition. Fällt der Motor in einer Zwischenstellung aus, so kann die Kolbenrückstellfeder zusätzlich unterstützt werden durch eine Spiralfeder 66a, welche am Ende des Rotors 66 und dem Motorgehäuse 74 angeordnet und an diese angekoppelt ist. Diese soll das Rast- und Reibungsmoment des Motors ausgleichen. Dies ist besonders vorteilhaft für kleine Rückstellkräfte der Kolben, die bei Ausfall der Energieversorgung auf das Pedal wirken in Verbindung mit dem in Fig. 9 beschriebenen Kupplungshebel.

Die Fig. 10 zeigt eine weitere vereinfachte Ausführung mit einem elektromotorischen Kolbenantrieb, bei dem wiederum der Kolben 1 die Bremskraftverstärkung und Druckmodulation für ABS durchführt. Die Kolbenkammern 1' sind entsprechend der Figuren 1 bis 9 über Leitungen 13 und 13a mit den Radbremzen (nicht dargestellt) und mit den ebenfalls nicht dargestellten Magnetventilen verbunden. Der Aufbau entspricht Fig. 8 mit Spindeltrieb 65 und mit Rotor 66, fest verbundener Mutter 67, Trennung von Motor und Kolben, Gehäuse 74 bzw. 4, Kolbenrückstellfedern 9 und Lagerstift 69, Spiralfeder 66a zur Motorrückstellung. Die Pedalkraft wird ähnlich Fig. 2 von einem Gabelstück 26 auf eine Betätigungseinrichtung 34 mit Stange 35 übertragen. Diese ist im Motorgehäuse 74 gelagert und trägt in der Verlängerung ein Target 45 z.B. für einen Wirbelstromsensor 38, welcher den Pedalweg misst. Die Betätigungseinrichtung wird über eine Feder 79 zurückgestellt. An der Betätigungseinrichtung 35 ist wiederum ein Hebel 26 gelagert, welcher am Ende in der Verbindung zum Kolben vorzugsweise Blattfedern 76 trägt, welche bei einer starken Blattfeder mit einem Weggeber 77 oder bei einer weicheren Feder mit einem Kraftgeber 77a verbunden sind. In beiden Fällen soll hier die vom



Hebel bzw. Pedal übertragene Kraft gemessen werden. Die Blattfeder 76 hat die Aufgabe bei Pedalbetätigung, eine harte Rückwirkung bevor der Motor losläuft zu vermeiden. Die Funktion erfolgt in der Weise, dass in einer bestimmten Funktion dieser Pedalkraft die Motore eine verstärkende Kraft auf den Kolben ausüben, wobei diese Kraft wiederum aus Strom und Kolbenweg oder einem Druckgeber ermittelt werden kann. Hierbei kann der Pedalweg über den Wegsensor 38 in dieser Verstärkerfunktion bzw. Kennlinie mitverarbeitet werden. Dieser Sensor kann auch zu Beginn der Bremsung bei kleinen Drücken in Verbindung mit der Rückstellfeder 76 die Verstärkerfunktion übernehmen. Hier übernimmt die Feder 79 die Funktion der Wegsimulatorfeder.

Das Motorgehäuse besitzt einen Flansch zur Befestigung der Einheit über die Schraubenbolzen 78 in der Stirnwand. Dieses vereinfachte Konzept hat nicht den Aufwand des Wegsimulators und Arretierung. Nachteilig ist die eingeschränkte Pedalwegcharakteristik der Verstärkerkennlinie, ein Durchfallen des Pedals bei Bremskreisausfall und höhere Pedalkräfte bei Ausfall der Verstärkung, da Pedalweg und Kolbenweg identisch sind. Diese Ausführung ist vorwiegend für kleine Fahrzeuge geeignet.

Bei der Ausführungsform gem. Fig. 10 sind stellvertretend für alle Lösungen Sicherheitsventile 80 eingezeichnet, die wirksam werden, wenn z.B. ein Kolbenantrieb klemmt, wenn das Pedal in die Ausgangsstellung zurückgeht. Bei Pedalbewegung werden von einer konischen Verlängerung der Betätigungseinrichtung 35 die zwei Sicherheitsventile 80 betätigt, welche die Verbindung vom Bremskreis 13 bzw. 13a zum Rücklauf schließen. Damit wird sichergestellt, dass bei Pedal in der Ausgangsstellung kein Bremsdruck im Bremskreis aufgebaut ist. Diese Ventile können auch elektromagnetisch betätigt sein.

