(19) **Bundesrepublik Deutschland**
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) **DE 197 11 515 B4** 2008.04.10

(12) **Patentschrift**

(21) Aktenzeichen: **197 11 515.2**
(22) Anmeldetag: **19.03.1997**
(43) Offenlegungstag: **02.10.1997**
(45) Veröffentlichungstag der Patenterteilung: **10.04.2008**

(51) Int Cl.[8]: ***F16H 61/20*** (2006.01)
F16H 59/66 (2006.01)

Innerhalb von drei Monaten nach Veröffentlichung der Patenterteilung kann nach § 59 Patentgesetz gegen das Patent Einspruch erhoben werden. Der Einspruch ist schriftlich zu erklären und zu begründen. Innerhalb der Einspruchsfrist ist eine Einspruchsgebühr in Höhe von 200 Euro zu entrichten(§ 6 Patentkostengesetz in Verbindung mit der Anlage zu § 2 Abs. 2 Patentkostengesetz).

(30) Unionspriorität:
95911/96 27.03.1996 JP

(73) Patentinhaber:
Aisin AW Co., Ltd., Anjo, Aichi, JP

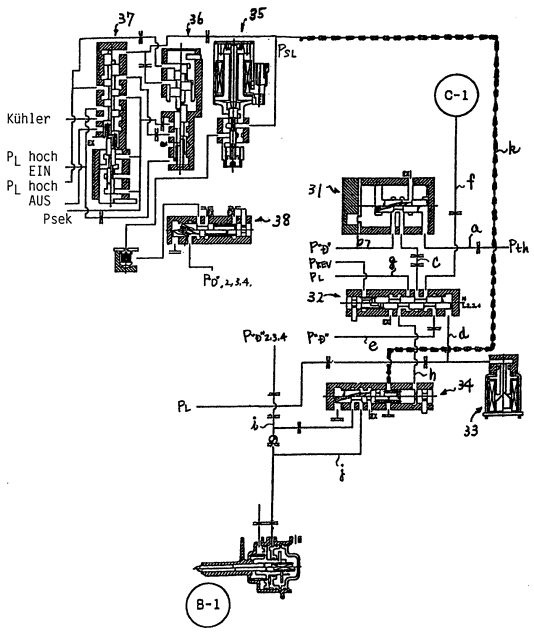
(74) Vertreter:
Vossius & Partner, 81675 München

(72) Erfinder:
Fukaya, Naoyuki, Anjo, Aichi, JP; Noda, Koji, Anjo, Aichi, JP; Yamashita, Takahiro, Anjo, Aichi, JP

(56) Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht gezogene Druckschriften:
JP 09 014 431 A (Abstract);

(54) Bezeichnung: **Steuersystem für Automatikgetriebe**

(57) Hauptanspruch: Steuersystem für ein Automatikgetriebe (T) mit:
einer hydraulischen Kraftübertragung (12) zum Übertragen der Drehung eines Motors (E/G) auf eine Schaltung (14);
einer Kupplung (C1), die einzurücken ist, wenn ein Vorwärtsfahrbereich gewählt ist, zum gegenseitigen Verbinden der hydraulischen Kraftübertragung (12) und der Schaltung (14);
einer Freilaufkupplung (F1), die zu sperren ist, wenn die Kupplung (C1) eingerückt ist, zum Einlegen eines ersten Vorwärtsgangs der Schaltung (14);
einer Bremse (B1) zum Sperren der Freilaufkupplung (F1) bei Betätigung, um die Rückwärtsdrehung der Abtriebswelle (102) der Schaltung (14) zu blockieren;
einem ersten hydraulischen Servoelement (C-1) zum Einrücken der Kupplung (C1), wenn ihm ein Öldruck zugeführt wird;
einem zweiten hydraulischen Servoelement (B-1) zum Betätigen der Bremse (B1), wenn ihm ein Öldruck zugeführt wird;
einer Anhaltezustand-Detektionseinrichtung zum Detektieren des Anhaltezustands eines Fahrzeugs anhand der Tatsachen, daß die Fahrzeuggeschwindigkeit im wesentlichen 0 ist, daß das Fahrpedal in einem losgelassenen Zustand ist...



Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft ein Steuersystem für ein Automatikgetriebe nach dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1 und insbesondere ein Steuersystem zum Durchführen einer Leerlaufsteuerung und einer Rückrollbremssteuerung einer (Gang-)Schaltung.

[0002] Ein Automatikgetriebe ist aus einer hydraulischen Kraftübertragung und einer Schaltung aufgebaut. Bei Auswahl eines Fahrbereichs nimmt die hydraulische Kraftübertragung einen Drehübertragungszustand über ein Fluid ein, und die Schaltung nimmt einen Drehübertragungszustand ein, in dem sie mechanisch gekuppelt ist. Beim Anhalten des Fahrzeugs in diesen Zuständen, wobei seine Räder abgebremst werden, wird die Schaltung im Drehübertragungszustand durch die Bremskraft so gestoppt, daß die Motordrehung durch den Fluidschlupf in der hydraulischen Kraftübertragung gelöst wird, um dadurch einen Leistungsverlust entsprechend diesem Fluidschlupf zu verursachen. Damit erfolgte im Fahrbereich die sogenannte "Leerlaufsteuerung", bei der die Kupplung in der Schaltung während des Anhaltens des Fahrzeugs so ausgerückt wird, daß sie den (als "im wesentlichen ausgerückter Zustand" bezeichneten) Zustand kurz vor dem Einrücken in Vorbereitung auf ein nächstes Anfahren hat, so daß die Schaltung selbst in den Zustand "Leistung AUS" versetzt wird, um die Motorlast zum Bewirken des Fluidschlupfs in der hydraulischen Kraftübertragung zu verringern und dadurch den entsprechenden Leistungsverlust zu verhindern und den Verbrauch zu verbessern.

[0003] Bei dieser Leerlaufsteuerung kann nicht erwartet werden, daß die durch die Kraftübertragung über das Fluid in der hydraulischen Kraftübertragung verursachte Kriechkraft eine Erscheinung bewirkt, daß sich das Fahrzeug rückwärts bewegt, wenn die Bremskraft einer Bremseinheit zum Anhalten des Fahrzeugs auf einer Steigung o. ä. sinkt. Zur Vermeidung dieser Erscheinung erfolgt daher auch die sogenannte "Rückrollbremssteuerung", bei der die Rückwärtsbewegung des Fahrzeugs blockiert ist, indem die Rückwärtsdrehung der Schaltung durch Antrieb durch die Räder verhindert wird. Diese Steuerung stellt einen Zustand her, in dem die Rückwärtsdrehung der Schaltung dadurch blockiert ist, daß eine spezifische Bremse in der Schaltung betätigt und eine Freilaufkupplung gesperrt wird.

[0004] Ein Beispiel für die gemeinsame Ausführung der Leerlaufsteuerung und der Rückrollbremssteuerung ist in der JP-A-29861/1984 offenbart. Gemäß dieser Technik werden betrieben: ein Fahrzeuggeschwindigkeitssensor zum Detektieren, daß die Fahrzeuggeschwindigkeit nicht höher als ein Einstellwert ist, um eine Ausgabe auszugeben; ein Anhaltebetrieb-Detektionssensor zum Detektieren des Betriebs einer Fahrzeuganhaltevorrichtung, um eine Ausgabe auszugeben; und eine elektromagnetische Einrichtung zum Ausrücken einer Antriebskupplung, um die Bremse als Reaktion auf das Ausgabesignal einer Steuerung zu betätigen, indem entschieden wird, daß der Zustand vorliegt, in dem beide Ausgaben der beiden Sensoren ausgegeben werden. Anders ausgedrückt werden gemäß dieser Technik zur Durchführung der Rückrollbremssteuerung während der Leerlaufsteuerung diese beiden Steuervorgänge gestartet, wenn die drei Signale für Betätigung der Bremseinheit, Loslassen des Fahrpedals und Fahrzeuggeschwindigkeit 0 alle eingeschaltet sind.

[0005] Wird jedoch das Fahrzeug auf einer steilen Steigung angehalten, um diese Leerlaufsteuerung und Rückrollbremssteuerung zu bewirken, kann die Kraft zum Betätigen der Rückroll bremse unzureichend werden. In diesem Fall entsteht ein Problem, daß die Bremse Schlupf hat und Rubbeln (oder Erschütterungen) bewirkt, wobei das Reibteil extrem kurzzeitig wiederholt betätigt und gelöst wird. Auf einer mäßigen Steigung entsteht andererseits ein Problem, daß durch die abrupte Betätigung der Rückrollbremse ein Stoß verursacht wird. Dies wird durch die Tatsache begünstigt, daß die Kraft zum Betätigen der Rückrollbremse stets konstant ist. Daher besteht ein Verfahren darin, daß die Rückrollbremssteuerung innerhalb eines solchen Neigungsbereichs erfolgt, daß kein Problem durch die vorgenannte konstante Betätigungskraft auftritt. In diesem Fall ist der Effekt der Verbrauchsverbesserung durch die Leerlaufsteuerung verringert.

[0006] In der JP 09 014 431 A wird eine Vorrichtung zur Steuerung eines Automatik-Getriebes beschrieben.

[0007] Daher besteht die Aufgabe der Erfindung darin, ein Steuersystem für ein Automatikgetriebe bereitzustellen, das ausreichend den Effekt der Verbrauchsverbesserung gemäß der Leerlaufsteuerung durch Durchführen der Leerlaufsteuerung auf einer Steigung zeigen kann, indem die Betätigungskraft der Rückrollbremse entsprechend der sich aus der Neigung ergebenden Rückwärtskraft gesteuert und die Rückrollbremssteuerung zur Verhinderung der Rückwärtsbewegung des Fahrzeugs unabhängig vom Neigungsgrad durchgeführt wird.

[0008] Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß mit den Merkmalen des Patentanspruchs 1 gelöst.

[0009] Vorteilhafte Ausgestaltungen und Weiterbildungen gehen aus den Unteransprüchen hervor.

[0010] Aufbaugemäß erfolgt die Steuerung der Öldruckzufuhr zum hydraulischen Servoelement zum Betätigen der Rückrollbremse entsprechend der durch die Neigungsdetektionseinrichtung detektier-

ten Neigungslast der Steigung, so daß die Rückrollbremse in einem Eingriffsmaß entsprechend der Neigungslast betätigt wird, um die Rückrollbremsung ohne Rubbeln oder Eingriffstoß zu bewirken. Dadurch kann die Leerlaufsteuerung auf der Steigung problemlos unabhängig von der Anstiegsneigung erfolgen, um so die Verbrauchsverbesserung der Leerlaufsteuerung zu maximieren.

[0011] Wird ferner wie im Aufbau der Zufuhröldruck entsprechend der Neigungslastzunahme durch die Druckreguliereinrichtung erhöht, kann eine konstante Rückrollbremskraft durch die Steuerung des Öldrucks unabhängig von der Neigung der Steigung erzeugt werden.

[0012] Andererseits wird im Aufbau die Neigungslast der Fahrbahnoberfläche während der Fahrt des Fahrzeugs so detektiert, daß die Neigungslast der Fahrbahnoberfläche erfaßt werden kann, um zuverlässig das Rubbeln oder den Betätigungsstoß der Rückrollbremse zu verhindern, was ansonsten durch Verzögerung der Rückrollbremssteuerung verursacht werden könnte.

[0013] Wird ferner die Neigungslast wie im Aufbau detektiert, läßt sie sich genauer durch Optimieren der Detektionszeiteinstellung detektieren, so daß der Eingriffsgrad der Rückrollbremse praktischer gestaltet werden kann.

[0014] Andererseits wird im Aufbau beim Berechnen der Sollbeschleunigung die detektierte Fahrzeuggeschwindigkeit durch das Antriebsdrehmoment zur Schaltung, die Getriebestufe der Schaltung und den Fahrwiderstand, z. B. Luftwiderstand, beeinflußt, so daß die Idealbeschleunigung entsprechend dem Fahrzeugzustand berechnet werden kann.

