



(12) **Veröffentlichung**

der internationalen Anmeldung mit der  
(87) Veröffentlichungs-Nr.: **WO 2010/067413**  
in deutscher Übersetzung (Art. III § 8 Abs. 2 IntPatÜG)  
(21) Deutsches Aktenzeichen: **11 2008 004 174.1**  
(86) PCT-Aktenzeichen: **PCT/JP2008/072289**  
(86) PCT-Anmeldetag: **09.12.2008**  
(87) PCT-Veröffentlichungstag: **17.06.2010**  
(43) Veröffentlichungstag der PCT Anmeldung  
in deutscher Übersetzung: **15.03.2012**

(51) Int Cl.: **B60K 6/52 (2011.01)**  
**B60K 6/365 (2011.01)**  
**B60K 6/445 (2011.01)**  
**B60K 6/547 (2011.01)**  
**B60K 17/346 (2011.01)**  
**B60K 17/348 (2011.01)**  
**B60L 11/14 (2011.01)**  
**B60W 10/08 (2011.01)**  
**B60W 20/00 (2011.01)**

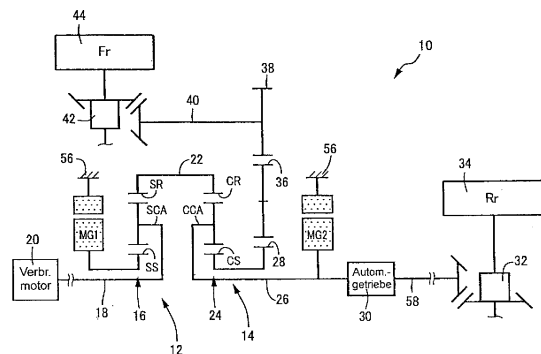
(71) Anmelder:  
**Toyota Jidosha Kabushiki Kaisha, Toyota-shi,  
Aichi-ken, JP**

(72) Erfinder:  
**Yoshimura, Takahiro, Toyota, Aichi, JP**

(74) Vertreter:  
**WINTER, BRANDL, FÜRNISS, HÜBNER, RÖSS,  
KAISER, POLTE, Partnerschaft, 80336, München,  
DE**

(54) Bezeichnung: **Energieübertragungsvorrichtung für Fahrzeuge mit Vorder- und Hinterradantrieb**

(57) Zusammenfassung: Eine Energieübertragungsvorrichtung (10, 200, 201) für ein Vorder- und Hinterradantriebsfahrzeug, die dadurch gekennzeichnet ist, dass diese aufweist: einen elektrischen Differentialabschnitt (12, 250) mit einem Differentialzustand zwischen einer Drehzahl eines Differentialantriebses (18) und einer Drehzahl eines Differentialabtriebses (22), der gesteuert wird, indem ein Betriebszustand der ersten Rotationsmaschine (MG1) gesteuert wird, die mit einem Rotationselement eines Differentialmechanismus (16) in einer Weise, dass Energie übertragbar ist, gekoppelt ist, eine zweite Rotationsmaschine (MG2), die sich an zumindest einem der Vorder- und Hinterräder in einer Weise, dass Energie übertragbar ist, befindet, und eine Vorder- und Hinterradenergieverteilungsvorrichtung (14, 210, 220, 230, 240) mit drei Rotationselementen, die ein Antriebsrotationselement, ein erstes Abtriebsrotationselement, das mit einem ersten Rad (34), das eines der Vorder- und Hinterräder ist, betriebsfähig gekoppelt ist, und ein zweites Abtriebsrotationselement sind, das mit einem zweiten Rad (44), das das andere der Vorder- und Hinterräder ist, betriebsfähig gekoppelt ist, wobei die Vorder- und Hinterradenergieverteilungsvorrichtung Energie zum ersten Abtriebsrotationselement und zweiten Abtriebsrotationselement verteilt und die Leistung bzw. Energie vom Differentialabtriebses zum Antriebsrotationselement eingegeben wird, wobei die Vorder- und Hinterradenergieverteilungsvorrichtung konfiguriert ist, so dass das Antriebsrotationselement, das erste Abtriebsrotationselement und das zweite Abtriebsrotationselement in Reihe von einem Ende zum anderen an einem Kollinearogramm angeordnet sind, das in der Lage ist, die Drehzahlen der drei Rotationselemente auf einer Geraden wiederzugeben, wobei ein Übersetzungsverhältnis vom ersten Abtriebsrotationselement zum ersten Rad von einem Übersetzungsverhältnis vom zweiten Abtriebsrotationselement zum zweiten Rad verschieden ist.



**Beschreibung**

## TECHNISCHES GEBIET

**[0001]** Die vorliegende Erfindung bezieht sich auf eine Energieübertragungsvorrichtung für Fahrzeuge mit Vorder- und Hinterradantrieb mit einem elektrischen Differentialabschnitt und insbesondere auf die Technologie zum Verbessern der Kraftstoffsparsamkeit während des Fahrens mit hoher Geschwindigkeit und des Leistungsverhaltens während des Fahrens mit Beschleunigung.

## STAND DER TECHNIK

**[0002]** Es wird eine Energieübertragungsvorrichtung für ein Fahrzeug mit Vorder- und Hinterradantrieb vorgesehen, die aufweist: (a) einen elektrischen Differentialabschnitt mit einem Differentialzustand zwischen einer Drehzahl eines Differentialeingabe- bzw. -antriebses und einer Drehzahl eines Differentialausgabe- bzw. -abtriebses, der gesteuert wird, indem ein Betriebszustand einer ersten Rotationsmaschine gesteuert wird, die mit einem Rotationselement eines Differentialmechanismus in einer Weise, dass Energie übertragbar ist, gekoppelt ist; (b) eine zweite Rotationsmaschine, die sich an zumindest einem der Vorder- und Hinterräder in einer Weise, dass Energie übertragbar ist, befindet, und (c) eine Vorder- und Hinterradenergieübertragungsvorrichtung mit drei Rotationselementen, die ein Eingaberotationselement, ein erstes Ausgaberotationselement, das mit einem ersten Rad in Betriebskopplung steht, das eines der Vorder- und Hinterräder ist, und ein zweites Ausgaberotationselement sind, das mit einem zweiten Rad in Betriebskopplung steht, das das andere der Vorder- und Hinterräder ist, wobei die Vorder- und Hinterradenergieübertragungsvorrichtung Energie zum ersten Ausgaberotationselement und zweiten Ausgaberotationselement verteilt, wobei die Energie von dem Differentialausgabeelement zum Eingaberotationselement eingegeben wird (siehe Patentdokument 1).

**[0003]** Ein Beispiel ist eine Energieübertragungsvorrichtung **100** eines Hybridfahrzeugs mit einer allgemeinen Konfiguration (schematisch), die in **Fig. 14A** dargestellt ist und einen elektrischen Differentialabschnitt **102** und eine Vorder- und Hinterradenergieverteilungsvorrichtung **104** aufweist. Der elektrische Differentialabschnitt **102** weist eine Einzelritzel-Differentialgetriebevorrichtung **106** als einen Differentialmechanismus auf und einen Träger SCA, der Differentialplanetengetriebevorrichtung **106** ist über eine Differentialeingabewelle **108** usw. als ein Differentialeingabeelement mit einem Motor bzw. Verbrennungsmotor **110**, der als Hauptantriebsenergiequelle verwendet wird, gekoppelt. Ein Sonnenrad SS ist mit einem ersten Motor/Generator MG1 als eine erste Rotationsmaschine gekoppelt und ein Hohlrad SR

ist mit einem Differentialausgabeelement **112** integral gekoppelt. Die Vorder- und Hinterradenergieverteilungsvorrichtung **104** besteht hauptsächlich aus einer Doppelritzel-Verteilungsplanetengetriebevorrichtung **114** und ein Hohlrad CR der Verteilungsplanetengetriebevorrichtung **114** ist ein Eingaberotationselement und ist mit dem Differentialausgabeelement **112** integral gekoppelt. Ein Sonnenrad CS ist ein erstes Ausgaberotationselement und ist mit Hinterrädern über eine Hinterradausgabewelle **116** usw. betriebsfähig gekoppelt und ein Träger CA ist ein zweites Ausgaberotationselement und ist mit Vorderrädern über ein Vorderradausgabezahnrads **118** usw. betriebsfähig gekoppelt. Die Hinterradausgabewelle **116** ist mit einem zweiten Motor/Generator MG2 als eine zweite Rotationsmaschine in einer Weise, dass Energie übertragbar ist, gekoppelt.

**[0004]** Wie es im kollinearen Diagramm von **Fig. 15** gezeigt ist, das in der Lage ist, die Rotationsgeschwindigkeiten der Abschnitte des elektrischen Differentialabschnitts **102** mit einer Geraden wiederzugeben, steuert die Energieübertragungsvorrichtung **100** gemäß Vorbeschreibung eine Motordrehzahl NE, d. h. die Drehzahl der Differentialeingabewelle **108** unter Berücksichtigung der Kraftstoffsparsamkeit usw. und führt diese die regenerative Steuerung des ersten Motors/Generators MG1 aus, um eine vorbestimmte Drehzahl NMG1 zu erreichen, die in Abhängigkeit von der Drehzahl des Differentialausgabeelements **112**, d. h. der Fahrzeuggeschwindigkeit, bestimmt wird. Die Leistungsfahrsteuerung des zweiten Motors/Generators MG2 wird mit der elektrischen Energie ausgeführt, die von der regenerativen Steuerung des ersten Motors/Generators MG1 erlangt wird, um ein Unterstützungsdrehmoment zur Seite des Hinterrades hinzuzufügen, und eine Motorlast wird dementsprechend verringert. Ein Verhältnis der Intervalle zwischen den Rotationselementen (SS, SCA, SR) in dem kollinearen Diagramm von **Fig. 15** wird in Abhängigkeit von einem Übersetzungsverhältnis  $p_S$  (Zähnezahl des Sonnenrades/Zähnezahl des Hohlrades) der Differentialgetriebevorrichtung **106** bestimmt. **Fig. 15** stellt ebenfalls ein kollineares Diagramm, das sich auf die Vorder- und Hinterradenergieverteilungsvorrichtung **104** bezieht, dar, wobei "Rr" die Drehzahl der Hinterradabtriebswelle **116**, d. h. die Drehzahl des Sonnenrades CS, "Fr" die Drehzahl des Vorderradabtriebszahnrads **118**, d. h. die Drehzahl des Trägers CCA, ist und dieses Beispiel den Fall darstellt, dass das Übersetzungsverhältnis von der Hinterradabtriebswelle **116** zum Hinterrad das gleiche wie das Übersetzungsverhältnis des Vorderradabtriebszahnrads **118** zum Vorderrad ist, wobei die Drehzahlen davon zueinander äquivalent sind. Für die Vorderrad- und Hinterradenergieverteilungsvorrichtung **104** wird ein Verhältnis der Intervalle zwischen den drei Rotationselementen einschließlich des Hohlrades CR ebenfalls in Abhängigkeit von einem Übersetzungsverhältnis  $p_C$

der Verteilungs-Planetengetriebevorrichtung **114** bestimmt.

Patentdokument 1: japanische Patentoffenlegungsveröffentlichung Nr. 2004-114944

## OFFENBARUNG DER ERFINDUNG

### DURCH DIE ERFINDUNG ZU LÖSENDES PROBLEM

**[0005]** Jedoch besteht bei einer solchen herkömmlichen Energieübertragungsvorrichtung noch Raum für Verbesserungen, da die Energiezirkulation während des Fahrens mit Hochgeschwindigkeit auftritt, woraus sich eine Verschlechterung der Energieeffizienz (wie z. B. der Kraftstoffsparsamkeit) ergibt, und eine Drehzahl einer Differentialeingabevorrichtung während des Fahrens mit Beschleunigung begrenzt ist, woraus sich eine Begrenzung bei dem Leistungsverhalten usw. ergibt. Genauer gesagt muss bei Beschreibung im Hinblick auf die Energieübertragungsvorrichtung **100** von [Fig. 14A](#), wenn die Drehzahl NMG1 des Motors/Generators MG1 entsprechend der Erhöhung der Fahrzeuggeschwindigkeit V verringert wird und umgekehrt gedreht wird, wie es durch eine Volllinie von [Fig. 16A](#) angezeigt ist, der erste Motor/Generator MG1 einer Leistungslaufsteuerung unterzogen werden, und tritt, wenn die Elektroenergie in diesem Fall durch die Regenerationssteuerung des zweiten Motor/Generators MG2 wiedergewonnen wird, da die vom Motor bzw. Verbrennungsmotor **110** zum zweiten Motor/Generator MG2 übertragene Energie in elektrische Energie umgewandelt wird und die elektrische Energie für die Leistungsfahrsteuerung des ersten Motors/Generators MG1 des elektrischen Differentialabschnitts **102**, der sich der Stromaufwärtsseite befindet, verwendet wird, die Energiezirkulation dazwischen auf, woraus sich die Energieeffizienz verschlechtert. Obwohl die Drehzahl NMG1 des ersten Motors/Generators MG1 während des Fahrens mit Beschleunigung beim Starten usw. erhöht wird, wie es durch eine Volllinie von [Fig. 16B](#) angezeigt ist, kann die Drehzahl NMG1 auf eine vorbestimmte gestattete maximale Drehzahl NMG1max oder niedriger begrenzt sein, um eine Überladung einer elektrischen Speichervorrichtung oder von ähnlichem zu verhindern, und als ein Ergebnis kann eine ausreichende Ausgabe aufgrund der Beschränkung bei der Erhöhung der Motordrehzahl NE nicht erlangt werden.

**[0006]** Andererseits wird, obwohl es bisher noch nicht bekannt ist, die Betrachtung angestellt, dass sich ein Automatikgetriebe **122** an der Seite des Hinterrades der Energieübertragungsvorrichtung **100** wie in einer Energieübertragungsvorrichtung **120**, die beispielsweise in [Fig. 14B](#) dargestellt ist, befindet. Wenn das Übersetzungsverhältnis des Automatikgetriebes **122** von einem Drehzahlverringerungsverhältnis von größer als Eins zu einem Drehzahler-

höhungsübersetzungsverhältnis von kleiner als Eins wählbar ist, verringert sich, wenn das Übersetzungsverhältnis während des Fahrens mit hoher Geschwindigkeit kleiner als Eins gestaltet wird, die Drehzahl der Hinterradabtriebswelle **116**, während sich, wenn das Übersetzungsverhältnis während des Fahrens mit Beschleunigung größer als Eins gestaltet wird, die Drehzahl der Hinterradabtriebswelle **116** erhöht. Daher ist, wie es in den kollinearen Diagrammen in diesem Fall, der durch die gestrichelten Linien der [Fig. 16A](#) und [Fig. 16B](#) dargestellt ist, obwohl die Energiezirkulation während des Fahrens mit hoher Geschwindigkeit verringert ist und die Begrenzung bei der Erhöhung der Motordrehzahl NE während des Fahrens mit Beschleunigung erleichtert ist, die Rotationsgeschwindigkeit des Differentialausgabeelementes **112**, d. h. die Drehzahl des Hohlrades SR, höher als die Drehzahl der Hinterradausgabewelle **116** (Sonnenrad CS) während des Fahrens mit hoher Geschwindigkeit und niedriger als die Drehzahl der Hinterradausgabewelle **116** (Sonnenrad CS) während des Fahrens mit Beschleunigung, was nicht ausreichend zufriedenstellend ist, wobei eine weitere Verbesserung gewünscht wird.