Sicherheitsrelevante Systeme haben meistens eine getrennte Abschaltmöglichkeit für Fehler in den Endstufen, z.B. voller Stromfluss durch Durchlegierung. Für diesen Fall ist eine Abschaltmöglichkeit, z.B. durch ein herkömmliches Relais eingebaut. Der Diagnoseteil der elektrischen Schaltung erkennt diesen Fehler und schaltet das Relais ab, welches die Endstufen im Normalfall mit Strom versorgt.

Auch bei den hier vorgeschlagenen Konzepten muss eine Abschaltmöglichkeit enthalten sein, welche durch ein Relais oder einen zentralen MOSFET realisiert ist.

In Anbetracht der Impulssteuerung der Elektromotoren kann auch eine Schmelzsicherung eingesetzt werden, da das Puls-Aus-Verhältnis sehr groß ist.

Es folgen erfindungsgemäße Ausführungsbeispiele.

Ausführungsbeispiel 1:

Bremsanlage, eine Betätigungseinrichtung, insbesondere ein Bremspedal, und eine Steuer- und Regeleinrichtung aufweisend, wobei die Steuer- und Regeleinrichtung anhand der Bewegung und/oder Position der Betätigungseinrichtung eine elektromotorische Antriebsvorrichtung steuert, wobei die Antriebsvorrichtung einen Kolben eines Kolben-Zylinder-Systems über eine nicht-hydraulische Getriebvorrichtung verstellt, so dass sich im Arbeitsraum des Zylinders ein Druck einstellt, wobei der Arbeitsraum über eine Druckleitung mit einer Radbremse in Verbindung ist, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , dass bei Ausfall der Antriebsvorrichtung die Betätigungseinrichtung den Kolben (1) oder die Antriebsvorrichtung verstellt.

Ausführungsbeispiel 2:

Bremsanlage nach Ausführungsbeispiel 1, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , dass eine Sensoreinrichtung die Stellung der Betätigungseinrichtung ermittelt.

Ausführungsbeispiel 3:

Bremsanlage nach Ausführungsbeispiel 1 oder 2, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , dass eine Einrichtung, insbesondere eine Haptikeinrichtung, zur Vorgabe oder Einstellung einer Kraft/Weg-Charakteristik der Betätigungseinrichtung mit dieser in Wirkverbindung ist.

**Ausführungsbeispiel 4:**

Bremsanlage nach einem der Ausführungsbeispiele 1 bis 3, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , dass in der Druckleitung (13) zur Radbremse (15, 17) ein von der Steuer- und Regeleinrichtung (22) gesteuertes Ventil (14, 16) angeordnet ist.

**Ausführungsbeispiel 5:**

Bremsanlage nach Ausführungsbeispiel 4, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , dass das Ventil (14, 16) nach Erreichen des erforderlichen Bremsdrucks im Bremszylinder (15, 17) schließt und zur Einstellung eines neuen Bremsdrucks geöffnet ist.

**Ausführungsbeispiel 6:**

Bremsanlage nach einem der Ausführungsbeispiele 1 bis 5, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , dass der Kolben (1) die erforderliche Druckänderung für die Bremskraftverstärkung (BKV) und das Antiblockiersystem (ABS) erzeugt.

**Ausführungsbeispiel 7:**

Bremsanlage nach einem der Ausführungsbeispiele 1 bis 6, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , dass eine Feder (9) den Kolben (1) oder die Antriebsvorrichtung kraftbeaufschlagt, wobei die Federkraft in die Richtung wirkt, das der Arbeitsraum vergrößert wird.

**Ausführungsbeispiel 8:**

Bremsanlage nach einem der Ausführungsbeispiele 1 bis 7, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , dass die Antriebsvorrichtung mindestens einen Elektromotor (8) mit insbesondere kleiner Zeitkonstante und/oder ein großes Beschleunigungsvermögen aufweist.

**Ausführungsbeispiel 9:**

Bremsanlage nach Ausführungsbeispiel 8, dadurch gekennzeichnet, dass der Elektromotor (8) bei geschlossenem Ventil (14, 16) mit einem Erregerstrom bestromt wird, der dazu ausreicht, den Kolben (1) gegen die Federkraft in Position zu halten.

Ausführungsbeispiel 10:

Bremsanlage nach einem der vorhergehenden Ausführungsbeispiele, dadurch gekennzeichnet, dass jeder Bremskreis ein Kolben-Zylinder-System aufweist.

Ausführungsbeispiel 11:

Bremsanlage nach einem der vorhergehenden Ausführungsbeispiele, dadurch gekennzeichnet, dass der Arbeitsraum (4') über zwei oder mehr Druckleitungen (13) mit mehreren Bremszylindern (15, 17) in Verbindung ist, wobei jeweils ein Ventil (14, 16) in jeder Druckleitung (13) angeordnet ist.