[0015] Demgegenüber erfolgt im Aufbau die Rückrollbremssteuerung mit Priorität bei einer Steigung, und die beiden Steuervorgänge werden gleichzeitig durchgeführt, wenn die Neigung so gering ist, daß das Fahrzeug nicht rückwärts bewegt wird. Somit wird bei gleichzeitigem Beginn der Leerlaufsteuerung und Rückrollbremssteuerung gleichzeitig die Bremsbetätigung für die Rückrollbremssteuerung durch den Kolbenhub verzögert, und das Ausrücken der Kupplung kann Vorrang haben, um jenen Zustand zu vermeiden, in dem sowohl die Widerstandskraft gegen die Fahrzeugrückwärtsbewegung durch die Rückrollbremssteuerung als auch die Kriechkraft durch Kupplungseinrücken unwirksam sind. Daher kann gemäß diesem Aufbau die Zeiteinstellung ohne Leerlaufsteuerung minimiert werden, um den Effekt der Verbrauchsverbesserung durch die Leerlaufsteuerung zu maximieren.

[0016] Andererseits kann im Aufbau die Leerlaufsteuerperiode unter Rückrollbremssteuerung verlängert werden, und der verbrauchsverbessernde Effekt durch die Leerlaufsteuerung läßt sich maximal zur Wirkung bringen.

[0017] Demgegenüber läßt sich im Aufbau die Rückrollbremse regulieren und in ihrem Druck ohne Zufügen des Magnetventils steuern, so daß verhindert werden kann, daß das Steuersystem groß und kostspielig ist.

[0018] Fig. 1 ist ein Blockschaltbild des Konzepts einer ersten Ausführungsform der Erfindung;

[0019] Fig. 2 ist ein Blockschaltbild des Gesamtaufbaus eines Automatikgetriebes gemäß dieser Ausführungsform, in dem nur sein mechanischer Abschnitt als Prinzipschaltbild gezeigt ist;

[0020] Fig. 3 ist eine Betriebstabelle des Automatikgetriebes;

[0021] Fig. 4 ist ein teilweises Schaltbild einer hydraulischen Steuereinheit dieses Automatikgetriebes;

[0022] Fig. 5 ist ein Ablaufplan einer Neigungsdetektion eines Steuersystems in dieser Ausführungsform;

[0023] Fig. 6 ist ein Ablaufplan einer Leerlauf- und Rückrollbremssteuerung des Steuersystems in dieser Ausführungsform;

[0024] Fig. 7 ist ein Zeitdiagramm zur Veranschaulichung der Steuermerkmale, die durch das Steuersystem des Automatikgetriebes dieser Ausführungsform erhalten werden;

[0025] Fig. 8 ist eine Kurve zur Veranschaulichung eines Beispiels für eine Einstellung des detektierten Werts und des Rückrollbremsdrucks durch eine Neigungsdetektionseinrichtung des Steuersystems dieser Ausführungsform;

[0026] Fig. 9 ist eine Kurve zur Veranschaulichung eines weiteren Beispiels für eine Einstellung des detektierten Werts und Rückrollbremsdrucks; und

[0027] Fig. 10 ist ein teilweises Schaltbild einer hydraulischen Steuereinheit gemäß einer zweiten Ausführungsform der Erfindung.

[0028] Im folgenden wird die Erfindung anhand der Zeichnungen beschrieben, die Ausführungsformen von ihr zeigen. Zunächst zeigt Fig. 2 einen mechanischen Abschnitt einer ersten Ausführungsform eines Automatikgetriebes gemäß der Erfindung als Prinzipschaltbild und einen Steuerabschnitt als Konzept in Blockansicht. Dieses Automatikgetriebe ist so aufgebaut, daß es aufweist: eine hydraulische Kraftüber-

tragung **12** zum Übertragen der Drehung eines Motors (E/G) auf eine (Gang-)Schaltung **14**; eine erste Kupplung C1, die geeignet ist, eingerückt zu werden, wenn ein Vorwärtsfahrbereich gewählt wird, zum Verbinden der hydraulischen Kraftübertragung **12** und der Schaltung **14**; eine Freilaufkupplung F1, die geeignet ist, gesperrt zu werden, wenn die Kupplung C1 eingerückt wird, zum Einlegen eines ersten Vorwärtsgangs durch die Schaltung **14**; und eine Bremse B1 zum Sperren der Freilaufkupplung F1 bei Betätigung, um die Rückwärtsdrehung einer Abtriebswelle **102** der Schaltung **14** zu blockieren.

[0029] Wie in Fig. 1 blockartig dargestellt ist, ist das Steuersystem so aufgebaut, daß es aufweist: ein erstes hydraulisches Servoelement C-1 zum Einrücken der Kupplung C1, wenn ihm ein Öldruck zugeführt wird; ein zweites hydraulisches Servoelement B-1 zum Betätigen der Bremse B1, wenn ihm der Öldruck zugeführt wird; eine Anhaltezustand-Detektionseinrichtung zum Detektieren des Anhaltezustands eines Fahrzeugs anhand der Tatsachen, daß eine Fahrzeuggeschwindigkeit (V), die durch einen Fahrzeuggeschwindigkeitssensor Sn4 (in Fig. 2 wie andere Detektionseinrichtungen gezeigt) detektiert wird, im wesentlichen 0 ist, daß das Fahrpedal, das durch einen Drosselklappenöffnungssensor Sn1 detektiert wird, bei $\theta = 0$ losgelassen ist, und daß das Fußbremspedal, dessen Stellung EIN durch einen Bremsschalter Sn6 detektiert wird, betätigt ist; eine Neigungsdetektionseinrichtung zum Detektieren der Neigungslast eines Anstiegs, die auf das Fahrzeug wirkt, durch Berechnungen auf der Grundlage der durch den Drosselklappenöffnungssensor Sn1 detektierten Drosselklappenöffnung (θ), der durch einen Motordrehsensor Sn2 detektierten Motordrehzahl (N_E), der durch einen Sensor Sn3 der Kupplung C1 detektierten Schaltungsantriebsdrehzahl (N_{C1}) und der durch den Fahrzeuggeschwindigkeitssensor Sn4 detektierten Fahrzeuggeschwindigkeit (V); und eine Steuereinrichtung zum Steuern des zum ersten und zweiten hydraulischen Servoelement C-1 und B-1 zu führenden Öldrucks auf der Grundlage der Signale, die von der Anhaltezustand-Detektionseinrichtung und der Neigungsdetektionseinrichtung eintreffen.

[0030] Die Steuereinrichtung ist so aufgebaut, daß sie aufweist: eine Entscheidungseinrichtung zum Entscheiden, ob die Fahrbahn eine Steigung hat, auf der Grundlage des Signals von der Neigungsdetektionseinrichtung; eine Druckreduziereinrichtung zum Reduzieren des zum ersten hydraulischen Servoelement C-1 zu führenden Öldrucks, um die Kupplung C1 im wesentlichen auszurücken; eine Zufuhreinrichtung zum Zuführen des auf der Grundlage des Signals von der Neigungsdetektionseinrichtung regulierten Öldrucks zum zweiten hydraulischen Servoelement B-1, um die Bremse B1 in einem Eingriffsgrad entsprechend der Neigungslast zu betätigen; und eine Ausführungseinrichtung zum Bewirken, daß die Druckreduziereinrichtung den zum ersten hydraulischen Servoelement C-1 zu führenden Öldruck reduziert und die Zufuhreinrichtung den Öldruck zum zweiten hydraulischen Servoelement B-1 führt.

[0031] In diesem Steuersystem stellen die Anhaltezustand-Detektionseinrichtung, die Neigungsdetektionseinrichtung, die Entscheidungseinrichtung und die Ausführungseinrichtung Programme in einer elektronischen Steuereinheit dar, und die Druckreduziereinrichtung und die Zufuhreinrichtung stellen Schaltungen in einer hydraulischen Steuereinheit dar.

[0032] Im folgenden werden die einzelnen Abschnitte näher beschrieben. Gemäß Fig. 2 ist ein Automatikgetriebe T in dieser Ausführungsform mit einem Getriebezug mit vier Vorwärtsgängen und einem Rückwärtsgang für ein frontgetriebenes Fahrzeug mit Frontmotor versehen. Das Automatikgetriebe T ist so aufgebaut, daß es aufweist: einen Drehmomentwandler **12**, der eine Überbrückungskupplung L/C hat und als hydraulische Kraftübertragung wirkt; einen Getriebezug, der eine Planetengetriebeeinheit **14** hat und als Schaltung wirkt; ein Vorgelege **15**, das als Drehzahlmindergetriebe wirkt; eine Differentialeinheit **16**; eine hydraulische Steuereinheit **3**, die als Steuereinrichtung zum Steuern des Getriebezugs und der Überbrückungskupplung L/C wirkt; und eine elektronische Steuereinheit (ECU) **5**, die als Steuereinrichtung zum Steuern der hydraulischen Steuereinheit **3** wirkt.

[0033] Im übrigen bezeichnen die in der Zeichnung erscheinenden Bezugszeichen Sn1 einen Drosselklappensensor zum Detektieren der Drosselklappenöffnung (θ) des Motors E/G, der die Beschleunigungsdetektionseinrichtung zum Detektieren der Fahrpedalbetätigung in der Ausführungsform bildet. Außerdem bezeichnen die Zeichen Sn2 einen Motordrehsensor zum Detektieren der Drehzahl (N_E) des Motors E/G; die Zeichen Sn3 bezeichnen einen Drehsensor der Kupplung C1 zum Detektieren der Drehzahl (N_{C1}) der Kupplung C1 des Automatikgetriebes T; die Zeichen Sn4 bezeichnen einen Fahrzeuggeschwindigkeitssensor, der als Fahrzeuggeschwindigkeit-Detektionseinrichtung zum Detektieren der Fahrzeuggeschwindigkeit (V) anhand der Abtriebsdrehzahl dient; die Zeichen Sn5 bezeichnen einen Leerlauf-Startschalter zum Detektieren der Schaltposition; und die Zeichen Sn6 bezeichnen einen Bremsschalter, der als Bremsdetektionseinrichtung zum Detektieren der Bremspedalbetätigung wirkt. Die elektronische Steuereinheit **5** besteht aus einem Steuercomputer zum Ausgeben von EIN- und AUS-Signalen sowie eines Einschaltdauer-Steuersignals zu den einzelnen Ventilen der hydraulischen Steuereinheit **3** auf der Grundlage der Daten von den genannten einzelnen Sensoren, hauptsächlich entsprechend der Fahrzeuggeschwindigkeit (V) und der

Drosselklappenöffnung (θ) sowie in Übereinstimmung mit gespeicherten Programmen.

[0034] Der Getriebezug **14** des Automatikgetriebes T ist so aufgebaut, daß er aufweist: eine mit einem einzelnen Planeten aufgebaute Planetenradeinheit U1, die sich aus einem Sonnenrad S1, einem Ringrad R1 und einem in sie eingreifenden Planetenrad P1 zusammensetzt; eine mit zwei Planeten aufgebaute Planetenradeinheit U2, die sich zusammensetzt aus Planetenrädern P2 und P3, die ineinandergreifen und ein Paar bilden, einem Sonnenrad **52**, das in das Planetenrad P2 eingreift, und einem Ringrad R2, das in das Planetenrad P3 eingreift; vier Lamellenkupplungen C0 bis C3 mit der ersten Kupplung C1 gemäß dem Grundgedanken der Erfindung; eine Bandbremse B1 zum Sperren der Freilaufkupplung F1 und Blockieren der Rückwärtsbewegung des Abtriebsrads **102**, das die Abtriebswelle der Schaltung bildet, sowie eine Lamellenbremse B2 für die Motorbremse gemäß dem Grundgedanken der Erfindung; und eine Freilaufkupplung F1 und eine Freilaufkupplung F0, die beim Einrücken der ersten Kupplung C1 zu sperren sind, zum Einlegen des ersten Vorwärtsgangs der Schaltung gemäß dem Grundgedanken der Erfindung.