**[0007]** Die vorliegende Erfindung wurde im Hinblick auf die Situation getätigt und es ist daher eine Aufgabe der vorliegenden Erfindung, dass einer Energieübertragungsvorrichtung für ein Vorder- und Hinterradantriebsfahrzeug mit elektrischem Differentialabschnitt gestattet wird, die Energiezirkulation während des Fahrens mit hoher Geschwindigkeit für die weitere Verbesserung bei der Energieeffizienz zu begrenzen oder die Einschränkung bei der Drehzahl des Differentialeingabeelementes während des Fahrens mit Beschleunigung weiter zu verringern, wodurch ein vortreffliches Leistungsverhalten erlangt wird.

### MITTEL BZW. EINRICHTUNGEN ZUM LOSEN DES PROBLEMS

**[0008]** Die vorstehend genannte Aufgabe kann entsprechend einem ersten Aspekt der vorliegenden Erfindung gelöst werden, wobei diese eine Energieübertragungsvorrichtung für ein Vorder- und Hinterradantriebsfahrzeug vorsieht, die aufweist: (a) einen elektrischen Differentialabschnitt mit einem Differentialzustand zwischen einer Drehzahl eines Differentialeingabeelementes und einer Drehzahl eines Differentialausgabeelementes, wobei eine Steuerung durch das Steuern eines Betriebszustands einer ersten Rotationsmaschine vorgenommen wird, die mit einem Rotationselement eines Differentialmechanismus in einer Weise, in der Energie übertragbar ist, gekoppelt ist, (b) eine zweite Rotationsmaschine, die sich an zumindest einem der Vorder- und Hinterräder in einer Weise, dass Energie übertragbar ist, befindet, und (c) eine Vorder- und Hinterradleistungsverteilungsvorrichtung mit drei Rotationselementen, die ein Eingaberotationselement, ein erstes Ausgabero-

tationselement, das mit einem ersten Rad betriebsfähig gekoppelt ist, das eines der Vorder- und Hinterräder ist, und ein zweites Ausgaberationselement sind, das mit einem zweiten Rad betriebsfähig gekoppelt wird, das das andere der Vorder- und Hinterräder ist, wobei die Vorder- und Hinterradenergieverteilungsvorrichtung Leistung zum ersten Ausgaberationselement und zweiten Ausgaberationselement verteilt, wobei die Leistung von dem Differentialausgabeelement zum Eingabeelement eingegeben wird, (d) wobei die Vorder- und Hinterradleistungsverteilungsvorrichtung konfiguriert ist, so dass das Eingaberotationselement, das erste Ausgaberationselement und das zweite Ausgaberationselement in Reihe von einem Ende zum anderen an einem Kollinearplot angeordnet sind, das in der Lage ist, die Drehzahlen der drei Rotationselemente auf einer Geraden darzustellen, (e) wobei sich ein Übersetzungsverhältnis vom ersten Ausgaberationselement zum ersten Rad von einem Übersetzungsverhältnis vom zweiten Rotationselement zum zweiten Rad unterscheidet.

**[0009]** Die vorstehend genannte Aufgabe kann entsprechend einem zweiten Aspekt der vorliegenden Erfindung gelöst werden, der die Leistungsübertragungsvorrichtung für ein Vorder- und Hinterradantriebsfahrzeug des ersten Aspekts der Erfindung vorsieht, wobei das Übersetzungsverhältnis vom ersten Ausgaberationselement zum ersten Rad kleiner als das Übersetzungsverhältnis vom zweiten Ausgaberationselement zum zweiten Rad ist.

**[0010]** Die vorstehend genannte Aufgabe kann entsprechend einem dritten Aspekt der vorliegenden Erfindung gelöst werden, der die Leistungsübertragungsvorrichtung von einem Vorder- und Hinterradantriebsfahrzeug des ersten Aspekts der vorliegenden Erfindung vorsieht, wobei das Übersetzungsverhältnis vom ersten Ausgaberationselement zum ersten Rad größer als das Übersetzungsverhältnis vom zweiten Ausgaberationselement zum zweiten Rad ist.

**[0011]** Die vorstehend genannte Aufgabe kann entsprechend einem vierten Aspekt der vorliegenden Erfindung gelöst werden, der die Energieübertragungsvorrichtung für ein Vorder- und Hinterradantriebsfahrzeug von einem der ersten bis dritten Aspekte der vorliegenden Erfindung vorsieht, wobei diese einen Schaltabschnitt an einem Energieübertragungspfad vom ersten Ausgaberationselement zum ersten Rad aufweist, wobei der Schaltabschnitt ein Übersetzungsverhältnis hat, das von einem Drehzahlverringerungsübersetzungsverhältnis von größer als Eins zu einem Drehzahlerhöhungsübersetzungsverhältnis von kleiner als Eins auswählbar ist, wobei das Übersetzungsverhältnis vom ersten Ausgaberationselement zu dem ersten Rad kleiner als das Übersetzungsverhältnis vom zweiten Ausgaberationselement

zum zweiten Rad gestaltet wird, indem das Drehzahlerhöhungsübersetzungsverhältnis während des Fahrens mit hoher Geschwindigkeit ausgewählt wird, und wobei das Übersetzungsverhältnis vom ersten Ausgaberationselement zum ersten Rad größer als das Übersetzungsverhältnis vom zweiten Ausgaberationselement zum zweiten Rad gestaltet wird, indem das Drehzahlverringerungsübersetzungsverhältnis während des Fahrens mit Beschleunigung ausgewählt wird.

**[0012]** Die vorliegend genannte Aufgabe kann entsprechend einem fünften Aspekt der vorliegenden Erfindung gelöst werden, der die Leistungsübertragungsvorrichtung für ein Vorder- und Hinterradantriebsfahrzeug des zweiten oder vierten Aspekts der vorliegenden Erfindung vorsieht, die eine Hochgeschwindigkeitsfahrt-Differentialsteuereinrichtung aufweist, die eine Leistungslaufsteuerung vornimmt, um den Rotationsantrieb der ersten Rotationsmaschine in Abhängigkeit von der Drehzahl des Differentialausgabeelements vorzunehmen, so dass die Drehzahl des Differentialausgabeelements auf einen vorbestimmten Wert während des Fahrens mit Beschleunigung aufrechterhalten wird, während die regenerative Steuerung der zweiten Rotationsmaschine vorgenommen wird, um Elektroenergie wiederzugewinnen.

**[0013]** Die vorstehend genannte Aufgabe kann entsprechend einem fünften Aspekt der vorliegenden Erfindung gelöst werden, der die Leistungsübertragungsvorrichtung für ein Vorder- und Hinterradantriebsfahrzeug des dritten oder vierten Aspekts der Erfindung vorsieht, die eine Beschleunigungsfahrt-Differentialsteuereinrichtung aufweist, die eine regenerative Steuerung der ersten Rotationsmaschine während des Fahrens mit Beschleunigung vornimmt, um elektrische Energie wiederzugewinnen, während die Drehzahl der ersten Rotationsmaschine während der regenerativen Steuerung entsprechend einem vorbestimmten Regenerativzustand begrenzt wird.

#### VORTEILE DER ERFINDUNG

**[0014]** Diese Energieübertragungsvorrichtung eines Vorder- und Hinterradantriebsfahrzeugs ist konfiguriert, so dass ein Eingaberotationselement, ein erstes Ausgaberationselement und zweites Ausgaberationselement in Reihe von einem Ende zum anderen auf einem Kollinearplot angeordnet sind, das in der Lage ist, die Drehzahlen der drei Rotationselemente der Vorder- und Hinterrad-Energieverteilungsvorrichtung auf einer Geraden darzustellen. Daher werden, wenn das Übersetzungsverhältnis des ersten Ausgaberationselementes zum ersten Rad von dem Übersetzungsverhältnis vom zweiten Ausgaberationselement zum zweiten Rad aufgrund des Vorhandenseins/Fehlens des Automatikgetriebes und einer Differenz zwischen den endgültigen Übersetzungsverhältnissen der ersten und zwei-

ten Räder verschieden ist, die Drehzahlen des Eingaberotationselementes, das sich am Ende des Kollinearidiagramms befindet, von den drei Rotationselementen maximiert oder minimiert. Daher wird, wenn die Übersetzungsverhältnisse bestimmt werden, so dass die Drehzahl des Eingaberotationselementes während des Fahrens mit Hochgeschwindigkeit verringert ist, genauer gesagt, wenn das Übersetzungsverhältnis an der Seite des ersten Rads kleiner als das Übersetzungsverhältnis an der Seite des zweiten Rads eingestellt ist, eine Änderung bei der Rotation in der Leistungslaufrotationsrichtung der ersten Rotationsmaschine, die mit dem elektrischen Differentialabschnitt gekoppelt ist, entsprechend der Verringerung der Drehzahl des Eingaberotationselementes unterdrückt. Daher ist es schwierig, dass die Energiezirkulation auftritt oder wird die Drehzahl in der Leistungslaufrotationsrichtung abgesenkt und wird ein Energieverlust aufgrund der Energiezirkulation verringert und wird die Energieeffizienz verbessert. Wenn die Übersetzungsverhältnisse bestimmt werden, so dass die Drehzahl des Eingaberotationselementes während des Fahrens mit Beschleunigung beim Starten, usw. erhöht ist, genauer gesagt, wenn das Übersetzungsverhältnis an der Seite des ersten Rads größer als das Übersetzungsverhältnis an der Seite des zweiten Rads ist, wird gestattet, dass sich die Drehzahl des Differentialeingabeelementes dementsprechend zur Erhöhung bei der Drehzahl des Eingaberotationselementes erhöht, und daher kann die Drehzahl der Antriebsenergiequelle, wie z. B. des Motors, der mit dem Differentialeingabeelement gekoppelt ist, erhöht werden, um das Leistungsverhalten (Leistung) zu verbessern.

**[0015]** Beim zweiten Aspekt der Erfindung ist das Übersetzungsverhältnis vom ersten Ausgaberationselement zum ersten Rad kleiner als das Übersetzungsverhältnis vom zweiten Ausgaberationselement zum zweiten Rad und sind die Drehzahl des Eingaberotationselementes und ferner die Drehzahl des Differentialausgabeelementes des elektrischen Differentialabschnitts verringert. Daher wird beispielsweise in dem Fall des fünften Aspekts der Erfindung, bei dem eine Hochgeschwindigkeits-Fahrt-Steuereinrichtung die Leistungsfahrsteuerung vornimmt, um die erste Rotationsmaschine in Abhängigkeit von der Drehzahl des Differentialausgabeelementes zur Rotation anzutreiben, so dass die Drehzahl des Differentialeingabeelementes auf einen vorbestimmten Wert während des Fahrens mit Beschleunigung aufrechterhalten wird, während die regenerative Steuerung der zweiten Rotationsmaschine zum Wiedergewinnen von elektrischer Energie ausgeführt wird, eine Änderung bei der Rotation in der Leistungslaufrotationsrichtung der ersten Rotationsmaschine, die mit dem elektrischen Differentialabschnitt gekoppelt ist, entsprechend der Verringerung der Drehzahl des Differentialausgabeelementes unterdrückt. Daher wird es schwierig, dass die Ener-

giezirkulation auftritt oder wird ein Energieverlust aufgrund der Energiezirkulation verringert, und wird die Energieeffizienz verbessert. Selbst wenn die Hochgeschwindigkeits-Fahrt-Steuereinrichtung des fünften Aspekts der vorliegenden Erfindung nicht enthalten ist und die erste Rotationsmaschine immer der regenerativen Steuerung ausgesetzt ist, ohne die Rotation in Leistungslaufrotationsrichtung beim Fahren zu ändern, kann die Fahrzeuggeschwindigkeit erhöht werden, während eine Erhöhung bei der Rotation des Differentialeingabeelementes entsprechend der Verringerung der Drehzahl des Differentialausgabeelementes unterdrückt wird, und kann die maximale Fahrzeuggeschwindigkeit erhöht werden, während eine Verschlechterung der Energieeffizienz aufgrund der Energiezirkulation verhindert wird.

**[0016]** Im dritten Aspekt der Erfindung ist das Übersetzungsverhältnis vom ersten Ausgaberationselement zum ersten Rad größer als das Übersetzungsverhältnis vom zweiten Ausgaberationselement zum zweiten Rad und werden die Drehzahl des Eingaberotationselementes und ferner die Drehzahl des Differentialausgabeelementes des elektrischen Differentialabschnitts erhöht. Daher wird beispielsweise im Fall des sechsten Aspekts der Erfindung, bei dem eine Beschleunigungsfahrt-Differentialsteuereinrichtung die regenerative Steuerung der ersten Rotationsmaschine während des Fahrens mit Beschleunigung vornimmt, um elektrische Energie wiederzugewinnen, während die Drehzahl der ersten Rotationsmaschine während der regenerativen Steuerung entsprechend einem vorbestimmten regenerativen Zustand begrenzt wird, die Beschränkung bei der Erhöhung der Drehzahl des Differentialeingabeelementes aufgrund der Drehzahlbegrenzung der ersten Rotationsmaschine entsprechend der Erhöhung der Drehzahl des Differentialausgabeelementes erleichtert und kann die Drehzahl der Antriebsenergiequelle, wie z. B. des Motors, der mit dem Differentialeingabeelement gekoppelt ist, erhöht werden, um ein vortreffliches Leistungsverhalten zu erlangen. Selbst wenn die Beschleunigungsfahrt-Differentialsteuereinrichtung des sechsten Aspekts der Erfindung nicht enthalten ist, und die Drehzahl der ersten Rotationsmaschine zum Zeitpunkt der regenerativen Steuerung von dieser nicht begrenzt ist, wird gestattet, dass sich die Drehzahl des Differentialeingabeelementes entsprechend der Erhöhung der Drehzahl des Differentialausgabeelementes erhöht, und daher kann die Drehzahl der Antriebsenergiequelle, wie z. B. des Motors, der mit dem Differentialeingabeelement gekoppelt ist, erhöht werden, um das Leistungsverhalten zu verbessern.