Ausführungsbeispiel 12:

Bremsanlage nach einem der Ausführungsbeispiel 4 bis 11, dadurch gekennzeichnet, dass das Ventil (14, 16) ein 2/2-Wegeventil ist.

Ausführungsbeispiel 13:

Bremsanlage nach einem der vorhergehenden Ausführungsbeispiele, dadurch gekennzeichnet, dass das Kolben-Zylinder-System einen ersten und einen zweiten Kolben (1a, 1b) aufweist, welche in einem Zylinder axial verschieblich angeordnet sind, wobei der erste Kolben (1a) mechanisch mit der elektromotorischen Antriebsvorrichtung (7a, 6, 5c) und der zweite Kolben (1b) hydraulisch mit dem ersten Kolben (1a) gekoppelt ist, wobei die beiden Kolben (1a, 1b) zwischen sich einen Arbeitsraum (4a') bilden, der über mindestens eine Druckleitung (13a) mit mindestens einem Bremszylinder verbunden ist, und der zweite Kolben (1b)

mit dem Zylinder einen zweiten Arbeitsraum (4b') bildet, der über mindestens eine weitere Druckleitung (13) mit mindestens einem weiteren Bremszylinder verbunden ist.

#### Ausführungsbeispiel 14:

Bremsanlage nach Ausführungsbeispiel 13, dadurch gekennzeichnet, dass in den Druckleitungen (13, 13a) von der Steuer- und Regeleinrichtung gesteuerte Ventile 14, 15, 14a, 15a), insbesondere 2/2-Wegeventile, angeordnet sind.

#### Ausführungsbeispiel 15:

Bremsanlage nach einem der vorhergehenden Ausführungsbeispiele, dadurch gekennzeichnet, dass bei der Erzeugung der Bremskraftverstärkung die Betätigungsvorrichtung nicht oder nicht in direkter mechanischer Verbindung mit dem Kolben oder der Antriebseinrichtung ist, und lediglich bei Ausfall der Antriebsvorrichtung oder bei Aktivierung des ABS der Kolben in mechanischer Verbindung mit der Betätigungsvorrichtung ist.

#### Ausführungsbeispiel 16:

Bremsanlage nach einem der vorhergehenden Ausführungsbeispiele, dadurch gekennzeichnet, dass zwei Kolben-Zylinder-Systeme mit jeweils dazugehöriger Antriebsvorrichtung nebeneinander, insbesondere parallel zueinander angeordnet sind, wobei die Betätigungseinrichtung (30) direkt oder über zwischengeschaltete Mittel bei Ausfall mindestens einer Antriebsvorrichtung mindestens einen der beiden Kolben verstellt.

#### Ausführungsbeispiel 17:

Bremsanlage nach Ausführungsbeispiel 16, dadurch gekennzeichnet, dass die Betätigungseinrichtung einen Hebel oder den Drehpunkt einer Wippe (26) parallel zum Verstellweg der Kolben

(1) der Kolben-Zylinder-Systeme verstellt, und jedes freie Ende eines Arms der Wippe (26) jeweils einem Kolben (1) zugeordnet ist.

Ausführungsbeispiel 18:

Bremsanlage nach Ausführungsbeispiel 17, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , dass ein Begrenzungselement (33) den Verschwenkbereich der Wippe (26) begrenzt.

Ausführungsbeispiel 19:

Bremsanlage nach einem der Ausführungsbeispiele 16 bis 18, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , dass die Wippe (26) an einem Kolben (34) gelagert ist, welcher in einem Zylinder parallel zu den von den Antreiben angetriebenen Kolben (1) verschieblich gelagert ist, wobei der Kolben (34) mittels mindestens einer, insbesondere nichtlinearen Feder (36, 36a) in Richtung Bremspedal druckbeaufschlagt ist, und die Feder zusammen mit dem Kolben einen sog. Wegsimulator bildet, und ein Sensor die Position des Kolben bestimmt.

Ausführungsbeispiel 20:

Bremsanlage nach Ausführungsbeispiel 19, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , dass der Kolbenhub des mit der Wippe (26) verbundenen Kolbens (34) durch einen Anschlag begrenzt ist, wobei der Anschlag über eine insbesondere elektromagnetische Stelleinrichtung abschaltbar ist.