[0035] In den Radeinheiten U1 und U2 sind das Sonnenrad S1 und das Sonnenrad S2 miteinander verbunden, und die einzelnen Planetenräder P1, P2 und P3 sind so verbunden, daß sie durch einen gemeinsamen Träger CR gestützt werden. Außerdem kann das Ringrad R1 der Radeinheit U1 über die erste Kupplung C1 und die Kupplung C3 in Reihe mit ihr mit einer Antriebswelle **101** verbunden werden, die mit der Turbinenabtriebswelle des Drehmomentwandlers **12** verbunden ist. Das Ringrad R2 der Radeinheit U2 kann über die Kupplung C0 und die erste Kupplung C1 in Reihe mit ihr mit der Antriebswelle **101** verbunden und an einem Getriebegehäuse **10** durch die Bremse B2 festgehalten werden. Andererseits können die beiden direkt miteinander verbundenen Sonnenräder S1 und S2 über die Rückwärtskupplung C2 mit der Antriebswelle **101** verbunden und am Gehäuse **10** durch die Bremse B1 festgehalten werden. Ferner sind parallel zur Kupplung C3 und Bremse B2 die Freilaufkupplung F0 und die Freilaufkupplung F1 angeordnet. Außerdem ist der Träger CR, der gemeinsam von den einzelnen Planetenrädern P1, P2 und P3 genutzt wird, in dieser Ausführungsform mit der Abtriebswelle oder dem Abtriebsrad **102** verbunden. Im übrigen ist dieses Abtriebsrad **102** mit der Differentialeinheit **16** über das Vorgelege **15** verbunden, das parallel zur Antriebswelle **101** angeordnet ist, um als parallel angeordnetes Drehzahlmindergetriebe zu wirken, und die Differentialeinheit **16** ist mit dem rechten und linken Fahrzeugrad verbunden.

[0036] In der Schaltung **14** mit diesem Aufbau erfolgt das Einlegen des ersten Gangs aus dem am stärksten verlangsamten Abtrieb des Trägers CR durch den Antrieb des Ringrads R1, wobei die erste Kupplung C1 und die Kupplung C3 eingerückt sind, und durch die Gegenkraftunterstützung des feststehenden Ringrads R2, wobei die Freilaufkupplung F1 eingerückt ist. Andererseits erfolgt das Einlegen des zweiten Gangs im gleichen Antriebszustand durch die Gegenkraftunterstützung des feststehenden Sonnenrads S1, wobei die Bremse B1 betätigt ist, und durch die Drehung des Trägers CR, die durch die Umdrehung des Planetenrads P1 bewirkt wird. Außerdem erfolgt das Einlegen des dritten Gangs in den integrierten Drehzuständen der beiden Radeinheiten U1 und U2, wobei die erste Kupplung C1, die Kupplung C3 und die Kupplung C0 sämtlich eingerückt sind, und durch die gleichzeitigen Antriebe von den beiden Ringrädern R1 und R2. Ferner erfolgt das Einlegen des vierten Gangs durch den Antrieb des Ringrads R2, wobei die Kupplung C1 und die Kupplung C0 eingerückt sind, und durch die beschleunigte Drehung des Trägers CR durch die Gegenkraftunterstützung des Sonnenrads S2, wobei die Bremse B1 betätigt ist.

[0037] Außerdem wird speziell in diesem Getriebezug nicht der normale Zustand des ersten Gangs, sondern der Zustand des zweiten Gangs mit betätigter Bremse B1 bei einer Rückrollbremsung gemäß dem Grundgedanken der Erfindung hergestellt. Hierbei wirkt die Rückwärtskraft des Fahrzeugs so, daß sie das Abtriebsrad **102** rückwärts dreht, wobei jedoch die Bremse B1 im verbundenen Fahrzustand des zweiten Gangs betätigt ist, um das Sonnenrad S2 so festzuhalten, daß die Freilaufkupplung F1 den gesperrten Zustand in der Rückwärtsdrehung einnimmt, um auch das Ringrad R2 festzuhalten. Dadurch sind die relativen Rückwärtsdrehungen der ineinandergreifenden Planetenräder P1 und P2 blockiert, um die Rückwärtsdrehung des Abtriebsrads **102** so zu blockieren, daß der Rückrollbremszustand hergestellt ist.

[0038] Fig. 3 zeigt tabellarisch die Operationen der genannten einzelnen Kupplungen, Bremsen und Freilaufkupplungen in den einzelnen Bereichsstellungen sowie die Beziehungen zwischen den einzelnen Getriebestufen, d. h., dem durch die Operationen einzulegenden ersten (1.) bis vierten (4.) Gang. In Fig. 3 bezeichnet der Buchstabe "R" den Rückwärtsgang; der Buchstabe "N" bezeichnet die Leerlaufstellung; der Buchstabe "D" bezeichnet jede Bereichsposition des Normalbetriebs; der Buchstabe "N" im Bereich "D" bezeichnet den Zustand der Leerlaufsteuerung; und die Buchstaben "O.W.C." bezeichnen die Freilaufkupplung. Im übrigen haben die Symbole in den einzelnen Spalten Bedeutungen, die unter "Bemerkungen" erläutert sind.

[0039] Die hydraulische Schaltung, die als Steuer-

einrichtung für die so aufgebauten Getriebezüge wirkt, verwendet eine im Getriebemechanimsus eingebaute Ölpumpe als Öldruckquelle wie in der hydraulischen Schaltung der bekannten hydraulischen Steuereinheit und ist mit vielfältigen Regel- bzw. Regulierventilen, einem Wählschieber, einem Linearmagnetventil, einem EIN/AUS-Magnetventil, vielfältigen Schaltventilen, Rückschlagventilen und Blenden versehen, die in den Ölkanälen zum Verbinden dieser Ventile eingefügt sind, z. B. ein Primär-Regulierventil zum Regulieren seines Abgabedrucks auf den Höchstdruck, d. h., den Arbeitsdruck, den die Schaltung benötigt, in Übereinstimmung mit der Fahrzeuggeschwindigkeit (V) und der Drosselklappenöffnung (θ) zu jedem Zeitpunkt und zum Ausgeben eines Überschußdrucks als Sekundärdruck, sowie ein Sekundär-Regulierventil zum Regulieren und Senken eines Sekundärdrucks auf einen Zufuhrdruck für den Drehmomentwandler und zum Ausgeben des Restdrucks als Schmierdruck.

[0040] Fig. 4 zeigt nur den Abschnitt dieser hydraulischen Schaltung gemäß dem Grundgedanken der Erfindung. In Verbindung mit dem hydraulischen Servoelement C-1 der Kupplung C1 und dem hydraulischen Servoelement B-1 der Bremse B1 ist diese Schaltung so aufgebaut, daß sie aufweist: ein C-1-Steuerventil **31**, das die Druckreduziereinrichtung bildet; ein Leerlauf-Relais- bzw. Schaltventil **32**; ein EIN/AUS-Magnetventil **33** zum Steuern des Schaltventils **32**; ein B-1-Modulatorventil **34**, das die Zufuhreinrichtung bildet; und ein Linearmagnetventil **35** zum Steuern des Modulatorventils **34**. In dieser Ausführungsform ist das Linearmagnetventil **35** als Beispiel durch ein Überbrückungs-Linearmagnetventil zum Anlegen eines Signaldrucks an einem Überbrückungssteuerventil **36** für die Überbrückungsschaltung und einem Überbrückungsschaltventil **37** dargestellt.

[0041] Das C-1-Steuerventil **31** besteht aus einem Steuerschieber mit Flächen mit gleichen Durchmessern an seinen beiden Enden, und ihm wird an seinem einen Schieberende ein Drosselklappen-Signaldruck (P_{th}) eines Ölkanals a vom nicht gezeigten Drosselklappen-Steuerventil und an seinem anderen Ende ein Ruckführungsdruck in der Gegenrichtung über eine Blende im Schieber zugeführt, so daß es als druckbetätigtes Sekundär-Druckreduzierventil zum Einstellen der Öffnungsgrade des Auslaßanschlusses, Einlaßanschlusses und Ablaßanschlusses aufgebaut ist. Von diesen ist der Einlaßanschluß mit einem D-Bereichsdruck-Ölkanal b von einem nicht gezeigten Wählschieber verbunden, und der Auslaßanschluß ist mit einem Ölkanal c zur Verbindung mit dem Leerlauf-Schaltventil **32** verbunden.

[0042] Als nächstes besteht das Leerlauf-Schaltventil **32** aus einem Federrückzug-Steuerschieber mit drei Flächen mit gleichen Durchmessern, und ihm wird zweckmäßigerweise an seinem einen Schieberende ein Öldruck (P_L) eines Arbeitsdruck-Ölkanals d und an seinem Ende auf der Rückzugfederseite ein R-Bereichsdruck (P_{REV}) über den nicht gezeigten Wählschieber zugeführt, so daß es als Umschaltventil aufgebaut ist. Außerdem ist dieses Ventil ausgerüstet mit einem Einlaßanschluß, der mit einem D-Bereichsdruck-Ölkanal e vom nicht gezeigten Wählschieber verbunden ist; einem Zufuhr-/Abgabeanschluß, der mit einem Servoelement-Ölkanal f verbunden ist, der mit dem hydraulischen Servoelement C-1 verbunden ist; einem Verbindungsanschluß, der mit dem Ölkanal c zur Verbindung mit dem vorgenannten C-1-Steuerventil **31** verbunden ist; einem Einlaßanschluß, der mit einem Arbeitsdruck-Ölkanal g verbunden ist; einem Signaldruck-Auslaßanschluß, der mit einem Ölkanal h zur Verbindung mit dem B-1-Modulatorventil **34** verbunden ist; und einem Anschluß zur Verbindung mit einem Ablaß (EX).

[0043] Das Magnetventil **33** besteht aus einem normalerweise offenen EIN/AUS-Ventil, das geschlossen wird, wenn ihm ein Magnetventil-Einschaltsignal von der elektronischen Steuereinheit **5** zugeführt wird. Das Magnetventil **33** ist mit dem Arbeitsdruck-Ölkanal d verbunden, um den Arbeitsdruck (P_L) des Ölkanals d abzulassen und den Magnetventil-Signaldruck am Leerlauf-Schaltventil **32** bei Ablaßende anzulegen.

[0044] Damit erfüllen auf der Grundlage der Signale von der elektronischen Steuereinheit **5** das C-1-Steuerventil **31**, das Leerlauf-Schaltventil **32** und das Magnetventil **33** die Umschaltfunktionen, in denen sie selektiv zwischen einer (in der unteren Zeichnungshälfte dargestellten) Zufuhrposition, in der der D-Bereichsdruck (P_D) des Ölkanals e zum hydraulischen Servoelement C-1 der Kupplung C1 geführt wird, und einer (in der oberen Hälfte der Zeichnung dargestellten) Abgabeposition umgeschaltet werden, in der der Zufuhröldruck auf den regulierten Öldruck gesenkt wird, und bilden die Druckreduziereinrichtung der Erfindung.

[0045] Als nächstes besteht das B-1-Modulatorventil **34** aus eifern Druckregulierventil vom Steuerschiebertyp, das unter den Lasten eines Kolbens und einer Feder wirkt und versehen ist mit einem Einlaßanschluß, der mit dem nicht gezeigten Schaltventil 1.-2. Gang über einen Ölkanal i verbunden ist; einem Druckregulieranschluß, der mit dem hydraulischen Servoelement B-1 über einen Servoelement-Ölkanal j verbunden ist; und einen Ablaßverbindungsanschluß (EX) des Ölkanals j. Diesem Ventil wird selektiv an seinem Kolbenende der Arbeitsdruck (P_L) vom Ölkanal h, auf seiner Seite des Federendes ein Linearmagnetventildruck (P_{SL}) von einem Ölkanal k, was näher zu beschreiben ist, und an seinem Schieberende der Rückführungsdruck über eine im Steuerschieber befindliche Blende von der den Gegendruck re-

gulierenden Anschlußseite zugeführt, so daß es zur Druckregulierung wirkt.