**[0017]** Beim vierten Aspekt der Erfindung weist die Energieübertragungsvorrichtung für ein Vorder- und Hinterradantriebsfahrzeug einen Schaltabschnitt an einem Energieübertragungspfad vom ersten Ausgaberationselement zum ersten Rad auf, wobei der



Schaltabschnitt ein Übersetzungsverhältnis hat, das von einem Drehzahlverringerungsübersetzungsverhältnis von größer als Eins zu einem Drehzahlerhöhungsübersetzungsverhältnis von kleiner als Eins wählbar ist, wobei das Übersetzungsverhältnis vom ersten Ausgaberotationselement zum ersten Rad kleiner als das Übersetzungsverhältnis vom zweiten Ausgaberotationselement zum zweiten Rad gestaltet wird, indem das Drehzahlerhöhungsübersetzungsverhältnis während des Fahrens mit hoher Geschwindigkeit ausgewählt wird, und wobei das Übersetzungsverhältnis vom ersten Ausgaberotationselement zum ersten Rad größer als das Übersetzungsverhältnis vom zweiten Ausgaberotationselement zum zweiten Rad gestaltet wird, indem das Drehzahlverringerungsübersetzungsverhältnis während des Fahrens mit Beschleunigung ausgewählt wird, wobei während des Fahrens mit Hochgeschwindigkeit sowie im zweiten Aspekt der vorliegenden Erfindung eine Änderung bei der Rotation in Leistungsaufrichtungsrichtung der ersten Rotationsmaschine entsprechend der Verringerung der Drehzahl des Differentialausgabeelementes unterdrückt wird, und daher die Energieeffizienz verbessert wird, während des Fahrens mit Beschleunigung sowie im dritten Aspekt der Erfindung die Erhöhung der Drehzahl des Differentialeingabeelementes entsprechend der Erhöhung bei der Drehzahl des Differentialausgabeelementes gestattet ist und die Drehzahl der Antriebsenergiequelle, wie z. B. des Motors, der mit dem Differentialeingabeelement gekoppelt ist, erhöht werden kann, um ein vortreffliches Leistungsverhältnis zu erlangen.

#### KURZE BESCHREIBUNG DER ZEICHNUNGEN

**[0018]** [Fig. 1](#) ist eine schematische Darstellung zum Erläutern einer Energieübertragungsvorrichtung eines Vorder- und Hinterradantriebsfahrzeugs entsprechend der vorliegenden Erfindung.

**[0019]** [Fig. 2A](#) ist eine schematische Ansicht eines Beispiels eines Automatikgetriebes für die Energieübertragungsvorrichtung in [Fig. 1](#) und [Fig. 2B](#) zeigt eine Betriebstabelle zum Erläutern des Eingriffs von Reibeingriffsvorrichtungen zum Herstellen einer Vielzahl von Getriebestufen im Automatikgetriebe in [Fig. 2A](#).

**[0020]** [Fig. 3](#) zeigt ein Beispiel einer Gruppe von Eingabe-/Ausgabe-Signalen zu/von einer elektrischen Steuervorrichtung, die in der Energieübertragungsvorrichtung in [Fig. 1](#) vorgesehen ist.

**[0021]** [Fig. 4](#) ist eine graphische Darstellung eines Beispiels einer Schaltbetriebsvorrichtung, die in der Energieübertragungsvorrichtung in [Fig. 1](#) vorgesehen ist.

**[0022]** [Fig. 5](#) ist ein Funktionsblockliniendiagramm zum Erläutern eines Hauptabschnitts der Steuerfunktion der elektronischen Steuervorrichtung in [Fig. 3](#).

**[0023]** [Fig. 6](#) stellt ein Beispiel des Schaltverzeichnisses, das für die Schaltsteuerung des Automatikgetriebes verwendet wird, zusammen mit dem Antriebsenergiequellenverzeichnis, das für die Antriebsenergiequellenschaltsteuerung verwendet wird, um die Fahrt mit dem Verbrennungsmotor und die Fahrt mit dem Elektromotor zu schalten, dar.

**[0024]** [Fig. 7](#) zeigt ein Beispiel des Kraftstoffverbrauchseigenschaftsverzeichnisses, das in der Leistungsübertragungsvorrichtung in [Fig. 1](#) gespeichert ist.

**[0025]** Die [Fig. 8A](#) und [Fig. 8B](#) sind Kollinear diagrams, die die Beziehung zwischen den Drehzahlen der drei Rotationselemente des elektrischen Differentialabschnitts in der Energieübertragungsvorrichtung in [Fig. 1](#) auf Geraden zeigen, zusammen mit Kollinear diagrams der Vorder- und Hinterrad-Energieverteilungsvorrichtung, ein Beispiel während des Fahrens mit Hochgeschwindigkeit in [Fig. 8A](#) und ein Beispiel während des Fahrens mit Beschleunigung in [Fig. 8B](#).

**[0026]** [Fig. 9A](#) stellt ein Beispiel der Motordrehzahl dar, die die Energiezirkulation durch die Leistungs-fahrsteuerung des ersten Motor/Generators MG1 während des Fahrens mit Hochgeschwindigkeit bewirkt und [Fig. 9B](#) stellt ein Beispiel der Motordrehzahl dar, die durch die Drehzahlbegrenzung des ersten Motors/Generators MG1 während des Fahrens mit Beschleunigung begrenzt wird.

**[0027]** Die [Fig. 10A](#) und [Fig. 10B](#) sind schematische Ansichten zum Erläutern eines weiteren Ausführungsbeispiels der vorliegenden Erfindung, wobei bei beiden kein Automatikgetriebe vorgesehen ist und das Enduntersetzungsverhältnis der Seite des Hinterrades (Differentialverhältnis)  $i_r$  kleiner als das Enduntersetzungsverhältnis der Seite des Vorderrades (Differentialverhältnis)  $i_f$  in [Fig. 10A](#) ist und das Enduntersetzungsverhältnis  $i_r$  der Seite des Hinterrads größer als das Enduntersetzungsverhältnis  $i_f$  der Seite des Vorderrads in [Fig. 10B](#) ist.

**[0028]** Die [Fig. 11A](#) und [Fig. 11B](#) sind schematische Ansichten zum Erläutern eines weiteren Ausführungsbeispiels der vorliegenden Erfindung, das für ein Vorder- und Hinterradantriebsfahrzeug auf der Grundlage eines Quertyp-Vorderradantriebsfahrzeugs in [Fig. 11A](#) angewendet wird, wobei der Eingriffszustand der Verteilungsplanetengetriebevorrichtung in [Fig. 11B](#) verschieden ist.

**[0029]** Die [Fig. 12A](#) und [Fig. 12B](#) sind schematische Ansichten zum Erläutern eines weiteren Ausführungsbeispiels der vorliegenden Erfindung, wobei bei beiden kein Automatikgetriebe vorgesehen ist und das Enduntersetzungsverhältnis der Seite des Hinterrades (Differentialverhältnis)  $i_r$  kleiner als das Enduntersetzungsverhältnis der Seite des Vorderrades (Differentialverhältnis)  $i_f$  in [Fig. 12A](#) ist und das Enduntersetzungsverhältnis  $i_r$  der Seite des Hinterrads größer als das Enduntersetzungsverhältnis  $i_f$  der Seite des Vorderrads in [Fig. 12B](#) ist.

rungsbeispiels der vorliegenden Erfindung, bei der eine Doppelritzelplanetengetriebevorrichtung als ein Differentialmechanismus der Vorder- und Hinterradenergieverteilungsvorrichtung verwendet wird.

[0030] Die [Fig. 13A](#) und [Fig. 13B](#) sind schematische Ansichten zum Erläutern eines weiteren Ausführungsbeispiels der Erfindung entsprechend den [Fig. 8A](#) und [Fig. 8B](#), bei dem das Differentialausgabeelement mit dem Träger SCA gekoppelt ist, der sich in der Mitte bei dem Kollineardiagramm des elektrischen Differentialabschnitts befindet.

[0031] Die [Fig. 14A](#) und [Fig. 14B](#) sind schematische Ansichten zum Erläutern von Beispielen der Energieübertragungsvorrichtung des herkömmlichen Hybrid-Vorder- und -Hinterradantriebsfahrzeugs und die Energieübertragungsvorrichtung in [Fig. 14B](#) weist ein Automatikgetriebe an der Hinterradseite auf.

[0032] Die [Fig. 15A](#) und [Fig. 15B](#) sind Kollineardiagramme, die die Beziehung zwischen den Drehzahlen der drei Rotationselemente des elektrischen Differentialabschnitts in der Energieübertragungsvorrichtung in [Fig. 14A](#) auf Geraden darstellen, zusammen mit Kollineardiagrammen der Vorder- und Hinterrad-Energieverteilungsvorrichtung, wobei dieses ein Beispiel während des normalen beständigen Fahrens ist.

[0033] Die [Fig. 16A](#) und [Fig. 16B](#) sind Kollineardiagramme während des beständigen Fahrens mit Hochgeschwindigkeit und während des Fahrens mit Beschleunigung für die Energieübertragungsvorrichtungen in den [Fig. 14A](#) und [Fig. 14B](#) zum Vergleich.

## NOMENKLATUR DER ELEMENTE

### Bezugszeichenliste

10, 200, 202	Energieübertragungsvorrichtung
12, 250	elektrischer Differentialabschnitt
14, 210, 220, 230, 240	Vorder- und Hinterradenergieverteilungsvorrichtung
16	Differentialplanetengetriebevorrichtung (Differentialmechanismus)
18	Differenzialeingabewelle (Differenzialeingabelement)
22	Differenzialeingabelement
30	Automatikgetriebe (Schaltabschnitt)
34	reale Räder (erste Räder)

44

80

92

94

MG1

MG2

Vorderräder (zweite Räder)

elektronische Steuerungsvorrichtung

Hochgeschwindigkeitsfahrt-Differenzialeinrichtung

Beschleunigungsfahrt-Differenzialeinrichtung

erster Motor/Generator (erste Rotationsmaschine)

zweiter Motor/Generator (zweite Rotationsmaschine)

## BESTE ART UND WEISE ZUR AUSFÜHRUNG DER ERFINDUNG

[0034] Obwohl die vorliegende Erfindung vorzugsweise auf ein Hybrid-Vorder- und -Hinterradantriebsfahrzeug angewendet wird, das ein Differentialeingabeelement von einem elektrischen Differentialabschnitt hat, mit dem eine Brennkraftmaschine, wie z. B. ein Benzinmotor oder ein Dieselmotor, als eine Hauptantriebskraftquelle gekoppelt ist, kann als eine Antriebskraftquelle die Hauptantriebskraftquelle verwendet werden, die sich von der Brennkraftmaschine unterscheidet, wie z. B. ein Elektromotor oder ein Motor/Generator.

[0035] Obwohl der elektrische Differentialabschnitt beispielsweise eine Einzelritzel- oder Doppelritzel-Einzel-Planetengetriebevorrichtung als einen Differentialmechanismus aufweist, stehen unterschiedliche Formen zur Verfügung, wie z. B. eine Konfiguration unter Verwendung einer Vielzahl von Planetengetriebevorrichtungen oder unter Verwendung einer Kegelrad-Differenzialeinrichtung. Obwohl dieser elektrische Differentialabschnitt konfiguriert ist, so dass sich das Rotationselement, das mit dem Differentialeingabeelement gekoppelt ist, in der Mitte eines Kollineardiagramms befindet, das in der Lage ist, mit einer Geraden die Drehzahlen der drei Rotationselemente des Differentialmechanismus wiederzugeben, die jeweils beispielsweise mit der ersten Rotationsmaschine, dem Differentialeingabeelement und dem Differentialeingabeelement gekoppelt sind, ist die vorliegende Erfindung ebenfalls auf die Konfiguration mit dem Rotationselement anwendbar, das mit dem Differentialeingabeelement, das sich in der Mitte befindet, gekoppelt ist.

[0036] Die Form der Steuerung wird in die Hochgeschwindigkeitsfahrt-Differenzialeinrichtung und die Beschleunigungsfahrt-Differenzialeinrichtung in Abhängigkeit von der Kopplungsform des elektrischen Differentialabschnitts differenziert. Wenn das Rotationselement, das mit dem Differentialeingabe-

element gekoppelt ist, konfiguriert ist, um sich in der Mitte an dem Kollineardiagramm zu befinden, führt die Hochgeschwindigkeitsfahrt-Differentialsteuereinrichtung die Leistungslaufsteuerung aus, um die erste Rotationsmaschine in eine Rotationsrichtung entgegengesetzt zum Differentialausgabeelement in Abhängigkeit von der Drehzahl des Differentialausgabeelementes zu drehen, und führt die Beschleunigungsfahrt-Differentialsteuereinrichtung die regenerative Steuerung der ersten Rotationsmaschine zum Wiedergewinnen von elektrischer Energie aus, wenn die erste Rotationsmaschine in die gleiche Rotationsrichtung wie das Differentialeingabeelement zur Rotation angetrieben wird. Wenn das Rotationselement, das mit Differentialausgabeelement gekoppelt ist, konfiguriert ist, um sich in der Mitte zu befinden, führt die Hochgeschwindigkeitsfahrt-Differentialsteuereinrichtung die Leistungslaufsteuerung aus, um die erste Rotationsmaschine in die gleiche Rotationsrichtung wie das Differentialausgabeelement in Abhängigkeit von der Drehzahl des Differentialausgabeelementes zu drehen, und führt die Beschleunigungsfahrt-Differentialsteuereinrichtung die regenerative Steuerung der ersten Rotationsmaschine aus, um elektrische Energie wiederzugewinnen, wenn die erste Rotationsmaschine in die Rotationsrichtung entgegengesetzt zum Differentialeingabeelement zur Rotation angetrieben wird.

**[0037]** Obwohl die Rotationsmaschinen der ersten Rotationsmaschine und der zweiten Rotationsmaschine elektrische Rotationsmaschinen sind und diese vorzugsweise unter Verwendung von Motor/Generatoren implementiert sind, die in der Lage sind, auswählend Funktionen eines Elektromotors und eines elektrischen Generators wahrzunehmen, kann ein Elektromotor oder ein elektrischer Generator in Abhängigkeit von der Form der Differentialsteuerung verwendet werden, und kann z. B. ein elektrischer Generator als die erste Rotationsmaschine verwendet, wenn die Differentialsteuerung ausgeführt wird, um elektrische Energie durch regenerative Steuerung der ersten Rotationsmaschine während des Fahrens mit Beschleunigung wiederzugewinnen und die Drehzahl der ersten Rotationsmaschine während der regenerativen Steuerung entsprechend einem vorbestimmten regenerativen Zustand wie im sechsten Aspekt der vorliegenden Erfindung zu begrenzen. Die erste Rotationsmaschine oder die zweite Rotationsmaschine kann unter Verwendung von sowohl einem Elektromotor als auch einem elektrischen Generator hergestellt sein.

**[0038]** Obwohl die zweite Rotationsmaschine mit dem Energieübertragungspfad zu den Vorder- und Hinterrädern einstückig gekoppelt sein kann, können unterschiedliche Formen zur Verfügung stehen, wie z. B. ein Koppeln über eine Unterbrechvorrichtung, wie z. B. eine Kupplung, oder ein Koppeln über ein Getriebe, das die Drehzahl erhöht oder verringert.

Die zweite Rotationsmaschine kann sowohl für die Vorder- als auch für die Hinterräder vorgesehen sein oder kann sowohl für die linken als auch die rechten Räder vorgesehen sein. Die zweite Rotationsmaschine kann zumindest mit den Vorderrädern oder den Hinterrädern in einer Weise, dass Leistung übertragbar ist, gekoppelt sein und muss nicht notwendigerweise mit dem Energieübertragungspfad von der Vorder- und Hinterradenergieverteilungsvorrichtung zu den Vorder- und Hinterrädern gekoppelt sein.