Ausführungsbeispiel 21:

Bremsanlage nach einem der vorhergehenden Ausführungsbeispiele, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , dass ein Kanal den Arbeitsraum (4') der Kolben-Zylindereinheit mit einem Reservoir (18) verbindet, wobei der Kolben (1) den Kanal (20) beim Einfahren in den Zylinder verschließt und der Kanal (20) in der Ausgangsstellung, d.h. lediglich bei fast oder vollständig zurückgefahrenem Kolben (1), geöffnet ist.

## Ausführungsbeispiel 22:

Bremsanlage nach Ausführungsbeispiel 21, dadurch gekennzeichnet, dass ein Absperrventil, insbesondere ein 2/2-Wegeventil (19) im Kanal (20) angeordnet ist.

## Ausführungsbeispiel 23

Bremsanlage nach Ausführungsbeispiel 22, dadurch gekennzeichnet, dass die Dichtung des Kolbens bei schneller Rückstellung des Kolbens aus dem Vorratsbehälter keine Flüssigkeit infolge Vakuum im Arbeitsraum nachschnüffelt.

## Ausführungsbeispiel 24:

Bremsanlage nach einem der vorhergehenden Ausführungsbeispiele, dadurch gekennzeichnet, dass der Antrieb eine Zahnstange (5a) antreibt, welche parallel zum Verstellweg des Kolbens (1), insbesondere neben dem Kolben, verschieblich und insbesondere reibungsarm gelagert ist, wobei die Zahnstange über ein Koppelglied (5) mit dem Kolben (1) insbesondere fest in Verbindung ist.

## Ausführungsbeispiel 25:

Bremsanlage nach Ausführungsbeispiel 16, dadurch gekennzeichnet, dass eine Feder (9) das Koppelglied oder die Zahnstange druckbeaufschlagt.

## Ausführungsbeispiel 26:

Bremsanlage nach einem der vorhergehenden Ausführungsbeispiele, dadurch gekennzeichnet, dass die Steuerung in Abhängigkeit der Bewegung und/oder Kraftbeaufschlagung des Bremspedals und/oder des Fahrzustandes und/oder Bremswirkung einer elektrischen Maschine eine entsprechende Bremskraftverstärkung einregelt.

## Ausführungsbeispiel 27:

Bremsanlage nach einem der vorhergehenden Ausführungsbeispiele, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , dass die Steuerung den Bremsdruck im Arbeitsraum des Zylinders aus das dem Antriebsstrom des Antriebs ermittelt.

Ausführungsbeispiel 28:

Bremsanlage nach einem der vorhergehenden Ausführungsbeispiele 1 bis 16, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , dass ein Drucksensor zur Ermittlung des Bremsdrucks im Arbeitsraum des Zylinders vorgesehen ist.

Ausführungsbeispiel 29:

Bremsanlage nach einem der vorhergehenden Ausführungsbeispiele, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , dass die Steuer- und Regeleinrichtung einen Speicher hat, in dem ein Kennfeld mit verschiedenen Parametern zur Steuerung des Antriebs gespeichert ist.

Ausführungsbeispiel 30:

Bremsanlage nach einem der vorhergehenden Ausführungsbeispiele, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , dass die Steuerung mittels mindestens eines Sensors, insbesondere eines Inkrementalgebers des Elektromotors die Kolbenposition ermittelt.

Ausführungsbeispiel 31:

Bremsanlage nach einem der vorhergehenden Ausführungsbeispiele, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , dass der Antrieb den Kolben aus dem Zylinder herausfährt, damit dieser mechanisch mit dem Bremspedal in Verbindung kommt und eine Kraft auf das Bremspedal ausübt.

Ausführungsbeispiel 32:

Bremsanlage nach einem der vorhergehenden Ausführungsbeispiele, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , dass die Steuerung zur Erzeugung eines schnellen Druckabbaus in der Radbremse vor dem Öffnen



des jeweiligen Ventils ein Unterdruck mittels des zugehörigen Kolbens durch Vergrößern des Arbeitsraumes erzeugt.

Ausführungsbeispiel 33:

Bremsanlage nach einem der vorhergehenden Ausführungsbeispiele, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , dass die Steuer- und Regeleinrichtung zum Aufbau eines erhöhten Blockierdrucks vor dem Öffnen des jeweiligen Ventils den Elektromotor der Antriebsvorrichtung mit ca. 120% des im Regelzyklus vorausgegangenen Blockierdrucks bestromt.

Ausführungsbeispiel 34:

Bremsanlage nach einem der vorhergehenden Ausführungsbeispiele, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , dass schnelle Energiespeicher für das Speichern von elektrischer Energie, insbesondere Kondensatoren mit großer Kapazität, zur Erzeugung von Impulsströmen vorgesehen sind.