[0046] Auf der Grundlage des Signals von der elektronischen Steuereinheit **5** reduziert das Linearmagnetventil **35** den Öldruck, der über ein Überbrückungsmodulatorventil **38** von einem D-Bereichsdruck (P_D) reduziert wird, der im 2. bis 4. Gang über das nicht gezeigte Schaltventil 1.-2. Gang zugeführt wird, und gibt den Linearmagnetventil-Signaldruck (P_{SL}) aus. Dieser Linearmagnetventil-Signaldruck (P_{SL}) wird über den Signaldruck-Ölkanal k zur federbelasteten Endseite des vorgenannten B-1-Modulatorventils **34** geführt.

[0047] Durch das B-1-Modulatorventil **34** und das Linearmagnetventil **35** kann somit das Linearmagnetventil **35** als Steuereinrichtung in Übereinstimmung mit dem Signal von der elektronischen Steuereinheit **5** wirken und die Funktionen als Zufuhreinrichtung gemäß der Bezeichnung in der Erfindung erfüllen, um den Druck zu regulieren durch Verschieben zwischen der (in der unteren Hälfte der Zeichnung dargestellten) Zufuhrposition, in der es den D-Bereichsdruck (P_D) zum hydraulischen Servoelement B-1 der Bremse B1 über den Ölkanal j unter Umgehung der Rückschlagkugel des Ölkanals i führt, und der (in der oberen Hälfte der Zeichnung dargestellten) Abgabeposition, in der es den Ölkanal j mit dem Ablaß (EX) verbindet.

[0048] Die Steuerung der so aufgebauten hydraulischen Schaltung erfolgt durch die elektronische Steuereinheit **5**, die als Steuereinrichtung wirkt. Fig. 5 zeigt einen Neigungsdetektionsablauf in der elektronischen Steuereinrichtung, die die Neigungsdetektionseinrichtung bildet. Unter sämtlichen Bedingungen, daß im Schritt S-1 nicht geschaltet wird, ein Vorwärtsbereich im Schritt S-2 vorliegt und die Bremse im Schritt S-5 AUS ist, erfolgen die Berechnungen einer Sollbeschleunigung im Schritt S-4, einer Istbeschleunigung im Schritt S-5 und einer Neigungslast (A) im Schritt S-6.

[0049] Im folgenden werden die Berechnungen der Neigungslast (A) beschrieben. Zunächst wird die Sollbeschleunigung (α_S) auf die nachfolgende Weise beschrieben. Insbesondere wird das Motordrehmoment anhand eines Kennfelds durch lineare Interpolation auf der Grundlage der Drosselklappenöffnung (θ) und der Motordrehzahl (N_E) bestimmt. Als nächstes wird das Reduzierverhältnis (d. h., Antriebsdrehzahl der Schaltung/Drehzahl des Motors) anhand der Antriebs-/Abtriebsdrehzahl der Schaltung bestimmt, um das Drehmomentverhältnis, das dem Drehzahlverhältnis entspricht, anhand des Kennfelds zu bestimmen. Danach wird das Motordrehmoment mit dem Drehmomentverhältnis multipliziert, um das Antriebsdrehmoment der Schaltung zu bestimmen. Unter Verwendung des so bestimmten Antriebsdrehmoments der Schaltung wird eine Sollbeschleunigung ($\alpha_S 1$) berechnet. Insbesondere gilt:

$\alpha_S 1$ = (Antriebsdrehmoment der Schaltung × Übersetzung
× Differentialübersetzung/Reifendurchmesser
– Fahrwiderstand auf flacher Fahrbahn
– Übersetzungsverlust)/Fahrzeuggewicht.

[0050] Hierbei wird der Fahrwiderstand auf flacher Fahrbahn anhand des Kennfelds so bestimmt, daß er der Fahrzeuggeschwindigkeit (V) entspricht, und der Übersetzungsverlust wird anhand des Kennfelds so bestimmt, daß er der Getriebestufe entspricht. Als nächstes wird die Sollbeschleunigung ($\alpha_S 2$) anhand der nachfolgenden groben Formel durch Speichern der vier vorhergehenden Sollbeschleunigungen und unter Verwendung der vier früheren und des gegenwärtigen Werts bestimmt:

$$\alpha_S 2 = (\alpha_S 1_{k-4} + \alpha_S 1_{k-3} + \alpha_S 1_{k-2} + \alpha_S 1_{k-1} + \alpha_S 1_k)/5.$$

[0051] Hierin bezeichnen die Buchstaben "k-n" in der Formel den um n vorausgehenden Wert.

[0052] Damit wird die Sollbeschleunigung (α_S) durch die folgenden groben Berechnungen anhand der korrigierten Sollbeschleunigung ($\alpha_S 2$) und der um eins vorhergehenden Sollbeschleunigung bestimmt. Hierbei wird der Wert (d. h., eine Grundabweichung), der für die vorgenannte Korrektur zu verwenden ist, durch lineare Interpolation anhand des Kennfelds der Getriebestufe und der Drosselklappenöffnung bestimmt. Insbesondere gilt:

$$\alpha_S = \{\alpha_{Sk-1} \times 3 + (\alpha_S 2 - \text{Grundabweichung})\}/4.$$

[0053] Im übrigen ist die vorgenannte Korrektur zum Korrigieren der Streuungen des Übersetzungsverlusts und der einzelnen Abtriebsdrehmomente des Motors notwendig.

[0054] Im folgenden werden die Berechnungen einer Istbeschleunigung (α_A) beschrieben. Zunächst wird eine Istbeschleunigung ($\alpha_A 1$) anhand des nachfolgenden Gewichtungsmittels durch Speichern der vier vorhergehenden Fahrzeuggeschwindigkeiten (V) und unter Verwendung der vier früheren und der gegenwärtigen Fahrzeuggeschwindigkeit (V_k) bestimmt (für eine Abtastzeit von 0,1 s):

$$\alpha_A 1 = \{(V_k - V_{k-4}) \times 2 + (V_{k-1} - V_{k-3})\}/10$$

[0055] Als nächstes wird die Istbeschleunigung ($\alpha_A 2$) anhand der groben Berechnungen durch Speichern der um zwei vorhergegangenen Istbeschleunigungen ($\alpha_A 1$) und unter Verwendung der beiden Werte und der gegenwärtigen Istbeschleunigung ($\alpha_A 1_k$) bestimmt. Insbesondere gilt:

$\alpha_A2 = (\alpha_A1_{k-2} + \alpha_A1_{k-1} + \alpha_A1_k)/3$.

[0056] Hierbei bezeichnen die Buchstaben "k-n" in dieser Formel den um n vorhergehenden Wert. Folglich wird die Istbeschleunigung (α_A) durch die folgende grobe Berechnung anhand der um eins vorhergehenden Istbeschleunigung (α_{Ak-1}) und der Istbeschleunigung (α_A2) bestimmt. Insbesondere gilt:

$\alpha_Ak = (\alpha_{Ak-1} \times 3 + \alpha_A2)/4$.

[0057] Hierbei bezeichnen die Buchstaben "k-n" in dieser Formel den um n vorhergehenden Wert.

[0058] Der Wert A, der durch Subtrahieren der Sollbeschleunigung (α_S) von der so erhaltenen Istbeschleunigung (α_A) berechnet wird, wird für die Rückrollbremssteuerung nicht als die bloße Anstiegsneigung verwendet, sondern als die Anstiegsneigungslast, die den tatsächlichen Situationen unter Berücksichtigung des Lastzustands oder der Linie des Fahrzeugs entspricht. Gemäß einem Vorteil dieser Ausführungsform kann die Rückwärtskraft des Fahrzeugs, die durch die Neigung des Anstiegs während der Fahrt des Fahrzeugs erzeugt würde, berechnet werden, um die gewünschte Haltekraft im voraus bei Anhalten des Fahrzeugs zu klären, so daß dieser Anhaltezustand detektiert wird. Dadurch können die Leerlaufsteuerung und Rückrollbremssteuerung vor der eigentlichen Fahrzeugfahrt durchgeführt werden, die durch den Schlupf der Bremse B1 bewirkt würde.

[0059] Der Rückrollbremsdruck für den Wert A, der als Differenz zwischen der so bestimmten Istbeschleunigung und der Sollbeschleunigung bestimmt wird, kann so eingestellt werden, daß er linear mit einer vorbestimmten Geschwindigkeit zunimmt, wenn sich der Wert A in die negative Richtung erhöht, was in Fig. 8 dargestellt ist, oder schrittweise zunimmt, was Fig. 9 zeigt.

[0060] Die Rückrollbremssteuerung unter Verwendung der so erhaltenen Neigungslast erfolgt auf die im folgenden beschriebene Weise. Gemäß dem Hauptablauf im Ablaufplan von Fig. 6 wird im ersten Schritt S-1 entschieden, ob die Anfangsbedingung für die Leerlaufsteuerung erfüllt ist. Die Antwort ist bejahend, wenn die Bedingungen, daß der D-Bereich auf der Grundlage des Signals des Leerlauf-Startschalters Sn5 ausgewählt ist, daß die Fahrzeuggeschwindigkeit (V) 0 ist, daß die Drosselklappenöffnung (θ) 0 ist und daß der Bremsschalter Sn6 eingeschaltet ist, sämtlich erfüllt sind. Im folgenden Schritt S-2 wird die Anstiegsneigungslast (A) bei Anhalten des Fahrzeugs berechnet. Im nächsten Schritt S-3 wird ein Flag (FHG) zur Anstiegsentscheidung gesetzt. Wird diese Entscheidung getroffen, daß der Anstieg vorliegt, gilt die Anfangsbedingung häufig. Im nächsten Schritt S-4 erfolgt eine Entscheidung anhand eines Zeitglieds für eine vorbestimmte Bereitschaftsperiode, um etwaige Pendelungen zu verhindern.

[0061] Zum Beginn der Rückrollbremssteuerung durch den B1-Modulatordruck entsprechend der Anstiegsneigungslast (A) des Schritts S-2 wird ferner das Einschaltsignal des Magnetventils SL im Schritt S-5 zum Ausgeben des Signaldrucks vom Linearmagnetventil **35** ausgegeben. Gemäß der Bezeichnung in der Erfindung handelt es sich hierbei um die Ausführungseinrichtung. In der hydraulischen Schaltung von Fig. 4 wird daher der Öldruck des Ölkanals k mit dem Magnetventil-Signaldruck am Endabschnitt der federbelasteten Seite des Schiebers des B-1-Modulatorventils **34** so angelegt, daß der Einlaßanschluß auf der Seite des Ölkanals i durch Linksverschiebung des Schiebers geöffnet wird, um dadurch den Druckregulierbetrieb zu beginnen, bei dem der Öldruck zum Auslaßanschluß auf der Seite des Ölkanals j ausgegeben wird. Als Ergebnis wird die Umgehung durch das B-1-Modulatorventil **34** hergestellt, die zum durch die Rückschlagkugel blockierten hydraulischen Servoelement B-1 gerichtet ist, um den Kolbenhub des hydraulischen Servoelements B-1 einzuleiten. Hierbei wird im Ablauf von Fig. 6 das Flag (FHG) für die Anstiegsentscheidung im Schritt S-6 gesetzt, der der Entscheidungseinrichtung der Erfindung entspricht. Ist entschieden, daß ein Anstieg vorliegt, wird das Maß eines zweiten Zeitglieds im Schritt S-7 genommen, um den Beginn der Leerlaufsteuerung zu verzögern, bis die Bremse B1 den Eingriff für die Rückrollbremsung erreicht. Erreicht der Zeitgliedwert T2, tritt der Ablauf in die Leerlaufsteuerung entsprechend dem Antriebsdrehmoment (gemäß der Berechnung anhand der Kennfelddaten für die Motordrehzahl) ein, so daß die Kupplung C1 im wesentlichen ausgerückt werden kann. Zeigt im übrigen die Entscheidung über das Flag (FHG) im Schritt S-6 an, daß kein Anstieg vorliegt, überspringt die Routine den Schritt S-7 ohne Zeitgliedmessung.