**[0039]** Obwohl die Vorder- und Hinterradenergieverteilungsvorrichtung beispielsweise eine Einzelritzel- oder Doppelritzel-Einzelplanetengetriebevorrichtung als einen Differentialmechanismus wie im Fall mit dem elektrischen Differentialabschnitt aufweist, sind unterschiedliche Formen verfügbar, wie eine Konfiguration unter Verwendung einer Vielzahl von Planetengetriebevorrichtungen oder unter Verwendung einer Kegelrad-Differentialvorrichtung. Wenn der Differentialmechanismus eine Einzelritzel-Planetenge triebevorrichtung ist, ist der Träger, der sich in der Mitte an dem Kollineardiagramm befindet, das erste Ausgaberationselement und entsprechen das Sonnenrad und das Hohlrad dem einen und dem anderen des Eingaberotationselementes und des zweiten Ausgaberationselementes. Wenn der Differentialmechanismus eine Doppelritzel-Planetenge triebevorrichtung ist, ist das Hohlrad, das sich in der Mitte an dem Kollineardiagramm befindet, das erste Ausgaberationselement und entsprechen das Sonnenrad und der Träger dem einen und dem anderen des Eingaberotationselementes und des zweiten Ausgaberationselementes.

**[0040]** Obwohl das Eingaberotationselement und das Differentialausgabeelement der Vorder- und Hinterradenergieverteilungsvorrichtung integral gekoppelt sein können, können unterschiedliche Formen verfügbar sein, wie z. B. eine Kopplung über eine Unterbrechvorrichtung, wie z. B. eine Kupplung, oder eine Kopplung über ein Getriebe, das die Drehzahl erhöht oder verringert. Das erste Ausgaberationselement und das zweite Ausgaberationselement können mit zumindest einem oder dem anderen der Vorder- und Hinterräder gekoppelt sein, unabhängig davon, welches Element an der Vorderradseite oder der Hinterradseite angeordnet ist.

**[0041]** Obwohl der Schaltabschnitt an dem Energieübertragungspfad vom ersten Ausgaberationselement zum ersten Rad im vierten Aspekt der vorliegenden Erfindung angeordnet ist, kann sich der Schaltabschnitt an dem Energieübertragungspfad vom zweiten Ausgaberationselement zum zweiten Rad befinden oder kann sich dieser an beiden der Pfade befinden. Der Schaltabschnitt kann ein Getriebe mit Stufen bzw. Stufengetriebe, wie z. B. von einem Planetengetriebetyp oder einem Parallelwellentyp sein, und kann ein stufenloses (kontinuier-



lich änderbares) Getriebe, wie z. B. ein Riemengetriebe sein. Bei der Implementierung der zweiten und dritten Aspekte der vorliegenden Erfindung wird ein solcher Schaltabschnitt nicht notwendigerweise benötigt und können unterschiedliche Übersetzungsverhältnisse erreicht werden, indem beispielsweise das Enduntersetzungsverhältnis (Differentialverhältnis) der Energieverteilungsvorrichtung für die linken und rechten Räder an der Vorderseite oder die Energieverteilungsvorrichtung für die linken und rechten Räder an der Hinterseite geändert wird. Der Schaltabschnitt muss nicht notwendigerweise Übersetzungsverhältnisse haben, die aus dem Drehzahlverringerungsübersetzungsverhältnis von größer als Eins zum Drehzahlerhöhungsübersetzungsverhältnis von kleiner als Eins wählbar sind, und nur die Drehzahlverringerungsübersetzungsverhältnisse oder die Drehzahlerhöhungsübersetzungsverhältnisse können wählbar sein.

**[0042]** Obwohl sich die zweite Rotationsmaschine an dem Energieübertragungspfad zwischen beispielsweise dem ersten Ausgaberationselement und dem Schaltabschnitt in einer Weise, dass Energie übertragbar ist, befindet, kann sich, wenn sich der Schaltabschnitt an dem Energieübertragungspfad von dem ersten Ausgaberationselement zum ersten Rad wie im vierten Aspekt der vorliegenden Erfindung befindet, die zweite Rotationsmaschine an dem Energieübertragungspfad zwischen dem Schaltabschnitt und dem ersten Rad befinden oder kann sich diese an dem Energieübertragungspfad an der Seite des zweiten Rads befinden.

**[0043]** Obwohl die ersten bis vierten Aspekte der vorliegenden Erfindung vorzugsweise angewendet werden, wenn diese die Hochgeschwindigkeitsfahrt-Differentialsteuereinrichtung des fünften Aspekts der vorliegenden Erfindung, die die Differentialsteuerung unter Bewirkung von Energiezirkulation ausführt, oder die Beschleunigungsfahrt-Differentialsteuereinrichtung des sechsten Aspekts der vorliegenden Erfindung, die die Drehzahl während der regenerativen Steuerung der ersten Rotationsmaschine begrenzt, aufweist, sind der erste bis vierte Aspekt anwendbar, wenn die Hochgeschwindigkeitsfahrt-Differentialsteuereinrichtung oder die Beschleunigungsfahrt-Differentialsteuereinrichtung nicht vorhanden sind. Selbst in einem solchen Fall können die Wirkungen verlangt werden, so dass, wenn das Übersetzungsverhältnis an der Seite des ersten Rads kleiner als das an der Seite des zweiten Rads ist und die Drehzahl des Differentialausgabeelementes verringert ist, die maximale Fahrzeuggeschwindigkeit erhöht werden kann, während die Verschlechterung der Energieeffizienz aufgrund der Energiezirkulation verhindert wird, und so dass, wenn das Übersetzungsverhältnis an der Seite des ersten Rads größer als das an der Seite des zweiten Rads gestaltet ist und die Drehzahl des Differentialausgabeelementes er-

höht ist, die Drehzahl der Antriebskraftquelle, wie z. B. eines Verbrennungsmotors, der mit dem Differentialeingabeelement gekoppelt ist, erhöht werden kann, um das Leistungsverhalten während der Beschleunigung, usw., zu verbessern.

#### AUSFÜHRUNGSBEISPIELE

**[0044]** Es werden nun Ausführungsbeispiele der vorliegenden Erfindung detailliert unter Bezugnahme auf die Zeichnungen beschrieben.

**[0045]** [Fig. 1](#) ist eine schematische Ansicht zum Erläutern einer Energieübertragungsvorrichtung **10** eines Hybrid-Vorder- und -Hinterradantriebsfahrzeuges eines Ausführungsbeispiels der vorliegenden Erfindung, die einen elektrischen Differentialabschnitt **12** und eine Vorder- und Hinterradenergieverteilungsvorrichtung **14** aufweist. Der elektrische Differentialabschnitt **12** weist eine Einzelritzel-Differentialplanetengetriebevorrichtung **16** als einen Differentialmechanismus auf, ein Träger SCA der Differentialplanetengetriebevorrichtung **16** ist über eine Differentialeingabewelle **18** usw. als ein Differentialeingabeelement mit einem Verbrennungsmotor **20** gekoppelt, der als eine Hauptantriebsenergiequelle verwendet wird, ein Sonnenrad SS ist mit einem ersten Motor/Generator MG1 als eine erste Rotationsmaschine gekoppelt und ein Hohlrad SR ist mit einem Differentialausgabeelement **22** integral gekoppelt. Der Verbrennungsmotor **20** ist eine Brennkraftmaschine, wie z. B. ein Benzinmotor oder ein Dieselmotor, und ist mit der Differentialeingabewelle **18** direkt oder indirekt über eine Pulsierungs-Absorptions-Dämpfungseinrichtung, die nicht gezeigt ist, usw. gekoppelt. Der erste Motor/Generator MG1 kann auswählend die Funktion von sowohl einem Elektromotor als auch einem elektrischen Generator auszuführen, wird jedoch hauptsächlich in diesem Ausführungsbeispiel als ein elektrischer Generator verwendet.

**[0046]** Im Differentialzustand des elektrischen Differentialabschnitts **12**, der gemäß Vorbeschreibung konfiguriert ist, wird eine Differentialwirkung erreicht, indem die Rotation der drei Rotationselemente ermöglicht wird, d. h. des Sonnenrads SS, des Trägers SCA und des Hohlrads SR in Bezug aufeinander in der Differentialplanetengetriebevorrichtung **16**, und daher wird die Ausgabe des Verbrennungsmotors **20** zum ersten Motor/Generator MG1 und dem Differentialausgabeelement **22** verteilt. Wenn ein Abschnitt der verteilten Ausgabe des Verbrennungsmotors **20** den ersten Motor/Generator MG1 zur Rotation antreibt, wird elektrische Energie durch die regenerative Steuerung (Generationssteuerung) des ersten Motors/Generators MG1 erzeugt, wird die elektrische Energie für die Leistungslaufsteuerung des zweiten Motors/Generators MG2 verwendet, der sich an dem Energieübertragungspfad an der Seite des Hinterrads befindet, und wird überschüssige elektrische En-

ergie verwendet, um eine elektrische Speichervorrichtung **64** (siehe [Fig. 5](#)) zu laden, die eine Batterie ist. Dem elektrischen Differentialabschnitt **12** wird gestattet, dass dieser als eine elektrische Differentialvorrichtung arbeitet und dass dieser einen sogenannten kontinuierlich änderbaren Übertragungszustand (elektrischer CVT-Zustand) erreicht und die Rotation des Differentialausgabeelementes **22** wird unabhängig von einer vorbestimmten Rotation des Motors **20** in Abhängigkeit von der Drehzahl des ersten Motors/Generators MG1 kontinuierlich geändert. Daher arbeitet der elektrische Differentialabschnitt **12** als ein elektrisches stufenloses Getriebe mit einem Übersetzungsverhältnis  $\gamma_S$  (= Drehzahl der Differentialeingabewelle **18**/Drehzahl des Differentialausgabeelementes **22**), das kontinuierlich von einem Minimalwert  $\gamma_{Smin}$  zu einem Maximalwert  $\gamma_{Smax}$  geändert wird. Durch das Steuern des Betriebszustands des ersten Motors/Generators MG1, der mit dem elektrischen Differentialabschnitt **12** in einer Weise, in der die Energie übertragbar ist, gemäß Vorbeschreibung gekoppelt ist, wird der Differentialzustand zwischen der Drehzahl der Differentialeingabewelle **18**, d. h. der Motordrehzahl NE, und der Drehzahl des Differentialausgabeelementes **22** gesteuert.

**[0047]** Die Vorder- und Hinterradenergieverteilungsvorrichtung **14** ist hauptsächlich als eine Einzelritzel-Verteilungsplanetengetriebevorrichtung **24** gestaltet, die als ein Differentialmechanismus wirkt, und ein Hohlrad CR der Verteilungsplanetengetriebevorrichtung **24** ist ein Eingaberotationselement und ist mit dem Differentialausgabeelement **22** integral gekoppelt. Ein Träger CCA ist mit einer Hinterradabtriebswelle **26** integral gekoppelt und ein Sonnenrad CS ist mit einem Vorderabtriebsrad **28** integral gekoppelt. Die Hinterradabtriebswelle **26** steht mit den linken und rechten Hinterrädern **34** über ein Automatikgetriebe **30** und eine Energieverteilungsvorrichtung **32** der linken und rechten Räder der hinteren Seite betriebsfähig in Kopplung und ein zweiter Motor/Generator MG2 ist mit dem Energieübertragungspfad zwischen dem Automatikgetriebe **30** und dem Träger CCA in einer Weise, dass Energie übertragbar ist, gekoppelt. Der zweite Motor/Generator MG2 kann auswählend die Funktion sowohl eines Elektromotors als auch eines elektrischen Generators auszuführen, und wird jedoch hauptsächlich als ein Elektromotor in diesem Ausführungsbeispiel verwendet, um die Hinterräder **34** für das Motorfahren zur Rotation anzutreiben und ein Unterstützungsdrehmoment während des Fahrens unter Verwendung des Verbrennungsmotors **20** als eine Antriebsenergiequelle hinzuzufügen. Das Vorderradabtriebszahnrad **28** ist mit linken und rechten Vorderrädern **44** über ein Gegenzahnrad **36**, ein getriebenes Zahnrad **38**, eine Übertragungswelle **40** und eine Energieverteilungsvorrichtung **42** für die linken und rechten Räder der vorderen Seite betriebsfähig gekoppelt. Da der elektrische Differentialabschnitt **12**, die Energieverteilungsvorrichtung **14**

für die vorderen und hinteren Räder, der erste Motor/Generator MG1 und der zweite Motor/Generator MG2 im Wesentlichen symmetrisch in Bezug auf das Wellenzentrum davon konfiguriert sind, ist die untere Hälfte in der schematischen Darstellung von [Fig. 1](#) nicht dargestellt.

**[0048]** Daher ist das Vorder- und Hinterradantriebsfahrzeug dieses Ausführungsbeispiels ein Fahrzeug mit Vierradantrieb auf der Grundlage eines FR-(Verbrennungsmotor-Vorn-Hinterantrieb)-Fahrzeugs und befindet sich die Planetengetriebe-Vorder- und Hinterradenergieverteilungsvorrichtung **14** zwischen dem elektrischen Differentialabschnitt **12** und dem zweiten Motor/Generator MG2, um die Energie vom elektrischen Differentialabschnitt **12** zu den Vorderrädern **44** zu übertragen.