Ausführungsbeispiel 35:

Bremsanlage nach einem der vorhergehenden Ausführungsbeispiele, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , dass ein zusätzlicher Antrieb die Betätigungseinrichtung oder den Anschlag des Wegsimulators verstellt, derart, dass im Normalbetrieb die Betätigungseinrichtung nicht in mechanischer Verbindung zum Kolben ist.

Ausführungsbeispiel 36:

Bremsanlage nach Ausführungsbeispiel 35, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , dass der zusätzliche Antrieb auf einen Wegsimulator wirkt, wobei bei einem niedrigem Blockierdruck der zusätzliche Antrieb den Wegsimulator während der Druckabsenkung in die Ausgangsstellung zurückbewegt, derart, dass die Betätigungseinrichtung mechanisch nicht mit dem Kolben in Verbindung ist.

Ausführungsbeispiel 37:

Bremsanlage nach einem der vorhergehenden Ausführungsbeispiele, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , dass die Steuer- und Regeleinrichtung das Ventil zum schnellen Schließen vorerregt, so dass das Ventil durch eine kleine Erregungsverstärkung unmittelbar schließt.

Ausführungsbeispiel 38:

Bremsanlage nach einem der vorhergehenden Ausführungsbeispiele, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , dass die Antriebsvorrichtung mindestens eine Kolbenschwinge (60, 61) aufweist, mittels derer der Kolben verstellbar ist.

Ausführungsbeispiel 39:

Bremsanlage nach Ausführungsbeispiel 38, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , dass die Kolbenschwinge eine doppelarmige Kurbelschwinge (60, 60a) ist.

Ausführungsbeispiel 40:

Bremsanlage nach Ausführungsbeispiel 38 oder 39, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , dass das Getriebe ein abgekapseltes Getriebe ist und insbesondere im Motorgehäuse eingelagert ist.

Ausführungsbeispiel 41:

Bremsanlage nach einem der Ausführungsbeispiele 1 bis 37, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , dass der Kolben mittels eines innerhalb von dem Rotor eines Elektromotors angeordneten Spindeltrieb angetrieben ist.

Ausführungsbeispiel 42:

Bremsanlage nach Ausführungsbeispiel 41, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , dass der Rotor über eine axial im Rotor verschieblich gelagerte Mutter den Kolben antreibt, wobei die Mutter über einen insbesondere mittels Elektromagnet oder Fliehkraft betätigten Hebel bei Drehung des Rotors in axialer Position gehalten ist, und bei Ausfall des

elektrischen Antriebs die Spindel mitsamt der Mutter axial im Rotor verschiebbar ist.

Ausführungsbeispiel 43:

Bremsanlage nach Ausführungsbeispiel 41 oder 42, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , dass eine Verdrehsicherung der Spindel über zwei Lagerstifte außerhalb des Kolbens, welche zugleich die Kolbenrückstellfedern aufnehmen, erfolgt.

Ausführungsbeispiel 44:

Bremsanlage nach einem der Ausführungsbeispiele 41 bis 43, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , dass eine Drehfeder den Motor zurückstellt.

Ausführungsbeispiel 45:

Bremsanlage nach einem der vorhergehenden Ausführungsbeispiele, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , dass die Bremsanlage eine zur Pedalkraft proportionale Verstärkung einregelt, wobei die Bremsanlage die Pedalkraft am Kolben ermittelt.

Ausführungsbeispiel 46:

Bremsanlage nach einem der vorhergehenden Ausführungsbeispiele, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , dass zwischen der Betätigungseinrichtung und dem jeweiligen Kolben ein Dämpfungselement, insbesondere in Form einer Blattfeder angeordnet ist, wobei die Blattfeder insbesondere an der Wippe (26) angeordnet ist, und dass an der Wippe oder dem Dämpfungselement ein Kraft und/oder Wegsensor zur Pedalkraftmessung angeordnet ist.

Ausführungsbeispiel 47:

Bremsanlage nach einem der vorhergehenden Ausführungsbeispiele, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , dass ein Kanal den Arbeitsraum (1') mit dem Reservoir verbindet, in dem ein Sicherheitsventil

(80) angeordnet ist, welches im Falle eines klemmenden Kolbens öffnet und den Arbeitsraum (1') zum Druckabbau im Arbeitsraum mit dem Reservoir (18) verbindet.

Ausführungsbeispiel 48:

Bremsanlage nach Ausführungsbeispiel 47, d a d u r c h  
g e k e n n z e i c h n e t , dass das Sicherheitsventil ein mechanisch-  
hydraulisches oder ein elektromagnetisches Ventil ist.