



(10) **DE 10 2007 055 729 B4** 2017.03.02

(12) **Patentschrift**

(21) Aktenzeichen: **10 2007 055 729.0**  
(22) Anmeldetag: **07.12.2007**  
(43) Offenlegungstag: **19.06.2008**  
(45) Veröffentlichungstag  
der Patenterteilung: **02.03.2017**

(51) Int Cl.: **F16H 59/46 (2006.01)**  
**F16H 61/12 (2006.01)**

Innerhalb von neun 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. 1 Patentkostengesetz).

(30) Unionspriorität:  
**2006-332633 08.12.2006 JP**

(73) Patentinhaber:  
**TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI KAISHA, Toyota-shi, Aichi-ken, JP**

(74) Vertreter:  
**TBK, 80336 München, DE**

(72) Erfinder:  
**Matsubara, Tooru, Toyota, Aichi, JP; Tabata, Atsushi, Toyota, Aichi, JP; Akita, Taku, Anjo, Aichi, JP; Kaifuku, Masakazu, Anjo, Aichi, JP**

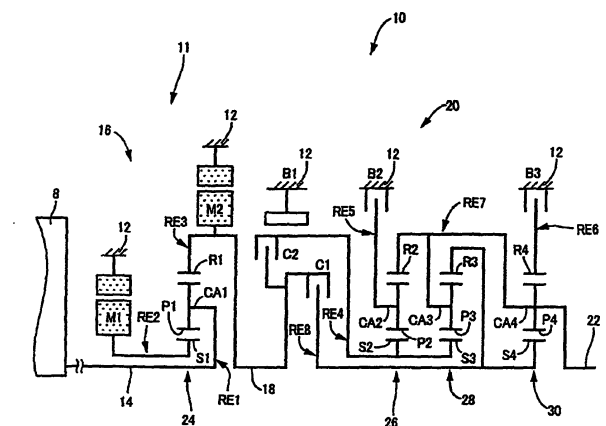
(56) Ermittelter Stand der Technik:

<b>DE</b>	<b>10 2005 010 883</b>	<b>A1</b>
<b>DE</b>	<b>603 05 549</b>	<b>T2</b>
<b>JP</b>	<b>3 526 955</b>	<b>B2</b>
<b>JP</b>	<b>H09- 37 410</b>	<b>A</b>
<b>JP</b>	<b>2002- 243 031</b>	<b>A</b>

(54) Bezeichnung: **Steuervorrichtung für ein Fahrzeugantriebssystem**

(57) Hauptanspruch: Steuervorrichtung für ein Fahrzeugantriebssystem mit einem Differenzialabschnitt (11), der einen Differenzialmechanismus (16) aufweist, der ein erstes Drehelement (RE1), das mit einem Verbrennungsmotor (8) verbunden ist, ein zweites Drehelement (RE2), das mit einem ersten Elektromotor (M1) verbunden ist, und ein drittes Drehelement (RE3) hat, das mit einem Leistungsübertragungselement (18) verbunden ist, um eine Leistungsabgabe des Verbrennungsmotors (8) auf den ersten Elektromotor und das Leistungsübertragungselement (18) zu verteilen, und einem Getriebeabschnitt (20), der einen Teil eines Leistungsübertragungspfads zwischen dem Leistungsübertragungselement (18) und Antriebsrädern (34) bildet, wobei die Steuervorrichtung gekennzeichnet ist durch:

eine Getriebeabschnittsschaltbegrenzungseinrichtung (86), die unter Bestimmung eines zulässigen Bereichs eines Drehzahlverhältnisses des Getriebeabschnitts (20), der sich aus einer Schalteranforderung für den Getriebeabschnitt (20) ergibt, unter Berücksichtigung einer Drehzahl von zumindest einem des ersten, des zweiten und des dritten Drehelements (RE1, RE2, RE3) ein Schalten des Getriebeabschnitts (20) in den zulässigen Bereich begrenzt, wenn der zulässige Drehzahlbereich für das zumindest eine des ersten, des zweiten und des dritten Drehelements (RE1, RE2, RE3) in dem zulässigen Bereich überschritten wird.



**Beschreibung**

## HINTERGRUND DER ERFINDUNG

## 1. Bereich der Erfindung

**[0001]** Diese Erfindung betrifft eine Steuervorrichtung für ein Fahrzeugantriebssystem mit einem elektrischen Differenzialabschnitt nach dem Oberbegriff von Anspruch 1, der einen Differenzialmechanismus aufweist, der zum Durchführen einer Differenzialwirkung wirksam ist, und einem Getriebeabschnitt, der in einem Leistungsübertragungspfad zwischen dem Differenzialabschnitt und Antriebsrädern angeordnet ist, und insbesondere auf eine Technologie zum Steuern eines Schaltvorgangs bei dem Getriebeabschnitt als Reaktion auf eine Schaltanforderung für das Schalten.

## 2. Beschreibung des zugehörigen Stands der Technik

**[0002]** Eine Steuervorrichtung für ein Fahrzeugantriebssystem ist bisher bekannt, wobei diese einen Differenzialabschnitt, der einen Differenzialmechanismus hat, der zum Verteilen einer Verbrennungsmotorabgabe auf einen ersten Elektromotor und ein Leistungsübertragungselement wirksam ist, und einen Getriebeabschnitt, insbesondere einen Schaltabschnitt hat, der in einem Leistungsübertragungspfad zwischen dem Differenzialabschnitt und Antriebsrädern angeordnet ist. Der Differenzialabschnitt weist ein erstes Element, das mit dem Verbrennungsmotor verbunden ist, ein zweites Element, das mit dem ersten Element und dem ersten Elektromotor verbunden ist, und ein drittes Element auf, das mit dem Leistungsübertragungselement verbunden ist. Mit einem solchen Aufbau hat der Differenzialabschnitt eine Differenzialwirkung, mit der ein Drehzahlverhältnis stufenlos variiert wird, so dass dieser als stufenlos variables Getriebe funktioniert.

**[0003]** Unterdessen offenbart eine Patentoffenlegungsschrift (Japanische Patentanmeldungsoffenlegungsschrift Nr. 9-37410) eine Technologie, die sich auf eine Fahrzeugantriebssteuervorrichtung bezieht, die ein stufenlos variables Getriebe hat, das ein Drehzahlverhältnis des stufenlos variablen Getriebes mit einer Variation einer Fahrzeuggeschwindigkeit variiert. Dadurch kann eine Verbrennungsmotordrehzahl ungeachtet der Variation der Fahrzeuggeschwindigkeit auf einem feststehenden Niveau aufrechterhalten werden, kann anders gesagt nämlich ungeachtet einer Variation einer Ausgangsdrehzahl des stufenlos variablen Getriebes auf einem feststehenden Niveau aufrecht erhalten werden. Zusätzlich sind andere Technologien bekannt, die in dem Japanischen Patent Nr. 3526955 und der Japanischen Patentanmeldungsoffenlegungsschrift Nr. 2002-243031 offenbart sind.

**[0004]** Auch mit einer Steuervorrichtung für ein Fahrzeugantriebssystem, das einen Differenzialabschnitt und einen Getriebeabschnitt hat, wird das Schalten bei dem Differenzialabschnitt gemäß dem Schalten bei dem Getriebeabschnitt im Hinblick darauf eingeleitet, dass der Verbrennungsmotor in einem Betriebsbereich mit einem hohen Wirkungsgrad betriebsfähig gehalten wird. Dadurch ist es möglich, die Verbrennungsmotordrehzahl auf einem nahezu feststehenden Niveau in einem Stadium vor und nach dem Schalten ungeachtet einer Variation einer Ausgangsdrehzahl des Differenzialabschnitts aufgrund des Schaltens bei dem Getriebeabschnitt aufrecht zu erhalten.

**[0005]** Jedoch ergibt sich während des Betriebs der Steuervorrichtung für das Fahrzeugantriebssystem mit einem solchen Aufbau, der vorstehend erwähnt ist, bei dem Schalten eine Problematik. In Abhängigkeit von der Beziehung zwischen der Ausgangsdrehzahl des Getriebeabschnitts und der Verbrennungsmotordrehzahl dreht sich nämlich der erste Elektromotor (das zweite Element) mit einer Drehzahl, die auf der Grundlage der Beziehung von wechselseitigen relativen Drehzahlen des ersten bis dritten Elements des Differenzialabschnitts bestimmt wird, was eine hohe Drehzahl mit einer sich ergebenden Verringerung der Haltbarkeit dieser Bauteile zur Folge hat. Außerdem haben Ritzel, die den Differenzialmechanismus ausbilden, Drehzahlen (in anderer Hinsicht eine Differenz zwischen beispielsweise einer Drehzahl des Verbrennungsmotors (des ersten Elements) und einer Drehzahl des Leistungsübertragungselements (dritten Elements)), die in einen Bereich hoher Drehzahl mit einer sich ergebenden Verringerung der Haltbarkeit der Ritzel fallen (beispielsweise der Ritzelnadellager und -buchsen usw.). In Abhängigkeit von einer Schaltanforderung für den Automatikgetriebeabschnitt, insbesondere eines Drehzahlverhältnisses, das für den Getriebeabschnitt erforderlich ist, ist es wahrscheinlich, dass der erste Elektromotor sich mit einer hohen Drehzahl dreht, und wird verursacht, dass die Ritzel sich mit der hohen Drehzahl drehen. Bisher wurden keine Forschung und kein Studium im Stand der Technik im Hinblick auf das Auftreten einer Überdrehzahlrotation dieser Bauteile durchgeführt, und diese Problematik ist der Öffentlichkeit unbekannt geblieben.

**[0006]** Fig. 12 ist ein gut bekanntes Liniendiagramm, das Drehzahlen der jeweiligen Drehelemente darstellt, die den Differenzialabschnitt ausbilden. Das Liniendiagramm zeigt Beispiele einer Variation von Drehzahlen der jeweiligen Drehelemente, wenn ein Hochschalten bei dem Getriebeabschnitt ausgeführt wird, gemeinsam mit der Beziehung, die mit der Ausgangsdrehzahl des Getriebeabschnitts verknüpft ist. In Fig. 12 stellt die Referenz „ENG“ die Drehzahl des ersten Drehelements (des ersten Elements) dar, das mit dem Verbrennungsmotor verbunden

ist; stellt „M1“ die Drehzahl des zweiten Drehelements (des zweiten Elements) dar, das mit dem ersten Elektromotor verbunden ist; stellt „M2“ die Drehzahl des dritten Drehelements (des dritten Elements) dar, das mit dem Leistungsübertragungselement und dem zweiten Elektromotor verbunden ist; und stellt „AUSGANG“ die Ausgangsdrehzahl des Getriebeabschnitts dar. Zusätzlich stellen jeweilige Geraden, die sich auf den Differenzialabschnitt beziehen, Relativbewegungsbeziehungen der Drehzahl zwischen den jeweiligen Drehelementen dar. Durchgezogene Linien deuten die Relativbewegungsbeziehungen vor der Ausführung eines Hochschaltvorgangs an und gestrichelte Linien deuten die Relativbewegungsbeziehungen nachfolgend auf den Hochschaltvorgang an.

**[0007]** Wenn das Hochschalten mit einer Verringerung der Drehzahl „M2“ ausgeführt wird, wie in **Fig. 12** gezeigt ist, wird die Drehzahl „M1“ des zweiten Elements angehoben, so dass diese die Drehzahl „ENG“ des ersten Elements auf einem nahezu feststehenden Niveau aufrechterhält. Während eines derartigen Hochschaltens war es dann, wenn die Ausgangsdrehzahl des Getriebeabschnitts in einem relativ niedrigen Zustand verbleibt, wenn die Verbrennungsmotordrehzahl in einem relativ hohen Zustand verbleibt, wahrscheinlich, dass das erste Element eine sich erhöhende Drehzahl hat, so dass der erste Elektromotor sich bei einer hohen Drehzahl dreht. Außerdem ergibt das eine relativ betrachtet erhöhte Differenz der Drehzahl zwischen der Verbrennungsmotordrehzahl und dem Leistungsübertragungselement (dem zweiten Elektromotor), was verursacht, dass sich die Wahrscheinlichkeit ergibt, dass die Ritzel, die den Differenzialabschnitt ausbilden, sich bei hohen Drehzahlen drehen.

**[0008]** Obwohl das vorstehend Angegebene unter Bezugnahme auf den Hochschaltvorgang des Getriebeabschnitts beschrieben wurde, ist offensichtlich, dass die Ritzel sich wahrscheinlich bei der hohen Drehzahl drehen, wenn ein Herunterschaltvorgang bei dem Getriebeabschnitt bewirkt wird. In diesem Fall liegt die Drehzahl des ersten Elektromotors lediglich in einer negativen Phase und bestand in ähnlicher Weise die Wahrscheinlichkeit, dass verursacht wird, dass der erste Elektromotor sich bei einer hohen Drehzahl dreht. Zusätzlich wurde das vorstehend Angegebene beispielhaft unter Bezugnahme auf ein Schalten beschrieben, das durch die Steuervorrichtung des Fahrzeugantriebssystems eingeleitet wird, bei dem eine Schaltsteuerung durchgeführt wird, um die Verbrennungsmotordrehzahl auf dem nahezu feststehenden Niveau zu halten, nämlich gemäß dem Schalten bei dem Getriebeabschnitt in einem Stadium vor und nach dem Schalten. Jedoch sind die beschriebenen spezifischen Anordnungen nur als Darstellung gedacht und ist die vorliegende Problematik nicht auf eine solche Schaltsteuerung beschränkt. Es ist natürlich klar, dass sich die vorlie-

gende Problematik auch dann ergibt, wenn beispielsweise die Verbrennungsmotordrehzahl in einem Stadium vor und nach dem Schaltvorgang variiert wird.

**[0009]** Im Stand der Technik nach DE 603 05 549 T2 ist eine Steuervorrichtung für ein Fahrzeugantriebssystem mit den Merkmalen des Oberbegriffs von Anspruch 1 dargestellt. Bei dem Aufbau in diesem Stand der Technik wird bei einer Wärmeentwicklung an dem Motor-Generator die Söldrehzahl der Primärantriebseinrichtung geändert.

**[0010]** Ergänzend zeigt der Stand der Technik nach DE 10 2005 010 883 A2 eine Steuervorrichtung für ein Fahrzeugantriebssystem mit einer unterstützenden Leistungsquelle, die mit dem Ausgangselement einer Hauptleistungsquelle indirekt über ein Getriebe verbunden ist.

#### ZUSAMMENFASSUNG DER ERFINDUNG

**[0011]** Die vorliegende Erfindung wurde mit Blick auf das vorstehend Angegebene gemacht und hat die Aufgabe, eine Steuervorrichtung für ein Fahrzeugantriebssystem zu schaffen, die wirksam ist, um ein Schalten bei einem Getriebeabschnitt geeignet zu steuern, um zu unterdrücken, dass eines von Drehelementen eines Differenzialabschnitts sich bei einer hohen Drehzahl bei Anwesenheit einer Schaltanforderung für den Getriebeabschnitt dreht.

**[0012]** Die Aufgabe wird erfindungsgemäß mit einer Steuervorrichtung nach Anspruch 1 gelöst. Weitere vorteilhafte Weiterbildungen der Erfindung sind in den abhängigen Ansprüchen definiert.

**[0013]** Zum Lösen einer solchen Aufgabe ist die in Anspruch 1 genannte Erfindung durch eine Steuervorrichtung für ein Fahrzeugantriebssystem mit einem Differenzialabschnitt, der einen Differenzialmechanismus aufweist, der ein erstes Drehelement, das mit einem Verbrennungsmotor verbunden ist, ein zweites Drehelement, das mit einem ersten Elektromotor verbunden ist, und ein drittes Drehelement hat, das mit einem Leistungsübertragungselement zum Verteilen einer Abgabe des Verbrennungsmotors auf den ersten Elektromotor und das Leistungsübertragungselement verbunden ist, und einen Getriebeabschnitt definiert, der in einem Leistungsübertragungspfad zwischen dem Leistungsübertragungselement und Antriebsrädern angeordnet ist, wobei die Steuervorrichtung gekennzeichnet ist durch eine Getriebeabschnittsschaltbegrenzungseinrichtung, die unter Bestimmung eines zulässigen Bereichs eines Drehzahlverhältnisses des Getriebeabschnitts für eine Schaltanforderung für den Getriebeabschnitt unter Berücksichtigung einer Drehzahl eines der Drehelemente des Differenzialabschnitts ein Schalten des Getriebeabschnitts auf der Grundlage des zulässigen Bereichs begrenzt.

**[0014]** Mit einem solchen Aufbau bestimmt die Getriebeabschnittsschaltbegrenzungseinrichtung den zulässigen Bereich des Drehzahlverhältnisses bei dem Schalten, das für den Getriebeabschnitt angefordert wird, als Drehzahlverhältnis für den Getriebeabschnitt unter Berücksichtigung der Drehzahl eines der Drehelemente des Differenzialabschnitts, um dadurch das Schalten in dem Getriebeabschnitt zu begrenzen. Wenn daher die Schaltanforderung des Getriebeabschnitts vorhanden ist, kann vermieden werden, dass eines der Drehelemente des Differenzialabschnitts sich bei der hohen Drehzahl dreht. Das ergibt als Folge die Unterdrückung der hohen Drehzahlen von beispielsweise dem ersten Elektromotor und den Ritzeln, die das Differenzialgetriebe ausbilden, mit dem Ergebnis von Verbesserungen der Haltbarkeit des ersten Elektromotors und der Ritzel.

**[0015]** Die in Anspruch 2 angegebene Erfindung ist mit Anspruch 1 dadurch definiert, dass die Getriebeabschnittsschaltbegrenzungseinrichtung den zulässigen Bereich bestimmt, um zu verhindern, dass eine Drehzahl eines der Drehelemente hoch ist, durch Bezugnahme auf eine Beziehung zwischen einem für eine Ausgangsdrehzahl relevanten Wert des Getriebeabschnitts und einer Verbrennungsmotordrehzahl. Mit einem solchen Aufbau begrenzt die Getriebeabschnittsschaltbegrenzungseinrichtung geeignet das Schalten bei dem Getriebeabschnitt.

**[0016]** Die in Anspruch 3 angegebene Erfindung ist mit Anspruch 1 oder 2 dadurch definiert, dass die Getriebeabschnittsschaltbegrenzungseinrichtung den zulässigen Bereich bestimmt, um zu verhindern, dass eine relative Drehzahl zwischen Drehelementen hoch ist, durch Bezugnahme auf eine Beziehung zwischen einem für eine Ausgangsdrehzahl relevanten Wert des Getriebeabschnitts und einer Verbrennungsmotordrehzahl. Mit einem solchen Aufbau begrenzt die Getriebeabschnittsschaltbegrenzungseinrichtung geeignet das Schalten bei dem Getriebeabschnitt.

**[0017]** Die in Anspruch 4 angegebene Erfindung ist mit einem der Ansprüche 1 bis 3 definiert, wobei sie ferner einen zweiten Elektromotor aufweist, der mit dem Leistungsübertragungselement verbunden ist, wobei die Getriebeabschnittsschaltbegrenzungseinrichtung den zulässigen Bereich bestimmt, um eine hohe Drehzahl einer relativen Drehzahl zwischen einem Drehelement, das mit dem zweiten Elektromotor verbunden ist, und einem Drehelement, das in Eingriff mit dem verbundenen Drehelement steht, zu verhindern. Mit einem solchen Aufbau begrenzt die Getriebeabschnittsschaltbegrenzungseinrichtung geeignet das Schalten bei dem Getriebeabschnitt.

**[0018]** Die in Anspruch 5 angegebene Erfindung ist mit einem der Ansprüche 1 bis 4 dadurch definiert, dass die Getriebeabschnittsschaltbegrenzungsein-

richtung das Schalten des Getriebeabschnitts durch Unterbinden des für den Getriebeabschnitt angeforderten Schaltens begrenzt. Mit einem solchen Aufbau kann beim Aufnehmen der Schaltanforderung für den Getriebeabschnitt geeignet vermieden werden, dass eines der Drehelemente des Differenzialabschnitts sich mit einer hohen Drehzahl dreht.

**[0019]** Die in Anspruch 6 angegebene Erfindung ist mit einem der Ansprüche 1 bis 4 dadurch definiert, dass die Getriebeabschnittsschaltbegrenzungseinrichtung das Schalten des Getriebeabschnitts durch Verzögern des für den Getriebeabschnitt angeforderten Schaltens begrenzt. Mit einem solchen Aufbau kann beim Aufnehmen der Schaltanforderung für den Getriebeabschnitt geeignet vermieden werden, dass eines der Drehelemente des Differenzialabschnitts sich mit einer hohen Drehzahl dreht.

**[0020]** Die in Anspruch 7 angegebene Erfindung ist mit einem der Ansprüche 1 bis 4 dadurch definiert, dass die Getriebeabschnittsschaltbegrenzungseinrichtung das Schalten des Getriebeabschnitts durch Bewirken eines Schaltens begrenzt, das von dem Schalten verschieden ist, das für den Getriebeabschnitt angefordert wird. Mit einem solchen Aufbau kann beim Aufnehmen der Schaltanforderung für den Getriebeabschnitt geeignet vermieden werden, dass eines der Drehelemente des Differenzialabschnitts sich mit einer hohen Drehzahl dreht.

**[0021]** Die in Anspruch 8 angegebene Erfindung ist mit einem der Ansprüche 1 bis 4 dadurch definiert, dass die Getriebeabschnittsschaltbegrenzungseinrichtung das Schalten des Getriebeabschnitts durch erzwungenes Bewirken eines Schaltens von einem gegenwärtigen Zustand des Getriebeabschnitts begrenzt. Mit einem solchen Aufbau kann beim Aufnehmen der Schaltanforderung für den Getriebeabschnitt geeignet vermieden werden, dass eines der Drehelemente des Differenzialabschnitts sich mit einer hohen Drehzahl dreht.

**[0022]** Die in Anspruch 9 angegebene Erfindung ist mit einem der Ansprüche 1 bis 8 dadurch definiert, dass die Getriebeabschnittsschaltbegrenzungseinrichtung den zulässigen Bereich auf der Grundlage des für die Ausgangsdrehzahl relevanten Werts des Getriebeabschnitts und einer Ist-Verbrennungsmotordrehzahl bestimmt, insbesondere beurteilt. Mit einem solchen Aufbau wird der Betrieb zum geeigneten Bestimmen ausgeführt, ob die oberen und unteren Grenzdrehzahlverhältnisse als Drehzahlverhältnis, insbesondere als Übersetzungsverhältnis des Getriebeabschnitts auswählbar sind oder nicht.

**[0023]** Die in Anspruch 10 angegebene Erfindung ist mit einem der Ansprüche 1 bis 8 dadurch definiert, dass die Getriebeabschnittsschaltbegrenzungseinrichtung den zulässigen Bereich auf der Grundlage

des für die Ausgangsdrehzahl relevanten Werts des Getriebeabschnitts und einer Soll-Verbrennungsmotordrehzahl bestimmt, insbesondere beurteilt. Mit einem solchen Aufbau wird der Betrieb zum geeigneten Bestimmen ausgeführt, ob die oberen und unteren Grenzdrehzahlverhältnisse als Drehzahlverhältnis des Getriebeabschnitts auswählbar sind oder nicht.

**[0024]** Die in Anspruch 11 angegebene Erfindung ist mit einem der Ansprüche 1 bis 10 dadurch definiert, dass ein normales Schalten bei dem Getriebeabschnitt, wenn kein Schalten des Getriebeabschnitts durch die Getriebeabschnittsschaltbegrenzungseinrichtung begrenzt wird, auf der Grundlage des für die Ausgangsdrehzahl relevanten Werts des Getriebeabschnitts und einer Fahreranforderung bestimmt wird. Mit einem solchen Aufbau wird, wenn kein Schalten bei dem Getriebeabschnitt begrenzt wird, eine geeignete Schaltanforderung für den Getriebeabschnitt bestimmt.