**[0049]** Die [Fig. 8A](#) und [Fig. 8B](#) sind Kollinear diagrams, die in der Lage sind, auf Geraden die Drehzahlen der drei Rotationselemente (SS, SCA, SR) des elektrischen Differentialabschnitts **12** darzustellen, und stellen ebenfalls Kollinear diagrams der Vorder- und Hinterradenergieverteilungsvorrichtung **14** dar. Im elektrischen Differentialabschnitt **12**, der die Differentialwirkung mit der Einzelritzel-Differentialplanetengetriebevorrichtung **16** erreicht, wird ein Verhältnis der Intervalle zwischen den Rotationselementen (SS, SCA, SR) in Abhängigkeit von einem Übersetzungsverhältnis  $\rho_S$  der Differentialplanetengetriebevorrichtung **16** bestimmt und in der Vorder- und Hinterradenergieverteilungsvorrichtung **14**, die die Differentialwirkung mit der Einzelritzel-Verteilungsplanetengetriebevorrichtung **24** erreicht, wird ein Verhältnis der Intervalle zwischen den Rotationselementen (CS, CCA, CR) in Abhängigkeit von einem Übersetzungsverhältnis  $\rho_C$  der Verteilungsplanetengetriebevorrichtung **24** bestimmt. In diesem Ausführungsbeispiel ist der Verbrennungsmotor **20** mit dem Träger SCA gekoppelt, der sich in der Mitte an dem Kollinear diagramm von den drei Rotationselementen (SS, SCA, SR) in dem elektrischen Differentialabschnitt **12** befindet, ist das Differentialausgabeelement **22** mit dem Hohlrad SR an der Seite eines schmaleren Intervalls von dem Träger SCA gekoppelt und ist der erste Motor/Generator MG1 mit dem Sonnenrad SS an der Seite eines breiteren Intervalls gekoppelt. Von den drei Rotationselementen (CS, CCA, CR) der Vorder- und Hinterradenergieverteilungsvorrichtung **14** ist der Träger CCA, der sich in der Mitte an dem Kollinear diagramm befindet, ein erstes Ausgaberationselement und ist dieser über die Hinterradabtriebswelle **26** mit den Hinterrädern **34** in diesem Ausführungsbeispiel betriebsfähig gekoppelt, ist das Hohlrad CR an der Seite eines kleineren Intervalls ein Eingaberotationselement und ist dieses mit dem Hohlrad SR des elektrischen Differentialabschnitts **12** integral gekoppelt und ist das Sonnenrad CS an der entgegengesetzten Seite ein zweites Ausgaberationselement und ist dieses

mit den Vorderrädern **44** über das Vorderrad-Ausgabezahnrad **28** betriebsfähig gekoppelt. Das Hinterrad **34** entspricht einem ersten Rad, das eines der Vorder- und Hinterräder ist, und das Vorderrad **44** entspricht einem zweiten Rad, das das andere der Vorder- und Hinterräder ist. Das Übersetzungsverhältnis  $p_S$  der Differentialplanetengetriebevorrichtung **16** und das Übersetzungsverhältnis  $p_C$  der Verteilungsplanetengetriebevorrichtung **24** werden unter Berücksichtigung eines Drehmomentverteilungsvhältnisses usw. angemessen bestimmt.

**[0050]** Das Vorderradausgabezahnrad **28** und das getriebene Zahnrad **38** haben die gleiche Zähnezahzahl und sind mit einer konstanten Drehzahl in der gleichen Richtung drehbar, das Enduntersetzungsverhältnis (Differentialverhältnis)  $i_r$  an der Seite des Hinterrades **34** ist zum Enduntersetzungsverhältnis (Differentialverhältnis)  $i_f$  an der Seite des Vorderrads **44** äquivalent, und im Fall eines Übersetzungsverhältnisses  $\gamma_T = 1$  im Automatikgetriebe sind die Übersetzungsverhältnisse  $\gamma_r$  und  $\gamma_f$  von der Vorder- und Hinterradenergieverteilungsvorrichtung **14** zum Hinterrad **34** und Vorderrad **44** zueinander äquivalent. Als ein Ergebnis werden während einer geraden Fahrt der Träger CCA und das Sonnenrad CS mit der gleichen Drehzahl gedreht und wird die Vorder- und Hinterradenergieverteilungsvorrichtung **14** im Wesentlichen integral gedreht und, wenn eine Differenz bei der Drehzahl zwischen den Vorder- und Hinterrädern zum Zeitpunkt des Kurvenfahrens usw. erzeugt wird, wird gestattet, dass eine Differentialrotation des Trägers CCA und des Sonnenrads CS stattfindet. Andererseits wird zum Zeitpunkt des Drehzahlerhöhungsübersetzungsverhältnisses, wenn das Übersetzungsverhältnis  $\gamma_T$  des Automatikgetriebes **30** kleiner als Eins ist, da das Übersetzungsverhältnis  $\gamma_r$  von der Vorder- und Hinterradenergieverteilungsvorrichtung **14** zum Hinterrad **34** kleiner als das Übersetzungsverhältnis  $\gamma_f$  zum Vorderrad **44** wird, der Träger CCA an der Seite des Hinterrads **34** langsamer in Bezug auf das Sonnenrad CS an der Seite des Vorderrads **44** rotiert, wie es in [Fig. 8A](#) während der geraden Fahrt dargestellt ist, wobei die Drehzahl im Hohlrad CR langsamer wird, das das Eingaberotationselement ist, d. h. das Differentialausgabeelement **22** und das Hohlrad SR, im Vergleich zum Träger CCA in Abhängigkeit vom Übersetzungsverhältnis  $p_C$ . Zum Zeitpunkt des Drehzahlverringersübersetzungsverhältnisses, wenn die Drehzahl  $\gamma_T$  des Automatikgetriebes größer als Eins ist, wird, da das Übersetzungsverhältnis  $\gamma_r$  von der Vorder- und Hinterradenergieverteilungsvorrichtung **14** zum Hinterrad **34** größer als das Übersetzungsverhältnis  $\gamma_f$  zum Vorderrad **44** wird, der Träger CCA an der Seite des Hinterrads **34** in Bezug auf das Sonnenrad CS an der Seite des Vorderrads **44** schneller gedreht, wie es in [Fig. 8B](#) während der geraden Fahrt gezeigt ist, und die Drehzahl wird im Hohlrad CR, das das Eingaberotationselement ist, d. h. das Differentialausgabeele-

ment **22** und das Hohlrad SR, schneller als der Träger CCA in Abhängigkeit vom Übersetzungsverhältnis  $p_C$ .

**[0051]** Das Automatikgetriebe **30** entspricht einem Schaltabschnitt und ist ein Stufen-Getriebe mit dem Übersetzungsverhältnis  $\gamma_T$ , das von einem Drehzahlverringersübersetzungsverhältnis von größer als Eins zu einem Drehzahlerhöhungsübersetzungsverhältnis von kleiner als Eins auswählbar ist. Die [Fig. 2A](#) und [Fig. 2B](#) sind ein Diagramm zum Erläutern eines Beispiels des Automatikgetriebes **30**, wie es vorstehend beschrieben ist, und [Fig. 2A](#) ist eine schematische Ansicht eines Planetengetriebes mit einer ersten Planetengetriebevorrichtung **50** vom Einzelritzeltyp, einer zweiten Planetengetriebevorrichtung **52** vom Einzelritzeltyp und einer dritten Planetengetriebevorrichtung **54** vom Einzelritzeltyp. Die erste Planetengetriebevorrichtung **50** weist ein erstes Sonnenrad S1, einen ersten Träger CA1, der ein Planetenrad in einer drehbaren und umlauffähigen Weise lagert, und ein erstes Hohlrad R1 auf, das mit dem ersten Sonnenrad S1 über das Planetenrad in Eingriff steht, und der erste Träger CA1 ist mit der Hinterradabtriebswelle **26** integral gekoppelt. Das erste Sonnenrad S1 ist mit einem Getriebegehäuse (auf das sich nachfolgend einfach als Gehäuse bezogen wird) **56** über eine Bremse B0 zum Stoppen der Rotation ausgewählt gekoppelt, und ist mit dem ersten Träger CA1 über eine Kupplung C0 ausgewählt gekoppelt.

**[0052]** Die zweite Planetengetriebevorrichtung **52** weist ein zweites Sonnenrad S2, einen zweiten Träger CA2, der ein Planetenrad in einer drehbaren und umlauffähigen Weise lagert, und ein zweites Hohlrad R2 auf, das mit dem zweiten Sonnenrad S2 über das Planetenrad in Eingriff steht, und die dritte Planetengetriebevorrichtung **54** weist ein drittes Sonnenrad S3, einen dritten Träger CA3, der ein Planetenrad in einer drehbaren und umlauffähigen Weise lagert, und ein drittes Hohlrad R3 auf, das mit dem dritten Sonnenrad S3 über das Planetenrad in Eingriff steht. Das zweite Hohlrad R2 ist mit dem ersten Hohlrad R1 über eine Kupplung C1 auswählend gekoppelt. Das zweite Sonnenrad S2 und das dritte Sonnenrad S3 sind miteinander integral gekoppelt, sind mit dem ersten Hohlrad R1 über eine Kupplung C2 auswählend gekoppelt und dem Gehäuse **56** über eine Bremse B1 zum Stoppen der Rotation auswählend gekoppelt. Der dritte Träger CA3 ist mit dem Gehäuse **56** über eine Bremse B2 zum Stoppen der Rotation auswählend gekoppelt. Der zweite Träger CA2 und das dritte Hohlrad R3 sind miteinander integral gekoppelt und mit einer AT-Ausgabewelle **58** integral gekoppelt, um eine Rotation nach dem Schalten der Gänge bzw. der Zahnräder auszugeben. Da das Automatikgetriebe **30** ebenfalls im Wesentlichen symmetrisch in Bezug auf das Wellenzentrum konfiguriert

ist, ist die untere Hälfte in der schematischen Darstellung von [Fig. 2A](#) nicht dargestellt.

**[0053]** Die Kupplungen C0, C1, C2 und die Bremsen B0, B1, B2 (auf die sich nachfolgend einfach als Kupplungen C und Bremsen B, wenn es nicht speziell unterschieden wird, bezogen wird) sind hydraulische Reibeingriffsvorrichtungen und sind als nasse Mehrplatteneinrichtungen mit einer hydraulischen Betätigungseinrichtung gestaltet, die eine Vielzahl an Reibplatten, die einander überdecken, gepresst, oder als eine Bandbremse mit einer hydraulischen Betätigungseinrichtung, die ein Ende von einem oder zwei Bändern, die um eine Außenumfangsfläche einer Rotationstrommel gewickelt sind, befestigt, oder ähnliches, wobei Elemente an beiden Seiten der Vorrichtungen, die dazwischen angeordnet sind, integral gekoppelt werden. Diese Kupplungen C und Bremsen B werden auswählend in Eingriff gebracht und freigegeben, wie es in der Betriebstabelle von [Fig. 2B](#) gezeigt ist, um vier Vorwärtsgetriebestufen von einer ersten Getriebestufe "1ste" zu einer O/D-Getriebestufe "O/D" sowie eine neutrale Getriebestufe "N" zum Unterbrechen der Energieübertragung herzustellen. Jede der Stufen erste Getriebestufe "1ste" und zweite Getriebestufe "2te" hat das Übersetzungsverhältnis  $\gamma_T$  (= Drehzahl der Hinterradabtriebswelle **26**/Drehzahl der AT-Abtriebswelle **58**), das ein Drehzahlverringerungsübersetzungsverhältnis von größer als Eins ist, und die O/D-Getriebestufe "O/D" hat das Übersetzungsverhältnis  $\gamma_T$ , das ein Drehzahlerhöhungsübersetzungsverhältnis von kleiner als Eins ist. Das Übersetzungsverhältnis  $\gamma_T$ , das in [Fig. 2B](#) beschrieben wird, ist ein Beispiel im Fall eines Übersetzungsverhältnisses von  $p_1$  der ersten Planetengetriebevorrichtung **50** = 0,418, ein Übersetzungsverhältnis  $p_2$  der zweiten Planetengetriebevorrichtung **52** = 0,532 und ein Übersetzungsverhältnis  $p_3$  der dritten Planetengetriebevorrichtung **54** = 0,418. Das Rückwärtsfahren wird ausgeführt, indem der zweite Motor/Generator MG2 in umgekehrter Rotationsrichtung zur Rotation angetrieben wird, während das Automatikgetriebe **30** beispielsweise auf die erste Übersetzungsstufe "1ste" gesetzt ist.

**[0054]** Obwohl ein stufenloses Getriebe im Allgemeinen aus dem elektrischen Differentialabschnitt **12**, der als ein stufenloses Getriebe arbeitet, und dem Automatikgetriebe **30** in der Energieübertragungsvorrichtung **10** mit einer Konfiguration gemäß Vorbeschreibung gebildet ist, können der elektrische Differentialabschnitt **12** und das Automatikgetriebe **30** den Zustand bilden, der einem Stufen-Getriebe äquivalent ist, indem die Steuerung ausgeführt wird, so dass das Übersetzungsverhältnis  $\gamma_S$  des elektrischen Differentialabschnitts **12** konstant gehalten wird. Genauer gesagt werden, wenn der elektrische Differentialabschnitt **12** als ein stufenloses Getriebe arbeitet und das Automatikgetriebe **30** in Reihe mit dem elektrischen Differentialabschnitt **12** als ein Stufen-Ge-

triebe arbeitet, die Drehzahl des Differentialausgabeelementes **22** und der Hinterradabtriebswelle **26** in einer stufenlosen Weise für zumindest eine Übersetzungsstufe G des Automatikgetriebes **30** geändert und wird eine stufenlose Breite eines Übersetzungsverhältnisses in die Übersetzungsstufe G erlangt. Ein Gesamtübersetzungsverhältnis der Energieübertragungsvorrichtung **10** wird für jede Übersetzungsstufe erlangt, indem eine Steuerung ausgeführt wird, so dass das Übersetzungsverhältnis  $\gamma_S$  des elektrischen Differentialabschnitts **12** konstant gehalten wird, und indem auswählend ein Eingriffsbetrieb der Kupplungen C und der Bremsen B ausgeführt wird, um eine der Übersetzungsstufen erste Übersetzungsstufe "1ste" zur O/D-Übersetzungsstufe "O/D" herzustellen. Beispielsweise ist, wenn die Drehzahl NMG1 des ersten Motors/Generators MG1 gesteuert wird, so dass das Übersetzungsverhältnis  $\gamma_S$  des elektrischen Differentialabschnitts **12** auf "1" festgelegt ist, das Gesamtübersetzungsverhältnis des elektrischen Differentialabschnitts **12** und des Automatikgetriebes **30** das gleiche wie das Übersetzungsverhältnis  $\gamma_T$  von jeder Übersetzungsstufe der ersten Übersetzungsstufe "1ste" zur O/D-Übersetzungsstufe "O/D" des Automatikgetriebes **30**.

**[0055]** [Fig. 3](#) stellt exemplarisch Signale, die in eine elektronische Steuervorrichtung **80** zum Steuern der Energieübertragungsvorrichtung **10** dieses Ausführungsbeispiels eingegeben werden, und Signale dar, die von der elektronischen Steuervorrichtung **80** ausgegeben werden. Die elektronische Steuervorrichtung **80** weist einen sogenannten Mikrocomputer auf, der aus einer CPU, einem ROM, einem RAM, einer Eingabe/Ausgabeschnittstelle usw. gebildet ist, und führt Signalverarbeitungen entsprechend Programmen, die zuvor im ROM gespeichert sind, aus, während eine zeitweise Speicherfunktion des RAM verwendet wird, um die Hybridantriebssteuerung, die sich auf den Verbrennungsmotor **20**, den ersten Motor/Generator MG1 und den zweiten Motor/Generator MG2 bezieht, und die Schaltsteuerung des Automatikgetriebes **30** und ähnliches auszuführen.