[0062] Im Schritt S-8 wird ein Magnetventilsignal S_L3 zum Schließen des Magnetventils **33** ausgegeben, um die aktuelle Motordrehzahl (N_E) als Motordrehzahl (N_{ER}) zur Anfangszeit der Steuerung einzustellen, so daß das nicht gezeigte Drosselklappen-Steuerventil den Drosselklappen-Signaldruck (P_{th}) entsprechend der Motordrehzahl (N_{ER}) ausgibt. Gemäß der Bezeichnung in der Erfindung entspricht dieser Schritt S-8 der Ausführungseinrichtung. Im folgenden Schritt S-9 wird der Drosselklappen-Signaldruck (P_{th}) zum Senken des Öldrucks (P_{C-1}) des hydraulischen Servoelements C-1 mit vorbestimmter Geschwindigkeit um einen vorbestimmten Betrag (ΔP_{th1}) reduziert. Hierbei ist der vorbestimmte Betrag (ΔP_{th1}) so eingestellt, daß der Öldruck mit vorbestimmter Geschwindigkeit reduziert wird. In der hydraulischen Schaltung wird anschließend das Leerlauf-Schaltventil **32** in eine Position zum Herstellen der Verbindung zwischen dem Ölkanal c und dem Öl-

kanal f geschaltet, so daß die Druckreduzierung im Betrieb erfolgt, bei dem der Druck durch das C-1-Steuerventil **31** reguliert wird. Im nächsten Schritt S-10 wird der eingerückte Zustand der Kupplung C1 anhand dessen detektiert, ob das Antriebs-/Abtriebsverhältnis e des Drehmomentwandlers einen vorbestimmten Wert e_1 übersteigt. Diese Entscheidung wird auf der Grundlage der Signale getroffen, die durch den Motordrehsensor Sn2 und durch den Drehsensor Sn3 der Kupplung C1 detektiert werden. Ist die Antwort bejahend, wird der Drosselklappen-Signaldruck (P_{th}) im Schritt S-11 auf einen solchen Wert (P_{thm}) gesetzt, daß die Kupplung C1 im wesentlichen ausgerückt ist. Dieser Zustand wird aufrechterhalten, bis eine der Endbedingungen der Steuerung im nächsten Schritt S-12 erfüllt ist, d. h., daß die Fahrzeuggeschwindigkeit nicht 0 ist, daß die Drosselklappenöffnung nicht 0 ist und daß der Bremsschalter ausgeschaltet ist. Ist die Endbedingung für die Steuerung erfüllt, werden im abschließenden Schritt S-13 ein Einschaltdauer-Magnetventilsignal (SL) und das Magnetventilsignal (S_L3) ausgeschaltet. Hierbei wird das Leerlauf-Schaltventil **32** in die Zufuhrposition für den D-Bereichsdruck (P_D) gemäß der Darstellung in der unteren Hälfte der Zeichnung geschaltet, und das B-1-Modulatorventil **34** wird in die Abgabeposition des Öldrucks geschaltet, so daß die Leerlaufsteuerung und Rückrollbremssteuerung beendet werden. Dadurch wird die Kupplung C1 in den eingerückten Zustand zurückgeführt, und die Bremse B1 wird in den gelösten Zustand zurückgeführt, so daß das Automatikgetriebe zum normalen Zustand des ersten Gangs im D-Bereich zurückkehrt.

[0063] Im folgenden werden die Beziehungen zwischen der Ruckrollbremssteuerung und der Überbrückungssteuerung durch das gemeinsame Überbrückungsmagnetventil **35** beschrieben. Während der Rückrollbremssteuerung wird dem B-1-Modulatorventil **34** der Linearmagnetventil-Signaldruck (P_{SL}) zugeführt, der durch das Überbrückungsmagnetventil **35** ausgegeben wird, so daß es den Druckregulierzustand einnimmt, wobei jedoch das Überbrückungssteuerventil **36** und das Überbrückungsschaltventil **37** durch Einstellen ihrer Federn und Druckaufnahmeflächen so aufgebaut sind, daß sie nicht durch den Linearmagnetventil-Signaldruck (P_{SL}) betätigt werden. Während der Überbrückungssteuerung wird andererseits dem überbrückungssteuerventil **36** und dem Überbrückungsschaltventil **37** der Linearmagnetventildruck zugeführt, um die Überbrückungskupplung ein- und auszuschalten und die Schlupfsteuerung durchzuführen. Allerdings wird hierbei dem B-1-Modulatorventil **34** an seinem Kolbenende der Arbeitsdruck (P_L) über den Ölkanal g und den Ölkanal h durch das Umschalten des Leerlauf-Schaltventils **32** zugeführt, so daß es in der vollständig offenen Position (gemäß der Darstellung in der unteren Hälfte der Zeichnung) festgehalten wird, wodurch problemlos der Arbeitsdruck zum hydraulischen Servoelement B-1 geführt werden kann.

[0064] Ein Zeitdiagramm, das dem vorgenannten Ablauf entspricht, ist in Fig. 7 veranschaulicht. Im Zustand vor Steuerungsbeginn ist die Schaltung **14** in die Getriebestufe für den ersten Gang geschaltet, so daß die Kupplungsdrehung (N_{C-1}) 0 im eingerückten Zustand durch die Zufuhr des Kupplungseinrückdrucks (P_{C-1}) ist, um das Abtriebsdrehmoment (T_0) von einem negativen Wert für den Antrieb durch die Räder auf einen positiven Wert im Kriechzustand umzuschalten. Sind die Anfangsbedingungen erfüllt, wird ein Servoelementdruck (P_{B-1}) für die Bremse durch Ausgabe des Signals des Magnetventils SL erhöht, um die Betätigung der Bremse B1 zu beginnen. Als Ergebnis steigt der Bremsservoelementdruck (P_{B-1}) allmählich an, bis das hydraulische Servoelement den Kolbenhub beendet, jedoch abrupt, wenn die Drehmomentaufnahme durch den Eingriff der Reibteile vorliegt, um einen festgelegten Bremsservoelementdruck (P_{B-1A}) entsprechend der Neigungslast (A) zu erreichen. Dadurch geht die Schaltung **14** in den Zustand des zweiten Gangs über, um den Rückrollbremszustand herzustellen. Inzwischen beginnt hierbei die Kupplung C1 den Schlupf, während die Bremse B1 das Drehmoment aufnimmt, um die Kupplungsdrehung (N_{C-1}) zu beginnen, wogegen die Abtriebswellendrehzahl (T_0) auf 0 abfällt.

[0065] In Erwartung des Ablaufs der Zeitperiode des Zeitglieds T_2 entsprechend der Neigungslast wird daher das Magnetventil S_L3 eingeschaltet, um den Kupplungseinrückdruck (P_{C-1}) wegfallen zu lassen, wodurch die Leerlaufsteuerung bewirkt wird, in der die Kupplung C1 im wesentlichen ausgerückt ist. Als Ergebnis fällt der Kupplungseinrückdruck (P_{C-1}) schnell ab, bis er auf einem vorbestimmten Druck (P_{C-1M}) gehalten wird. In diesen Perioden wird die Motordrehung (N_E) durchweg auf einer konstanten Leerlaufdrehzahl durch Gaswegnehmen bzw. den AUS-Zustand der Drosselklappe gehalten.

[0066] Sind die Endbedingungen erfüllt, werden anschließend die beiden Magnetventilsignale SL und S_L3 gleichzeitig ausgeschaltet. Durch die resultierende Erholung des Kupplungseinrückdrucks (P_{C-1}) beginnt das erneute Einrücken der Kupplung C1, und durch den Wegfall des Bremsbetätigungsdrucks (P_{B-1}) beginnt das Lösen der Bremse B1. Dadurch kehrt die Kupplungsdrehung (N_{C-1}) auf 0 zurück, und das Abtriebswellendrehmoment (T_0) kehrt zum positiven Wert im Kriechzustand zurück. Folglich kehrt die Schaltung **14** zum Zustand der ersten Gangstufe zurück.

[0067] Wie zuvor näher beschrieben wurde, wird gemäß dem vorgenannten Aufbau die Öldruckzufuhr zum hydraulischen Servoelement B-1 zum Betätigen der Rückrollbremse B1 entsprechend der Neigungs-

last der Steigung gesteuert, die durch die Neigungsdetektionseinrichtung detektiert wird, so daß die Rückrollbremse B1 in einem Eingriffsmaß entsprechend der Neigungslast A betätigt wird, um die Rückrollbremsung ohne Rubbeln oder Eingriffstoß durchzuführen. Dadurch kann die Leerlaufsteuerung auf der Steigung problemlos ungeachtet der Neigung des Anstiegs erfolgen, wodurch der Verbrauch der Leerlaufsteuerung verbessert wird. Andererseits hat im Falle der Steigung die Rückrollbremssteuerung Priorität. Ist die Neigung so gering, daß sich das Fahrzeug nicht rückwärts bewegt, werden die beiden Steuervorgänge gleichzeitig durchgeführt. Dadurch läßt sich die Zeiteinstellung ohne Leerlaufsteuerung minimieren, um den Effekt der Verbrauchsverbesserung durch die Leerlaufsteuerung zu maximieren. Außerdem kann der Druck der Rückrollbremse ohne zusätzliches Magnetventil reguliert und gesteuert werden, wodurch verhindert wird, daß das Steuersystem groß und teuer wird.

[0068] Als nächstes zeigt Fig. 10 eine zweite Ausführungsform, in der der Aufbau der Überbrückungsschaltung der zuvor erläuterten ersten Ausführungsform geändert ist. In dieser zweiten Ausführungsform kommt ein System zum Einsatz, bei dem die Überbrückungsschaltung so aufgebaut ist, daß sie nur durch ein Überbrückungssteuerventil **36A** gesteuert wird, und bei dem ein gewöhnliches Magnetventil **35A** in seiner Einschaltdauer anstelle des Überbrückungs-Linearmagnetventils **35** gesteuert wird. Im übrigen ähneln die Aufbauteile denen der vorhergegangenen ersten Ausführungsform, weshalb auf ihre Beschreibung verzichtet wird und gleiche Bezugszahlen verwendet werden. Auch bei Anwendung dieses Aufbaus kann das Magnetventil **35A** gleichermaßen für die Steuervorgänge des Überbrückungssignaldrucks und des Steuerdrucks der Bremse B1 genutzt werden, damit die Steuervorgänge denen der vorherigen ersten Ausführungsform ähneln.

[0069] Obwohl die Erfindung näher im Zusammenhang mit zwei bevorzugten Ausführungsformen beschrieben wurde, kann sie praktisch realisiert werden, indem der nähere spezifische Aufbau auf verschiedene Weise innerhalb des Schutzumfangs der Ansprüche geändert wird. Insbesondere sind die einzelnen Signaldetektionseinrichtungen nicht auf die der Ausführungsformen beschränkt, sondern könnten z. B. durch Einrichtungen zum direkten Detektieren der Fahrpedalbetätigung, der Fahrzeuggeschwindigkeit und der Fußbremspedalbetätigung oder durch Einrichtungen zum Detektieren der Signale gebildet sein, die indirekt anhand ihrer Betätigungen oder Änderungen erhalten werden, wenn sie die im wesentlichen notwendigen Signale detektieren können. Andererseits kann die Neigungsdetektionseinrichtung für den Anstieg ihre Detektionen auf der Grundlage eines Neigungswinkelsensors zum direkten Detektieren der Neigung durchführen.