**[0025]** Die in Anspruch 12 angegebene Erfindung ist mit einem der Ansprüche 1 bis 11 dadurch definiert, dass der Differenzialabschnitt als stufenlos variables Getriebe betreibbar ist, wobei ein Betriebszustand des ersten Elektromotors gesteuert wird. Mit einem solchen Aufbau kann ein stufenlos variables Getriebe aus dem Differenzialabschnitt und dem Getriebeabschnitt aufgebaut werden, wodurch es möglich wird, das Antriebsdrehmoment problemlos zu variieren. Zusätzlich ist der Differenzialabschnitt als elektrisch gesteuertes stufenlos variables Getriebe wirksam, bei dem das Drehzahlverhältnis stufenlos variiert wird, während es zusätzlich als gestuft variables Getriebe arbeitet, bei dem das Drehzahlverhältnis gestuft variiert wird.

**[0026]** Vorzugsweise weist der Differenzialmechanismus einen Planetengetriebebesatz auf, das aus einem ersten Element, das mit dem Verbrennungsmotor verbunden ist, einem zweiten Element, das mit dem ersten Elektromotor verbunden ist, und einem dritten Element besteht, das mit dem Leistungsübertragungselement verbunden ist. Das erste Element weist einen Träger des Planetengetriebebesatzes auf; das zweite Element weist ein Sonnenrad des Planetengetriebebesatzes auf; und das dritte Element weist einen Zahnkranz des Planetengetriebebesatzes auf. Mit einem solchen Aufbau hat der Differenzialmechanismus eine minimierte axiale Abmessung. Zusätzlich kann der Differenzialmechanismus mit einem einzigen Planetengetriebebesatz einfach aufgebaut werden.

**[0027]** Vorzugsweise weist der Planetengetriebebesatz einen Einzelritzelplanetengetriebebesatz auf. Mit einem solchen Aufbau hat der Differenzialmechanismus eine minimierte axiale Abmessung. Zusätzlich kann der Differenzialmechanismus mit dem Einzelritzelplanetengetriebebesatz einfach aufgebaut werden.

**[0028]** Vorzugsweise bildet das Fahrzeugantriebssystem ein Gesamtdrehzahlverhältnis auf der Grundlage des Drehzahlverhältnisses (des Übersetzungsverhältnisses) des Getriebeabschnitts und des Drehzahlverhältnisses des Differenzialabschnitts. Mit einem solchen Aufbau ermöglicht der Einsatz des Drehzahlverhältnisses des Getriebeabschnitts, dass eine Fahrzeugantriebskraft in einem breiten Bereich erhalten wird.

**[0029]** Vorzugsweise weist der Getriebeabschnitt ein Automatikgetriebe auf. Mit einem solchen Aufbau weist das stufenlos variable Getriebe beispielsweise den Differenzialabschnitt, der als elektrisch gesteuertes stufenlos variables Getriebe wirksam gehalten wird, und ein gestuft variables Getriebe auf, wodurch es möglich wird, ein Antriebsdrehmoment problemlos zu variieren. Unter einem solchen Umstand, dass der Differenzialabschnitt so gesteuert wird, dass er das Drehzahlverhältnis auf einem nahezu feststehenden Niveau beibehält, stellen der Differenzialabschnitt und das gestuft variable Getriebe einen Zustand bereit, der äquivalent zu dem gestuft variablen Getriebe ist. Das ergibt die Möglichkeit zu verursachen, dass das Fahrzeugsantriebssystem das Gesamtdrehzahlverhältnis Stufe für Stufe variiert, um dadurch ein unmittelbares Antriebsdrehmoment zu erhalten.

**[0030]** Vorzugsweise bezieht sich der hier verwendete Ausdruck „für die Ausgangsdrehzahl relevanter Wert des Getriebeabschnitts“ auf einen relevanten Wert (einen äquivalenten Wert), der der Ausgangsdrehzahl des Getriebeabschnitts entspricht, der sich auf einem Drehzahlverhältnis von 1:1 befindet. Sicherlich ist die Ausgangsdrehzahl des Getriebeabschnitts als für die Ausgangsdrehzahl relevanter Wert verknüpft, der zusätzlich mit einer Drehzahl von beispielsweise einer Fahrzeugachse, einer Drehzahl einer Kardanwelle, einer Ausgangsdrehzahl einer Differenzialgetriebeeinheit und einer Fahrzeuggeschwindigkeit, die eine Geschwindigkeit eines Fahrzeugs darstellt, usw. verknüpft ist.

**[0031]** Vorzugsweise führt der Getriebeabschnitt die Steuerung des angeforderten Schaltens durch Folgendes durch: (1) Unterbinden des angeforderten Schaltens; (2) Verzögern des angeforderten Schaltens; (3) Durchführen eines anderen Schaltens; und (4) erzwungenes Durchführen eines Schaltens von einer gegenwärtigen Gangposition.

#### KURZBESCHREIBUNG DER ZEICHNUNGEN

**[0032]** Fig. 1 ist ein Gitterdiagramm, das den Aufbau eines Fahrzeugantriebssystems eines Ausführungsbeispiels gemäß der vorliegenden Erfindung zur Verwendung in einem Hybridfahrzeug zeigt.

**[0033]** Fig. 2 ist ein Funktionsdiagramm, das kombinierte Betätigungen von hydraulisch betätigten Reibungskopplungsvorrichtungen zur Verwendung bei dem in Fig. 1 gezeigten Fahrzeugsantriebssystem darstellt.

**[0034]** Fig. 3 ist ein Liniendiagramm, das wechselseitig relative Drehzahlen von Drehelementen angibt, die verschiedene Gangpositionen bei dem in Fig. 1 gezeigten Fahrzeugsantriebssystem bildet.

**[0035]** Fig. 4 ist eine Ansicht, die eine elektronische Steuereinheit zeigt, mit der Eingangs- und Ausgangssignale verknüpft sind, die bei dem in Fig. 1 gezeigten Fahrzeugsantriebssystem vorgesehen ist.

**[0036]** Fig. 5 ist ein Schaltkreisdiagramm, das einen Hauptabschnitt eines Hydrauliksteuerschaltkreises zeigt, der mit Linearsolenoidventilen verknüpft ist, die zum Steuern von Betrieben von jeweiligen Hydraulikstellgliedern von Kupplungen C und Bremsen B angeordnet sind.

**[0037]** Fig. 6 ist eine Ansicht, die ein Beispiel einer manuell betätigten Schaltvorrichtung zeigt, die einen Schalthebel aufweist und die betätigbar ist, um eine Schaltposition aus einer Vielzahl von verschiedenartigen Schaltpositionen auszuwählen.

**[0038]** Fig. 7 ist ein Funktionsblockdiagramm, das Hauptsteuerfunktionen der elektronischen Steuereinheit von Fig. 4 darstellt.

**[0039]** Fig. 8 ist eine Ansicht, die ein Beispiel eines Schaltkennfelds zur Verwendung beim Durchführen einer Schaltsteuerung des Antriebssystems und ein Beispiel eines Antriebsleistungsquellenkennfelds darstellt, das Grenzlinien zur Verwendung bei einer Antriebsleistungsquellenumschaltsteuerung zwischen einem Verbrennungsmotorantriebsmodus und einem Motorantriebsmodus definiert, wobei diese Kennfelder miteinander verknüpft sind.

**[0040]** Fig. 9 ist eine Ansicht, die ein Beispiel darstellt, das ein Kraftstoffverbrauchskennfeld zeigt, wobei eine gestrichelte Linie eine Kurve optimalen Kraftstoffverbrauchs eines Verbrennungsmotors darstellt.

**[0041]** Fig. 10 ist eine Ansicht, die ein Beispiel eines Ober- und Untergrenzungangpositionskennfelds zur Verwendung beim Bestimmen zeigt, ob obere und untere Grenzungangpositionen als Gangposition eines Automatikgetriebeabschnitts auswählbar sind oder nicht.

**[0042]** Fig. 11 ist ein Ablaufdiagramm, das einen Basisablauf von Steuerbetrieben darstellt, die mit der in Fig. 4 gezeigten elektronischen Steuereinheit auszuführen ist, insbesondere einen Basisablauf von Steuerbetrieben, die in einem Umstand auszuführen

sind, in dem dann, wenn eine Schaltanforderung für den Automatikgetriebeabschnitt vorhanden ist, das Schalten des Automatikgetriebeabschnitts geeignet gesteuert wird, um zu unterbinden, dass ein vorgegebenes Element eines Differenzialabschnitts sich mit einer hohen Drehzahl dreht.

**[0043]** Fig. 12 ist eine gut bekannte Linienansicht, die Drehzahlen von jeweiligen Drehelementen zeigt, die den Differenzialabschnitt ausbilden, bei der die Beziehung, die mit einer Ausgangsdrehzahl des Getriebeabschnitts verknüpft ist, mit einem Beispiel von Variationen der Drehzahlen der jeweiligen Drehelemente des Differenzialabschnitts gemeinsam aufgetragen ist.

#### GENAUE BESCHREIBUNG DER BEVORZUGTEN AUSFÜHRUNGSBEISPIELE

**[0044]** Nun werden verschiedenartige Ausführungsbeispiele gemäß der vorliegenden Erfindung nachstehend im Einzelnen unter Bezugnahme auf die beigefügten Zeichnungen beschrieben.

(Ausführungsbeispiel)

**[0045]** Fig. 1 ist ein Gitterdiagramm zum Darstellen eines Getriebemechanismus, insbesondere eines Schaltmechanismus **10**, der einen Teil eines Antriebssystems für ein Hybridfahrzeug bildet, auf das die vorliegende Erfindung angewendet wird. Wie in Fig. 1 gezeigt ist, weist der Getriebemechanismus **10** ein Getriebegehäuse **12** (im Folgenden als „ein Gehäuse **12**“ bezeichnet), das an einer Fahrzeugkarosserie als nicht drehbares Element montiert ist, eine Eingangswelle **14**, die innerhalb des Gehäuses **12** als Eingangsdrehelement angeordnet ist, einen Differenzialabschnitt **11**, der koaxial zu der Eingangswelle **14** mit dieser entweder direkt oder indirekt über einen pulsationsabsorbierenden Dämpfer (eine Schwingungsdämpfungsvorrichtung), die nicht gezeigt ist, verbunden ist, und der als stufenlos variabler Getriebeabschnitt dient, einen Automatikgetriebeabschnitt **20**, der in Reihe in einem Leistungsübertragungspfad zwischen dem Differenzialabschnitt **11** und Antriebsrädern **34** (siehe Fig. 7) durch ein Leistungsübertragungselement **18** (eine Leistungsübertragungswelle) verbunden ist, und eine Ausgangswelle **22** auf, die mit dem Automatikgetriebeabschnitt **20** verbunden ist und als Ausgangsdrehelement dient.

**[0046]** Der Getriebemechanismus **10** wird geeignet auf ein FR-Fahrzeug (Fahrzeug mit Frontmotor und Hinterradantrieb) angewendet und wird in Längsrichtung eines Fahrzeugs montiert. Der Getriebemechanismus **10** ist zwischen einem Verbrennungsmotor **8** und einem Paar Antriebsrädern **34** angeordnet. Der Verbrennungsmotor **8** weist eine Brennkraftmaschine, wie z. B. einen Benzinverbrennungsmotor

oder einen Dieselmotor oder Ähnliches auf und dient als Antriebsleistungsquelle. Der Verbrennungsmotor **8** ist direkt mit der Eingangswelle **12** in Reihe oder indirekt durch den pulsationsabsorbierenden Dämpfer (die Schwingungsdämpfvorrichtung), die nicht gezeigt ist, verbunden. Das gestattet, dass eine Fahrzeugantriebskraft von dem Verbrennungsmotor **8** auf das Paar Antriebsräder **34** in einer Abfolge durch eine Differenzialgetriebevorrichtung **32** (ein Enddrehzahlreduktionsgetriebe) (siehe **Fig. 7**) und ein Paar Antriebsachsen übertragen wird.

**[0047]** Mit dem Getriebemechanismus **10** des dargestellten Ausführungsbeispiels sind der Verbrennungsmotor **8** und der Differenzialabschnitt **11** direkt miteinander verbunden. Der hier verwendete Ausdruck „direkt miteinander verbunden“ bezieht sich auf einen Aufbau, bei dem eine direkte Verbindung zwischen den verknüpften Bauteilen in Abwesenheit einer Fluid betriebenen Leistungsübertragungsvorrichtung, wie z. B. eines Drehmomentwandlers oder einer Fluidkupplungsvorrichtung oder Ähnlichem, gebildet wird, und bei der eine Verbindung, die beispielsweise einen pulsationsabsorbierenden Dämpfer umfasst, in einer solchen direkten Verbindung aufweist. Es ist anzumerken, dass die untere Hälfte des Getriebemechanismus **10**, der symmetrisch mit Bezug auf seine Achse aufgebaut ist, in **Fig. 1** weggelassen ist. Das gilt ebenso für die anderen Ausführungsbeispiele der nachstehend beschriebenen Erfindung.

**[0048]** Der Differenzialabschnitt **11** weist einen ersten Elektromotor M1, einen Leistungsverteilungsmechanismus **16**, der als mechanischer Mechanismus zum mechanischen Verteilen einer Abgabe des Verbrennungsmotors **8** aufgebaut ist, die auf die Eingangswelle **14** aufgebracht wird, der als Differenzialmechanismus funktioniert, durch den die Verbrennungsmotorabgabe auf den ersten Elektromotor M1 und das Leistungsübertragungselement **18** verteilt wird, und einen zweiten Elektromotor M2 auf, der wirksam mit dem Leistungsübertragungselement **18** verbunden ist, so dass er sich als Einheit damit dreht. In dem dargestellten Ausführungsbeispiel ist sowohl der erste als auch der zweite Elektromotor M1 und M2 ein sogenannter Motorgenerator, die jeweils eine Funktion zum Erzeugen von elektrischer Leistung haben. Der erste Elektromotor M1 hat zumindest die Funktion eines elektrischen Leistungsgenerators zum Erzeugen einer Reaktionskraft. Der zweite Elektromotor M2 hat zumindest die Funktion als Motor (Elektromotor), der als Fahrtriebungsleistungsquelle zum Abgeben einer Fahrzeugantriebskraft dient.

**[0049]** Der Leistungsverteilungsmechanismus **16** weist als Hauptbestandteil einen ersten Planetengetriebebesatz **24** der Einzelritzelbauart mit einem Übersetzungsverhältnis  $p_1$  von beispielsweise ungefähr 0,418 auf. Der erste Planetengetriebebesatz **24** hat Dre-

helemente (Elemente), die aus einem ersten Sonnenrad S1, einem ersten Planetenrad P1, einem ersten Träger CA1, der das erste Planetenrad P1 so stützt, dass das erste Planetenrad P1 um seine Achse und um die Achse des ersten Sonnenrads S1 drehbar ist, und einen ersten Zahnkranz R1 bestehen, der kämmend mit dem ersten Sonnenrad S1 durch das erste Planetenrad P1 eingreift. Wenn die Anzahl der Zähne des ersten Sonnenrads S1 und des ersten Zahnkranzes R1 durch ZS1 bzw. ZR1 ausgedrückt wird, wird das vorstehend genannte Übersetzungsverhältnis  $p_1$  durch  $ZS1/ZR1$  dargestellt.

**[0050]** Bei dem Leistungsverteilungsmechanismus **16** ist ein erster Träger CA1 mit der Eingangswelle **14**, insbesondere dem Verbrennungsmotor **8** verbunden; ist ein erstes Sonnenrad S1 mit dem ersten Elektromotor M1 verbunden; und ist ein erster Zahnkranz R1 mit dem Leistungsübertragungselement **18** verbunden. Bei dem Leistungsverteilungsmechanismus **16** eines solchen Aufbaus sind die drei Elemente des ersten Planetengetriebebesatzes **24**, insbesondere das erste Sonnenrad S1, das erste Planetenrad P1, der erste Träger CA1 und der erste Zahnkranz R1 so angeordnet, dass sie sich relativ zueinander drehen, um eine Differenzialwirkung zu initiieren, insbesondere in einem Differenzialzustand, in dem die Differenzialwirkung initiiert wird. Das gestattet, dass die Verbrennungsmotorabgabe auf den ersten Elektromotor M1 und den Leistungsverteilungsmechanismus **18** verteilt wird. Dann treibt ein Teil der verteilten Verbrennungsmotorabgabe den ersten Elektromotor M1 an, so dass dieser elektrische Energie erzeugt, die gespeichert wird und zum drehbaren Antreiben des zweiten Elektromotors M2 verwendet wird.

**[0051]** Somit wird verursacht, dass der Differenzialabschnitt **11** (der Leistungsverteilungsmechanismus **16**) als elektrische Differenzialvorrichtung funktioniert, so dass beispielsweise der Differenzialabschnitt **11** in einem so genannten stufenlos variablen Schaltzustand (elektrisch gebildeten CVT-Zustand) angeordnet wird, um die Rotation des Leistungsübertragungselements **18** ungeachtet des bei einer vorgegebenen Drehzahl arbeitenden Verbrennungsmotors **8** stufenlos zu variieren. Der Differenzialabschnitt **11** funktioniert nämlich als elektrisch gesteuertes stufenlos variables Getriebe, um ein Drehzahlverhältnis  $\gamma_0$  (eine Drehzahl  $N_{IN}$  der Eingangswelle **14**/ eine Drehzahl  $N_{18}$  des Leistungsübertragungselements **18**) bereitzustellen, die von einem minimalen Wert  $\gamma_{0min}$  bis zu einem maximalen Wert  $\gamma_{0max}$  stufenlos variabel ist.

**[0052]** Der Automatikgetriebeabschnitt **20** weist einen zweiten Planetengetriebebesatz **26** der Einzelritzelbauart, einen dritten Planetengetriebebesatz **28** der Einzelritzelbauart und einen vierten Planetengetriebebesatz **30** der Einzelritzelbauart auf. Der Automatikgetriebeabschnitt **20** ist ein Mehrstufengetriebe der

Planetengetriebebauart, das als gestuft variables Automatikgetriebe betreibbar ist. Der zweite Planetengetriebebesatz **26** hat Folgendes: ein zweites Sonnenrad S2; ein zweites Planetenrad P2; einen zweiten Träger CA2, der das zweite Planetenrad P2 so stützt, dass das zweite Planetenrad P2 um seine Achse und um die Achse des zweiten Sonnenrads S2 drehbar ist; und einen zweiten Zahnkranz R2, der mit dem zweiten Sonnenrad S2 durch das zweite Planetenrad P2 kämmend eingreift. Beispielsweise hat der zweite Planetengetriebebesatz **26** ein vorgegebenes Übersetzungsverhältnis  $p_2$  von ungefähr „0,562“. Der dritte Planetengetriebebesatz **28** hat Folgendes: ein drittes Sonnenrad S3; ein drittes Planetenrad P3; einen dritten Träger CA3, der das dritte Planetenrad P3 so stützt, dass das dritte Planetenrad P3 um seine Achse und um die Achse des dritten Sonnenrads S3 drehbar ist; und einen dritten Zahnkranz R3, der mit dem dritten Sonnenrad S3 durch das dritte Planetenrad P3 kämmend eingreift. Beispielsweise hat der dritte Planetengetriebebesatz **28** ein vorgegebenes Übersetzungsverhältnis  $p_3$  von ungefähr „0,425“.

**[0053]** Der vierte Planetengetriebebesatz **30** hat Folgendes: ein viertes Sonnenrad S4; ein viertes Planetenrad P4; einen vierten Träger CA4, der das vierte Planetenrad P4 so stützt, dass das vierte Planetenrad P4 um seine Achse und um die Achse des vierten Sonnenrads S4 drehbar ist; und einen vierten Zahnkranz R4, der mit dem vierten Sonnenrad S4 durch das vierte Planetenrad P4 kämmend eingreift. Beispielsweise hat der vierte Planetengetriebebesatz **30** ein vorgegebenes Übersetzungsverhältnis  $p_4$  von beispielsweise ungefähr „0,412“. Wenn das zweite Sonnenrad S2, der zweite Zahnkranz R2, das dritte Sonnenrad S3, der dritte Zahnkranz R3, das vierte Sonnenrad S4 und der vierte Zahnkranz R4 Anzahlen von Zähnen haben, die durch ZS2, ZR2, ZS3, ZR3, ZS4 bzw. ZR4 dargestellt werden, werden die Übersetzungsverhältnisse  $p_2$ ,  $p_3$  und  $p_4$  durch ZS2/ZR2, ZS3/ZR3 bzw. ZS4/ZR4 ausgedrückt.

**[0054]** Bei dem Automatikgetriebeabschnitt **20** sind das zweite und das dritte Sonnenrad S2, S3 integral miteinander verbunden, werden selektiv mit dem Leistungsübertragungselement **18** durch eine zweite Kupplung C2 verbunden und selektiv mit dem Gehäuse **12** durch eine erste Bremse B2 verbunden. Der zweite Träger CA2 wird selektiv mit dem Gehäuse **12** durch eine zweite Bremse B2 verbunden und der vierte Zahnkranz R4 wird selektiv mit dem Gehäuse **12** durch eine dritte Bremse B3 verbunden. Der zweite Zahnkranz R2, der dritte Träger CA3 und der vierte Träger CA4 sind integral miteinander verbunden und mit der Ausgangswelle **22** verbunden. Der dritte Zahnkranz R3 und das vierte Sonnenrad S4 sind integral miteinander verbunden und werden selektiv mit dem Leistungsübertragungselement **18** durch eine erste Kupplung C1 verbunden.

**[0055]** Somit werden der Automatikgetriebeabschnitt **20** und der Differenzialabschnitt **11** (das Leistungsübertragungselement **18**) selektiv miteinander durch die erste Kupplung C1 oder die zweite Kupplung C2 verbunden, die vorgesehen ist, um eine jeweilige Gangposition (Schaltposition) bei dem Automatikgetriebeabschnitt **20** zu bilden. Anders gesagt funktionieren die erste und die zweite Kupplung C1, C2 als Kopplungsvorrichtungen, insbesondere als Eingriffsvorrichtung, die betreibbar ist, um den Leistungsübertragungspfad zwischen dem Leistungsübertragungselement **18** und dem Automatikgetriebeabschnitt **20**, nämlich den Leistungsübertragungspfad zwischen dem Differenzialabschnitt **11** (dem Leistungsübertragungselement **18**) und den Antriebsrädern **34** selektiv in einen von einem Leistungsübertragungszustand, in dem die Fahrzeugantriebskraft durch den Leistungsübertragungspfad übertragen werden kann, und dem Leistungsabschaltzustand, in dem die Fahrzeugantriebskraft durch den Leistungsübertragungspfad nicht übertragen werden kann, anzuordnen. Wenn nämlich zumindest eine der ersten und zweiten Kupplung C1 und C2 in Kopplungseingriff versetzt ist, wird der Leistungsübertragungspfad in den Leistungsübertragungszustand versetzt. Dagegen versetzt das Entkoppeln von sowohl der ersten als auch der zweiten Kupplung C1 und C2 den Leistungsübertragungspfad in den Leistungsabschaltzustand.