**[0056]** Der elektrischen Steuervorrichtung **80** wird von Sensoren, Schaltern usw., wie es in [Fig. 3](#) gezeigt ist, zugeführt: ein Signal, das eine Verbrennungsmotorwassertemperatur  $TEMP_w$  anzeigt, Signale, die eine Schaltposition  $P_{SH}$  eines Schalthebels **66** (siehe [Fig. 4](#)) und die Anzahl der Betätigungen bei einer "M"-Position anzeigen, ein Signal, das eine Motordrehzahl NE anzeigt, die die Drehzahl des Verbrennungsmotors **20** ist, ein Signal, das einen Befehl für einen M-Modus (manueller Schaltfahrmodus) gibt, ein Signal, das einen Betrieb einer Klimaanlage anzeigt, ein Signal, das eine Fahrzeuggeschwindigkeit V anzeigt, die der Drehzahl  $N_{OUT}$  der AT-Abtriebswelle **58** entspricht, ein Signal, das eine Betriebsöltemperatur  $T_{OIL}$  des Automatikgetriebes **30** anzeigt, ein Signal, das eine Feststellbrems-



betätigung anzeigt, ein Signal, das eine Fußbremsbetätigung anzeigt, ein Signal, das eine Katalysator-temperatur anzeigt, ein Signal, das eine Fahrpedal- bzw. Beschleunigungseinrichtung-Betätigungsgröße (Öffnungsgrad) Acc anzeigt, die eine Größe einer Fahrpedalbetätigung ist, die einer Ausgabeanforderungsgröße eines Fahrers entspricht, ein Signal, das einen Nockenwinkel anzeigt, ein Signal, das eine Schneemoduseinstellung anzeigt, ein Signal, das eine Längsbeschleunigung G eines Fahrzeugs anzeigt, ein Signal, das ein Fahren mit automatischer Geschwindigkeitsregelung anzeigt, ein Signal, das ein Gewicht eines Fahrzeugs (Fahrzeuggewicht) anzeigt, ein Signal, das eine Radgeschwindigkeit bzw. -drehzahl für jedes der Räder anzeigt, ein Signal, das eine Drehzahl NMG1 des ersten Motors/Generators MG1 anzeigt, ein Signal, das eine Drehzahl NMG2 des zweiten Motors/Generators MG2 anzeigt, ein Signal, das eine elektrische Ladungsgröße (verbleibende Größe) SOC der elektrischen Speichervorrichtung 64 anzeigt, und ähnliches.

[0057] Die elektronische Steuervorrichtung 80 gibt Steuersignale zu einer Verbrennungsmotorausgangssteuervorrichtung 60 (siehe Fig. 5) aus, die die Motorausgabe steuert, beispielsweise ein Antriebs-signal zu einer Drosselbetätigungseinrichtung, das einen Drosselventilöffnungsgrad  $\theta_{TH}$  eines elektronischen Drosselventils betätigt, das sich in einem Ansaugrohr des Motors 20 befindet, ein Kraftstoff-zuführgrößensignal, das eine Kraftstoffzuführgröße bzw. -menge in das Einlassrohr oder Zylinder des Verbrennungsmotors 20 von einer Kraftstoffeinspritzvorrichtung steuert, ein Zündsignal, das einen Befehl für das Zeitverhalten des Zündens des Motors 20 durch eine Zündvorrichtung gibt, ein Ladedruck-einstellsignal zum Einstellen eines Ladedrucks, usw. Die elektronische Steuervorrichtung 80 gibt ebenfalls aus: ein Antriebssignal für eine elektrische Klimaanlage zum Aktivieren einer elektrischen Klimaanlage, Befehlssignale, die Befehle zu dem Betrieb des elektrischen Motors/Generators MG1 und des zweiten Motors/Generators MG2 geben, ein Anzeigesignale für eine Schaltposition (Betriebsposition) zum Aktivieren einer Schaltanzeigeeinrichtung, ein Übersetzungsverhältnisanzeigesignal zum Anzeigen eines Übersetzungsverhältnisses, ein Schneemodusanzeigesignal zum Anzeigen, dass der Schneemodus in Betrieb ist, ein ABS-Aktivierungssignal zum Aktivieren einer ABS-Betätigungseinrichtung, die verhindert, dass Räder zum Zeitpunkt des Bremsens Schlupf aufweisen, ein M-Modus-Anzeigesignal zum Anzeigen, dass der M-Modus ausgewählt ist, ein Ventilbefehlssignal zum Aktivieren eines elektromagnetischen Ventils (lineares elektromagnetisches Ventil), das in einer hydraulischen Steuerschaltung 70 (siehe Fig. 5) vorhanden ist, um die hydraulische Betätigungseinrichtung der hydraulischen Reibingriffsvorrichtungen des elektrischen Differentialabschnitts 12 und des Automatikgetriebes 30 zu steu-

ern, ein Signal zum Regulieren eines Leitungsöldrucks PL mit einem Regulierventil (Druckregulier-ventil), das sich in der hydraulischen Steuerschaltung 70 befindet, ein Antriebsbefehlssignal zum Aktivieren einer elektrischen Ölpumpe, die eine Öldruckquelle des Ursprungsdrucks zum Regulieren des Leitungs-öldrucks PL ist, ein Signal zum Antreiben einer elek-trischen Heizeinrichtung, ein Signal zu einem Com-puter zum Steuern der automatischen Geschwindig-keitsregelung usw.

[0058] Fig. 4 ist ein Diagramm eines Beispiels einer Schaltbetriebsvorrichtung 68 als eine Schaltvorrichtung, die eine Vielzahl von Typen von Schaltposi-tionen  $P_{SH}$  durch eine künstliche Manipulation schal-tet. Die Schaltbetriebsvorrichtung 68 befindet sich beispielsweise nahe an einem Fahrersitz und weist den Schalthebel 66 auf, der betrieben wird, um eine Vielzahl von Typen an Schaltpositionen  $P_{SH}$  auszu-wählen. Der Schalthebel 66 ist angeordnet, um in eine "P-(Park-)"-Position, zum Parken, das verwendet wird, um in einem neutralen Zustand zu sein, d. h. einem neutralen Zustand, bei dem der Energieüber-tragungspfad in der Energieübertragungsvorrichtung 10 unterworfen ist, und zum Feststellen der AT-Ausgabewelle 58 des Automatikgetriebes 30, in eine "R-(Rückwärts-)"-Position zum Rückwärtsfahren, eine "N-(Neutral)"-Position zum Verweilen im neu-tralen Zustand, wobei der Energieübertragungspfad in der Energieübertragungsvorrichtung 10 unterbro-chen ist, in eine "D-(Antriebs-)"-Position zum Errei-chen eines automatischen Übertragungsmodus (D-Bereich), um die automatische Übertragungssteue-rung in einer stufenlose Breite des Übersetzungs-verhältnisses des elektrischen Differentialabschnitts 12 auszuführen, und in alle der Vorwärtsüberset-zungsstufen "1ste" bis "O/D" des Automatikgetriebes 30 oder in eine "M-(Manuell-)"-Position zum Errei-chen eines manuellen Übersetzungsfahrmodus (M-Modus) zum Einstellen eines sogenannten Schaltbe-reiches, der die Schaltstufen an der Seite der Hoch-geschwindigkeit im Automatikgetriebe 30 begrenzt, manuell betätigt zu werden.

[0059] Die "M"-Position befindet sich beispielswei-se an der gleichen Position wie die "D" Position in Längsrichtung eines Fahrzeugs benachbart entlang der Breitenrichtung des Fahrzeugs; und wenn der Schalthebel 66 in die "M"-Position betätigt wird, wird ein beliebiger der vier Schaltbereiche vom D-Bereich zum L-Bereich in Abhängigkeit von der Betätigung des Schalthebels 66 ausgewählt. Genauer gesagt ist die "M"-Position mit einer Heraufschaltposition "+" und einer Herabschaltposition "-" entlang der Längs-richtung eines Fahrzeugs versehen, und jedes Mal, wenn der Schalthebel 66 in die Heraufschaltposition "+" oder die Herabschaltposition "-" betätigt wird, geht der Schaltbereich um einen herauf oder herunter. Die vier Schaltbereiche vom D-Bereich bis zum L-Bereich sind Schaltbereiche einer Vielzahl an Typen mit



unterschiedlichen Übersetzungsverhältnissen an der Seite der Hochgeschwindigkeit (der Seite der kleineren Übersetzungsverhältnisse) in einem Änderungsbereich, wo die Steuerung des automatischen Getriebes der Energieübertragungsvorrichtung **10** verfügbar ist, genauer gesagt werden die Übersetzungsstufen der Hochgeschwindigkeitsseite, die für das Schalten des Automatikgetriebes **30** verfügbar sind, eine nach der anderen verringert, und, obwohl die höchste Übersetzungsstufe die O/D-Übersetzungsstufe "O/D" im D-Bereich ist, wird die höchste Übersetzungsstufe auf die dritte Übersetzungsstufe "3te" in einem 3-Bereich eingestellt, auf die zweite Übersetzungsstufe "2te" in einem 2-Bereich und die erste Übersetzungsstufe "1ste" in einem L-Bereich. Der Schalthebel **66** wird in die "M"-Position von der Heraufschaltposition "+" und der Herabschaltposition "-" durch eine Vorspanneinrichtung, wie z. B. eine Feder, automatisch zurückgeführt.

**[0060]** **Fig. 5** ist ein Funktionsblockliniendiagramm zum Erläutern eines Hauptabschnitts der Steuerungsfunktion der elektronischen Steuervorrichtung **80**; und eine Stufengetriebe-Steuervorrichtung **82** und eine Hybridsteuereinrichtung **90** sind funktional eingeschlossen. Die Stufengetriebe-Steuereinrichtung **82** bestimmt, ob das Schalten des automatischen Getriebes **30** ausgeführt werden soll, auf der Grundlage des Fahrzeugzustands, der durch die Istfahrzeuggeschwindigkeit  $V$  und das Anforderungsausgabedrehmoments  $TOUT$  angezeigt wird, entsprechend eines vorläufig gespeicherten Schaltliniendiagramms, das in **Fig. 6** dargestellt ist, d. h. eine Beziehung (ein Schaltliniendiagramm, ein Schaltverzeichnis), mit Heraufschaltlinien (Volllinien) und Herabschaltlinien (gestrichelten Linien), die vorläufig gespeichert sind, wobei die Fahrzeuggeschwindigkeit  $V$  und das Anforderungsausgabedrehmoment  $TOUT$  (Beschleunigungsbetätigungsgröße  $Acc$ , usw.) als Parameter verwendet werden, d. h., dass diese die Übersetzungsstufe, die durch das Schalten des Automatikgetriebes **30** eingestellt werden soll, bestimmt, und die automatische Übersetzungssteuerung des Automatikgetriebes **30** ausführt, um die bestimmte Übersetzungsstufe zu erlangen.

**[0061]** In diesem Fall gibt die Stufengetriebe-Steuerungseinrichtung **82** zur hydraulischen Steuerschaltung **70** einen Befehl (einen Schaltausgabebefehl, einen Hydraulikdruckbefehl) für den Eingriff und das Freilassen der Hydraulikreibungseingriffsvorrichtungen (Kupplungen  $C$  und Bremsen  $B$ ), die beim Schalten des Automatikgetriebes **30** beteiligt sind, aus, d. h. einen Befehl zum Ausführen des kupplungsweisen Schaltens durch das Freigeben der Freigabeseite-Reibungseingriffsvorrichtungen, die beim Schalten des Automatikgetriebes **30** beteiligt sind, und durch das In-Eingriff-Bringen der Eingriffseiten-Reibungseingriffsvorrichtungen, um eine vorbestimmte Übersetzungsstufe entsprechend der Eingriffstabelle, die

in **Fig. 2B** beispielsweise dargestellt ist, herzustellen. Die hydraulische Steuerschaltung **70** ändert den Eingriffsdruck der hydraulischen Reibungseingriffsvorrichtungen, die beim Schalten beteiligt sind, mit einem linearen Magnetventil usw. entsprechend einem vorbestimmten hydraulischen Änderungsmuster, wie es durch den Befehl angewiesen wurde, um die Freigabeseite-Reibungseingriffsvorrichtungen freizugeben, und die Eingriffseite-Reibungseingriffsvorrichtungen in Eingriff zu bringen, damit das Schalten des Automatikgetriebes **30** ausgeführt wird.

**[0062]** Andererseits treibt die Hybridsteuereinrichtung **90** den Motor **20** an, um in einem Effizienzbetriebsbereich betrieben zu werden, steuert diese die Antriebskraftverteilung zwischen dem Motor **20** und dem zweiten Motor/Generator  $MG2$  und ändert diese eine Reaktionskraft aufgrund der elektrischen Erzeugung durch den ersten Motor/Generator  $MG1$  auf den Optimalzustand, um das Übersetzungsverhältnis  $\gamma S$  des elektrischen Differentialabschnitts **12**, der als ein elektrisches stufenloses Getriebe wirkt, zu steuern. Daher wird für eine Fahrt-Fahrzeuggeschwindigkeit  $V$  zu einem Zeitpunkt eine Soll-(Anforderungs-)Ausgabe eines Fahrzeugs aus dem Fahrpedalöffnungsgrad  $Acc$ , der eine Ausgabeanforderungsgröße eines Fahrers ist, und der Fahrzeuggeschwindigkeit  $V$  berechnet und wird eine notwendige Gesamtsollausgabe aus der Sollausgabe und einem Ladeanforderungswert des Fahrzeugs berechnet. Eine Sollverbrennungsmotorausgabe wird dann berechnet, so dass die Gesamtsollausgabe unter Berücksichtigung eines Übertragungs- bzw. Getriebeverlustes, von Lasten von Hilfseinrichtungen, eines Hilfsdrehmoments des zweiten Motors/Generators  $MG2$  usw. erlangt wird, damit der Verbrennungsmotor **20** gesteuert wird, während eine Größe der elektrischen Erzeugung des ersten Motors/Generators  $MG1$  gesteuert wird, damit die Motordrehzahl  $NE$  und das Motordrehmoment  $TE$  erlangt werden, durch das Erlangen der Sollmotorausgabe ermöglicht.

**[0063]** Der elektrische Differentialabschnitt **12** wird angetrieben, um als ein elektrisches stufenloses Getriebe zu arbeiten, damit die Motordrehzahl  $NE$ , die für den Betrieb des Verbrennungsmotors **20** in einem effizienten Betriebsbereich bestimmt wurde, an die Drehzahl des Differentialausgabeelementes **22**, die aus der Fahrzeuggeschwindigkeit  $V$  und den Schaltstufen des Automatikgetriebes **30** bestimmt wurde, d. h. Drehzahl des Hohlrads  $SR$ , anzupassen. Daher bestimmt die Hybridsteuereinrichtung **90** einen Sollwert des Gesamtübersetzungsverhältnisses der Energieübertragungsvorrichtung **10** in Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit  $V$  und steuert diese das Übersetzungsverhältnis  $VS$  des elektrischen Differentialabschnitts **12** unter Berücksichtigung der Übersetzungsstufen des Automatikgetriebes **30**, damit der Sollwert erlangt wird, so dass der Verbrennungsmotor **20** entlang einer opti-

malen Kraftstoffverbrauchskurve betrieben wird, auf der Grundlage der optimalen Kraftstoffverbrauchskurve (Kraftstoffverbrauchsverzeichnis, Beziehung) des Verbrennungsmotors **20**, die durch eine gestrichelte Linie von **Fig. 7** dargestellt ist, die empirisch erhalten wird und zuvor gespeichert wird, damit sowohl der Fahrbarkeit als auch den Kraftstoffverbrauchseigenschaften während des Fahrens mit dem stufenlosen Getriebe Rechnung getragen wird, und zwar in den zweidimensionalen Koordinaten, die aus der Verbrennungsmotordrehzahl NE und dem Ausgabedrehmoment (Verbrennungsmotordrehmoment) TE des Verbrennungsmotors **20** gebildet werden.