Patentansprüche

1. Steuersystem für ein Automatikgetriebe (T) mit:
einer hydraulischen Kraftübertragung (**12**) zum Übertragen der Drehung eines Motors (E/G) auf eine Schaltung (**14**);
einer Kupplung (C1), die einzurücken ist, wenn ein Vorwärtsfahrbereich gewählt ist, zum gegenseitigen Verbinden der hydraulischen Kraftübertragung (**12**) und der Schaltung (**14**);
einer Freilaufkupplung (F1), die zu sperren ist, wenn die Kupplung (C1) eingerückt ist, zum Einlegen eines ersten Vorwärtsgangs der Schaltung (**14**);
einer Bremse (B1) zum Sperren der Freilaufkupplung (F1) bei Betätigung, um die Rückwärtsdrehung der Abtriebswelle (**102**) der Schaltung (**14**) zu blockieren;
einem ersten hydraulischen Servoelement (C-1) zum Einrücken der Kupplung (C1), wenn ihm ein Öldruck zugeführt wird;
einem zweiten hydraulischen Servoelement (B-1) zum Betätigen der Bremse (B1), wenn ihm ein Öldruck zugeführt wird;
einer Anhaltezustand-Detektionseinrichtung zum Detektieren des Anhaltezustands eines Fahrzeugs anhand der Tatsachen, daß die Fahrzeuggeschwindigkeit im wesentlichen 0 ist, daß das Fahrpedal in einem losgelassenen Zustand ist und daß das Fußbremspedal betätigt ist;
einer Neigungsdetektionseinrichtung zum Detektieren der Neigungslast einer Steigung, die auf das Fahrzeug wirkt; und
einer Steuereinrichtung zum Steuern des zu dem ersten und zweiten hydraulischen Servoelement (C-1, B-1) zu führenden Öldrucks auf der Grundlage der Signale von der Anhaltezustand-Detektionseinrichtung und der Neigungsdetektionseinrichtung,
wobei die Steuereinrichtung aufweist:
eine Entscheidungseinrichtung zum Entscheiden, ob die Fahrbahn eine Steigung hat, auf der Grundlage des Signals von der Neigungsdetektionseinrichtung;
eine Druckreduziereinrichtung zum Reduzieren des zu dem ersten hydraulischen Servoelement (C-1) zu führenden Öldrucks, um die Kupplung (C1) in einen im wesentlichen ausgerückten Zustand zu versetzen;
eine Zufuhreinrichtung zum Zuführen eines Öldrucks, der auf der Grundlage der Neigungsdetektionseinrichtung reguliert ist, zu dem zweiten hydraulischen Servoelement (B-1), um die Bremse (**31**) in einem Eingriffsmaß entsprechend der Neigungslast zu betätigen; und
eine Ausführungseinrichtung zum Ausführen der Reduzierung des Zufuhröldrucks zu dem ersten hydraulischen Servoelement (C-1) durch die Druckreduziereinrichtung und der Zufuhr des regulierten Öldrucks zu dem zweiten hydraulischen Servoelement (B-1) durch die Zufuhreinrichtung, wenn durch die Anhaltezustand-Detektionseinrichtung detektiert wird, daß sich das Fahrzeug in dem Anhaltezustand befindet, und wenn durch die Entscheidungseinrichtung ent-

schieden wird, daß die Fahrbahn eine Steigung hat, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Zufuhreinrichtung eine Druckreguliereinrichtung zum Regulieren des Zufuhröldrucks zu dem zweiten hydraulischen Servoelement (B-1) durch ein überbrückungssteuerndes Magnetventil der Schaltung (**14**) hat.

2. Steuersystem nach Anspruch 1, wobei die Zufuhreinrichtung eine Druckreguliereinrichtung zum Verstärken des Zufuhröldrucks je höher hat, um so höher die Neigungslast ist, die durch die Neigungsdetektionseinrichtung detektiert wird.

3. Steuersystem nach Anspruch 1 oder 2, wobei die Neigungsdetektionseinrichtung die Neigungslast durch Vergleichen einer Istbeschleunigung, während das Fahrzeug fährt, und einer Sollbeschleunigung detektiert, die auf der Grundlage des Antriebsdrehmoments zu der Schaltung (**14**) berechnet wird.

4. Steuersystem für ein Automatikgetriebe (T) nach Anspruch 3, wobei die Neigungsdetektionseinrichtung die Neigungslast detektiert, wenn sich die Schaltung (**14**) in dem Vorwärtsbereich befindet, wenn nicht geschaltet wird und wenn das Fußbremspedal nicht betätigt ist.

5. Steuersystem nach Anspruch 3 oder 4, wobei die Sollbeschleunigung auf der Grundlage einer Idealbeschleunigung des Fahrzeugs, die auf einer flachen Fahrbahn erreicht wird, anhand des Antriebsdrehmoments zu der Schaltung (**14**), der Getriebestufe der Schaltung und der Fahrzeuggeschwindigkeit berechnet wird.

6. Steuersystem für ein Automatikgetriebe nach Anspruch 5, wobei die Ausführungseinrichtung die Zufuhr des Öldrucks zu dem zweiten hydraulischen Servoelement (B-1) durch die Zufuhreinrichtung sowie die Reduzierung des Zufuhröldrucks zu dem ersten hydraulischen Servoelement (C-1) durch die Druckreduziereinrichtung beginnt, wenn durch die Anhaltezustand-Detektionseinrichtung entschieden wird, daß sich das Fahrzeug in dem Anhaltezustand befindet, und wenn durch die Entscheidungseinrichtung entschieden wird, daß die Fahrbahn eine Steigung hat.

7. Steuersystem nach einem der Ansprüche 1 bis 6, wobei die vorbestimmte Periode solange andauert, bis mindestens die Betätigung der Bremse endet.

Es folgen 9 Blatt Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

FIG. 1

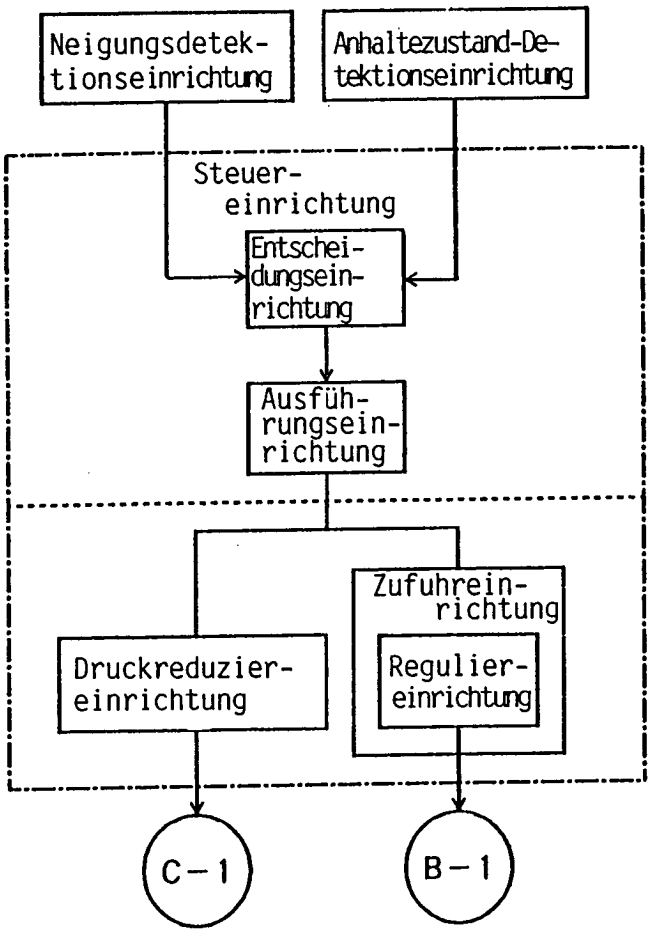


FIG. 2

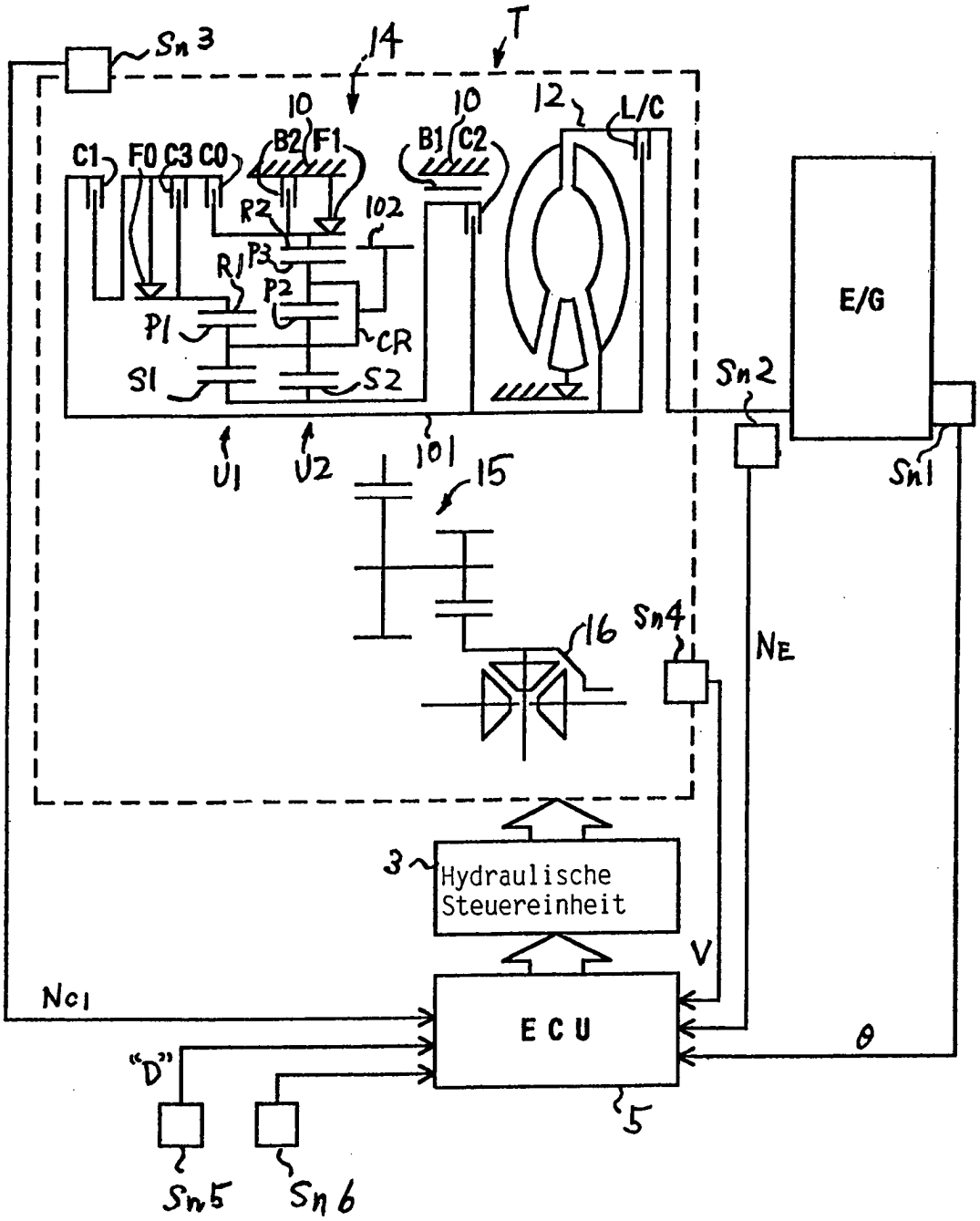

Sn3
14
T
10
10
12
L/C
B2
F1
B1
C2
C1
F0
C3
C0
R2
102
R1
P3
P2
P1
CR
S1
S2
E/G
Sn2
Sn1
U1
U2
101
15
16
Sn4
NE
3
Hydraulische Steuereinheit
V
Nc1
ECU
θ
"D"
5
Sn5
Sn6