**[0056]** Ferner gestattet bei dem Automatikgetriebeabschnitt **20** das Entkoppeln einer einschaltentkoppelnden Kopplungsvorrichtung während des Koppelns einer einschaltkoppelnden Kopplungsvorrichtung einen so genannten „Kupplung-zu-Kupplung-Schaltvorgang“, der zur selektiven Bildung der jeweiligen Gangpositionen ausgeführt wird. Das gestattet, dass ein Drehzahlverhältnis  $\gamma$  (Drehzahl  $N_{18}$  des Leistungsübertragungselements **18**/Drehzahl  $N_{OUT}$  der Ausgangswelle **22**) in einem gleichen variierenden Verhältnis für jede Gangposition erhalten wird. Wie in der Kopplungsbetriebstabelle angegeben ist, die in **Fig. 2** gezeigt ist, bildet das Koppeln der ersten Kupplung C1 und der dritten Bremse B3 die erste Gangposition mit einem Drehzahlverhältnis  $\gamma_1$  von beispielsweise ungefähr „3,357“.

**[0057]** Wenn die erste Kupplung C1 und die zweite Bremse B3 im Betrieb gekoppelt werden, wird eine zweite Gangposition mit einem Drehzahlverhältnis  $\gamma_2$  von beispielsweise ungefähr „2,180“ gebildet, das niedriger als ein Wert des Drehzahlverhältnisses  $\gamma_1$  ist. Wenn die erste Kupplung C1 und die erste Bremse B1 im Betrieb gekoppelt werden, wird eine dritte Gangposition mit einem Drehzahlverhältnis  $\gamma_3$  von beispielsweise ungefähr „1,424“ gebildet, das ein niedrigerer Wert als der des Drehzahlverhältnisses  $\gamma_2$  ist. Das Koppeln der ersten Kupplung C1 und der zweiten Kupplung C2 bildet eine vierte Gangposition mit einem Drehzahlverhältnis  $\gamma_4$  von beispiels-



weise ungefähr „1,000“, das niedriger als das Drehzahlverhältnis  $\gamma_3$  ist. Das Koppeln der zweiten Kupplung C2 und der dritten Bremse B3 bildet eine Rückwärtsgangposition (Rückwärtsfahrerschaltposition) mit einem Drehzahlverhältnis  $\gamma_R$  von beispielsweise ungefähr 3,209, das zwischen denen der ersten Gangposition und der zweiten Gangposition liegt. Zusätzlich gestattet das Entkoppeln, insbesondere das Ausrücken oder Lösen der ersten Kupplung C1, der zweiten Kupplung C2, der ersten Bremse B1, der zweiten Bremse B2 und der dritten Bremse B3, das eine neutrale Position N gebildet wird.

**[0058]** Die erste Kupplung C1, die zweite Kupplung C2, die erste Bremse B1, die zweite Bremse B2 und die dritte Bremse B3 (im Folgenden kollektiv als Kupplung C und Bremse B bezeichnet, außer es ist anders angegeben) sind hydraulisch betätigte Reibungskopplungsvorrichtungen, die bei einem Fahrzeugautomatikgetriebe nach dem Stand der Technik verwendet werden.

**[0059]** Jede dieser Reibungskopplungsvorrichtungen kann eine Mehrscheibennasskupplung mit einer Vielzahl von wechselseitig überschneidenden Reibungsplatten, die geeignet sind, gegeneinander durch ein Hydraulikstellglied gepresst zu werden, oder eine Bandbremse mit einer Drehtrommel aufweisen, an deren äußerer Umfangsfläche ein Band oder zwei Bänder gewunden sind, wobei die Enden geeignet sind, durch ein Hydraulikstellglied festgezogen zu werden. Somit dient die Reibungskopplungsvorrichtung dazu, eine Antriebsverbindung zwischen zwei Bauteilen selektiv bereitzustellen, zwischen denen eine Kupplung oder eine Bremse zwischen gesetzt ist.

**[0060]** Bei dem Getriebemechanismus **10** eines solchen Aufbaus bilden der Differenzialabschnitt **11**, der als stufenlos variables Getriebe dient, und der Automatikgetriebeabschnitt **20** ein stufenlos variables Getriebe. Ferner können bei dem Differenzialabschnitt **20**, der so gesteuert wird, dass er ein Drehzahlverhältnis bereitstellt, das auf einem feststehenden Niveau gehalten wird, der Differenzialabschnitt **11** und der Automatikgetriebeabschnitt **20** denselben Zustand bereitstellen, wie ein gestuft variables Getriebe.

**[0061]** Insbesondere funktioniert der Differenzialabschnitt **11** als gestuft variables Getriebe und funktioniert der Automatikgetriebeabschnitt **20**, der mit dem Differenzialabschnitt **11** in Reihe verbunden ist, als gestuft variables Getriebe. Somit wird verursacht, dass die Drehzahl, die in den Automatikgetriebeabschnitt **20** eingegeben wird, der für zumindest eine Gangposition M angeordnet ist (im Folgenden als „Eingangsdrehzahl des Automatikgetriebeabschnitts **20**“ bezeichnet), insbesondere die Drehzahl des Leistungsübertragungselements **18** (im Folgen-

den als „Übertragungselementdrehzahl  $N_{18}$ “ bezeichnet) sich stufenlos verändern, wodurch ermöglicht wird, dass die Gangposition M einen stufenlos variablen Drehzahlbereich hat. Demgemäß stellt der Getriebemechanismus **10** ein Gesamtdrehzahlverhältnis  $\gamma_T$  (Drehzahl  $N_{IN}$  der Eingangswelle **14**/Drehzahl  $N_{OUT}$  der Ausgangswelle **22**) in einem stufenlos variablen Bereich zur Verfügung. Somit wird das stufenlos variable Getriebe bei dem Getriebemechanismus **10** erzielt. Das Gesamtdrehzahlverhältnis  $\gamma_T$  des Getriebemechanismus **10** ist das Gesamtdrehzahlverhältnis  $\gamma_T$  des gesamten Automatikgetriebeabschnitts **20**, das auf der Grundlage des Drehzahlverhältnisses  $\gamma_0$  des Differenzialabschnitts **11** und des Drehzahlverhältnisses  $\gamma$  des Automatikgetriebeabschnitts **20** gebildet wird.

**[0062]** Für die jeweiligen Gangpositionen, wie beispielsweise die Positionen des ersten Gangs bis vierten Gangs des Automatikgetriebeabschnitts **20** und die Rückwärtsgangposition, die in der Kopplungsbetriebstabelle angegeben ist, die in **Fig. 2** gezeigt ist, wird die Übertragungselementdrehzahl  $N_{18}$  stufenlos variiert, wobei jede Gangposition in einem stufenlos variablen Drehzahlbereich erhalten wird. Demgemäß ist ein stufenlos variables Drehzahlverhältnis zwischen angrenzenden Gangpositionen vorhanden, was ermöglicht, dass der gesamte Getriebemechanismus **10** das Gesamtdrehzahlverhältnis  $\gamma_T$  in einem stufenlos variablen Bereich hat.

**[0063]** Ferner wird das Drehzahlverhältnis  $\gamma_0$  des Differenzialabschnitts gesteuert, so dass es auf einem feststehenden Niveau liegt, und werden die Kupplung C und die Bremse B selektiv gekoppelt, um dadurch zu verursachen, dass eine der Gangpositionen des ersten Gangs bis vierten Gangs oder die Rückwärtsgangposition (Rückwärtsschaltposition) selektiv gebildet wird. Das gestattet, dass das Gesamtdrehzahlverhältnis  $\gamma_T$ , das in einem nahezu gleichen Verhältnis variabel ist, des Getriebemechanismus **10** für jede Gangposition erhalten wird. Somit kann der Getriebemechanismus **10** in demselben Zustand wie demjenigen des gestuft variablen Getriebes versetzt werden.

**[0064]** Wenn beispielsweise der Differenzialabschnitt **11** gesteuert wird, um das Drehzahlverhältnis  $\gamma_0$  bei einem feststehenden Wert von „1“ bereitzustellen, stellt der Getriebemechanismus **10** das Gesamtdrehzahlverhältnis  $\gamma_T$  für jede Gangposition der Positionen des ersten Gangs bis vierten Gangs des Automatikgetriebeabschnitts **20** und der Rückwärtsgangposition bereit, wie durch die Kopplungsbetriebstabelle angegeben ist, die in **Fig. 2** gezeigt ist. Wenn ferner der Automatikgetriebeabschnitt **20** in der Position des vierten Gangs gesteuert wird, um zu verursachen, dass der Differenzialabschnitt **11** das Drehzahlverhältnis  $\gamma_0$  von beispielsweise ungefähr „0,7“ hat, das geringer als ein Wert von „1“ ist, hat der Au-

tomatikgetriebeabschnitt **20** das Gesamtdrehzahlverhältnis  $\gamma_T$  von beispielsweise ungefähr „0,7“, das geringer als ein Wert der Position des vierten Gangs ist.

**[0065]** Fig. 3 ist ein Liniendiagramm für den Getriebemechanismus **10** mit dem Differenzialabschnitt **11** und dem Automatikgetriebeabschnitt **20**, wobei die Relativbewegungsbeziehungen zwischen den Drehzahlen der verschiedenartigen Drehelemente in verschiedenen Kopplungszuständen für jede Gangposition auf Geraden aufgetragen werden können. Das Liniendiagramm von Fig. 3 nimmt die Gestalt eines zweidimensionalen Ordinaten-systems an, bei dem auf der Abszissenachse die Übersetzungsverhältnisse  $p$  der Planetengetriebe-sätze **24**, **26**, **28**, **30** aufgetragen sind, und auf der Ordinatenachse, die wechselseitig relativen Drehzahlen der Drehelemente aufgetragen sind. Eine Querlinie X1 gibt die Drehzahl an, die zu 0 gemacht wird; eine Querlinie X2 gibt die Drehzahl von „1,0“ an, nämlich die Drehzahl  $N_E$  des Verbrennungsmotors **8**, der mit der Eingangswelle **14** verbunden ist; und eine Querlinie XG gibt die Drehzahl des Leistungsübertragungselements **18** an.

**[0066]** Beginnend von links stellen die drei vertikalen Linien Y1, Y2 und Y3, die mit den drei Elementen des Leistungsverteilungsmechanismus **16** verknüpft sind, der den Differenzialabschnitt **11** bildet, die wechselseitig relativen Drehzahlen des ersten Sonnenrads S1 entsprechend einem zweiten Drehelement (zweiten Element) RE2, des ersten Trägers CA1 entsprechend einem ersten Drehelement (ersten Element) RE1 bzw. des ersten Zahnkranzes R1 entsprechend einem dritten Drehelement (dritten Element) RE3 dar. Ein Abstand zwischen den angrenzenden vertikalen Linien wird auf der Grundlage des Übersetzungsverhältnisses  $p_1$  des ersten Planetengetriebe-satzes **24** bestimmt.

**[0067]** Beginnend von links stellen ferner fünf vertikale Linien Y4, Y5, Y6, Y7 und Y8 für den Automatikgetriebeabschnitt **20** die wechselseitig relativen Drehzahlen von Folgendem dar: des zweiten und dritten Sonnenrads S2, S3, die miteinander verbunden sind, die einem vierten Drehelement (vierten Element) RE 4 entsprechen; des zweiten Trägers CA2, der einem fünften Drehelement (fünften Element) RE5 entspricht; des vierten Zahnkranzes R4a, der einem sechsten Drehelement (sechsten Element) RE6 entspricht; des zweiten Zahnkranzes R2, des dritten Trägers CA3 und des vierten Trägers CA4, die miteinander verbunden sind, die einem siebten Drehelement (siebten Element) RE7 entsprechen; und eines dritten Zahnkranzes R3 und eines vierten Sonnenrads S4, die miteinander verbunden sind und einem achten Drehelement (achten Element) RE8 entsprechen. Der jeweilige Abstand zwischen den angrenzenden vertikalen Linien wird auf der Grundlage der Übersetzungsverhältnisse  $p_2$ ,  $p_3$  und  $p_4$  des

zweiten, dritten und vierten Planetengetriebe-satzes **26**, **28**, **30** bestimmt.

**[0068]** In der Beziehung zwischen den vertikalen Linien des Liniendiagramms wird dann, wenn ein Raum zwischen dem Sonnenrad und dem Träger auf einen Abstand entsprechend einem Wert von „1“ eingerichtet wird, dann ein Raum zwischen dem Träger und dem Zahnkranz mit einem Abstand entsprechend dem Übersetzungsverhältnis  $p$  des Planetengetriebe-satzes angeordnet. Für den Differenzialabschnitt **11** wird nämlich ein Raum zwischen den vertikalen Linien Y1 und Y2 auf einen Abstand entsprechend einem Wert „1“ eingerichtet und wird ein Raum zwischen den vertikalen Linien Y2 und Y3 auf einen Abstand entsprechend dem Übersetzungsverhältnis  $p_1$  eingestellt. Für den Automatikgetriebeabschnitt **20** wird ferner der Raum zwischen dem Sonnenrad und dem Träger so eingerichtet, dass der Abstand entsprechend dem Wert „1“ für jeweils den zweiten, dritten und vierten Planetengetriebe-satz **26**, **28**, **30** eingerichtet, für die der Raum zwischen dem Träger und dem Zahnkranz auf den Abstand entsprechend dem Übersetzungsverhältnis  $p_1$  eingerichtet ist.

**[0069]** Unter Bezugnahme auf das Liniendiagramm von Fig. 3 ist der Leistungsverteilungsmechanismus **16** (der Differenzialabschnitt **11**) des Getriebemechanismus **10** so angeordnet, dass das erste Drehelement RE1 (der erste Träger CA1) des ersten Planetengetriebe-satzes **24** mit der Eingangswelle **14**, insbesondere dem Verbrennungsmotor **8** verbunden ist und das zweite Drehelement RE2 mit dem ersten Elektromotor M1 verbunden ist. Das dritte Drehelement RE3 (der erste Zahnkranz R1) ist mit dem Leistungsübertragungselement **18** und dem zweiten Elektromotor M2 verbunden. Somit wird eine Drehbewegung der Eingangswelle **14** auf den Automatikgetriebeabschnitt **20** durch das Leistungsübertragungselement **18** übertragen (zu diesem eingeleitet). Eine Beziehung zwischen den Drehzahlen des ersten Sonnenrads S1 und des ersten Zahnkranzes R1 wird durch eine geneigte Gerade L0 dargestellt, die durch einen Schnittpunkt zwischen den Linien Y2 und X2 verläuft.

**[0070]** Nun wird eine Beschreibung von einem Fall angegeben, bei dem beispielsweise der Differenzialabschnitt **11** in einen Differenzialzustand versetzt wird, wobei das erste bis dritte Drehelement RE1 bis RE3 sich relativ zueinander drehen können, während die Drehzahl des ersten Zahnkranzes R1, die durch einen Schnittpunkt zwischen der Geraden L0 und der vertikalen Linie Y1 angegeben ist, mit der Fahrzeuggeschwindigkeit V verbunden ist und auf einem nahezu konstanten Niveau bleibt. In diesem Fall wird, wenn die Verbrennungsmotordrehzahl  $N_E$  gesteuert wird, wenn die Drehzahl des ersten Trägers CA1, die durch einen Schnittpunkt zwischen der Geraden L0 und der vertikalen Linie Y2 dargestellt wird, angeho-

ben oder abgesenkt wird, die Drehzahl des ersten Sonnenrads S1, insbesondere die Drehzahl des ersten Elektromotors M1, die durch einen Schnittpunkt zwischen der Geraden L0 und der vertikalen Linie Y1 angegeben ist, angehoben oder abgesenkt.

**[0071]** Beim Steuern der Drehzahl des ersten Elektromotors M1, um zu gestatten, dass der Differenzialabschnitt **11** das Drehzahlverhältnis  $\gamma_0$  von „1“ hat, wobei das erste Sonnenrad S1 sich mit der gleichen Drehzahl wie der Verbrennungsmotordrehzahl  $N_E$  dreht, ist die Gerade L0 mit der horizontalen Linie X2 ausgerichtet. Wenn das stattfindet, wird verursacht, dass der erste Zahnkranz R1, insbesondere das Leistungsübertragungselement **18** sich mit der gleichen Drehzahl wie der Verbrennungsmotordrehzahl  $N_E$  dreht. Wenn dagegen die Drehzahl des ersten Elektromotors M1 gesteuert wird, um zu gestatten, dass der Differenzialabschnitt **11** das Drehzahlverhältnis  $\gamma_0$  eines Werts hat, der geringer als „1“ ist, beispielsweise einen Wert von ungefähr „0,7“, wobei die Drehzahl des ersten Sonnenrads S1 zu null gemacht wird, wird verursacht, dass das Leistungsübertragungselement **18** sich mit einer erhöhten Übertragungselementdrehzahl  $N_{18}$  dreht, die höher als die Verbrennungsmotordrehzahl  $N_E$  ist.

**[0072]** Bei dem Automatikgetriebeabschnitt **20** wird das vierte Drehelement RE4 selektiv mit dem Leistungsübertragungselement **18** über die zweite Kupplung C2 verbunden und wird selektiv mit dem Gehäuse **12** über die erste Bremse B1 verbunden, wobei das fünfte Drehelement RE5 selektiv mit dem Gehäuse **12** über die zweite Bremse B2 verbunden wird. Das sechste Drehelement RE6 wird selektiv mit dem Gehäuse **12** über die dritte Bremse B3 verbunden, wobei das siebte Drehelement RE7 mit der Ausgangswelle **22** verbunden ist, und das achte Drehelement RE8 wird selektiv mit dem Leistungsübertragungselement **18** über die erste Kupplung C1 verbunden.

**[0073]** In der Beschreibung eines Falls angegeben, bei welchem bei dem Automatikgetriebeabschnitt **20** der Differenzialabschnitt **11** in einem Zustand angeordnet ist, bei dem die Gerade L0 in Übereinstimmung mit der horizontalen Linie X2 gebracht wird, um zu verursachen, dass der Differenzialabschnitt **11** die Fahrzeugantriebskraft auf das achte Drehelement RE8 mit der gleichen Drehzahl wie der Verbrennungsmotordrehzahl  $N_E$  überträgt, woraufhin die erste Kupplung C1 und die dritte Bremse B3 gekoppelt werden, wie in **Fig. 3** gezeigt ist. In diesem Fall wird die Drehzahl der Ausgangswelle **22** für die erste Gangposition durch einen Schnittpunkt zwischen der geneigten Linie L1, die durch einen Schnittpunkt zwischen der vertikalen Linie Y8, die die Drehzahl des achten Drehelements RE8 angibt, und der horizontalen Linie X2 und eines Schnittpunkts zwischen der vertikalen Linie Y6, die die Drehzahl des sechs-

ten Drehelements RE6 angibt, und der horizontalen Linie X1 verläuft, und einem Schnittpunkt zwischen der vertikalen Linie Y7, die die Drehzahl des siebten Drehelements RE angibt, das mit der Ausgangswelle **22** verbunden ist, wie in **Fig. 3** angegeben ist, dargestellt.

**[0074]** In ähnlicher Weise wird die Drehzahl der Ausgangswelle **22** für die zweite Gangposition durch einen Schnittpunkt zwischen einer geneigten Geraden L2, die bestimmt wird, wenn die erste Kupplung C1 und die zweite Bremse B2 gekoppelt werden, und der vertikalen Linie Y7, die die Drehzahl des siebten Drehelements RE7 angibt, das mit der Ausgangswelle **22** verbunden ist, dargestellt. Die Drehzahl der Ausgangswelle **22** für die dritte Gangposition wird durch einen Schnittpunkt zwischen einer geneigten Geraden L3, die bestimmt wird, wenn die erste Kupplung C1 und die dritte Bremse B1 gekoppelt sind, und der vertikalen Linie Y7, die die Drehzahl des siebten Drehelements RE7 angibt, das mit der Ausgangswelle **22** verbunden ist, dargestellt. Die Drehzahl der Ausgangswelle **22** für die vierte Gangposition wird durch einen Schnittpunkt zwischen einer horizontalen Geraden L4, die bestimmt wird, wenn die erste Kupplung C1 und die zweite Bremse B2 gekoppelt sind, und der vertikalen Linie Y7, die die Drehzahl des siebten Drehelements RE7 angibt, das mit der Ausgangswelle **22** verbunden ist, dargestellt.

**[0075]** **Fig. 4** zeigt eine elektronische Steuereinheit **80**, die wirksam ist, um den Getriebemechanismus **10** der vorliegenden Erfindung zu steuern, um verschiedenartige Ausgangssignale als Reaktion auf verschiedenartige Eingangssignale zu erzeugen. Die elektronische Steuereinheit **80** weist einen so genannten Mikrocomputer auf, der eine CPU, einen ROM, einen RAM und eine Eingabe-/Ausgabeschnittstelle aufweist, und ist angeordnet, um die Signale gemäß den in dem ROM gespeicherten Programmen zu verarbeiten, während eine zeitweilige Datenspeicherfunktion des ROM verwendet wird, um Hybridantriebssteuerungen des Verbrennungsmotors **8** und des ersten und zweiten Elektromotors M1 und M2 sowie Antriebssteuerungen, wie z. B. Schaltsteuerungen des Automatikgetriebeabschnitts **20** vorzunehmen.

**[0076]** Die elektronische Steuereinheit **80**, die mit verschiedenartigen Sensoren und Schaltern verbunden ist, wie in **Fig. 4** gezeigt ist, empfängt verschiedenartige Signale, wie z. B. folgende: ein Signal, das eine Verbrennungsmotorkühlmitteltemperatur  $TEMP_W$  angibt; ein Signal, das eine Schaltposition  $P_{SH}$  angibt, die mit einem Schalthebel **52** (in **Fig. 7** gezeigt) ausgewählt wird, und ein Signal, das die Anzahl der Betätigungen angibt, die an der „M-Position“ vorgenommen werden; ein Signal, das die Verbrennungsmotordrehzahl  $N_E$  angibt, die die Drehzahl des Verbrennungsmotors **8** darstellt; ein Signal,

das einen Getriebestrangvoreinstellwert (Antriebspositionsgruppenwählschalter) angibt; ein Signal, das einen M-Modus (einen manuellen Schaltfahrmodus) anweist; ein Signal, das einen betriebenen Zustand einer Klimaanlage angibt; ein Signal, das eine Drehzahl (im Folgenden als „Ausgangswellendrehzahl“ bezeichnet)  $N_{OUT}$  der Ausgangswelle **22** angibt; ein Signal, das eine Temperatur  $T_{OIL}$  eines Arbeitsöls des Automatikgetriebeabschnitts angeht.

**[0077]** Die elektronische Steuereinheit **80** empfängt ebenfalls ein Signal, das eine sich in Betrieb befindliche Handbremse angibt; ein Signal, das eine sich in Betrieb befindliche Fußbremse angibt; ein Signal, das eine Temperatur eines Katalysators angibt; ein Signal, das eine Beschleunigeröffnung Acc angibt, die einen Betätigungshub eines Beschleunigerpedals darstellt, wenn dieses durch einen Fahrer für seinen Ausgangsanforderungswert betätigt wird; ein Signal, das einen Nockenwinkel angibt; ein Signal, das einen Schneemodus in Einstellung angibt; ein Signal, das einen Wert G einer nach vorn und hinten gerichteten Beschleunigung des Fahrzeugs angibt; ein Signal, das einen Fahrmodus mit Geschwindigkeitsregelung angibt; ein Signal, das ein Gewicht (Fahrzeuggewicht) des Fahrzeugs angibt; ein Signal, das eine Radgeschwindigkeit eines jeweiligen Antriebsrads angibt; ein Signal, das eine Drehzahl  $N_{M1}$  des ersten Elektromotors M1 angibt (im Folgenden als „erste Elektromotordrehzahl  $N_{M1}$ “ bezeichnet); ein Signal, das eine Drehzahl  $N_{M2}$  des zweiten Elektromotors M2 angibt (im Folgenden als „zweite Elektromotordrehzahl  $N_{M2}$ “ bezeichnet); und ein Signal, das einen Ladezustand SOC angibt, der in einer elektrischen Speichervorrichtung **60** gespeichert ist (siehe **Fig. 7**).