**[0064]** In diesem Fall führt die Hybridsteuereinrichtung **90** die Elektroenergie, die durch den ersten Motor/Generator MG1 erzeugt wird, zur elektrischen Speichervorrichtung **64** und zum zweiten Motor/Generator MG2 über den Inverter **62** und als ein Ergebnis wird ein Hauptabschnitt der Energie des Motors **20** zum Differentialausgabeelement **22** mechanisch übertragen, während ein Abschnitt der Energie des Motors **20** für die elektrische Erzeugung des ersten Motors/Generators MG1 verbraucht wird und in Elektroenergie umgewandelt wird. Die elektrische Energie wird über den Inverter **62** dem zweiten Motor/Generator MG2 zugeführt und der zweite Motor/Generator MG2 wird angetrieben, um das Drehmoment von diesem zur Hinterradabtriebswelle **26** hinzuzufügen. Die Ausrüstungen, die sich auf die Elektroenergie von der Erzeugung zum Verbrauch durch den zweiten Motor/Generator MG2 beziehen, bilden einen elektrischen Pfad von der Umwandlung eines Abschnitts der Energie des Motors **20** in eine Elektroenergie zur Umwandlung der Elektroenergie in eine mechanische Energie. Während des normalen beständigen Fahrens, wie es durch eine Volllinie in **Fig. 8A** dargestellt ist, wird die Drehzahl NMG1 des ersten Motors/Generators MG1 auf im Wesentlichen Null aufrechterhalten oder wird diese ein die positive Rotationsrichtung, die die gleiche wie die Verbrennungsmotorrotationsrichtung ist, in Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit V gedreht, um Elektroenergie durch die regenerative Steuerung zu erzeugen und die Reaktionskraft anzunehmen, wenn das Differentialausgabeelement **22** (Hohlrad SR) in positiver Rotationsrichtung durch den Verbrennungsmotor **20** zur Rotation angetrieben wird.

**[0065]** Die Hybridsteuereinrichtung **90** steuert die Rotationsgeschwindigkeit NMG1 des ersten Motors/Generators mit der elektrischen CVT-Funktion des elektrischen Differentialabschnitts **12**, so dass die Motordrehzahl NE im Wesentlichen konstant gehalten wird oder auf eine beliebige Drehzahl unabhängig davon gesteuert wird, ob ein Fahrzeug gestoppt wird oder fährt.

**[0066]** Die Hybridsteuereinrichtung **90** weist funktional eine Verbrennungsmotorausgabesteuereinrich-

tung auf, die Ausgabebefehle getrennt oder in Kombination mit der Motorausgabesteuervorrichtung **60** ausgibt, um das Öffnen/Schließen des elektronischen Drosselventils mit der Drosselbetätigungseinrichtung für die Drosselsteuerung zu steuern, damit ein Kraftstoffeinspritzbetrag und ein Einspritzzeitverhalten der Kraftstoffeinspritzvorrichtung für die Kraftstoffeinspritzsteuerung gesteuert wird, und um das Zeitverhalten des Zündens durch die Zündvorrichtung, wie z. B. eine Zündeinrichtung für die Zündzeitsteuerung zu steuern, wobei die Ausgabesteuerung des Verbrennungsmotors **20** ausgeführt wird, damit die notwendige Verbrennungsmotorausgabe erzeugt wird. Beispielsweise wird die Drosselbetätigungseinrichtung grundsätzlich auf der Grundlage eines Fahrpedalbetätigungsbetrags Acc entsprechend einer vorläufig gespeicherten Beziehung, die nicht dargestellt ist, angetrieben, um die Drosselsteuerung auszuführen, so dass der Drosselventilöffnungsgrad  $\theta_{TH}$  erhöht wird, wenn sich die Fahrpedalbetätigungsgröße Acc erhöht.

**[0067]** Die Hybridsteuereinrichtung **90** kann das Motorfahren mit der elektrischen CVT-Funktion (Differentialwirkung) des elektrischen Differentialabschnitts **12** unabhängig davon erreichen, ob der Verbrennungsmotor **20** gestoppt ist und dieser sich im Leerlaufzustand befindet. Beispielsweise wird der Verbrennungsmotor **20** gestoppt oder in den Leerlaufzustand gesetzt und wird das Motorfahren ausgeführt, indem nur der zweite Motor/Generator MG2 als eine Antriebskraftquelle in einem relativ niedrigen Ausgabedrehmomentbereich verwendet wird, d. h. einem niedrigeren Verbrennungsmotordrehmomentbereich, der im Allgemeinen so angesehen wird, dass dieser eine geringe Verbrennungsmotoreffizienz im Vergleich zu einem höheren Drehmomentbereich hat, oder in einem relativ niedrigen Fahrzeuggeschwindigkeitsbereich der Fahrzeuggeschwindigkeit V, d. h. einem niedrigeren Lastbereich. Beispielsweise befindet sich in **Fig. 6** ein vorbestimmter Motorfahrbereich an der Seite, die näher am Ursprungspunkt als eine Volllinie A ist, d. h. der niedrigeren Drehmomentseite oder der niedrigeren Fahrzeuggeschwindigkeitsseite. Während des Motorfahrens werden nur die Hinterräder **34** für das Hinterradantriebsfahren angetrieben. Zum Unterdrücken des Ziehens des Motors **20** und Verbessern des Kraftstoffverbrauchs während des Stoppens des Verbrennungsmotors **20** ist es wünschenswert, dass beispielsweise der erste Motor/Generator MG1 in einen Zustand ohne Last versetzt wird und ein Leerlaufen gestattet wird, damit die Verbrennungsmotordrehzahl NE bei Null gehalten wird oder im Wesentlichen bei Null gehalten wird, wobei dieses mit der elektrischen CVT-Funktion (Differentialwirkung) des elektrischen Differentialabschnitts **12** vorgenommen wird. Selbst im Motorfahrbereich wird der Verbrennungsmotor **20** wie benötigt zum Zeitpunkt der vorbestimmten Beschleunigung usw. betrieben, um so-

wohl mit dem Verbrennungsmotor **20** als auch dem zweiten Motor/Generator MG2 als die Antriebskraftquellen zu fahren. Der Verbrennungsmotor **20** wird in den Betriebszustand nach Erfordernis zum Laden der elektrischen Speichervorrichtung **64**, zum Erwärmen usw. gebracht.

**[0068]** Die Hybridsteuereinrichtung **90** kann die sogenannte Drehmomentunterstützung zum Ergänzen der Leistung bzw. Energie des Verbrennungsmotors **20** ausführen, selbst während des Verbrennungsmotorfahrens unter Verwendung des Verbrennungsmotors **20** als die Antriebskraftquelle, indem die elektrische Energie vom ersten Motor/Generator MG1 und/oder die elektrische Energie von der elektrischen Speichervorrichtung **64** über den elektrischen Pfad, der vorstehend beschrieben wird, dem zweiten Motor/Generator MG2 zugeführt wird, und der zweite Motor/Generator MG2 angetrieben wird, um ein Drehmoment auf die Hinterräder **34** aufzubringen. Beispielsweise wird zum Zeitpunkt des Beschleunigungsfahrens, wenn das Fahrpedal stark niedergedrückt ist, oder auf einer ansteigenden Straße, der zweite Motor/Generator MG2 der Leistungslaufsteuerung ausgesetzt, um die Drehmomentunterstützung auszuführen. Obwohl sich der Verbrennungsmotorfahrbereich zum Ausführen des Verbrennungsmotorfahrens an der Außenseite der Volllinie A in **Fig. 6** befindet, d. h. an der Seite des höheren Drehmoments oder der Seite der höheren Fahrzeuggeschwindigkeit, wird die Drehmomentunterstützung durch den zweiten Motor/Generator MG2 nach Erfordernis ausgeführt. Der gesamte Bereich kann als der Verbrennungsmotorfahrbereich definiert werden, ohne dass der Elektromotorfahrbereich vorgesehen wird, der durch die Volllinie A von **Fig. 6** angezeigt ist, um die Drehmomentunterstützung durch den zweiten Motor/Generator MG2 mit der Elektroenergie auszuführen, die durch die regenerative Steuerung des ersten Motors/Generators MG1 erlangt wird.

**[0069]** Die Hybridsteuereinrichtung **90** kann gestatten, dass sich der erste Motor/Generator MG1 frei dreht, d. h. im Leerlauf im Zustand ohne Last, damit der Zustand erreicht wird, in dem der elektrische Differentialabschnitt **12** nicht in der Lage ist, ein Drehmoment zu übertragen, d. h. der Zustand, der zu dem Zustand äquivalent ist, bei dem der Energieübertragungspfad in dem elektrischen Differentialabschnitt **12** unterbrochen ist, und in dem die Ausgabe von dem elektrischen Differentialabschnitt **12** nicht erzeugt wird. Daher kann die Hybridsteuereinrichtung **90** den ersten Motor/Generator MG1 in den Zustand ohne Last bringen, um den elektrischen Differentialabschnitt **12** in den neutralen Zustand (Neutralzustand) zu setzen, wobei der Energieübertragungspfad elektrisch unterbrochen ist.

**[0070]** Die Hybridsteuereinrichtung **90** hat eine Funktion als eine regenerative Steuereinrichtung, die

den zweiten Motor/Generator MG2 als einen Elektrogenerator durch die regenerative Steuerung davon betreibt, wenn der zweite Motor/Generator MG2 zur Rotation durch eine kinetische Energie des Fahrzeugs angetrieben wird, d. h. eine Rückwärtsantriebskraft, die von den Hinterrädern **34** eingegeben wird, und die die elektrische Speichervorrichtung **64** durch den Inverter **62** mit der Elektroenergie lädt, um den Kraftstoffverbrauch während des Trägheitsfahrens (während des Fahrens im Leerlauf) zu verbessern, wenn die Beschleunigung abgeschaltet ist und zum Zeitpunkt des Bremsens durch die Fußbremse oder ähnliches. Diese regenerative Steuerung wird gesteuert, damit eine regenerative Größe erlangt wird, die auf der Grundlage der elektrischen Ladungsmenge SOC der elektrischen Speichervorrichtung **64** und der Bremskraftverteilung einer Bremskraft von einer hydraulischen Bremse bestimmt wird, damit eine Bremskraft erlangt wird, die einer Bremspedalbetätigungsgröße entspricht.

**[0071]** Wie es in dem funktionalen Blockliniendiagramm von **Fig. 5** gezeigt ist, weist die Hybridsteuereinrichtung funktional eine Hochgeschwindigkeitsfahrt-Differentialsteuereinrichtung **92** und eine Beschleunigungsfahrt-Differentialsteuereinrichtung **94** auf. Die Hochgeschwindigkeitsfahrt-Differentialsteuereinrichtung **92** treibt zur Rotation den ersten Motor/Generator MG1 durch die Leistungslaufsteuerung in umgekehrter Rotationsrichtung nach Bedarf an, beispielsweise, wie es durch eine gestrichelte Linie in den **Fig. 8A** und **Fig. 8B** gezeigt ist, damit die Motordrehzahl NE auf einen vorbestimmten Wert gehalten wird, wenn sich die Drehzahl des Differentialausgabeelementes, d. h. des Hohlrads SR, erhöht, wenn sich die Fahrzeuggeschwindigkeit V erhöht. Obwohl die elektrische Energie, die für die Leistungssteuerung des ersten Motors/Generators MG1 notwendig ist, durch die regenerative Steuerung des zweiten Motors/Generators MG2 in diesem wiedergewonnen wird, wird die Energie, die vom Motor **20** zum zweiten Motor/Generator MG2 übertragen wird, in elektrische Energie umgewandelt, und wird die elektrische Energie verwendet, damit die Leistungslaufsteuerung des ersten Motors/Generators MG1 des elektrischen Differentialabschnitts **12**, der sich stromaufwärts befindet, ausgeführt wird, und daher tritt die Energiezirkulation dazwischen auf, was die Energieeffizienz verschlechtert. Obwohl die Verbrennungsmotordrehzahl NE durch das umfassende Beurteilen der Verschlechterung der Energieeffizienz aufgrund dieser Energiezirkulation, der Kraftstoffverbrauchscharakteristiken des Verbrennungsmotors **20** usw. bestimmt wird, ist die Hochgeschwindigkeitsfahrt-Differentialsteuerung unausweichlich, um die Leistungslaufsteuerung des ersten Motors/Generators MG1 in umgekehrter Rotationsrichtung auszuführen, wenn die Fahrzeuggeschwindigkeit V gleich einem vorbestimmten Wert oder größer als dieser wird.

**[0072]** Im Hinblick auf diesen Fall ist in der Vorder- und Hinterrad-Leistungsverteilungs-**vorrichtung 14** dieses Ausführungsbeispiels das Hohlrads **Cr** der Einzelritzel-Verteilungsplanetengetriebe**vorrichtung 24** als ein Eingaberotationselement mit dem Differentialausgabe**element 22** gekoppelt und ist der Träger **CCA** mit der Hinterradausgabewelle **26** zum Ausgeben zur Hinterradseite gekoppelt, an der das Automatikgetriebe **30** vorgesehen ist. Daher dreht sich, wenn die Übersetzungsstufe des Automatikgetriebe**s 30** die O/D-Übersetzungsstufe "O/D" mit dem Übersetzungsverhältnis  $\gamma_T < 1$  ist und das Übersetzungsverhältnis  $\gamma_r$  von der Vorder- und Hinterradenergieverteilungs**vorrichtung 14** zum Hinterrad **34** kleiner als das Übersetzungsverhältnis  $\gamma_f$  zum Vorderrad **44** wird, der Träger **CCA** an der Seite des Hinterrads **34** langsamer in Bezug auf das Sonnenrad **CS** an der Seite des Vorderrads **44**, wie es in **Fig. 8A** dargestellt ist, und wird die Drehzahl sowohl vom Hohlrads **CR**, das das Eingangselement ist, d. h. dem Differentialausgabe**element 22**, als auch dem Hohlrads **SR** langsamer als die des Trägers **CCA** in Abhängigkeit von dem Übersetzungsverhältnis  $\rho_C$ . Wenn die Drehzahl des Differentialausgabe**elementes 22** auf diese Weise verringert wird, wobei die Motordrehzahl **NE** die gleiche ist, wird eine Änderung bei Rotation des ersten Motors/Generators **MG1** in umgekehrter Rotationsrichtung entsprechend der Verringerung unterdrückt und wird die Frequenz der Ausführung bei der Hochgeschwindigkeitsfahrt-Differentialsteuerung verringert, um die Leistungslaufsteuerung auszuführen, damit der erste Motor/Generator **MG1** in umgekehrter Rotationsrichtung in Abhängigkeit von der Drehzahl des Differentialausgabe**elementes 22** zur Rotation angetrieben wird, und um die regenerative Steuerung des zweiten Motors/Generators **MG2** auszuführen, damit elektrische Energie wiedergewonnen wird. Alternativ dazu wird, selbst wenn die Hochgeschwindigkeitsfahrt-Differentialsteuerung ausgeführt wird, die Drehzahl in umgekehrter Rotationsrichtung in der Leistungslaufsteuerung des ersten Motors/Generators **MG1** verringert. Daher wird es schwierig, dass die Energiezirkulation auftritt oder wird der Energieverlust aufgrund der Energiezirkulation verringert, woraus sich eine Verbesserung bei der Energieeffizienz ergibt.