FIG. 3

		Magnetventil				Kupplung				Bremse		O.W.C.	
		S1	S2	S3	SL	C0	C1	C2	C3	B1	B2	F0	F1
P		○	×	×	×	×	×	×	○	×	×	×	×
R	V≦7	○	×	×	×	×	×	○	○	×	○	×	×
	V>7	×	○	×	×	×	×	○	○	×	×	×	×
N		○	×	×	×	×	×	×	○	×	×	×	×
D	1.	○	×	×	×	×	○	×	○	×	(○)	○	○
	2.	○	○	×	×	×	○	×	○	○	×	○	×
	N	○	○	○	△	×	△	×	○	△	×	○	×
	3.	×	○	×	◎	○	○	×	○	◎	×	○	×
	4.	×	×	×	◎	○	○	×	×	○	×	×	×

Bemerkungen				
	○	EIN	Eingerückt/Betätigt	Gesperrt
	×	AUS	Ausgerückt/Gelöst	Frei
	◎	EIN: Überbrückung EIN AUS: Überbrückung AUS	Lösen von B1 durch B-1-Lösedruck	
	△		Leerlaufsteuerung	
	(○)		Bei Motorbremse betätigt	

FIG. 4

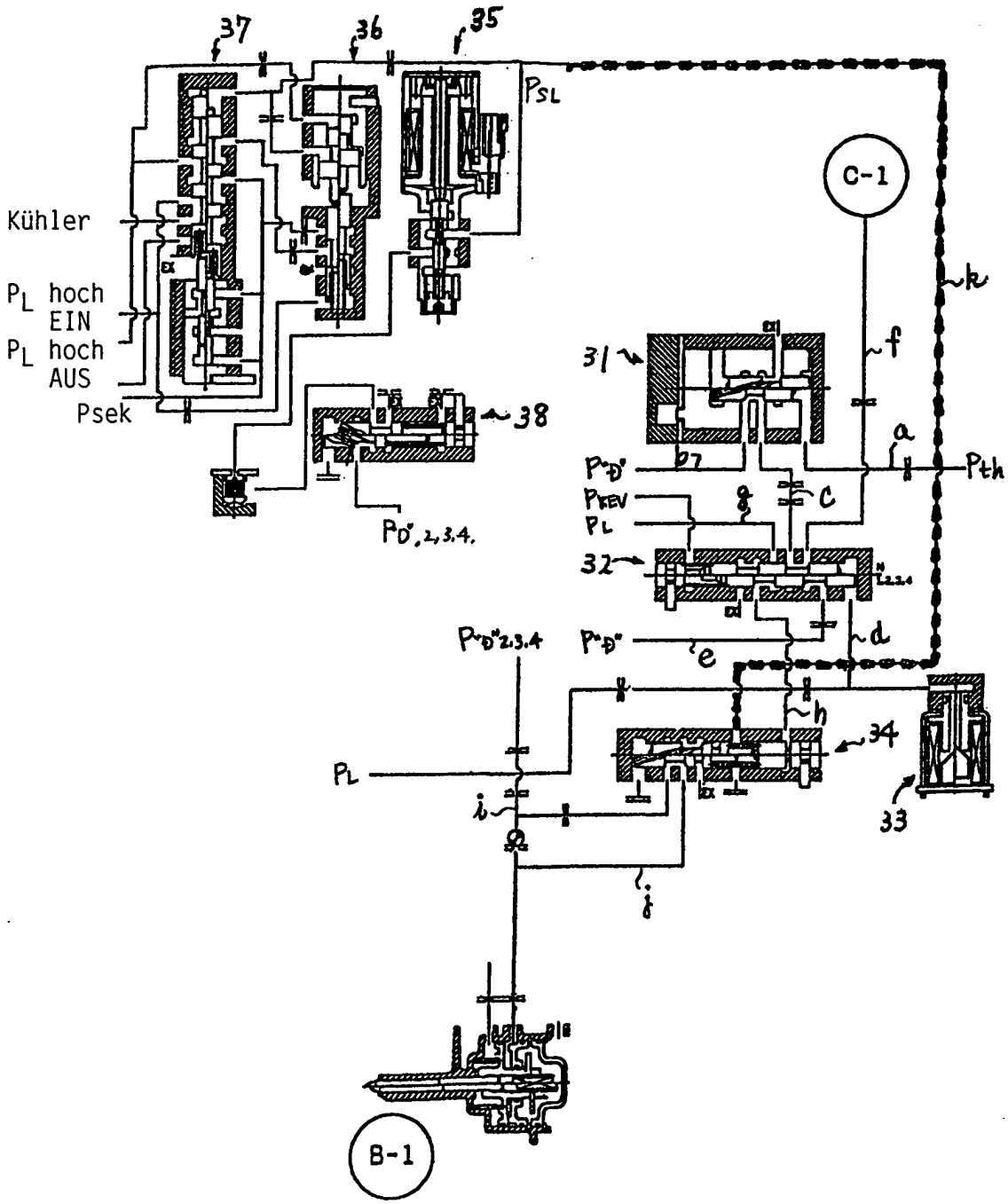

37
36
35
PSL
C-1
Kühler
PL hoch EIN
PL hoch AUS
Psek
k
f
31
38
a
Pth
PKEV
PL
c
32
d
e
h
34
33
PL
i
j
B-1

FIG. 5

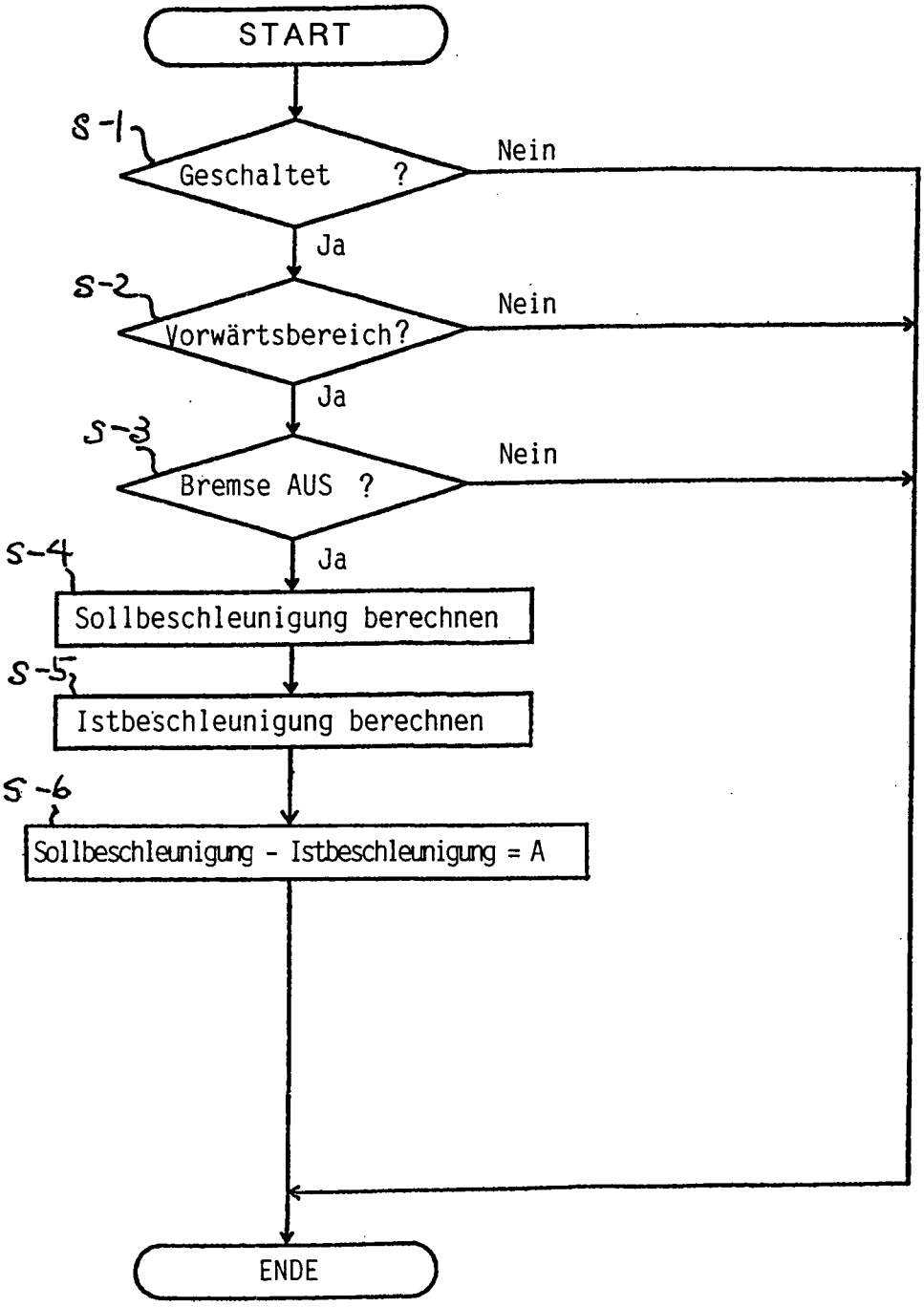

START
S-1
Geschaltet ?
Nein
Ja
S-2
Vorwärtsbereich?
Nein
Ja
S-3
Bremse AUS ?
Nein
Ja
S-4
Sollbeschleunigung berechnen
S-5
Istbeschleunigung berechnen
S-6
Sollbeschleunigung - Istbeschleunigung = A
ENDE