**[0078]** Die elektronische Steuereinheit **80** erzeugt verschiedenartige Signale, die Folgendes umfassen: Ein Steuersignal, das auf eine Verbrennungsmotorabgabesteuervorrichtung **58** (siehe **Fig. 7**) zum Steuern einer Verbrennungsmotorabgabe aufgebracht wird, insbesondere ein Antriebssignal, das auf ein Drosselstellglied **64** zum Steuern einer Drosselventilöffnung  $\theta_{TH}$  eines elektronischen Drosselventils **62** aufgebracht wird, das in einem Einlasskrümmer **60** des Verbrennungsmotors **8** angeordnet ist; ein Kraftstoffzufuhrmengensignal, das auf eine Kraftstoffeinspritzvorrichtung **66** zum Steuern einer Menge Kraftstoff aufgebracht wird, die in den Einlasskrümmer **60** oder in Zylinder des Verbrennungsmotors **8** eingespritzt wird; ein Zündsignal, das auf eine Zündvorrichtung **68** zum Steuern der Zündzeitabstimmung des Verbrennungsmotors **8** aufgebracht wird; ein Ladedruckreguliersignal zum Regulieren eines Ladedrucks des Verbrennungsmotors **8**; ein Antriebssignal einer elektrischen Klimaanlage zum Betätigen einer elektrischen Klimaanlage; Anweisungssignale zum Anweisen der Betriebe des ersten und zweiten Elektromotors M1 und M2; ein Schaltpositionsanzeigesignal (Betätigungspositions-

anzeigesignal) zum Betätigen eines Schaltbereichsindikators; ein Übersetzungsverhältnisanzeigesignal zum Anzeigen des Übersetzungsverhältnisses.

**[0079]** Die elektronische Steuereinheit **80** erzeugt ebenso ein Schneemodusanzeigesignal zum Anzeigen des Vorliegens eines Schneemodus; ein ABS-Betätigungssignal zum Betreiben eines ABS-Betätigungsglieds zum Ausschließen des Schlupfs der Antriebsräder während einer Bremsphase; ein M-Modusanzeigesignal zum Anzeigen, das ein M-Modus ausgewählt ist; Ventilanweisungssignale zum Betätigen von elektromagnetischen Ventilen (Linearsolenoidventilen), die in der Hydrauliksteuereinheit **70** (siehe **Fig. 5** und **Fig. 7**) eingebaut sind, um die Hydraulikstellglieder der hydraulisch betätigten Reibungskopplungsvorrichtungen des Differenzialabschnitts **11** und des Automatikgetriebeabschnitts **20** zu steuern; ein Signal zum Regulieren eines Regulierventils (eines Druckregulierventils), das in der Hydrauliksteuereinheit **70** eingebaut ist, um einen Leitungsdruck PL zu regulieren; ein Antriebsanweisungssignal zum Betätigen einer elektrischen Hydraulikpumpe, die als Hydraulikursprungsdruckquelle wirkt, damit der Leitungsdruck  $P_L$  reguliert wird; ein Signal zum Anreiben einer elektrischen Heizung; und ein Signal, das auf einen Geschwindigkeitsregelcomputer aufgebracht wird.

**[0080]** **Fig. 5** ist ein Schaltkreisdiagramm, das sich auf die Linearsolenoidventile SL1 bis SL5 des Hydrauliksteuerschaltkreises **70** bezieht, zum Steuern der Betriebe der jeweiligen Hydraulikstellglieder (Hydraulikzylinder) AC1, AC2, AB1, AB2, AB3 der Kupplungen C1, C2 und der Bremsen B1 bis B3.

**[0081]** Wie in **Fig. 5** gezeigt ist, sind die Hydraulikstellglieder AC1, AC2, AB1, AB2, AB3 mit den entsprechenden Linearsolenoidventilen SL1, SL5 verbunden, die als Reaktion auf Steueranweisungen gesteuert werden, die von der elektronischen Steuereinheit **80** zugeführt werden. Das stellt den Leitungsdruck PL auf die entsprechenden Kupplungseinrückdrücke PC1, PC2, PB1, PB2 und PB3 ein, die direkt auf die entsprechenden Hydraulikstellglieder AC1, AC2, AB1, AB2, AB3 aufgebracht werden sollen. Der Leitungsdruck PL stellt einen Ursprungshydraulikdruck dar, der durch eine (nicht gezeigte) elektrisch betriebene Hydraulikölpumpe oder eine mechanische Ölpumpe erzeugt wird, die durch den Verbrennungsmotor **30** betrieben wird, der durch ein Ablassdruckregulierventil in Abhängigkeit einer Last des Verbrennungsmotors **8** bezüglich einer Beschleunigeröffnungsverstellung  $A_{CC}$  oder einer Drosselventilöffnung  $\theta_{TH}$  reguliert wird.

**[0082]** Die Linearsolenoidventile SL1 bis SL5 sind grundsätzlich mit demselben Aufbau ausgebildet und werden unabhängig voneinander mit der elektronischen Steuereinheit **80** erregt oder entregt. Das ge-

stattet, dass die Hydraulikstellglieder AC1, AC2, AB1, AB2, AB3 unabhängig und steuerbar die Hydraulikdrücke regulieren, um dadurch die Kupplungsrückdrücke PC1, PC2, PB1, PB2, PB3 zu steuern. Bei dem Automatikgetriebeabschnitt **20** werden vorbestimmte Kopplungsvorrichtungen mit einem Muster gekoppelt, das beispielsweise in der in **Fig. 2** gezeigten Kopplungsbetriebsanzeigetabelle angegeben ist, um dadurch verschiedenartige Gangpositionen zu bilden. Zusätzlich wird während der Schaltsteuerung des Automatikgetriebeabschnitts **20** ein sogenanntes Kupplung-zu-Kupplung-Schalten ausgeführt, um das Koppeln oder Entkoppeln der Kupplungen C und der Bremsen B gleichzeitig zu steuern, die relevant für die Schaltvorgänge sind.

**[0083]** **Fig. 6** ist eine Ansicht, die ein Beispiel einer manuell betätigten Schaltvorrichtung **50** zeigt, die als Umstellvorrichtung dient, die wirksam ist, um verschiedenartige Schaltpositionen  $P_{SH}$  bei einer manuellen Betätigung zu schalten. Die Schaltvorrichtung **50** ist beispielsweise in einem Bereich montiert, der seitlich an einem Fahrersitz gelegen ist, und weist einen Schalthebel **52** auf, der zum Auswählen von einer der Vielzahl der Schaltpositionen  $P_{SH}$  zu betätigen ist.

**[0084]** Der Schalthebel **52** hat eine Parkposition „P“ (Parken), bei der das Innere des Getriebemechanismus **10**, insbesondere der Leistungsübertragungspfad innerhalb des Automatikgetriebes **20** in einem neutralen Zustand abgeschaltet ist, insbesondere in einen neutralen Zustand versetzt ist, wobei die Ausgangswelle **22** des Automatikgetriebeabschnitts **20** in einem gesperrten Zustand gehalten wird; eine Rückwärtsfahrposition „R“ (Rückwärts) für den Rückwärtsfahrmodus; eine Neutralposition „N“ (Neutral), damit der Leistungsübertragungspfad des Getriebemechanismus **10** in dem neutralen Zustand abgeschaltet wird; eine automatische Vorwärtsfahrposition „D“ (Fahren) und eine manuelle Schaltvorwärtsfahrposition „M“ (Manuell). In der automatischen Vorwärtsfahrposition „D“ wird ein automatischer Schaltmodus zum Ausführen einer automatischen Schaltsteuerung innerhalb eines variierenden Bereichs eines schaltbaren Gesamtdrehzahlverhältnisses  $\gamma_T$  des Automatikgetriebes **10** gebildet, das sich aus den verschiedenen Gangpositionen ergibt, deren automatische Schaltsteuerung mit einer stufenlos variablen Drehzahlverhältnisbreite des Differenzialabschnitts **11** ergibt, und eines Bereichs einer ersten Gangposition bis vierten Gangposition des Automatikgetriebeabschnitts **20**. Die manuelle Schaltvorwärtsfahrposition M wird manuell geschaltet, um einen manuellen Schaltvorwärtsfahrmodus (manuellen Modus) zu bilden, um einen so genannten Schaltbereich einzustellen, um eine Gangwechselposition in einem Hochgeschwindigkeitsbereich während des Betriebs des Automatikgetriebeabschnitts **20** unter der automatischen Schaltsteuerung zu begrenzen.

**[0085]** Wenn der Schalthebel **52** auf die verschiedenartigen Schaltpositionen  $P_{SH}$  geschaltet wird, wird der Hydrauliksteuerschaltkreis **70** elektrisch umgeschaltet, um dadurch die Rückwärtsfahrposition „R“ die Neutralposition „N“ und die verschiedenen Gangpositionen oder Ähnliches in der Vorwärtsfahrposition „D“ zu erhalten.

**[0086]** Von den verschiedenen Schaltpositionen  $P_{SH}$ , die mit den „P“- bis „M“-Positionen dargestellt werden, stellen „P“- und „N“-Positionen Nichtfahrpositionen dar, die ausgewählt werden, wenn verursacht wird, dass das Fahrzeug nicht fährt. Die „P“- und „N“-Positionen stellen nämlich Nichtfahrpositionen dar, die ausgewählt werden, wenn die erste und zweite Kupplung C1, C2 ausgewählt werden, um zu verursachen, dass der Leistungsübertragungspfad zu einem Leistungsabschaltzustand wie in einer Situation umgeschaltet wird, der beispielsweise in der in **Fig. 2** gezeigten Kopplungsbetriebsanzeigetabelle angegeben ist, wobei sowohl die erste als auch die zweite Kupplung C1, C2 entkoppelt werden, um den Leistungsübertragungspfad innerhalb des Automatikgetriebeabschnitts **20** zu unterbrechen, um den Antrieb des Fahrzeugs außer Kraft zu setzen.

**[0087]** Die in „R“- , „D“- und „M“-Positionen stellen Fahrpositionen dar, die ausgewählt werden, wenn verursacht wird, dass das Fahrzeug fährt. Diese Positionen stellen nämlich Fahrpositionen dar, die ausgewählt werden, wenn die erste und/oder die zweite Kupplung C1, C2, die ausgewählt werden, um zu verursachen, dass der Leistungsübertragungspfad zu einem Leistungsübertragungszustand wie in einer Situation umgeschaltet wird, die beispielsweise in der in **Fig. 2** gezeigten Kopplungsbetriebsanzeigetabelle angegeben ist, zumindest eine der ersten und zweiten Kupplungen C1, C2 gekoppelt, um den Leistungsübertragungspfad innerhalb des Automatikgetriebeabschnitts **20** zu bilden, um zu ermöglichen, dass das Fahrzeug angetrieben wird.

**[0088]** Genauer gesagt wird, wenn der Schalthebel **52** manuell von der „P“-Position oder der „N“-Position zu der „R“-Position geschaltet wird, die zweite Kupplung C2 gekoppelt, um zu verursachen, dass der Leistungsübertragungspfad des Automatikgetriebeabschnitts **20** von dem Leistungsabschaltzustand zu dem Leistungsübertragungszustand umgeschaltet wird. Wenn der Schalthebel **52** manuell von der „N“-Position zu der „D“-Position geschaltet wird, wird zumindest die erste Kupplung C1 gekoppelt, um den Leistungsübertragungspfad des Automatikgetriebeabschnitts **20** von dem Leistungsabschaltzustand zu dem Leistungsübertragungszustand umzuschalten. Ferner wird, wenn der Schalthebel **52** manuell von der „R“-Position zu der „P“-Position oder der „N“-Position geschaltet wird, die zweite Kupplung C2 entkoppelt, um den Leistungsübertragungspfad des Automatikgetriebeabschnitts **20** von dem Leistungsüber-

tragungszustand zu dem Leistungsabschaltzustand umzuschalten. Wenn der Schalthebel **52** manuell von der D-Position zu der N-Position geschaltet wird, wird die erste Kupplung C1 oder die zweite Kupplung C2 entkoppelt, um den Leistungsübertragungspfad des Automatikgetriebeabschnitts **20** von dem Leistungsübertragungszustand zu dem Leistungsabschaltzustand umzuschalten.

**[0089]** Fig. 7 ist ein Funktionsblockdiagramm, das Hauptsteuerfunktionen zeigt, die durch die elektronische Steuereinheit **80** auszuführen sind. Eine gestuft variable Schaltsteuereinrichtung **82** bestimmt eine Schaltanforderung für den Automatikgetriebeabschnitt **20** auf der Grundlage des für die Ausgangswellendrehzahl relevanten Werts und einer Fahreranforderung, um zu verursachen, dass der Automatikgetriebeabschnitt die automatische Schaltsteuerung ausführt, um eine angeforderte Schaltposition als Reaktion auf die Schaltanforderung zu erhalten. Beispielsweise bestimmt die gestuft variable Schaltsteuereinrichtung **82**, ob das Schalten des Automatikgetriebeabschnitts **20** ausgeführt werden soll, insbesondere die Gangposition geschaltet werden soll, um zu verursachen, dass der Automatikgetriebeabschnitt die automatische Schaltsteuerung ausführt, nämlich auf der Grundlage des Fahrzeugzustands, der durch eine Ist-Fahrzeuggeschwindigkeit  $V$  und die Beschleunigeröffnung  $Acc$  unter Bezugnahme auf die Beziehungen (Schaltlinien und Schaltkennfeld), die Hochschaltlinien (als durchgezogene Linien) und Herunterschaltlinien (als gepunktete Linien) umfassen, dargestellt wird, die im Voraus als Parameter der Fahrzeuggeschwindigkeit  $V$  und der Beschleunigeröffnung  $Acc$  gespeichert werden, die in Fig. 8 dargestellt sind. Hier kann, obwohl die Fahreranforderung durch die Beschleunigeröffnung  $Acc$  dargestellt ist, stattdessen diese durch ein angefordertes Ausgangsdrehmoment  $T_{OUT}$  des Automatikgetriebeabschnitts **20** oder die Drosselöffnung  $\theta_{TH}$  oder Ähnliches dargestellt werden.

**[0090]** Wenn das stattfindet, gibt die gestuft variable Schaltsteuereinrichtung **82** Schaltanweisungen (eine Schaltabgabeanweisung und eine Hydraulikdruckanweisung) an den Hydrauliksteuerschaltkreis **70** ab, um die hydraulisch betätigten Reibungskopplungsvorrichtungen zu koppeln und/oder zu entkoppeln, die mit dem Schalten des Automatikgetriebeabschnitts **20** verknüpft sind, um die Gangposition gemäß der in Fig. 2 gezeigten Kopplungstabelle zu bilden. Die gestuft variable Schaltsteuereinrichtung **82** gibt nämlich eine Anweisung an den Hydrauliksteuerschaltkreis **70** zum Entkoppeln der einschaltentkoppelnden Kopplungsvorrichtung ab, die mit dem Schalten verknüpft ist, während sie die einschaltkoppelnde Kopplungsvorrichtung koppelt, um zu verursachen, dass das Kupplungs-zu-Kupplungs-Schalten ausgeführt wird. Beim Empfangen solcher Anweisungen verursacht der Hydrauliksteuerschaltkreis **70**, dass

die Linearolenoidventile SL des Automatikgetriebeabschnitts **20** betätigt werden. Das gestattet, dass die hydraulisch betätigten Stellglieder der hydraulisch betätigten Reibungskopplungsvorrichtungen, die mit dem relevanten Schaltvorgang verknüpft sind, betätigt werden. Somit wird beispielsweise die einschaltentkoppelnde Kopplungsvorrichtung entkoppelt und die einschaltkoppelnde Kopplungsvorrichtung gekoppelt, was verursacht, dass der Automatikgetriebeabschnitt **20** den Schaltvorgang ausführt.

**[0091]** Eine Hybridsteuereinrichtung **84** betreibt den Verbrennungsmotor **8** in einem optimalen Betriebsbereich mit einem hohen Wirkungsgrad, während sie die Antriebskräfte des Verbrennungsmotors **8** und des zweiten Elektromotors M2 bei optimalen Raten verteilt und eine Reaktionskraft des ersten Elektromotors M1 während dessen Betrieb optimal variiert, um eine elektrische Leistung zu erzeugen, um dadurch den Differenzialabschnitt **11** als elektrisch gesteuertes stufenlos variables Getriebe steuerbar zu betreiben, um ein Drehzahlverhältnis  $\gamma_0$  zu steuern. Bei einer Fahrzeuggeschwindigkeit  $V$  während des Fahrens des Fahrzeugs bei einer Gelegenheit wird beispielsweise eine Sollabgabe (eine angeforderte Abgabe) für das Fahrzeug auf der Grundlage der Beschleunigeröffnung  $Acc$  und der Fahrzeuggeschwindigkeit  $V$  berechnet, die beide Abgabeanforderungsvariablen des Fahrers darstellen, worauf eine angeforderte Gesamtsollabgabe auf der Grundlage der Sollabgabe des Fahrzeugs und eines Batterieladeanforderungswerts berechnet werden. Nachfolgend wird die Sollverbrennungsmotorabgabe unter Berücksichtigung eines Verlusts einer Leistungsübertragung, von Lasten von Hilfseinheiten, eines Unterstützungsdrehmoments des zweiten Elektromotors M2 und dergleichen berechnet, um die Gesamtsollabgabe zu erhalten. Dann steuert die Hybridsteuereinrichtung **84** den Verbrennungsmotor **8**, während sie eine Rate einer elektrischen Leistung steuert, die durch den ersten Elektromotor M1 erzeugt wird, um die Verbrennungsmotordrehzahl  $N_E$  und das Verbrennungsmotordrehmoment  $T_E$  so zu erhalten, dass die Sollverbrennungsmotorabgabe erhalten wird.

**[0092]** Die Hybridsteuereinrichtung **84** führt derartige Steuerungen unter Berücksichtigung von beispielsweise der Gangposition des Automatikgetriebeabschnitts **20** im Hinblick auf die Erhöhung einer dynamischen Leistungsfähigkeit und einer Verbesserung des Kraftstoffverbrauchs durch. Während derartiger Hybridsteuerungen wird verursacht, dass der Differenzialabschnitt **11** als das elektrisch gesteuerte stufenlos variable Getriebe arbeitet, so dass die Verbrennungsmotordrehzahl  $N_E$  und die Fahrzeuggeschwindigkeit  $V$ , die für den Verbrennungsmotor **8** bestimmt werden, in dem Betriebsbereich bei einem hohen Wirkungsgrad arbeitet, der die Fahrzeuggeschwindigkeit und die Drehzahl des Leistungsübertragungselements **18** erreicht, die mit der Gangposi-

tion bei dem Automatikgetriebeabschnitt **20** bestimmt werden.

**[0093]** Die Hybridsteuereinrichtung **84** bestimmt nämlich einen Sollwert des Gesamtdrehzahlverhältnisses  $\gamma_T$  des Getriebemechanismus **10**, so dass der Verbrennungsmotor **8** entlang einer Kurve mit optimalem Kraftstoffwirkungsgrad (einem Kraftstoffwirkungsgradkennfeld und den zugehörigen Beziehungen) des Verbrennungsmotors **8** arbeitet, wie durch eine gepunktete Linie in **Fig. 9** angegeben ist, die vorläufig und experimentell erhalten und im Voraus gespeichert wird. Das ergibt einen Kompromiss zwischen der Fahrbarkeit und dem Kraftstoffverbrauch während des Fahrens des Fahrzeugs bei einem stufenlos variablen Schaltmodus in einem zweidimensionalen Koordinatensystem, das mit der Verbrennungsmotordrehzahl  $N_E$  und dem Ausgangsdrehmoment (dem Verbrennungsmotordrehmoment)  $T_E$  des Verbrennungsmotors **8** gebildet wird. Beispielsweise wird der Sollwert des Gesamtdrehzahlverhältnisses  $\gamma_T$  des Getriebemechanismus **10** so bestimmt, dass er ein Verbrennungsmotordrehmoment  $T_E$  und die Verbrennungsmotordrehzahl  $N_E$  zum Erzeugen der Verbrennungsmotorabgabeanforderung erhält, um Sollabgaben (eine Gesamtsollabgabe und ein angefordertes Antriebsdrehmoment) erfüllt. Dann wird das Drehzahlverhältnis  $\gamma_0$  des Differenzialabschnitts **11** unter Berücksichtigung der Gangposition in dem Automatikgetriebeabschnitt **20** gesteuert, um den relevanten Sollwert zu erhalten, um dadurch das Gesamtdrehzahlverhältnis  $\gamma_T$  innerhalb eines stufenlos variablen Schaltbereichs zu steuern.

**[0094]** Wenn das stattfindet, gestattet die Hybridsteuereinrichtung, dass elektrische Energie, die durch den ersten Elektromotor **M1** erzeugt wird, durch einen Wandler **54** zu einer Batterievorrichtung **56** und dem zweiten Elektromotor **M2** zugeführt wird. Somit wird ein Hauptteil der Antriebsleistung des Verbrennungsmotors **8** mechanisch zu dem Leistungsübertragungselement **18** übertragen. Jedoch wird ein Teil der Antriebsleistung des Verbrennungsmotors **8** von dem ersten Elektromotor **M1** zur Erzeugung elektrischer Leistung verbraucht und in elektrische Energie umgewandelt. Die sich ergebende elektrische Energie wird durch den Wandler **54** in den zweiten Elektromotor **M2** zugeführt, der folglich betrieben wird. Daher wird der Teil der Antriebsleistung durch den zweiten Elektromotor **M2** zu dem Leistungsübertragungselement **18** übertragen. Eine Ausstattung, die mit den Betrieben beginnend vom Schritt der Erzeugung elektrischer Leistung bis zum Schritt der Verursachung, dass der zweite Elektromotor **M2** die sich ergebende elektrische Energie verbraucht, verknüpft ist, bildet einen elektrischen Pfad, in dem der Teil der Antriebsleistung des Verbrennungsmotors **8** in elektrische Energie umgewandelt wird, und wird die elektrische Energie in mechanische Energie umgewandelt.

**[0095]** Die Hybridsteuereinrichtung **84** gestattet, dass der Differenzialabschnitt **11** eine elektrisch gesteuerte CVT-Funktion hat, um beispielsweise eine erste Elektromotordrehzahl  $N_{M1}$  zu steuern, um die Verbrennungsmotordrehzahl  $N_E$  auf einem nahezu konstanten Niveau zu halten, oder um die Drehzahl auf einem frei wählbaren Niveau ungeachtet der Tatsache zu steuern, dass das Fahrzeug sich in einem angehaltenen Zustand oder einem fahrenden Zustand befindet. Anders gesagt steuert die Hybridsteuereinrichtung **84** die erste Elektromotordrehzahl  $N_{M1}$  auf einem frei wählbaren Niveau, während sie die Verbrennungsmotordrehzahl  $N_E$  auf dem nahezu konstanten Niveau oder der frei wählbaren Drehzahl hält.

**[0096]** Wie aus dem in **Fig. 3** gezeigten Liniendiagramm erkennbar ist, hebt beispielsweise dann, wenn die Verbrennungsmotordrehzahl  $N_E$  während des Fahrens des Fahrzeugs ansteigt, die Hybridsteuereinrichtung **84** die erste Elektromotordrehzahl  $N_{M1}$  an, während sie eine zweite Elektromotordrehzahl  $N_{M2}$  auf einem nahezu feststehenden Niveau hält, das mit der Fahrzeuggeschwindigkeit  $V$  verknüpft ist (durch die Antriebsräder **34** dargestellt). Wenn zusätzlich die Verbrennungsmotordrehzahl  $N_E$  auf dem nahezu feststehenden Niveau während des Schaltvorgangs des Automatikgetriebes **20** gehalten wird, variiert die Hybridsteuereinrichtung **84** die erste Elektromotordrehzahl  $N_{M1}$  in eine Richtung, die entgegengesetzt zu derjenigen ist, in die die zweite Elektromotordrehzahl  $N_{M2}$  bei dem Schaltvorgang des Automatikgetriebes **20** variiert, während die Verbrennungsmotordrehzahl  $N_E$  auf dem nahezu feststehenden Niveau gehalten wird.

**[0097]** Die Hybridsteuereinrichtung **84** verursacht, dass das Drosselstellglied **64** das elektronische Drosselventil **62** steuerbar öffnet oder schließt, um eine Drosselsteuerung durchzuführen. Zusätzlich weist die Hybridsteuereinrichtung **84** funktionell eine Verbrennungsmotorabgabesteuereinrichtung auf, die Anweisungen an die Verbrennungsmotorabgabesteuervorrichtung **58** allein oder in Kombination abgibt. Das verursacht, dass eine Kraftstoffeinspritzvorrichtung **66** eine Kraftstoffeinspritzmenge und eine Kraftstoffeinspritzzeitabstimmung für eine Kraftstoffeinspritzsteuerung steuert, während sie verursacht, dass eine Zündvorrichtung **68** eine Zündzeitabstimmung einer Zündvorrichtung **68** steuert, wie z. B. eine Zündeinrichtung oder Ähnliches, für eine Zündzeitabstimmungsteuerung. Beim Aufnehmen solcher Anweisungen führt die Verbrennungsmotorabgabesteuervorrichtung **58** eine Abgabesteuerung des Verbrennungsmotors **8** aus, um eine angeforderte Verbrennungsmotorabgabe bereitzustellen.

**[0098]** Beispielsweise treibt die Hybridsteuereinrichtung **84** grundsätzlich das Drosselstellglied **60** als Reaktion auf die Beschleunigeröffnung **Acc** unter Be-

zunahme auf die im Voraus gespeicherte Beziehung (nicht gezeigt) an. Die Drosselsteuerung wird so ausgeführt, dass, je größer die Beschleunigeröffnung Acc ist, umso größer die Drosselventilöffnung  $\theta_{TH}$  werden wird. Beim Aufnehmen der Anweisungen von der Hybridsteuereinrichtung **84** gestattet ferner die Verbrennungsmotorabgabesteuervorrichtung **58**, dass das Drosselstellglied **64** das elektronische Drosselventil **62** für eine Drosselsteuerung steuerbar öffnet oder schließt, während sie die Zündzeitabstimmung der Zündvorrichtung **68**, wie z. B. der Zündeinrichtung oder Ähnlichem, für eine Zündzeitabstimmungssteuerung steuert, um dadurch eine Verbrennungsmotordrehmomentsteuerung auszuführen.

**[0099]** Ferner ist die Hybridsteuereinrichtung **84** wirksam, um zu verursachen, dass der Differenzialabschnitt **11** die elektrisch gesteuerte CVT-Funktion (Differenzialwirkung) durchführt, um den Motorantriebsmodus ungeachtet der Tatsache zu erzielen, dass der Verbrennungsmotor **8** sich in dem angehaltenen Zustand oder einem Leerlaufzustand befindet.

**[0100]** Beispielsweise bestimmt die Hybridsteuereinrichtung **84**, ob das Fahrzeug in der Motorantriebsfahrregion oder der Verbrennungsmotorantriebsfahrregion befindet, auf der Grundlage des Fahrzeugzustands, der durch die Ist-Fahrzeuggeschwindigkeit  $V$  und die Beschleunigeröffnung Acc dargestellt wird, nämlich durch Bezugnahme auf die Beziehung (Antriebsleistungsquellenumschaltlinien und Antriebsleistungsquellenkennfeld), die in **Fig. 8** gezeigt sind, um dadurch entweder einen Motorantriebsfahrmodus oder einen Verbrennungsmotorantriebsfahrmodus auszuführen. Die in **Fig. 8** gezeigte Beziehung hat Grenzlinien, die als Parameter im Voraus gespeichert werden, die mit der Fahrzeuggeschwindigkeit  $V$  und der Beschleunigeröffnung Acc verknüpft sind, zwischen der Motorantriebsfahrregion und der Verbrennungsmotorantriebsfahrregion zum Umschalten einer Fahrtriebsquelle zwischen dem Verbrennungsmotor **8** und dem zweiten Elektromotor M2. Das Antriebsquellenkennfeld A, das durch eine durchgezogene Linie in **Fig. 8** gezeigt ist, wird im Voraus gemeinsam mit einem Schaltkennfeld gespeichert, das beispielsweise durch durchgezogene Linien und gepunktete Linien dargestellt wird. Wie aus **Fig. 8** entnehmbar ist, führt die Hybridsteuereinrichtung **84** den Motorantriebsfahrmodus in einen Bereich  $T_{OUT}$  mit relativ niedrigem Ausgangsdrehmoment aus, der als solcher Bereich betrachtet wird, der einen niedrigeren Verbrennungsmotorwirkungsgrad als derjenige des Verbrennungsmotorbetriebs in einem Bereich mit hohem Ausgangsdrehmoment hat, insbesondere einer geringen Beschleunigeröffnung Acc, die einen Bereich mit geringem Verbrennungsmotordrehmoment  $T_e$  oder einen Bereich mit relativ geringer Fahrzeuggeschwindigkeit des Fahrzeugs  $V$  darstellt, insbesondere einen Niedriglastbereich.

**[0101]** Zum Unterdrücken eines Schleppens des Verbrennungsmotors **8**, der zum Verbessern des Kraftstoffverbrauchs während eines solchen Motorantriebsfahrmodus angehalten ist, steuert die Hybridsteuereinrichtung **84** die erste Elektromotordrehzahl  $N_{M1}$  auf einer negativen Drehzahl, um beispielsweise den ersten Elektromotor in einem entlasteten Zustand wirksam zu halten, um dadurch einen Leerlaufzustand zu erzielen. Dadurch wird die Verbrennungsmotordrehzahl  $N_E$  zu null oder nahezu zu null in Abhängigkeit vom Bedarf aufgrund der elektrisch gesteuerten CVT-Funktion (der Differenzialwirkung) des Differenzialabschnitts **11** gemacht.

**[0102]** Auch wenn die Verbrennungsmotorantriebsfahrregion vorliegt, gestattet die Hydrauliksteuereinrichtung **84**, dass der erste Elektromotor M1 und/oder die Batterievorrichtung **56** elektrische Energie zu dem zweiten Elektromotor M2 unter Verwendung des vorstehend erwähnten elektrischen Pfads zuführt. Das treibt den zweiten Elektromotor M2 an, um ein Drehmoment auf die Antriebswelle **34** aufzubringen, das es möglich macht, eine so genannte Drehmomentunterstützung zum Unterstützen der Antriebsleistung des Verbrennungsmotors **8** bereitzustellen.

**[0103]** Die Hybridsteuereinrichtung **84** hält den ersten Elektromotor M1 in dem unbelasteten Zustand wirksam, sich in dem Leerlaufzustand frei zu drehen. Das macht es möglich zu verursachen, dass der Differenzialabschnitt **11** eine Drehmomentübertragung unterbricht; insbesondere wird der Differenzialabschnitt **11** unwirksam gehalten, ohne dass eine Abgabe in demselben Zustand wie demjenigen bereitgestellt wird, in dem der Leistungsübertragungspfad in dem Differenzialabschnitt **11** unterbrochen ist. Die Hybridsteuereinrichtung **84** ordnet nämlich dem ersten Elektromotor M1 in dem unbelasteten Zustand an, was es möglich macht, den Differenzialabschnitt **11** in einem neutralen Zustand (Neutralzustand) anzuordnen, in dem der Leistungsübertragungspfad elektrisch getrennt ist.

**[0104]** Unterdessen wird das in **Fig. 8** gezeigte Schaltkennfeld unter Berücksichtigung der Drehzahl des vorgegebenen Elements von beispielsweise dem Differenzialabschnitt **11** eingerichtet, insbesondere genauer gesagt auf eine Weise, um zu verhindern, dass die Drehzahl, die sich auf das vorgegebene Element bezieht, sich mit einer hohen Drehzahl dreht.

**[0105]** Beispielsweise werden jeweilige Hochschaltlinien und Herunterschaltlinien, die die jeweiligen Gangpositionen (Drehzahlverhältnisse) in dem Automatikgetriebeabschnitt **20** ausbilden, auf Werte unter Berücksichtigung der Haltbarkeit des ersten Elektromotors M1 eingerichtet, um zu verhindern, dass die erste Elektromotordrehzahl  $N_{M1}$  sich mit einer hohen Drehzahl dreht, (insbesondere bei einer Drehzahl, die größer als eine hohe Drehzahl beispiels-



weise in der Größenordnung von ungefähr 1000 Upm ist). Die jeweiligen Hochschaltlinien und Herunterschaltlinien werden nämlich auf Werte eingerichtet, um die hohen Drehzahlen der ersten Elektromotordrehzahl  $N_{M1}$  zu verhindern. Die erste Elektromotordrehzahl  $N_{M1}$  wird auf der Grundlage der Beziehung von wechselseitig relativen Drehzahlen in dem Differenzialabschnitt **11** aus der Leistungsübertragungselementdrehzahl  $N_{18}$  (Ausgangswellendrehzahl)  $N_{OUT}$ -Drehzahlverhältnis  $\gamma$ ), die einzig mit der Ausgangswellendrehzahl  $N_{OUT}$  und dem Drehzahlverhältnis des Automatikgetriebeabschnitts **20** bestimmt wird, der Verbrennungsmotordrehzahl  $N_E$  und der ersten Elektromotordrehzahl  $N_{M1}$  bestimmt.

**[0106]** Außerdem werden die jeweiligen Hochschaltlinien und Herunterschaltlinien unter Berücksichtigung von beispielsweise der Haltbarkeit des zweiten Elektromotors M2 eingerichtet, um die hohe Drehzahl der zweiten Elektromotordrehzahl  $N_{M2}$  zu verhindern, die dieselbe Drehzahl wie die erste Elektromotordrehzahl  $N_{M1}$  darstellt. Oder die Hochschaltlinien und Herunterschaltlinien werden unter Berücksichtigung der Haltbarkeit von beispielsweise einem Ritzel, insbesondere einem ersten Planetenrad P1 (insbesondere beispielsweise eines Nadellagers, das in dem ersten Planetenrad P1 montiert ist, um eine Ritzelwelle drehbar zu stützen, um zu gestatten, dass der erste Träger CA1 das erste Planetenrad P1 in einer Drehung an seiner Achse und einer orbitierenden Bewegung stützt), das in dem ersten Planetengetriebeabsatz **24** vorgesehen ist, der den Leistungsverteilungsmechanismus **16** ausbildet, eingerichtet. Das verhindert die hohe Drehzahl (der ersten Elektromotordrehzahl  $N_{M1}$ ) des ersten Planetenrads P1, das sich an seiner Achse dreht.

**[0107]** Die jeweiligen Hochschaltlinien und Herunterschaltlinien werden nämlich eingerichtet, um die hohe Drehzahl einer ersten Planetenraddrehzahl  $N_{P1}$  zu verhindern, die auf der Grundlage einer Drehzahldifferenz  $\Delta N_{P1}$  zwischen der Übertragungselementdrehzahl  $N_{18}$  (der Drehzahl des ersten Zahnkranzes R1 und der Verbrennungsmotordrehzahl  $N_E$  der Drehzahl des ersten Trägers CA1) bestimmt wird. Ebenso wird die erste Planetenraddrehzahl  $N_{P1}$  so eingerichtet, dass die erste Planetenraddrehzahl  $N_{P1}$  umso höher wird, je größer die Drehzahldifferenz  $\Delta N_{P1}$  wird.

**[0108]** Jedoch ist Vorsicht vonnöten, wenn bei der gestuft variablen Schaltsteuereinrichtung **82** verursacht wird, dass der Automatikgetriebeabschnitt **20** das Schalten gemäß der Schaltanforderung für den Automatikgetriebeabschnitt **20** ausführt, das auf der Grundlage des für die Ausgangswellendrehzahl relevanten Werts und der Fahreranforderung bestimmt wird, insbesondere beispielsweise der angeforderten Schaltposition, die auf der Grundlage der Fahrgeschwindigkeit und der Beschleunigeröffnung

Acc bestimmt wird. In einer Situation nämlich, in der verursacht wird, dass eine Ist-Verbrennungsmotordrehzahl  $N_E$  sich gemäß einer Soll-Verbrennungsmotordrehzahl  $N_{ET}$  (= Ausgangswellendrehzahl  $N_{OUT}$ -Sollwert des Gesamtdrehzahlverhältnisses  $\gamma T$ ) auf der Grundlage eines Sollwerts von beispielsweise dem Gesamtdrehzahlverhältnis  $\gamma T$  des Schaltmechanismus **10** ändert, wird angenommen, dass die Verbrennungsmotordrehzahl  $N_E$  eine Verschlechterung der Nachführfähigkeit (des Ansprechverhaltens) für die Variationen der Beschleunigeröffnung Acc und der Drosselventilöffnung  $\theta_{TH}$  hat, die die Fahreranforderung darstellen. Dann besteht eine Wahrscheinlichkeit, dass in Abhängigkeit von der angeforderten Kernposition des Automatikgetriebeabschnitts **20** der erste Elektromotor M1 unvermeidlich einem Umlauf mit hoher Drehzahl ausgesetzt wird und das erste Planetenrad P1 einer Rotation mit hoher Drehzahl ausgesetzt wird, auch wenn der Automatikgetriebeabschnitt **20** das Schalten gemäß dem voreingestellten Schaltkennfeld ausführt, um die hohe Drehzahl der sich auf das vorgegebene Element des Differenzialabschnitts **11** beziehenden Drehzahl zu verhindern.

**[0109]** Beispiele der Schaltanforderung des Automatikgetriebeabschnitts **20** können zusätzlich zu der Schaltanforderung, die auf der Grundlage des Schaltkennfelds bestimmt wird, eine Schaltanforderung für eine gut bekannte Geschwindigkeitsregelung, eine Schaltanforderung, die sich daraus ergibt, dass der Schalthebel **52** manuell auf die „M“-Position betätigt wird, und eine Schaltanforderung aufweisen, die sich aus einer gut bekannten Aufstiegs-/Abstiegssteuerung usw. ergibt. Diese Schaltanforderungen treten auf, ohne dass eine Drehzahl eines vorgegebenen Elements des Differenzialabschnitts **11** berücksichtigt wird, nämlich im Gegensatz zu der Schaltanforderung, die durch Bezugnahme auf das Schaltkennfeld bestimmt wird. Das ergibt die Wahrscheinlichkeit, dass in Abhängigkeit von der angeforderten Gangposition für den Automatikgetriebeabschnitt **20** verursacht wird, dass der erste und zweite Elektromotor M1, M2 sich mit hohen Drehzahlen drehen, und verursacht wird, dass das erste Planetenrad P1 sich mit einer hohen Drehzahl dreht.

**[0110]** Somit verursacht die Ausführung des angeforderten Schaltens in dem Automatikgetriebeabschnitt **20** wahrscheinlich, dass der erste und zweite Elektromotor M1, M2 sich mit hohen Drehzahlen drehen und das erste Planetenrad P1 sich mit der hohen Drehzahl dreht.

**[0111]** Beispielsweise wird angenommen, dass ein Beispiel des Falls, in dem der erste Elektromotor M1 sich mit der hohen Drehzahl an einer positiven Seite dreht, wenn der Automatikgetriebeabschnitt **20** das angeforderte Schalten ausführt, auftritt, wenn die Verbrennungsmotordrehzahl  $N_E$  relativ höher als

die Ausgangswellendrehzahl  $N_{OUT}$  ist und die erste Elektromotordrehzahl  $N_{M1}$  einen vorgegebenen Wert übersteigt, unter dem ein Hochschalten erforderlich ist, um die erste Elektromotordrehzahl  $N_{M1}$  weitergehend anzuheben.

**[0112]** Beispielsweise wird angenommen, dass ein Beispiel des Falls, in dem der erste Elektromotor M1 sich mit der hohen Drehzahl an einer negativen Seite dreht, wenn der Automatikgetriebeabschnitt **20** das angeforderte Schalten ausführt, auftritt, wenn die Verbrennungsmotordrehzahl  $N_E$  relativ niedriger ist als die Ausgangswellendrehzahl  $N_{OUT}$  ist und die erste Elektromotordrehzahl  $N_{M1}$  den vorgegebenen Wert übersteigt, unter dem das Herunterschalten erforderlich ist, um die erste Elektromotordrehzahl  $N_{M1}$  weitergehend zu verringern.

**[0113]** Beispielsweise wird angenommen, dass ein Beispiel des Falls, in dem der erste Elektromotor M2 sich mit der hohen Drehzahl dreht, wenn der Automatikgetriebeabschnitt **20** das angeforderte Schalten ausführt, auftritt, wenn die Ausgangswellendrehzahl  $N_{OUT}$  hoch ist und die zweite Elektromotordrehzahl  $N_{M2}$  einen vorgegebenen Wert übersteigt, unter dem das Herunterschalten erforderlich ist, um die zweite Elektromotordrehzahl  $N_{M2}$  weitergehend anzuheben.

**[0114]** Beispielsweise wird angenommen, dass ein Beispiel des Falls, in dem das erste Planetenrad P1 sich mit der hohen Drehzahl dreht, wenn der Automatikgetriebeabschnitt **20** das angeforderte Schalten ausführt, auftritt, wenn die Verbrennungsmotordrehzahl  $N_E$  relativ höher als die Ausgangswellendrehzahl  $N_{OUT}$  ist und die erste Planetenraddrehzahl  $N_{P1}$  (oder die Drehzahldifferenz  $\Delta N_{P1}$ ) einen vorgegebenen Wert übersteigt, unter dem das Hochschalten erforderlich ist, um die erste Planetenraddrehzahl  $N_{P1}$  anzuheben (oder die Drehzahldifferenz  $\Delta N_{P1}$  weitergehend zu vergrößern). Außerdem wird angenommen, dass ein Fall auftritt, wenn die Verbrennungsmotordrehzahl  $N_E$  relativ niedriger als die Ausgangswellendrehzahl  $N_{OUT}$  ist und die erste Planetenraddrehzahl  $N_{P1}$  (oder die Drehzahldifferenz  $\Delta N_{P1}$ ) den vorgegebenen Wert übersteigt, unter dem das Herunterschalten erforderlich ist, um die erste Planetenraddrehzahl  $N_{P1}$  weitergehend anzuheben (oder die Drehzahldifferenz  $\Delta N_{P1}$  weitergehend zu vergrößern).

**[0115]** Daher weist das Fahrzeugantriebssystem des vorliegenden Ausführungsbeispiels eine Getriebeabschnittsschaltbegrenzungseinrichtung **86** auf, die bei der Aufnahme der Schaltanforderung für den Automatikgetriebeabschnitt **20** eine Bestimmung unter Berücksichtigung der Drehzahl des vorgegebenen Elements des Differentialabschnitts **11** dahingehend macht, ob eine angeforderte Gangposition in einem zulässigen Bereich des Automatikgetriebeabschnitts **20** liegt oder nicht, worauf basierend

das Schalten des Automatikgetriebeabschnitts **20** begrenzt wird. Wenn es eine Wahrscheinlichkeit gibt, dass der Automatikgetriebeabschnitt **20**, der das angeforderte Schalten ausführt, verursacht, dass das vorgegebene Element des Differentialabschnitts **11** sich mit einer hohen Drehzahl dreht, begrenzt dann die Getriebeabschnittsschaltbegrenzungseinrichtung **86** das Schalten des Automatikgetriebeabschnitts **20**. Eine solche Wahrscheinlichkeit tritt beispielsweise dann auf, wenn der erste und zweite Elektromotor M1, M2 sich bei hohen Drehzahlen drehen und die erste Planetenraddrehzahl  $N_{P1}$  sich auf einer hohen Drehzahl befindet.

**[0116]** Insbesondere bestimmt die Bestimmungseinrichtung **88** der angeforderten Gangposition eine angeforderte Gangposition für die Schaltanweisung für den Automatikgetriebeabschnitt **20**. Beispielsweise bestimmt die Bestimmungseinrichtung **88** der angeforderten Gangposition normalerweise eine angeforderte Gangposition, die durch die gestuft variable Schaltsteuereinrichtung **82** auf der Grundlage der Fahrzeuggeschwindigkeit  $V$  und der Beschleunigeröffnung  $Acc$  unter Bezugnahme auf das Schaltkennfeld bestimmt wird, als eine angeforderte Gangposition für den Automatikgetriebeabschnitt **20**. Wenn es zusätzlich eine Schaltanforderung für eine Geschwindigkeitsregelung, eine Schaltanforderung, die durch die manuelle Betätigung des Schalthebels **52** auf der „M-Position“ verursacht wird, und eine Schaltanforderung für eine Anstiegs-/Abstiegssteuerung usw. gibt, bestimmt die Bestimmungseinrichtung **88** der angeforderten Gangposition die angeforderte Gangposition für den Automatikgetriebeabschnitt **20** gemäß einer Reihenfolge eines vorgegebenen vorbestimmten Vorzugs, insbesondere einer Priorität aus den angeforderten Gangpositionen der jeweiligen Schaltanweisungen, die die angeforderten Gangpositionen mit sich bringen, die aus der gestuft variablen Schaltsteuereinrichtung **82** bezogen werden.

**[0117]** Die Getriebeabschnittsschaltbegrenzungseinrichtung **86** weist eine Bestimmungseinrichtung **90** eines zulässigen Bereichs auf, die bestimmt, ob die angeforderte Gangposition des Automatikgetriebeabschnitts **20** in einem zulässigen Bereich bleibt oder nicht, nämlich durch Bezugnahme auf die Beziehung zwischen dem für die Ausgangsdrehzahl relevanten Wert des Automatikgetriebeabschnitts **20** und der Verbrennungsmotordrehzahl  $N_E$ . Das verhindert, dass die Drehzahl, die sich auf das vorgegebene Element des Differentialabschnitts **11** bezieht, hoch ist. Die Getriebeabschnittsschaltbegrenzungseinrichtung **86** bestimmt, ob die Gangposition des Automatikgetriebeabschnitts **20** als wählbare obere und untere Grenzgangposition verfügbar ist oder nicht. Das verhindert beispielsweise, dass der erste Elektromotor M1, der zweite Elektromotor M2 und das erste Planetenrad P1 sich bei der hohen Drehzahl drehen.

**[0118]** Beispielsweise bestimmt die Bestimmungseinrichtung **90** des zulässigen Bereichs eine wählbare obere und untere Grenzgangposition als Gangposition des Automatikgetriebeabschnitts **20**. Diese Bestimmung wird unter der Bedingung ausgeführt, die durch die Ist-Ausgangswellendrehzahl  $N_{OUT}$  und die Verbrennungsmotordrehzahl  $N_E$  dargestellt wird, nämlich unter Bezugnahme auf die Beziehung (ein Obergrenzen- und Untergrenzungsgangpositionskennfeld), das Grenzlinien (als durchgezogene Linien und gestrichelte Linien) hat, auf deren Grundlage die obere und untere Grenzgangposition, die vorläufig und experimentell erhalten werden und im Voraus gespeichert werden, im Hinblick auf Parameter der Ist-Ausgangswellendrehzahl  $N_{OUT}$  und der Verbrennungsmotordrehzahl  $N_E$  bestimmt wird, wie in **Fig. 10** gezeigt ist. Darüber hinaus können eine wählbare Ober- und Untergrenzungsgangposition, die für eine wählbare Ober- und Untergrenzungsgangposition in dem Fall der Verwendung der Ist-Verbrennungsmotordrehzahl  $N_E$  gemeinsam sind, und eine wählbare Ober- und Untergrenzungsgangposition in dem Fall der Verwendung der Soll-Verbrennungsmotordrehzahl  $N_{E1}$  als abschließende wählbare Ober- und Untergrenzungsgangposition bestimmt werden.