FIG. 6

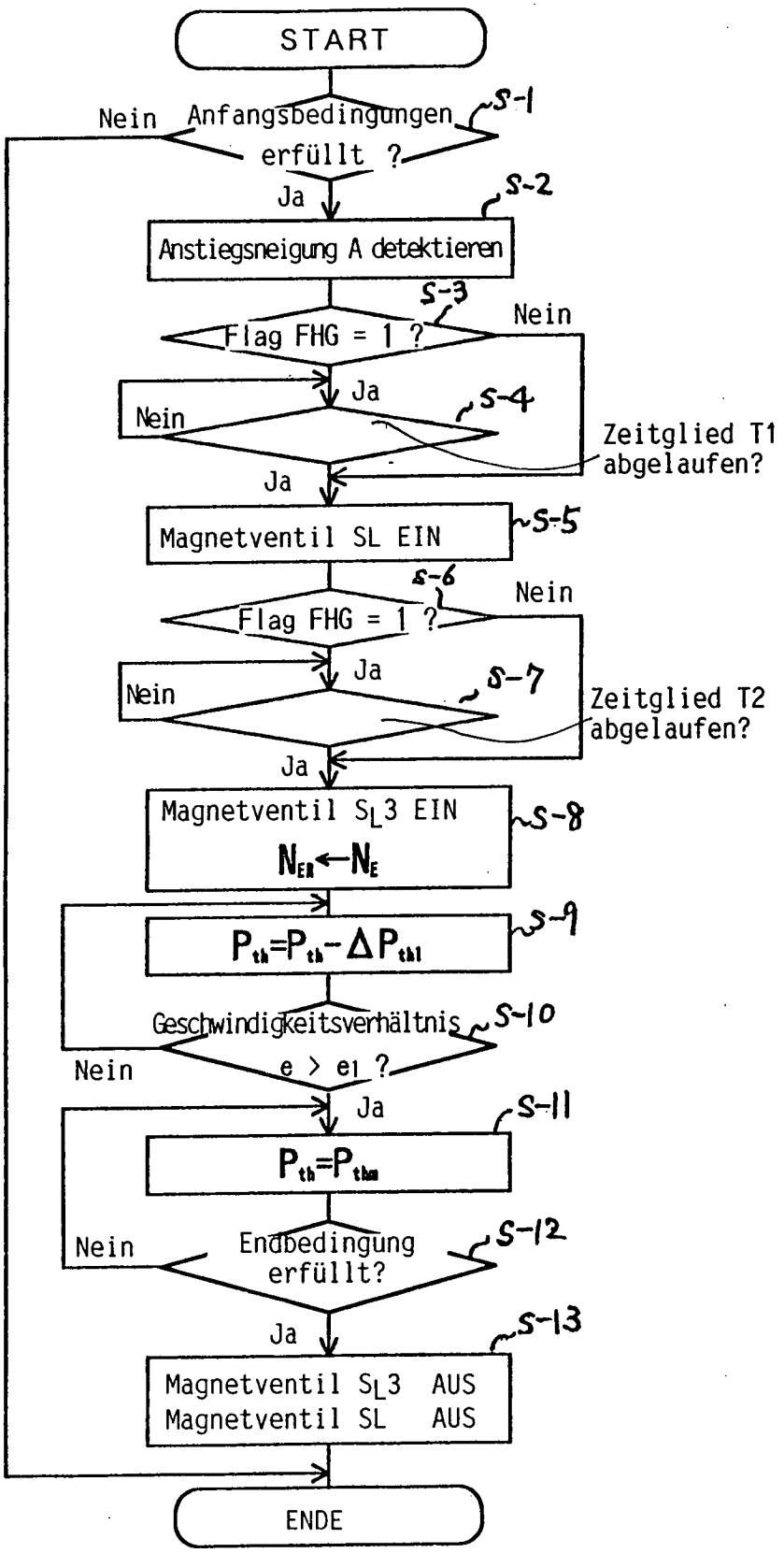

START
Anfangsbedingungen erfüllt ?
S-1
Nein
Ja
Anstiegsneigung A detektieren
S-2
Flag FHG = 1 ?
S-3
Nein
Ja
Nein
S-4
Zeitglied T1 abgelaufen?
Ja
Magnetventil SL EIN
S-5
Flag FHG = 1 ?
S-6
Nein
Ja
Nein
S-7
Zeitglied T2 abgelaufen?
Ja
Magnetventil SL3 EIN
NER←NE
S-8
Pth=Pth-ΔPth1
S-9
Geschwindigkeitsverhältnis e > e1 ?
S-10
Nein
Ja
Pth=Pthm
S-11
Endbedingung erfüllt?
S-12
Nein
Ja
Magnetventil SL3 AUS
Magnetventil SL AUS
S-13
ENDE

FIG. 7

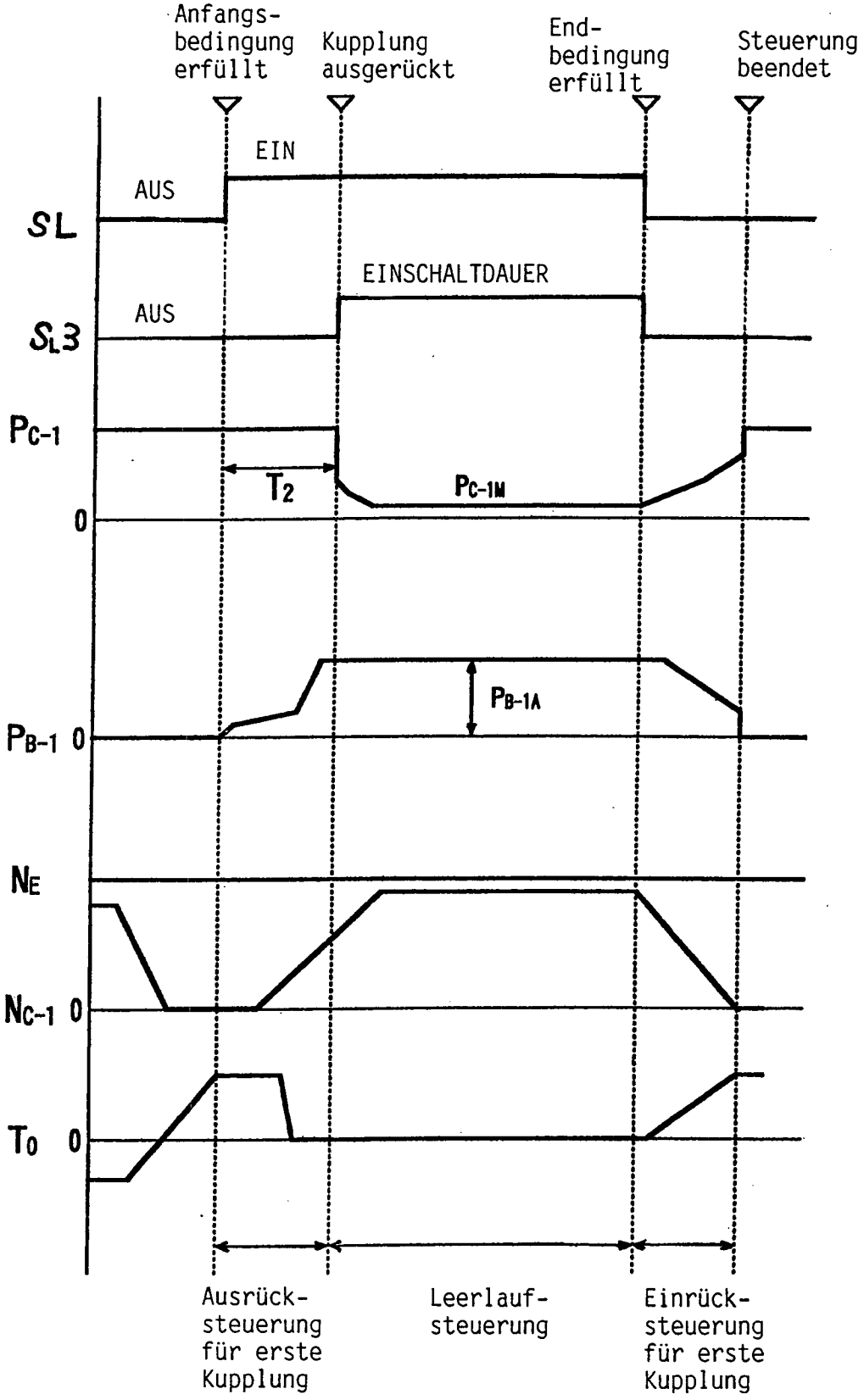

Anfangs-
bedingung
erfüllt
Kupplung
ausgerückt
End-
bedingung
erfüllt
Steuerung
beendet
EIN
AUS
SL
EINSCHALTDAUER
AUS
SL3
PC-1
T2
PC-1M
0
PB-1A
PB-1 0
NE
NC-1 0
TO 0
Ausrück-
steuerung
für erste
Kupplung
Leerlauf-
steuerung
Einrück-
steuerung
für erste
Kupplung

FIG. 8

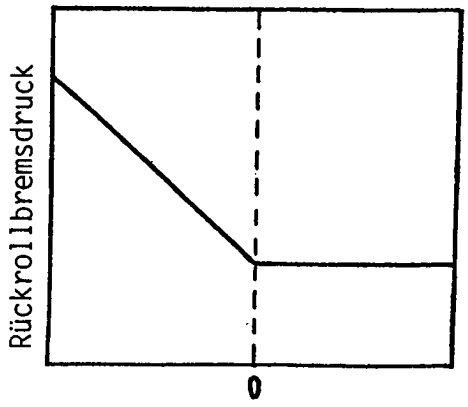

Rückrollbremsdruck
0
Istbeschleunigung - Sollbeschleunigung = A

FIG. 9

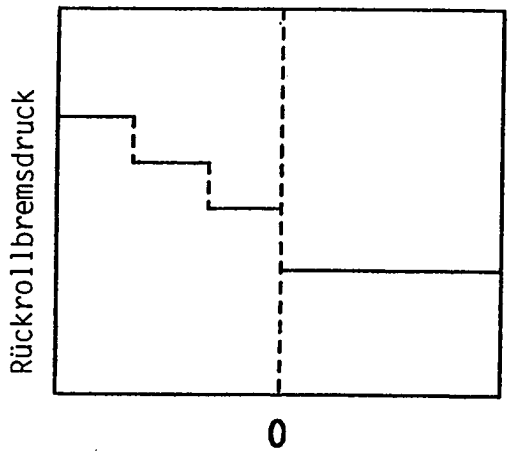
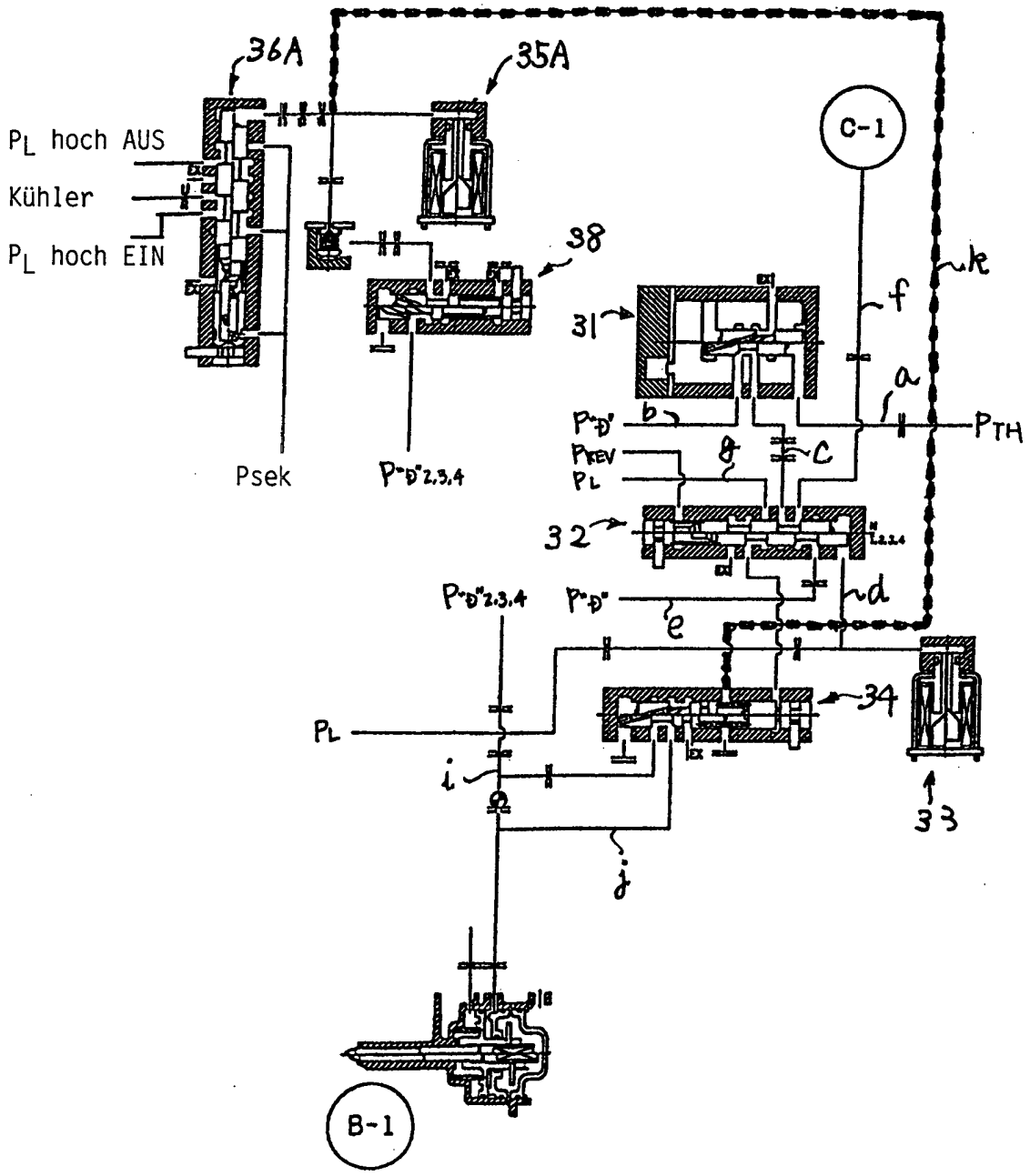

Rückrollbremsdruck
0
Istbeschleunigung - Sollbeschleunigung = A

FIG. 10


36A
35A
PL hoch AUS
Kühler
PL hoch EIN
C-1
38
k
f
31
a
b
PTH
PREV
PL
g
c
Psek
32
d
e
34
PL
i
33
j
B-1