**[0119]** In **Fig. 10** können durchgezogene Linien, die Obergrenzfahrzeuggeschwindigkeiten anzeigen, bei denen jeweils das Schalten gestattet wird, zum Bestimmen der wählbaren Untergrenzungsgangposition verwendet werden. Die Obergrenzfahrzeuggeschwindigkeit wird auf der Grundlage der Beziehung der wechselseitigen relativen Drehzahl der jeweiligen Drehelemente des Differenzialabschnitts **11** eingerichtet, die mit der Ist-Ausgangswellendrehzahl  $N_{OUT}$  und der Verbrennungsmotordrehzahl  $N_E$  verknüpft ist, um beispielsweise zu verhindern, dass der erste Elektromotor M1 sich bei einer hohen Drehzahl in einer negativen Phase dreht.

**[0120]** Ferner stellen gepunktete Linien die Untergrenzfahrzeuggeschwindigkeiten dar, auf deren Grundlage die wählbare Obergrenzungsgangposition bestimmt wird. Die Untergrenzfahrzeuggeschwindigkeit wird auf der Grundlage der Beziehung eingerichtet, die sich auf die wechselseitig relative Drehzahl der jeweiligen Drehelemente des Differenzialabschnitts **11** bezieht, die mit der Ist-Ausgangswellendrehzahl  $N_{OUT}$  und der Verbrennungsmotordrehzahl  $N_E$  verknüpft ist. Das verhindert beispielsweise, dass der erste Elektromotor M1 sich bei einer hohen Drehzahl in einer positiven Phase dreht. Zusätzlich werden die Ober- und Untergrenzfahrzeuggeschwindigkeiten, die durch die durchgezogenen Linien und die gepunkteten Linien dargestellt werden, auf jeweilige Werte eingerichtet, so dass sich beispielsweise der zweite Elektromotor M2 und das erste Planetenrad P2 nicht bei einer hohen Drehzahl drehen.

**[0121]** Beispielsweise wird die durchgezogene Linie „a“, die eine Obergrenzfahrzeuggeschwindigkeit darstellt, die zulässig ist, damit das Schalten bis zu einer zweiten Gangposition ausgeführt wird, verwendet, um zu bestimmen, ob eine wählbare Untergrenzungsgangposition als zweite Gangposition zu behandeln ist. Zusätzlich wird die durchgezogene Linie „b“, die eine Obergrenzfahrzeuggeschwindigkeit darstellt, die zulässig ist, damit das Schalten zu einer ersten Gangposition ausgeführt wird, verwendet, um zu bestimmen, ob die wählbare Untergrenzungsgangposition als die erste Gangposition zu behandeln ist. Die wählbare Untergrenzungsgangposition wird auf die zweite Gangposition für eine Region mit niedriger Fahrzeuggeschwindigkeit und einer Region mit höherer Verbrennungsmotordrehzahl mit Bezug auf die durchgezogene Linie „a“ und für eine Region mit höherer Fahrzeuggeschwindigkeit und einer Region mit niedrigerer Verbrennungsmotordrehzahl mit Bezug auf die durchgezogene Linie „b“ eingerichtet.

**[0122]** Ferner wird die gepunktete Linie „c“, die die Untergrenzfahrzeuggeschwindigkeit darstellt, die zulässig ist, damit das Schalten bis zu einer dritten Gangposition ausgeführt wird, verwendet, um zu bestimmen, ob die wählbare Obergrenzungsgangposition als dritte Gangposition zu behandeln ist. Die gepunktete Linie „b“, die die Untergrenzfahrzeuggeschwindigkeit darstellt, die zulässig ist, damit das Schalten zu einer vierten Gangposition ausgeführt wird, wird verwendet, um zu bestimmen, ob die wählbare Obergrenzungsgangposition als vierte Gangposition zu behandeln ist. Die wählbare Obergrenzungsgangposition wird auf die dritte Gangposition für eine höhere Fahrzeuggeschwindigkeit und eine niedrigere Verbrennungsmotordrehzahl mit Bezug auf die gepunktete Linie „c“ und für eine niedrigere Fahrzeuggeschwindigkeit und eine höhere Verbrennungsmotordrehzahl mit Bezug auf die gepunktete Linie „d“ eingerichtet.

**[0123]** Wenn demgemäß der Fahrzeugzustand in einem Zustand verbleibt, der mit einem Punkt „e“ in **Fig. 10** angegeben ist, wird bestimmt, dass die zweite Gangposition die wählbare Untergrenzungsgangposition ist, und wird bestimmt, dass die dritte Gangposition die wählbare Obergrenzungsgangposition ist.

**[0124]** Die Bestimmungseinrichtung **92** für einen Ober- und Untergrenzungvergleich nimmt einen Vergleich zwischen der angeforderten Gangposition des Automatikgetriebeabschnitts **20**, die mit der Bestimmungseinrichtung **88** der angeforderten Gangposition bestimmt wird, und der Ober- und Untergrenzungsgangpositionen vor, die als Gangposition des Automatikgetriebes **20** ausgewählt werden, die mit der Bestimmungseinrichtung **90** des zulässigen Bereichs bestimmt werden. Die Bestimmungseinrichtung **92** für den Ober- und Untergrenzungvergleich bestimmt nämlich, ob die angeforderte Gangposition in dem zulässigen Bereich bleibt oder nicht, insbesondere bei-

spielsweise ob die angeforderte Gangposition niedriger als die Obergrenzungsgangposition ist oder nicht oder ob die angeforderte Gangposition größer als die Untergrenzungsgangposition ist oder nicht.

**[0125]** Wenn die Bestimmungseinrichtung **92** für den Ober- und Untergrenzenvergleich bestimmt, dass die angeforderte Gangposition des Automatikgetriebeabschnitts **20**, die mit der Bestimmungseinrichtung **88** der angeforderten Gangposition bestimmt wird, in dem zulässigen Bereich bleibt, verändert die Getriebeabschnittsschaltbegrenzungseinrichtung **86** die angeforderte Gangposition nicht. Wenn unterdessen die Bestimmungseinrichtung **92** für den Ober- und Untergrenzenvergleich bestimmt, dass die angeforderte Gangposition des Automatikgetriebeabschnitts **20**, die mit der Bestimmungseinrichtung **88** der angeforderten Gangposition bestimmt wird, außerhalb des zulässigen Bereichs liegt, verändert dann die Getriebeabschnittsschaltbegrenzungseinrichtung **86** die relevante angeforderte Gangposition auf eine andere verschiedene Gangposition.

**[0126]** Wenn beispielsweise die Bestimmungseinrichtung **92** für den Ober- und Untergrenzenvergleich bestimmt, dass die angeforderte Gangposition des Automatikgetriebeabschnitts **20** niedriger als die Obergrenzungsgangposition ist und größer als die Untergrenzungsgangposition ist, gibt dann die Getriebeabschnittsschaltbegrenzungseinrichtung **86** eine Anweisung an die gestuft variable Schaltsteuereinrichtung **82** ab, um die Schaltsteuerung unter Verwendung der relevanten angeforderten Gangposition des Automatikgetriebeabschnitts **20**, die mit der Bestimmungseinrichtung **88** der angeforderten Gangposition bestimmt wird, ohne jegliche Veränderung derselben auszuführen.

**[0127]** Wenn unterdessen die Bestimmungseinrichtung **92** für den Ober- und Untergrenzenvergleich bestimmt, dass die angeforderte Gangposition des Automatikgetriebeabschnitts **20** nicht niedriger als die Obergrenzungsgangposition ist, gibt dann die Getriebeabschnittsschaltbegrenzungseinrichtung **86** eine Anweisung an die gestuft variable Schaltsteuereinrichtung **82** ab, um die relevante angeforderte Gangposition des Automatikgetriebeabschnitts **20**, die mit der Bestimmungseinrichtung **88** der angeforderten Gangposition bestimmt wird, auf die Obergrenzungsgangposition zu ändern, während sie die Schaltsteuerung unter Verwendung der Obergrenzungsgangposition als neue angeforderte Gangposition ausführt.

**[0128]** Wenn andererseits die Bestimmungseinrichtung **92** für den Ober- und Untergrenzenvergleich bestimmt, dass die angeforderte Gangposition des Automatikgetriebeabschnitts **20** nicht höher als die Untergrenzungsgangposition ist, gibt dann die Getriebeabschnittsschaltbegrenzungseinrichtung **86** eine Anweisung an die gestuft variable Schaltsteuereinrichtung

**82** ab, um die relevante angeforderte Gangposition des Automatikgetriebeabschnitts **20**, die mit der Bestimmungseinrichtung **88** der angeforderten Gangposition bestimmt wird, zu der Untergrenzungsgangposition zu ändern, während sie die Schaltsteuerung unter Verwendung der Untergrenzungsgangposition als neue angeforderte Gangposition ausführt.

**[0129]** Fig. 11 ist ein Ablaufdiagramm, das einen Basisablauf von wesentlichen Steuerbetrieben darstellt, die durch die elektronische Steuereinheit **80** auszuführen sind, insbesondere einen Basisablauf von Steuerbetrieben darstellt, wobei dann, wenn eine Schaltanforderung für den Automatikgetriebeabschnitt **20** vorliegt, der Automatikgetriebeabschnitt **20** das Schalten richtig steuert, um zu verhindern, dass das vorgegebene Element des Differenzialabschnitts **11** sich mit einer hohen Drehzahl dreht. Ein solcher Basisablauf wird wiederholt für eine extrem kurze Zykluszeit im Bereich von beispielsweise ungefähr mehreren Millisekunden bis zu einem Mehrfachen von zehn Millisekunden ausgeführt.

**[0130]** In Fig. 11 wird zuerst in Schritt S1, der der Bestimmungseinrichtung **88** der angeforderten Gangposition entspricht, eine angeforderte Gangposition des Automatikgetriebeabschnitts **20** für die Schaltanforderung für den Automatikgetriebeabschnitt **20** bestimmt. Beispielsweise wird in einem Umstand, in dem eine Schaltanforderung für eine auszuführende Geschwindigkeitsregelung, eine Schaltanforderung, die sich aus der manuellen Betätigung des Schalthebels **52** auf die „M-Position“ ergibt, und eine Schaltanforderung für die auszuführende Aufstiegs-/Abstiegssteuerung usw. vorliegen, eine angeforderte Gangposition für den Automatikgetriebeabschnitt **20** aus den angeforderten Gangpositionen für die jeweiligen Schaltanforderungen, die mit der angeforderten Gangposition verknüpft sind, auf der Grundlage der Fahrzeuggeschwindigkeit  $V$  und der Beschleunigeröffnung  $Acc$  unter Bezugnahme auf das in Fig. 8 gezeigte Schaltkennfeld ausgebildet und gemäß einem vorbestimmten vorgegebenen Prioritätsniveau bestimmt.

**[0131]** Als nächstes wird in S2 entsprechend der Bestimmungseinrichtung **90** des zulässigen Bereichs der Betrieb ausgeführt, um zu bestimmen, ob die angeforderte Gangposition des Automatikgetriebeabschnitts **20** in dem zulässigen Bereich liegt oder nicht, ob insbesondere die (wählbar) Ober- und Untergrenzungsgangposition als die Gangposition des Automatikgetriebeabschnitts **20** zulässig ist oder nicht. Die Ober- und Untergrenzungsgangposition wird als zulässig als Gangposition des Automatikgetriebeabschnitts **20** auf der Grundlage der Ist-Ausgangswellendrehzahl  $N_{OUT}$  und der Ist-Verbrennungsmotordrehzahl  $N_E$  unter Bezugnahme auf beispielsweise das in Fig. 10 gezeigte Ober- und Untergrenzungsgangpositions-kennfeld bestimmt.

**[0132]** Nachfolgend wird in Schritt S3 entsprechend der Bestimmungseinrichtung **92** für den Ober- und Untergrenzvergleich der Betrieb ausgeführt, um zu bestimmen, ob die angeforderte Gangposition, die in Schritt S1 bestimmt wird, niedriger als die Untergrenzungsgangposition ist oder nicht.

**[0133]** Wenn die Bestimmung in Schritt S3 positiv ist, wird dann in Schritt S4 entsprechend der Bestimmungseinrichtung **92** für den Ober- und Untergrenzvergleich der Betrieb ausgeführt, um zu bestimmen, ob die angeforderte Gangposition, die in Schritt S1 bestimmt wird, größer als die Untergrenzungsgangposition ist, die in Schritt S2 bestimmt wird.

**[0134]** Wenn die Bestimmung in Schritt S4 positiv ist, liegt dann in Schritt S5 entsprechend der Getriebeabschnittsschaltbegrenzungseinrichtung **86** die angeforderte Gangposition, die in Schritt S1 bestimmt wird, in dem zulässigen Bereich. Somit gibt die Getriebeabschnittsschaltbegrenzungseinrichtung **86** eine Anweisung an die gestuft variable Schaltsteuerungseinrichtung **82** ab, um die angeforderte Gangposition nicht zu ändern, um zu verursachen, dass der Automatikgetriebeabschnitt **20** die Schaltsteuerung unter Verwendung der relevanten Gangposition unverändert als angeforderte Gangposition des Automatikgetriebeabschnitts **20** ausführt.

**[0135]** Wenn unterdessen die Bestimmung in Schritt S3 negativ ist, gibt dann der Schritt S6 entsprechend der Getriebeabschnittsschaltbegrenzungseinrichtung **86** eine Anweisung an die gestuft variable Schaltsteuerungseinrichtung **82** ab, um die angeforderte Gangposition, die in Schritt S1 bestimmt wird, auf die Obergrenzungsgangposition zu ändern, die in Schritt S2 bestimmt wird, während verursacht wird, dass der Automatikgetriebeabschnitt **20** die Schaltsteuerung unter Verwendung einer solchen Obergrenzungsgangposition als neue angeforderte Gangposition ausführt.

**[0136]** Wenn dagegen die Bestimmung in Schritt S4 negativ ist, gibt dann der Schritt S7 entsprechend der Getriebeabschnittsschaltbegrenzungseinrichtung **86** eine Anweisung an die gestuft variable Schaltsteuerungseinrichtung **82** ab, um die angeforderte Gangposition, die in Schritt S1 bestimmt wird, auf die Untergrenzungsgangposition zu ändern, die in Schritt S2 bestimmt wird, während verursacht wird, dass der Automatikgetriebeabschnitt **20** die Schaltsteuerung unter Verwendung einer solchen Untergrenzungsgangposition als neue angeforderte Gangposition ausführt.

**[0137]** In dem dargestellten Ausführungsbeispiel, das vorstehend angegeben ist, bestimmt die Getriebeabschnittsschaltbegrenzungseinrichtung **86** den zulässigen Bereich der Gangposition des Automatikgetriebeabschnitts **20** unter Berücksichtigung der Drehzahl des vorgegebenen Elements des Differenzialabschnitts **11** unter Berücksichtigung der Schalt-

anforderung für den Automatikgetriebeabschnitt **20**, woraufhin das Schalten des Automatikgetriebeabschnitts **20** auf der Grundlage eines solchen zulässigen Bereichs begrenzt wird. Bei der Aufnahme der Schaltanforderung für den Automatikgetriebeabschnitt **20** kann verhindert werden, dass das vorgegebene Element des Differenzialabschnitts **11** sich mit einer hohen Drehzahl dreht. Als Folge kann verhindert werden, dass beispielsweise der erste Elektromotor M1, der zweite Elektromotor M2 und das erste Planetenrad P1 oder ähnliches sich bei hohen Drehzahlen drehen, was eine verbesserte Haltbarkeit des ersten Elektromotors M1, des zweiten Elektromotors M2 und des ersten Planetenrads P1 und dergleichen zur Folge hat.

**[0138]** In dem dargestellten Ausführungsbeispiel bestimmt die Getriebeabschnittsschaltbegrenzungseinrichtung **86** (die Bestimmungseinrichtung **90** des zulässigen Bereichs) den zulässigen Bereich der angeforderten Gangpositionen für den Automatikgetriebeabschnitt **20** in Abhängigkeit von der Beziehung zwischen dem für die Ausgangswellendrehzahl relevanten Wert des Automatikgetriebeabschnitts **20** und der Verbrennungsmotordrehzahl  $N_E$ , so dass kein vorgegebenes Element des Differenzialabschnitts **11** sich bei einer hohen Drehzahl dreht. Beispielsweise wird die Ober- und Untergrenzungsgangposition, die als Gangposition des Automatikgetriebeabschnitts **20** wählbar ist, bestimmt. Das verhindert, dass beispielsweise der erste Elektromotor M1, der zweite Elektromotor M2 und das erste Planetenrad P1 oder Ähnliches sich bei hohen Drehzahlen drehen. Somit kann das Schalten des Automatikgetriebeabschnitts **20** geeignet begrenzt werden.

**[0139]** In dem dargestellten Ausführungsbeispiel begrenzt die Getriebeabschnittsschaltbegrenzungseinrichtung **86** das Schalten des Automatikgetriebeabschnitts **20** durch Veranlassen, dass der Automatikgetriebeabschnitt **20** das Schalten bei einer Gangposition durchführt, die von der Gangposition verschieden ist, die von dem Automatikgetriebeabschnitt **20** angefordert wird.

**[0140]** Wenn es somit eine Schaltanforderung für den Automatikgetriebeabschnitt **20** gibt, kann geeignet vermieden werden, dass das vorgegebene Element des Differenzialabschnitts **11** sich bei der hohen Drehzahl dreht.

**[0141]** In dem dargestellten Ausführungsbeispiel bestimmt die Getriebeabschnittsschaltbegrenzungseinrichtung **86** (die Bestimmungseinrichtung **90** des zulässigen Bereichs) die Ober- und Untergrenzungsgangpositionen, die als Gangpositionen des Automatikgetriebeabschnitts **20** wählbar sind, die geeignet auf der Grundlage des Fahrzeugzustands bestimmt werden, der durch die Ausgangswellendrehzahl  $N_{OUT}$

und die Verbrennungsmotordrehzahl  $N_E$  (die Soll-Verbrennungsmotordrehzahl  $N_{E1}$ ) dargestellt wird.

**[0142]** In dem dargestellten Ausführungsbeispiel wird ein normales Schalten des Automatikgetriebeabschnitts **20**, wenn kein Schalten des Automatikgetriebeabschnitts **20** begrenzt wird, durch die gestuft variable Schaltsteuereinrichtung **82** auf der Grundlage der Fahrzeuggeschwindigkeit  $V$  und der Beschleunigeröffnung  $Acc$  (oder des angeforderten Ausgangsdrehmoments  $T_{OUT}$  und der Drosselventilöffnung  $\theta_{TH}$  oder ähnliches) unter Bezugnahme auf das Schaltkennfeld bestimmt. Wenn somit kein Schalten des Automatikgetriebeabschnitts **20** begrenzt wird, wird eine geeignete Schaltanforderung für den Automatikgetriebeabschnitt **20** bestimmt, um dadurch das Fahren des Fahrzeugs zu erzielen.

**[0143]** Während die vorliegende Erfindung vorstehend im Einzelnen unter Bezugnahme auf die dargestellten Ausführungsbeispiele beschrieben wurde, die in den beigefügten Zeichnungen gezeigt sind, kann die vorliegende Erfindung auch in anderen Ausführungsformen ausgeführt werden.

**[0144]** In dem vorstehend angegebenen dargestellten Ausführungsbeispiel wird beispielsweise in einer Situation, in der es wahrscheinlich ist, dass das vorgegebene Element des Differenzialabschnitts **11** sich bei der hohen Drehzahl im Übermaß dreht, wenn der Automatikgetriebeabschnitt **20** das angeforderte Schalten unverändert ausführt, das Schalten des Automatikgetriebeabschnitts **20** begrenzt. Das wird dadurch erzielt, dass veranlasst wird, dass der Automatikgetriebeabschnitt **20** die relevante angeforderte Gangposition zu der Gangposition verändert, die in dem zulässigen Bereich der angeforderten Gangposition des Automatikgetriebeabschnitts **20** liegt, woraufhin das Schalten ausgeführt wird. Jedoch muss das Schalten des Automatikgetriebeabschnitts **20** nicht notwendigerweise begrenzt werden. In einem solchen Fall kann das Schalten des Automatikgetriebeabschnitts **20** unter Verwendung von anderen verschiedenartigen Verfahren begrenzt werden, um auszuschließen, dass das vorgegebene Element des Differenzialabschnitts **11** sich bei der hohen Drehzahl dreht.

**[0145]** Ein Beispiel eines Verfahrens zum Begrenzen des Schaltens des Automatikgetriebeabschnitts **20** kann beispielsweise ein Verfahren zum Aufheben (Unterbinden) einer Schaltanforderung für den Automatikgetriebeabschnitt **20** umfassen. In einem solchen Fall kann das Schalten mit einer Zeitabstimmung aufgehoben werden, zu der beispielsweise das Schalten des Automatikgetriebeabschnitts **20** angefordert wird. In einer Alternative kann im Hinblick auf die stabile Ausführung einer Steuerung, wie ein Betrieb zum Verhindern von Regelungsschwankungen oder ähnlichem, das Schalten bei einer Zeitabstim-

mung aufgehoben werden, zu der ein vorbestimmtes Zeitintervall abgelaufen ist, nachdem das Schalten des Automatikgetriebeabschnitts **20** angefordert wurde.

**[0146]** Ein weiteres Beispiel des Verfahrens zum Begrenzen des Schaltens des Automatikgetriebeabschnitts **20** kann beispielsweise ein Verfahren umfassen, um zu verursachen, dass der Automatikgetriebeabschnitt **20** das Schalten bei Bedarf mit einer verzögerten Zeit ausführt, bis eine gewisse Bedingung erfüllt ist. In diesem Fall können Beispiele einer Bedingung zum Ausführen des verzögerten Schaltens einen Fall umfassen, in dem beispielsweise die Ausgangswellendrehzahl  $N_{OUT}$  und/oder die Verbrennungsmotordrehzahl  $N_E$  variieren, um zu gestatten, dass das angeforderte Schalten des Automatikgetriebeabschnitts **20** in den zulässigen Bereich (zulässige Bedingung) fällt, oder einen weiteren Fall, bei dem ein gewisses Zeitintervall bei Anwesenheit der Verzögerung beim Schalten abgelaufen ist. Das gewisse Zeitintervall kann vorläufig und experimentell unter Berücksichtigung von unter anderem des Schaltansprechverhaltens der Verbrennungsmotordrehzahl  $N_E$  erhalten werden.

**[0147]** In dem dargestellten Ausführungsbeispiel begrenzt ferner in einer Situation, in der der Betrieb des Automatikgetriebeabschnitts **20** zum Ausführen des Schaltens bei unveränderter Anforderung zur Folge hat, dass das vorgegebene Element des Differenzialabschnitts **11** sich bei der hohen Drehzahl dreht, die Getriebeabschnittsschaltbegrenzungseinrichtung **86** des Schaltens des Automatikgetriebeabschnitts **20**. Jedoch kann die gegenwärtige Gangposition als angeforderte Gangposition für den Automatikgetriebeabschnitt **20** betrachtet werden, um das Schalten nach Bedarf auszuführen. Daher kann in einem Umstand, dass das Halten der gegenwärtigen Gangposition zur Folge hat, dass verursacht wird, dass das vorgegebene Element des Differenzialabschnitts **11** sich bei der hohen Drehzahl dreht, die Getriebeabschnittsschaltbegrenzungseinrichtung **86** das Schalten des Automatikgetriebeabschnitts **20** beim Ausführen des Schaltens begrenzen, um die gegenwärtige Gangposition erzwungen auf eine Gangposition zu verändern, die als diejenige Gangposition des Automatikgetriebeabschnitts **20** zulässig ist. Ein solcher Umstand tritt beispielsweise dann auf, wenn es wahrscheinlich ist, dass der erste Elektromotor  $M1$ , der zweite Elektromotor  $M2$  und das erste Planetenrad  $P1$  sich bei den hohen Drehzahlen drehen.

**[0148]** Ein Beispiel des Falls, in dem das Halten der gegenwärtigen Gangposition zur Folge hat, dass verursacht wird, dass der erste Elektromotor  $M1$  sich bei der hohen Drehzahl in einer positiven Phase dreht, kann beispielsweise eine Situation umfassen, bei der die Verbrennungsmotordrehzahl  $N_E$  relativ höher als die Ausgangswellendrehzahl  $N_{OUT}$  ist und die erste

Elektromotordrehzahl  $N_{M1}$  einen vorgegebenen Wert übersteigt.

**[0149]** Ein weiteres Beispiel des Falls, in dem das Halten der gegenwärtigen Gangposition zur Folge hat, dass verursacht wird, dass der erste Elektromotor M1 sich bei der hohen Drehzahl in einer negativen Phase dreht, kann beispielsweise eine Situation umfassen, bei der die Verbrennungsmotordrehzahl  $N_E$  relativ niedriger als die Ausgangswellendrehzahl  $N_{OUT}$  ist und die erste Elektromotordrehzahl  $N_{M1}$  geringer als der vorgegebene Wert ist.

**[0150]** Ein weiteres Beispiel des Falls, in dem das Halten der gegenwärtigen Gangposition zur Folge hat, dass verursacht wird, dass der zweite Elektromotor M2 sich bei der hohen Drehzahl dreht, kann beispielsweise eine Situation umfassen, bei der die Ausgangswellendrehzahl  $N_{OUT}$  relativ hoch ist und die zweite Elektromotordrehzahl  $N_{M2}$  größer als der vorgegebene Wert ist.

**[0151]** Ein weiteres Beispiel des Falls, in dem das Halten der gegenwärtigen Gangposition zur Folge hat, dass verursacht wird, dass das erste Planetenrad P1 sich bei der hohen Drehzahl dreht, kann beispielsweise eine Situation umfassen, in der eine Differenz der Drehzahl zwischen der Ausgangswellendrehzahl  $N_{OUT}$  und der Verbrennungsmotordrehzahl  $N_E$  relativ groß ist und das erste Planetenrad P1 (oder die Drehzahldifferenz  $\Delta N_{P1}$ ) einen vorgegebenen Wert übersteigt.

**[0152]** In dem vorstehend angegebenen dargestellten Ausführungsbeispiel kann, während der Differenzialabschnitt (der Leistungsverteilungsmechanismus **16**) so konfiguriert ist, dass er als elektrisch gesteuertes stufenlos variables Getriebe funktioniert, bei dem das Drehzahlverhältnis  $\gamma_0$  stufenlos von dem minimalen Wert  $\gamma_{0_{min}}$  zu dem maximalen Wert  $\gamma_{0_{max}}$  variiert wird, die vorliegende Erfindung auch auf einen Fall angewandt werden, bei dem das Drehzahlverhältnis  $\gamma_0$  des Differenzialabschnitts **11** nicht stufenlos variiert wird, sondern gestuft unter Verwendung einer Differenzialwirkung vorgegeben wird.

**[0153]** In dem vorstehend angegebenen dargestellten Ausführungsbeispiel kann darüber hinaus der Differenzialabschnitt **11** die Bauart sein, die eine Differenzialwirkungsbegrenzungsvorrichtung aufweist, die in dem Leistungsverteilungsmechanismus **16** eingebaut ist, um eine Differenzialwirkung so zu begrenzen, dass sie zumindest als gestuft variables Vorwärtsgetriebe mit zwei Gängen wirksam ist.

**[0154]** Bei dem Leistungsverteilungsmechanismus **16** der dargestellten Ausführungsbeispiele ist der erste Träger CA1 mit dem Verbrennungsmotor **8** verbunden; ist das erste Sonnenrad S1 mit dem ersten Elektromotor M1 verbunden; und ist der erste Zahnkranz

R1 mit dem Leistungsübertragungselement **18** verbunden. Jedoch ist die vorliegende Erfindung nicht notwendigerweise auf eine derartige Verbindungsanordnung begrenzt und spricht nichts dagegen, dass der Verbrennungsmotor **8**, der erste Elektromotor M1 und das Leistungsübertragungselement **18** mit einem der drei Elemente CA1, S1 und R1 des ersten Planetengetriebebesatzes **24** verbunden werden.

**[0155]** Obwohl das dargestellte Ausführungsbeispiel unter Bezugnahme auf den Verbrennungsmotor **8** beschrieben wurde, der direkt mit der Eingangswelle **14** verbunden ist, können diese Bauteile wirksam beispielsweise über Zahnräder, Riemen oder ähnliches verbunden werden. Es ergibt sich kein Bedarf, dass der Verbrennungsmotor **8** und die Eingangswelle **14** notwendigerweise an einer gemeinsamen Achse angeordnet sind.

**[0156]** Während ferner das dargestellte Ausführungsbeispiel unter Bezugnahme auf den ersten Elektromotor M1 und den zweiten Elektromotor M2 beschrieben wurde, wobei der erste Elektromotor M1 koaxial zu der Antriebsvorrichtungseingangswelle **14** angeordnet ist und mit dem ersten Sonnenrad S1 verbunden ist, ist dabei der zweite Elektromotor M2 mit dem Leistungsübertragungselement **18** verbunden. Jedoch ergibt sich kein Bedarf, dass diese Bauteile notwendigerweise in einer solchen Verbindungsanordnung angeordnet werden. Beispielsweise kann der erste Elektromotor M1 mit dem ersten Sonnenrad S1 durch Zahnräder, einen Riemen oder ähnliches verbunden werden und kann der zweite Elektromotor M2 mit dem Leistungsübertragungselement **18** verbunden sein.

**[0157]** In dem dargestellten Ausführungsbeispiel können ferner die hydraulisch betätigten Reibungskopplungsvorrichtungen, wie z. B. die erste und die zweite Kupplung C1, C2, Magnetkupplungen, wie z. B. Pulverkupplungen (Magnetpulverkupplungen), Elektromagnetkupplungen und Klauenkupplungen sowie elektromagnetische und mechanische Kopplungsvorrichtungen umfassen. Beispielsweise kann, wenn die elektromagnetischen Kupplungen eingesetzt werden, der Hydrauliksteuerschaltkreis **70** keine Ventilvorrichtung zum Umschalten von Hydraulikdurchgängen aufweisen und kann durch eine Umschaltvorrichtung oder eine elektromagnetisch betätigte Umschaltvorrichtung oder ähnliches ersetzt werden, die wirksam ist, um elektrische Anweisungssignalschaltkreise für elektromagnetische Kupplungen umzuschalten.

**[0158]** In dem dargestellten Ausführungsbeispiel ist ferner der Automatikgetriebeabschnitt **20**, **72** in dem Leistungsübertragungspfad zwischen dem Leistungsübertragungselement **18**, das als Ausgangselement des Differenzialabschnitts dient, nämlich dem Leistungsverteilungsmechanismus **16** und den An-

triebsrädern **38** angeordnet. Jedoch kann der Leistungsübertragungspfad einen Getriebeabschnitt (ein Leistungsgetriebe) von anderen Bauarten aufweisen, wie z. B. ein stufenlos variables Getriebe (CVT), das als Automatikgetriebe einer Art wirkt, und ein Automatikgetriebe oder ähnliches, das ein Parallelwellengetriebe mit konstantem Eingriff aufweist, das gut bekannt als manuelles Schaltgetriebe ist, das wirksam ist, um Gangpositionen unter Verwendung von Wählzylindern und Schaltzylindern umzuschalten. Die vorliegende Erfindung kann sogar auf eine solche Weise ausgeführt werden.

**[0159]** Während das dargestellte Ausführungsbeispiel vorstehend unter Bezugnahme auf den Automatikgetriebeabschnitt **20** beschrieben wurde, der mit dem Differenzialabschnitt **11** in Reihe über das Leistungsübertragungselement **18** verbunden ist, kann eine Gegenwelle parallel zu der Eingangswelle **14** vorgesehen werden, um zu gestatten, dass der Automatikgetriebeabschnitt **20** koaxial an einer Achse der Gegenwelle angeordnet ist. In diesem Fall können der Differenzialabschnitt **11** und der Automatikgetriebeabschnitt **20** miteinander mit einer Leistungsübertragungsfähigkeit über einen Satz Übertragungselemente verbunden werden, die beispielsweise aus einem Gegenzahnradpaar, das als Leistungsübertragungselement **18** dient, einer Kette und einem Kettenrad aufgebaut sind.

**[0160]** Ferner kann der Leistungsverteilungsmechanismus **16** des dargestellten Ausführungsbeispiels beispielsweise einen Differenzialgetriebeabsatz aufweisen, in dem ein Ritzel, das drehbar mit dem Verbrennungsmotor betrieben wird, und ein Paar Kegelräder, die in kämmendem Eingriff mit dem Ritzel gehalten werden, wirksam mit dem ersten Elektromotor M1 und dem Leistungsübertragungselement **18** (dem zweiten Elektromotor M2) verbunden sind.

**[0161]** Der Leistungsverteilungsmechanismus **16** des dargestellten Ausführungsbeispiels wurde vorstehend derart beschrieben, dass er einen Satz Planetenradeinheiten aufweist, wobei der Leistungsverteilungsmechanismus **16** zwei oder mehrere Sätze Planetenradeinheiten aufweisen kann, die so angeordnet sind, dass sie als Getriebe mit drei oder mehreren Gangpositionen in einem differenziallosen Zustand (fixierten Schaltzustand) angeordnet sind. Zusätzlich ist die Planetengetriebeeinheit nicht auf die Einzelritzelnbauart beschränkt, sondern kann sie auch eine Doppelritzelnbauart sein.

**[0162]** Während die Schaltbetätigungsverrichtung **50** des dargestellten Ausführungsbeispiels unter Bezugnahme auf den Schalthebel **52** beschrieben wurde, der wirksam ist, um eine Vielzahl von Arten von Schaltpositionen  $P_{SH}$  auszuwählen, kann der Schalthebel **52** durch eine andere Bauart von Schaltern oder Vorrichtungen ersetzt werden. Diese können

beispielsweise Folgendes aufweisen: einen Wählschalter, wie z. B. einen Druckknopfschalter und einen Schiebeschalter, die verfügbar sind, um eine aus einer Vielzahl von Schaltpositionen  $P_{SH}$  auszuwählen; eine Vorrichtung, die wirksam ist, um eine Vielzahl von Schaltpositionen  $P_{SH}$  als Reaktion nicht auf die Betätigung umzuschalten, die durch die Hand des Fahrers initiiert wird, sondern durch die Stimme des Fahrers; und eine Vorrichtung, die wirksam ist, um eine Vielzahl von Schaltpositionen  $P_{SH}$  als Reaktion auf die Betätigung umzuschalten, die durch den Fuß initiiert wird.

**[0163]** Während das dargestellte Ausführungsbeispiel unter Bezugnahme auf den Schaltbereich beschrieben wurde, der beim Betätigen des Schalthebels **52** auf die „M-Position“ gebildet wird, können die Gangpositionen eingerichtet werden, insbesondere die Maximaldrehzahlgangposition für die jeweiligen Schaltbereiche als die Gangpositionen eingerichtet werden. In diesem Fall arbeitet der Automatikgetriebeabschnitt **20**, um zu gestatten, dass die Gangpositionen zum Ausführen des Schaltvorgangs umgeschaltet werden. Beispielsweise arbeitet, wenn der Schalthebel **52** manuell auf eine Hochschaltposition „Plus“ oder eine Herunterschaltposition „Minus“ in der „M-Position“ betätigt wird, der Automatikgetriebeabschnitt **20**, um zu gestatten, dass eine der ersten Gangposition bis vierten Gangposition in Abhängigkeit von der Betätigung des Schalthebels **52** eingerichtet wird.

**[0164]** Das vorstehend Angegebene stellt lediglich die Ausführungsbeispiele zum Darstellen der Prinzipien der vorliegenden Erfindung dar. Es ist durch den Fachmann erkennbar, dass verschiedenartige Modifikationen und Alternativen bzgl. dieser Details im Lichte der gesamten Lehre der Offenbarung entwickelt werden können.

**[0165]** Die vorliegende Erfindung betrifft eine Steuervorrichtung für ein Fahrzeugantriebssystem, das einen Schaltvorgang bei einem Getriebeabschnitt bei der Aufnahme einer Schaltanforderung für den Getriebeabschnitt geeignet steuert, um auszuschließen, dass ein vorgegebenes Element des Differenzialabschnitts **11** sich mit einer hohen Drehzahl dreht. Für eine Schaltanforderung für ein Automatikgetriebe **20** bestimmt die Getriebeabschnittsschaltbegrenzungseinrichtung **86** einen zulässigen Bereich hinsichtlich eines Drehzahlverhältnisses eines Automatikgetriebes **20** unter Berücksichtigung einer Drehzahl eines vorgegebenen Elements eines Differenzialabschnitts **11**, um dadurch ein Schalten des Automatikgetriebeabschnitts **20** auf der Grundlage des zulässigen Bereichs zu begrenzen. Wenn somit die Schaltanforderung für das Automatikgetriebe **20** vorliegt, kann vermieden werden, dass das vorgegebene Element des Differenzialabschnitts **11** sich mit der hohen Drehzahl dreht. Das ermöglicht die Unterdrückung der hohen



Drehzahl von beispielweise dem ersten und zweiten Elektromotor M1, M2 und eines ersten Planetenrads P1 oder ähnlichem, was die Haltbarkeit des ersten und zweiten Elektromotors M1, M2 und des ersten Planetenrads P1 oder ähnlichem verbessert.

### Patentansprüche

1. Steuervorrichtung für ein Fahrzeugantriebssystem mit einem Differenzialabschnitt (11), der einen Differenzialmechanismus (16) aufweist, der ein erstes Drehelement (RE1), das mit einem Verbrennungsmotor (8) verbunden ist, ein zweites Drehelement (RE2), das mit einem ersten Elektromotor (M1) verbunden ist, und ein drittes Drehelement (RE3) hat, das mit einem Leistungsübertragungselement (18) verbunden ist, um eine Leistungsabgabe des Verbrennungsmotors (8) auf den ersten Elektromotor und das Leistungsübertragungselement (18) zu verteilen, und einem Getriebeabschnitt (20), der einen Teil eines Leistungsübertragungspfads zwischen dem Leistungsübertragungselement (18) und Antriebsrädern (34) bildet, wobei die Steuervorrichtung gekennzeichnet ist durch:

eine Getriebeabschnittsschaltbegrenzungseinrichtung (86), die unter Bestimmung eines zulässigen Bereichs eines Drehzahlverhältnisses des Getriebeabschnitts (20), der sich aus einer Schaltanforderung für den Getriebeabschnitt (20) ergibt, unter Berücksichtigung einer Drehzahl von zumindest einem des ersten, des zweiten und des dritten Drehelements (RE1, RE2, RE3) ein Schalten des Getriebeabschnitts (20) in den zulässigen Bereich begrenzt, wenn der zulässige Drehzahlbereich für das zumindest eine des ersten, des zweiten und des dritten Drehelements (RE1, RE2, RE3) in dem zulässigen Bereich überschritten wird.

2. Steuervorrichtung für ein Fahrzeugantriebssystem gemäß Anspruch 1, wobei die Getriebeabschnittsschaltbegrenzungseinrichtung (86) den zulässigen Bereich zum Verhindern, dass eine Drehzahl von zumindest einem des ersten, des zweiten und des dritten Drehelements (RE1, RE2, RE3) eine hohe Drehzahl ist, durch Bezugnahme auf eine Beziehung zwischen einem für eine Ausgangsdrehzahl relevanten Wert des Getriebeabschnitts (20) und einer Verbrennungsmotordrehzahl bestimmt.

3. Steuervorrichtung für ein Fahrzeugantriebssystem gemäß Anspruch 1 oder 2, wobei die Getriebeabschnittsschaltbegrenzungseinrichtung (86) den zulässigen Bereich zum Verhindern, dass eine relative Drehzahl zwischen entsprechenden des ersten, des zweiten und des dritten Drehelements (RE1; RE2; RE3) eine hohe Drehzahl ist, durch Bezugnahme auf eine Beziehung zwischen einem für eine Ausgangsdrehzahl relevanten Wert des Getriebeabschnitts (20) und einer Verbrennungsmotordrehzahl bestimmt.

4. Steuervorrichtung für ein Fahrzeugantriebssystem gemäß einem der Ansprüche 1 bis 3, ferner mit einem zweiten Elektromotor (M2), der mit dem Leistungsübertragungselement (18) verbunden ist; wobei die Getriebeabschnittsschaltbegrenzungseinrichtung (86) den zulässigen Bereich bestimmt, um eine hohe relative Drehzahl zwischen einem Drehelement (RE3), das mit dem zweiten Elektromotor verbunden ist, und einem Drehelement (RE1), das in Eingriff mit dem verbundenen Drehelement (RE3) gehalten ist, zu verhindern.

5. Steuervorrichtung für ein Fahrzeugantriebssystem gemäß einem der Ansprüche 1 bis 4, wobei die Getriebeabschnittsschaltbegrenzungseinrichtung (86) das Schalten des Getriebeabschnitts (20) durch Unterbinden des für den Getriebeabschnitt (20) angeforderten Schaltens begrenzt.

6. Steuervorrichtung für ein Fahrzeugantriebssystem gemäß einem der Ansprüche 1 bis 4, wobei die Getriebeabschnittsschaltbegrenzungseinrichtung (86) das Schalten des Getriebeabschnitts (20) durch Verzögern des für den Getriebeabschnitt (20) angeforderten Schaltens begrenzt.

7. Steuervorrichtung für ein Fahrzeugantriebssystem gemäß einem der Ansprüche 1 bis 4, wobei die Getriebeabschnittsschaltbegrenzungseinrichtung (86) das Schalten des Getriebeabschnitts (20) durch Bewirken eines Schaltens begrenzt, das von dem für den Getriebeabschnitt (20) angeforderten Schalten verschieden ist.

8. Steuervorrichtung für ein Fahrzeugantriebssystem gemäß einem der Ansprüche 1 bis 4, wobei die Getriebeabschnittsschaltbegrenzungseinrichtung (86) das Schalten des Getriebeabschnitts (20) durch erzwungenes Bewirken eines Schaltens von einem gegenwärtigen Zustand des Getriebeabschnitts (20) begrenzt.

9. Steuervorrichtung für ein Fahrzeugantriebssystem gemäß einem der Ansprüche 1 bis 8, wobei die Getriebeabschnittsschaltbegrenzungseinrichtung (86) den zulässigen Bereich auf der Grundlage des für die Ausgangsdrehzahl relevanten Werts des Getriebeabschnitts (20) und einer Ist-Verbrennungsmotordrehzahl bestimmt.

10. Steuervorrichtung für ein Fahrzeugantriebssystem gemäß einem der Ansprüche 1 bis 8, wobei die Getriebeabschnittsschaltbegrenzungseinrichtung (86) den zulässigen Bereich auf der Grundlage des für die Ausgangsdrehzahl relevanten Werts des Getriebeabschnitts (20) und einer Soll-Verbrennungsmotordrehzahl bestimmt.

11. Steuervorrichtung für ein Fahrzeugantriebssystem gemäß einem der Ansprüche 1 bis 10, wo-

bei ein normales Schalten bei dem Getriebeabschnitt **(20)** auf der Grundlage des für die Ausgangsdrehzahl relevanten Werts des Getriebeabschnitts **(20)** und einer Fahreranforderung bestimmt wird, wenn kein Schalten des Getriebeabschnitts **(20)** durch die Getriebeabschnittsschaltbegrenzungseinrichtung **(86)** begrenzt wird.

12. Steuervorrichtung für ein Fahrzeugantriebssystem gemäß einem der Ansprüche 1 bis 11, wobei der Differenzialabschnitt **(11)** als stufenlos variables Getriebe wirksam ist, wenn ein Betriebszustand des ersten Elektromotors **(41)** gesteuert wird.

Es folgen 10 Seiten Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

FIG. 1

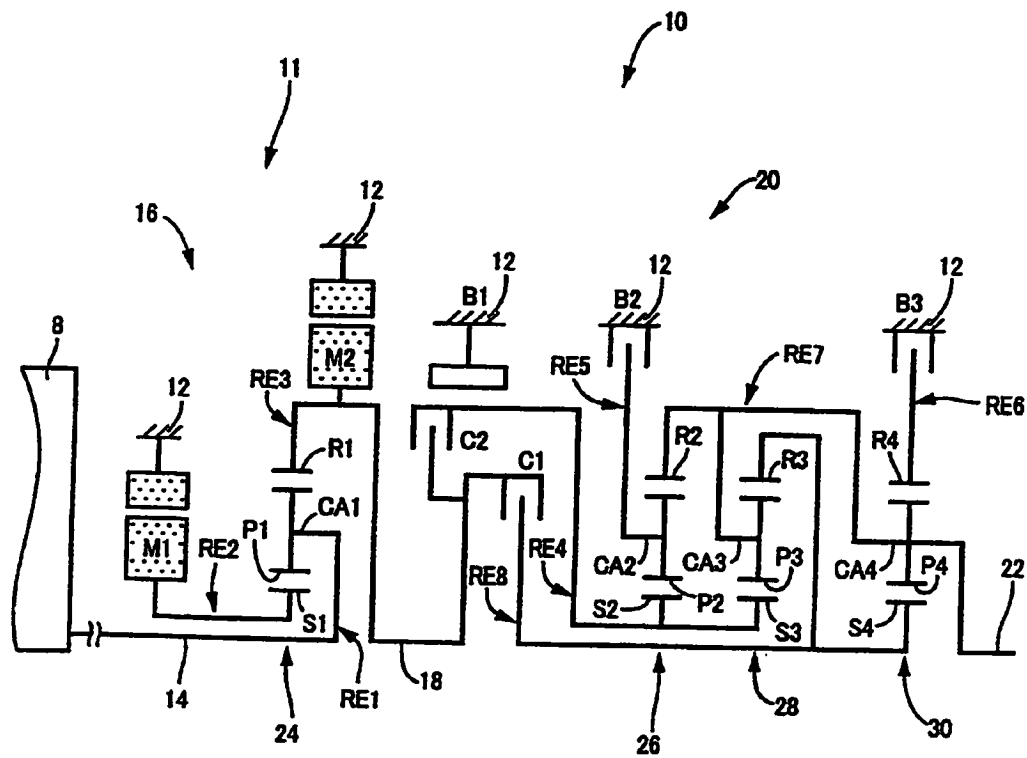
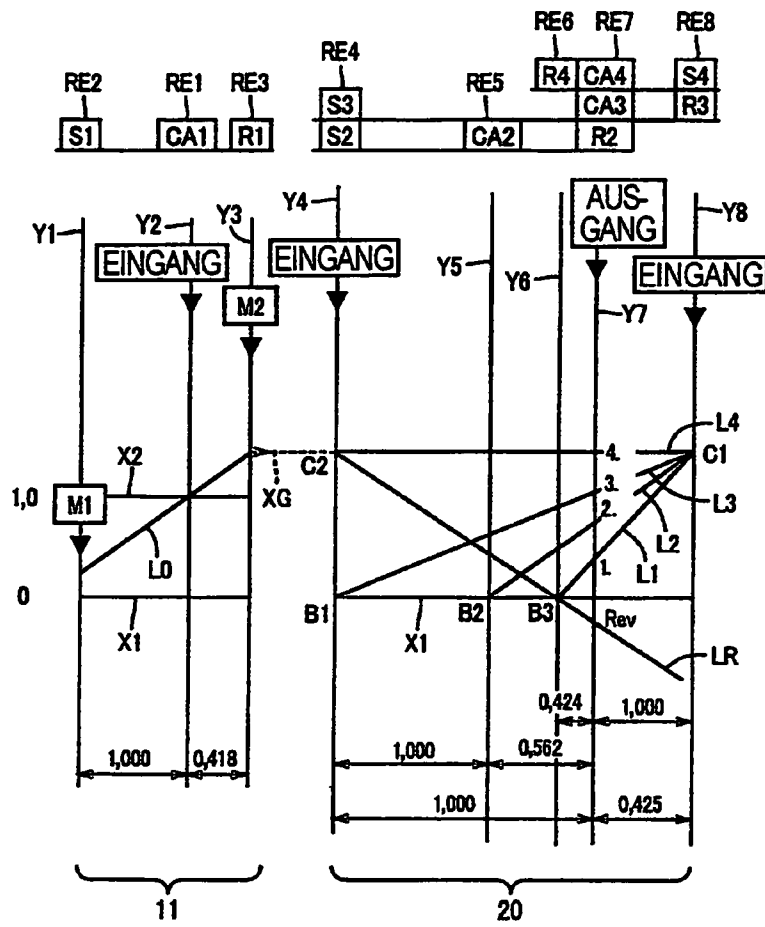


FIG.2

	C1	C2	B1	B2	B3	DREHZAHL- VERHÄLT- NIS	STUFEN- VERHÄLT- NIS
1.	○				○	3,357	1,54
2.	○			○		2,180	
3.	○		○			1,424	1,53
4.	○	○				1,000	1,42
R		○			○	3,209	ENTFAL- TUNG 3,36
N							

○ EINGERÜCKT

FIG.3



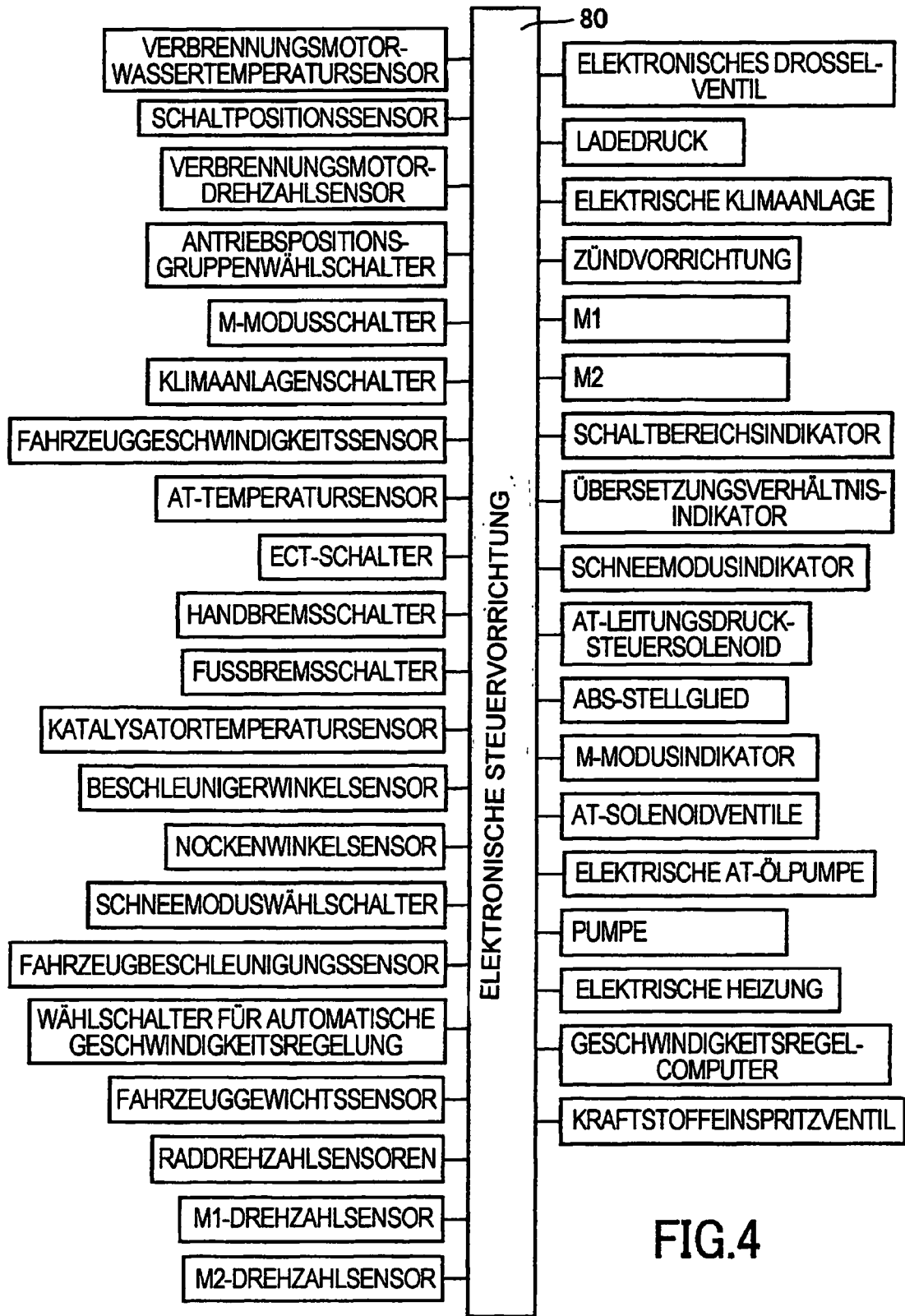


FIG.4

FIG.5

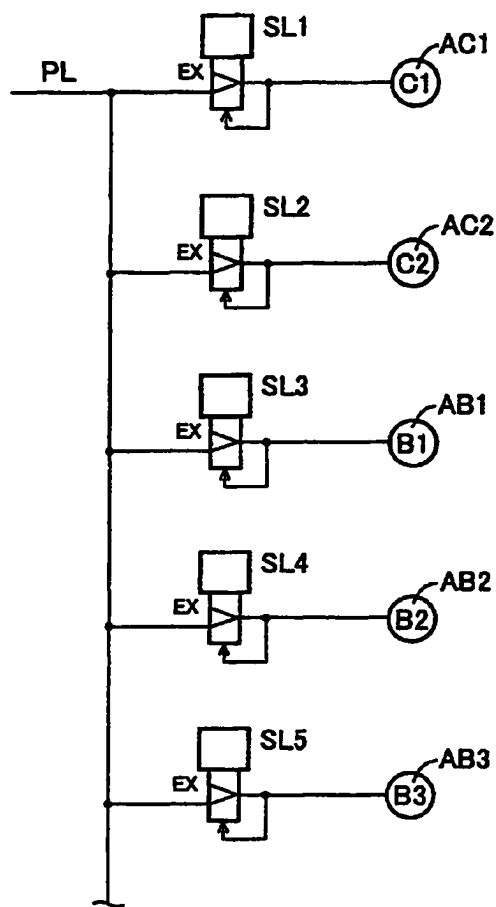


FIG.6

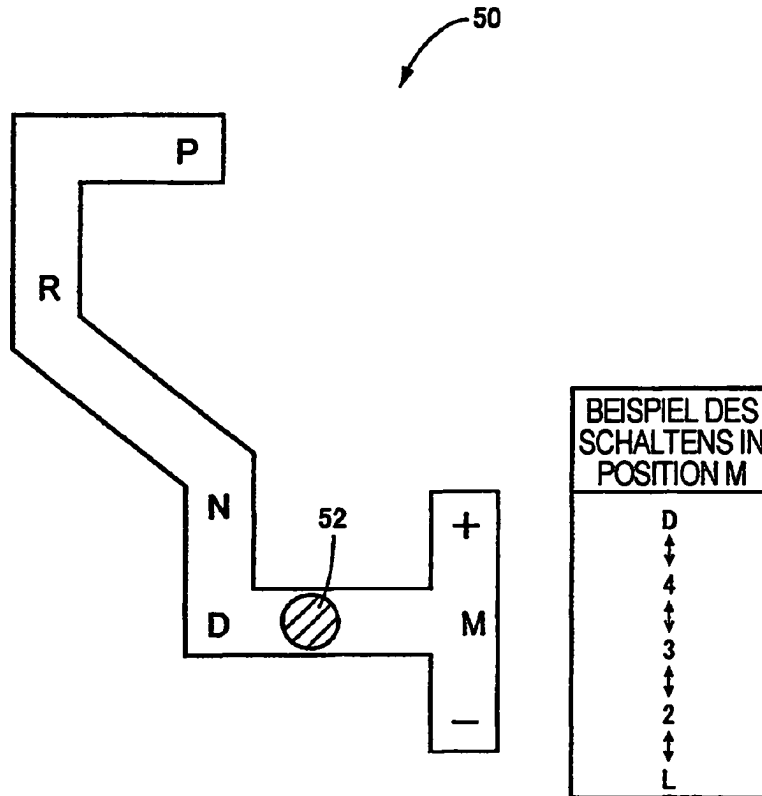




FIG.7

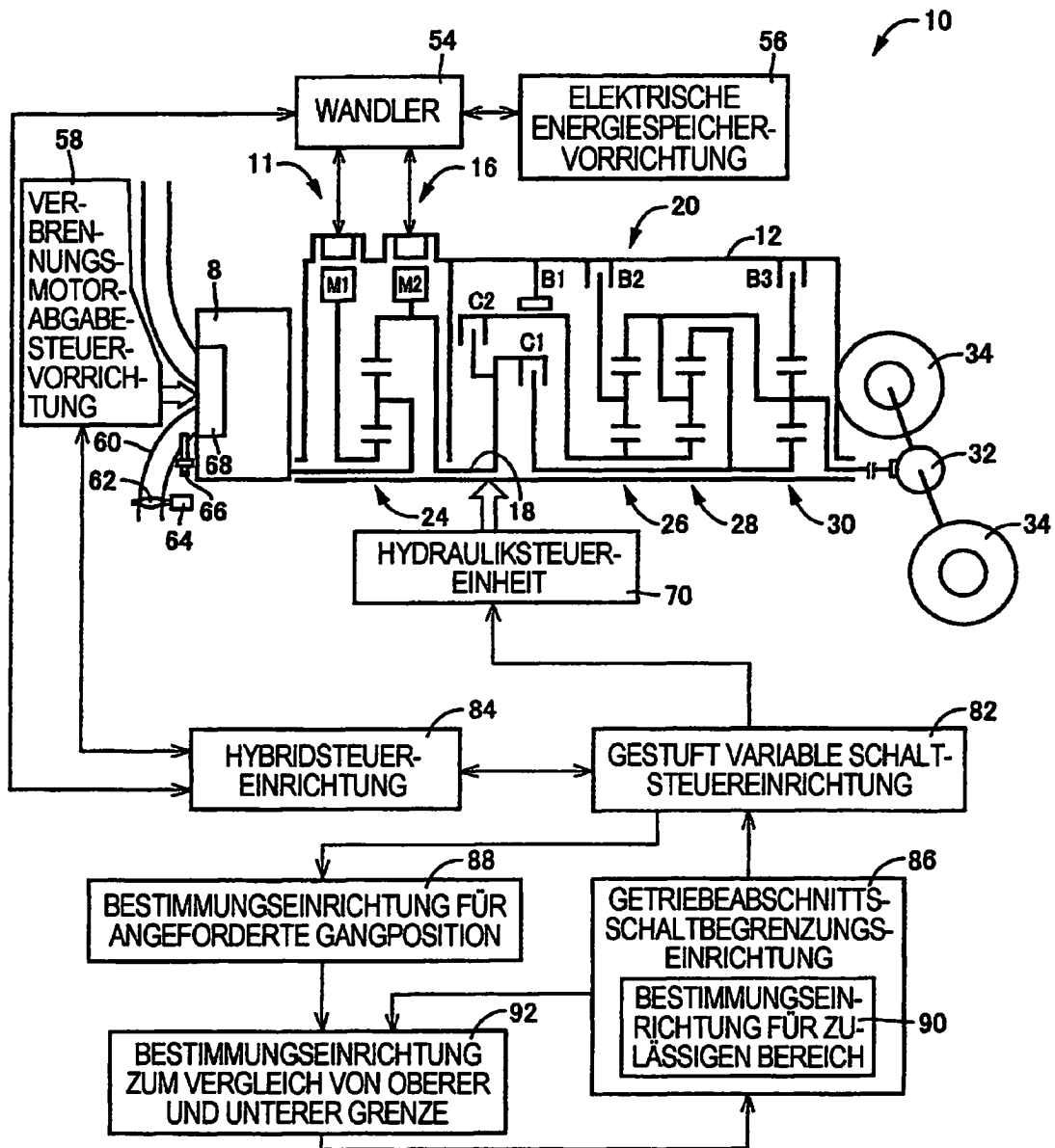


FIG.8

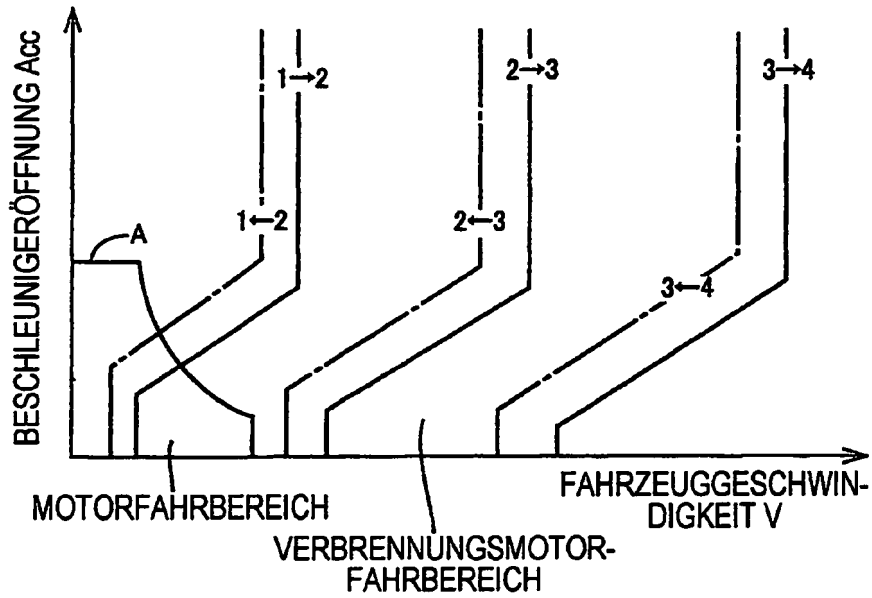


FIG.9

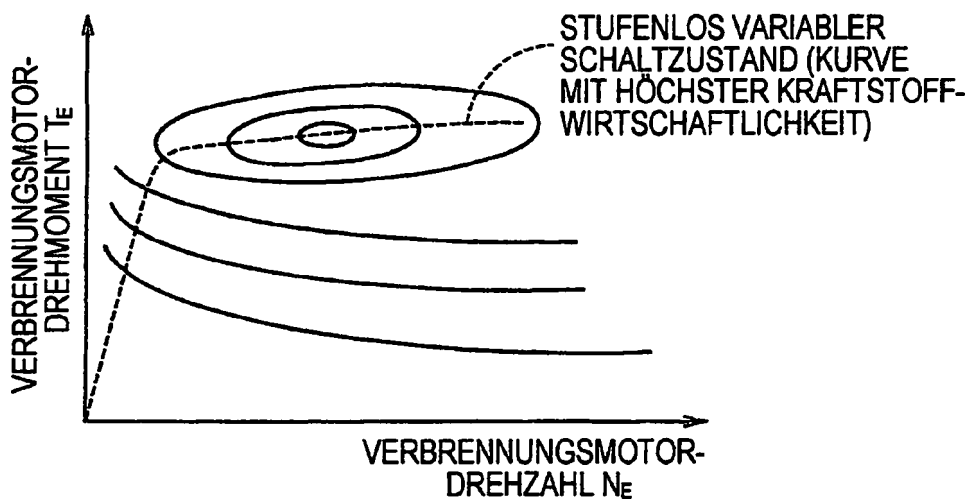


FIG.10

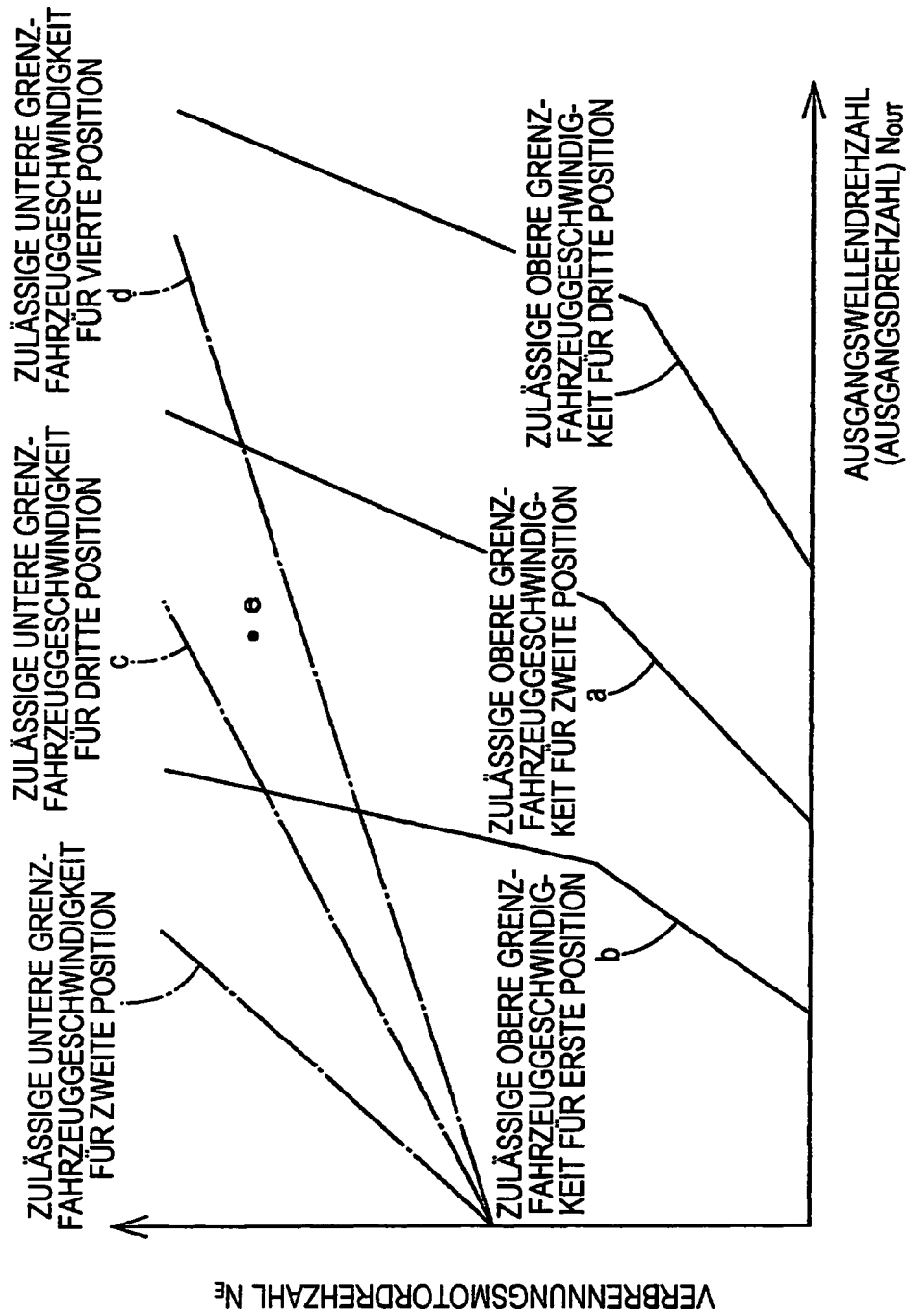


FIG.11

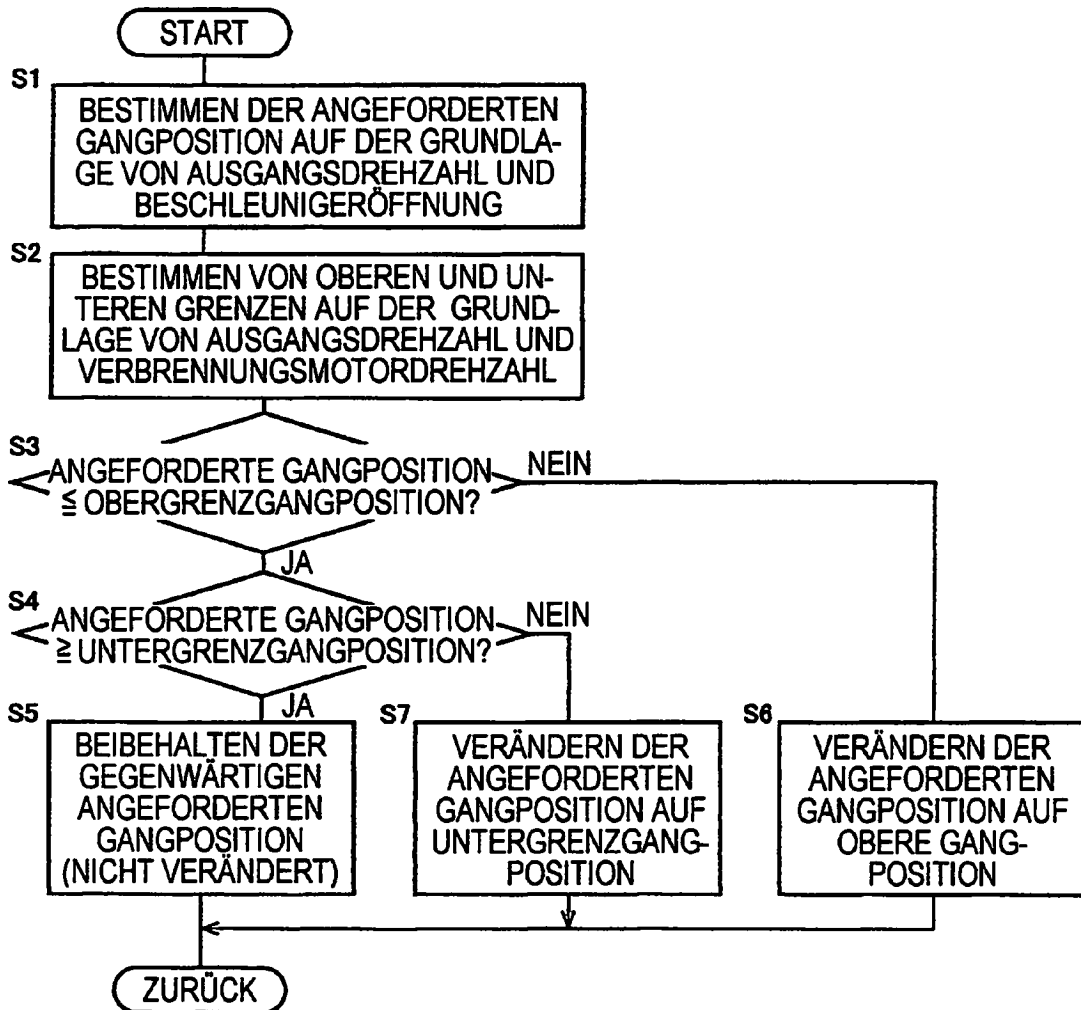


FIG.12