**[0073]** Eine Volllinie von **Fig. 8A** stellt den Fall dar, dass die Energiezirkulation verhindert werden kann, da die Drehzahl **NMG1** des ersten Motors/Generators **MG1** auf im Wesentlichen Null gehalten werden kann, während die Motordrehzahl **NE** auf einen vorbestimmten Wert gehalten wird, indem die Drehzahl des Differentialausgabe**elementes 22**, d. h. des Hohlrads **SR**, verringert wird. Eine gestrichelte Linie zeigt den Fall der herkömmlichen Energieübertragungsvorrichtung **100**, die in **Fig. 14A** gezeigt ist, an, und, da die Erhöhung bei der Verbrennungsmotordrehzahl **NE** nicht ausreichend ist, wird die Hochgeschwindigkeitsfahrt-Differentialsteuerung ausgeführt, damit die

Leistungslaufsteuerung des ersten Motors/Generators **MG1** in umgekehrter Rotationsrichtung ausgeführt wird, und zwar aufgrund der umfassenden Beurteilung der Energieeffizienz, woraus sich eine Verschlechterung der Energieeffizienz aufgrund der Energiezirkulation ergibt.

**[0074]** In **Fig. 9A** wird die Verbrennungsmotordrehzahl **NE**, die die Energiezirkulation bewirkt, zwischen diesem Ausführungsbeispiel, der herkömmlichen Hybrideinrichtung, die in **Fig. 14A** dargestellt ist, und der herkömmlichen Hybrideinrichtung, die in **Fig. 14B** dargestellt ist, die mit dem automatischen Getriebe **122** ausgerüstet ist (das das gleiche wie das automatische Getriebe **30** dieses Ausführungsbeispiels ist), verglichen. Obwohl die Energiezirkulation auftritt und der erste Motor/Generator **MG1** zur Rotation in umgekehrter Rotationsrichtung an der rechten Seite in Bezug auf eine graphische Darstellung, die durch eine Gerade dargestellt ist, zur Rotation angetrieben wird, d. h. bei einer höheren Fahrzeuggeschwindigkeit in jedem Fall, ist der Bereich, der die Energiezirkulation verursacht, beträchtlich eingeschränkt und ist die Energieeffizienz entsprechend diesem Ausführungsbeispiel im Vergleich zur herkömmlichen Hybrideinrichtung und der herkömmlichen Hybrideinrichtung + **AT** dementsprechend verbessert.

**[0075]** Die Beschleunigungsfahrt-Differentialsteuer**einrichtung 94** führt die Beschleunigungsfahrt-Differentialsteuerung aus, um die regenerative Steuerung des ersten Motors/Generators **MG1** auszuführen, damit elektrische Energie während der Beschleunigungsfahrt wiedergewonnen wird und die Drehzahl **NMG1** des ersten Motors/Generators **MG1** zum Zeitpunkt der regenerativen Steuerung entsprechend einem vorbestimmten regenerativen Zustand begrenzt wird. Der regenerative Zustand wird vorgeschrieben, um eine Überladung der elektrischen Speichervorrichtung **64** zu verhindern, wenn beispielsweise die elektrische Energie, die durch den ersten Motor/Generator **MG1** gewonnen wird, größer als die elektrische Energie ist, die durch den zweiten Motor/Generator **MG2** verbraucht wird, oder wird unter Berücksichtigung einer gestatteten maximaler Ladungsmenge (Leistung) der elektrischen Speichervorrichtung **64** selbst usw. vorgeschrieben, und eine gestattete Maximaldrehzahl **NMG1max** wird zuvor auf der Grundlage der elektrischen Ladungsmenge **SOC** der elektrischen Speichervorrichtung **64** usw. eingestellt. Wenn die Drehzahl **NMG1** des ersten Motors/Generators **MG1** durch die gestattete maximale Drehzahl **NMG1 max** auf diese Weise begrenzt wird, ist die Motordrehzahl **NE** in Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit **V**, d. h. der Drehzahl des Differentialausgabe**elementes 22** begrenzt, und kann die gewünschte Ausgabe nicht erlangt werden.

**[0076]** In diesem Fall ist in der Vorder- und Hinterradenergieverteilungs**vorrichtung 14** dieses Ausführungsbeispiels das Hohlrads **Cr** der Einzelritzel-Verteilungsplanetengetriebe**vorrichtung 24** als ein Eingaberotationselement mit dem Differentialausgabe**element 22** gekoppelt und ist der Träger **CCA** mit der Hinterradausgabewelle **26** zum Ausgeben zur Hinterradseite gekoppelt, an der das Automatikgetriebe **30** vorgesehen ist. Daher dreht sich, wenn die Übersetzungsstufe des Automatikgetriebe**s 30** die O/D-Übersetzungsstufe "O/D" mit dem Übersetzungsverhältnis  $\gamma_T < 1$  ist und das Übersetzungsverhältnis  $\gamma_r$  von der Vorder- und Hinterradenergieverteilungs**vorrichtung 14** zum Hinterrad **34** kleiner als das Übersetzungsverhältnis  $\gamma_f$  zum Vorderrad **44** wird, der Träger **CCA** an der Seite des Hinterrads **34** langsamer in Bezug auf das Sonnenrad **CS** an der Seite des Vorderrads **44**, wie es in **Fig. 8A** dargestellt ist, und wird die Drehzahl sowohl vom Hohlrads **CR**, das das Eingangselement ist, d. h. dem Differentialausgabe**element 22**, als auch dem Hohlrads **SR** langsamer als die des Trägers **CCA** in Abhängigkeit von dem Übersetzungsverhältnis  $\rho_C$ . Wenn die Drehzahl des Differentialausgabe**elementes 22** auf diese Weise verringert wird, wobei die Motordrehzahl **NE** die gleiche ist, wird eine Änderung bei Rotation des ersten Motors/Generators **MG1** in umgekehrter Rotationsrichtung entsprechend der Verringerung unterdrückt und wird die Frequenz der Ausführung bei der Hochgeschwindigkeitsfahrt-Differentialsteuerung verringert, um die Leistungslaufsteuerung auszuführen, damit der erste Motor/Generator **MG1** in umgekehrter Rotationsrichtung in Abhängigkeit von der Drehzahl des Differentialausgabe**elementes 22** zur Rotation angetrieben wird, und um die regenerative Steuerung des zweiten Motors/Generators **MG2** auszuführen, damit elektrische Energie wiedergewonnen wird. Alternativ dazu wird, selbst wenn die Hochgeschwindigkeitsfahrt-Differentialsteuerung ausgeführt wird, die Drehzahl in umgekehrter Rotationsrichtung in der Leistungslaufsteuerung des ersten Motors/Generators **MG1** verringert. Daher wird es schwierig, dass die Energiezirkulation auftritt oder wird der Energieverlust aufgrund der Energiezirkulation verringert, woraus sich eine Verbesserung bei der Energieeffizienz ergibt.



rungsbeispiels das Hohlrads CR der Einzelritzel-Verteilungsplanetengetriebevorrichtung **24** als ein Eingangsrotationselement mit dem Differentialausgabeelement **22** gekoppelt und ist der Träger CCA mit der Hinterradabtriebswelle **26** zur Ausgabe zur Seite des Hinterrads, die mit dem Automatikgetriebe **30** versehen ist, gekoppelt. Daher dreht sich, wenn die Übersetzungsstufe des Automatikgetriebes **30** die erste Übersetzungsstufe "1ste" oder die zweite Übersetzungsstufe "2te" mit dem Übersetzungsverhältnis  $\gamma_T > 1$  ist und das Übersetzungsverhältnis  $\gamma_r$  von der Vorder- und Hinterradenergieverteilungsvorrichtung **14** zum Hinterrad **34** größer als das Übersetzungsverhältnis  $\gamma_f$  zum Vorderrad **44** wird, der Träger CCA an der Seite des Hinterrads **34** schneller in Bezug auf das Sonnenrad CS an der Seite des Vorderrads **44**, wie es in [Fig. 8B](#) gezeigt ist, und wird die Drehzahl sowohl von dem Hohlrads CR, das das Eingaberotationselement ist, d. h. dem Differentialausgabeelement **22**, als auch dem Hohlrads SR schneller als die des Trägers CCA in Abhängigkeit vom Übersetzungsverhältnis  $p_C$ . Wenn die Drehzahl des Differentialausgabeelementes **22** auf diese Weise erhöht wird, wird die Beschränkung bei der Erhöhung der Verbrennungsmotordrehzahl NE aufgrund der Drehzahlbegrenzung des ersten Motors/Generators MG1 dementsprechend auf die Erhöhung der Drehzahl des Differentialausgabeelementes **22** erleichtert und kann ein vortreffliches Leistungsverhalten (Leistung) erlangt werden, indem die Verbrennungsmotordrehzahl NE erhöht wird.

**[0077]** Eine Volllinie von [Fig. 8B](#) stellt den Fall dar, dass sich bei einer Erhöhung der Drehzahl des Differentialausgabeelementes **22**, d. h. des Hohlrads SR, die Motordrehzahl NE dementsprechend erhöht, wenn die Drehzahl NMG1 des ersten Motors/Generators auf die gestattete maximale Drehzahl NMG1 max begrenzt ist. Eine gestrichelte Linie stellt den Fall der herkömmlichen Energieübertragungsvorrichtung **100**, die in [Fig. 14A](#) gezeigt ist, dar, und, da die Drehzahl des Differentialausgabeelementes **22** die gleiche wie die Drehzahl des Vorderradabtriebszahnrad **28** ist und die Verbrennungsmotordrehzahl NE durch die Drehzahl des Differentialausgabeelementes **22** niedriger begrenzt ist, kann die gewünschte Ausgabe nicht erlangt werden.

**[0078]** [Fig. 9B](#) stellt die Beziehung der Fahrzeuggeschwindigkeit V und der Verbrennungsmotordrehzahl NE im Vergleich zwischen diesem Ausführungsbeispiel und der herkömmlichen Hybrideinrichtung dar, die in [Fig. 14B](#) dargestellt ist, die mit dem Automatikgetriebe **122** (das das gleiche wie das Automatikgetriebe **30** dieses Ausführungsbeispiels ist) ausgerüstet ist, wenn die Drehzahl NMG1 des ersten Motors/Generators auf die vorbestimmte gestattete maximale Drehzahl NMG1 max begrenzt ist, damit eine Überladung der elektrischen Speichervorrichtung **64** während der Beschleunigung beim Starten verhindert

wird. Die Übersetzungsstufen der Automatikgetriebe **30**, **122** sind beide auf die erste Übersetzungsstufe "1ste" eingestellt. Dieses Ausführungsbeispiel kann die Verbrennungsmotordrehzahl NE höher als die herkömmliche Hybrideinrichtung + AG bzw. Automatikgetriebe erhöhen, wodurch ein vortreffliches Leistungsverhalten (Leistung) erlangt wird. In dem Fall der herkömmlichen Hybrideinrichtung, die in [Fig. 14A](#) gezeigt ist und nicht mit einem Automatikgetriebe ausgerüstet ist, ist, da die Drehzahl des Differentialausgabeelementes **22** für die Fahrzeuggeschwindigkeit V weiter niedriger ist als die der herkömmlichen Hybrideinrichtung + AT (siehe [Fig. 16B](#)), die Verbrennungsmotordrehzahl NE, die in [Fig. 9B](#) darstellt ist, ebenfalls weiter niedriger als die der herkömmlichen Hybrideinrichtung + AT und kann ein ausreichendes Leistungsverhalten (Leistung) nicht erlangt werden.

**[0079]** Die Energieübertragungsvorrichtung **10** eines Vorder- und Hinterradantriebsfahrzeugs dieses Ausführungsbeispiels ist konfiguriert, so dass ein Eingaberotationselement, ein erstes Ausgaberationselement und zweites Ausgaberationselement in Reihe von einem Ende zum anderen an einem Kollineardiagramm angeordnet sind, das in der Lage ist, die Drehzahlen der drei Rotationselemente (CS, CCA, CR) der Vorder- und Hinterradenergieverteilungsvorrichtung **14** auf einer Geraden darzustellen. Genauer gesagt ist das Hohlrads CR der Einzelritzel-Verteilungsplanetengetriebevorrichtung **24** das Eingaberotationselement und ist dieses mit dem Differentialausgabeelement **22** gekoppelt, ist der Träger CCA das erste Ausgaberationselement und ist dieses mit der Hinterradabtriebswelle **26** gekoppelt und ist das Sonnenrad CS das zweite Ausgaberationselement und ist dieses mit dem Vorderradausgabezahnrads **28** gekoppelt. Daher ist, wenn das Übersetzungsverhältnis  $\gamma_r$  vom ersten Ausgaberationselement, d. h. dem Träger CCA, zum Hinterrad **34** von dem Übersetzungsverhältnis  $\gamma_f$  vom zweiten Ausgaberationselement, d. h. dem Sonnenrad CS, zum Vorderrad **44** aufgrund des Vorhandenseins/des Fehlens des Automatikgetriebes **30** und einer Differenz zwischen den Endübersetzungsverhältnissen  $i_f$ ,  $i_r$  an den Vorder- und Hinterrädern verschieden ist, die Drehzahl des Eingaberotationselementes, das sich am Ende von den drei Rotationselementen (CS, CCA, CR) befindet, d. h. dem Hohlrads CR maximiert oder minimiert.

**[0080]** Daher ist, wenn die Übersetzungsverhältnisse  $\gamma_r$  und  $\gamma_f$  bestimmt werden, so dass die Drehzahl des Hohlrads CR, d. h. des Eingaberotationselementes, während des Fahrens mit Hochgeschwindigkeit verringert ist, genauer gesagt, wenn das Übersetzungsverhältnis  $\gamma_r$  an der Seite des Hinterrads kleiner als das Übersetzungsverhältnis  $\gamma_f$  an der Seite des Vorderrads eingestellt ist, die Drehzahl des Hohlrads CR sowie die des Differentialausgabeelementes **22** (Hohlrads SR) des elektrischen Differentialabschnitts



**12**, wie es in [Fig. 8A](#) dargestellt ist, verringert, und wird eine Änderung bei der Rotation in Leistungslaufrotationsrichtung des ersten Motors/Generators MG1 unterdrückt, der mit dem elektrischen Differentialabschnitt **12** gekoppelt ist, und zwar entsprechend der Verringerung der Drehzahl. Daher wird es schwierig, dass die Energiezirkulation auftritt oder wird die Drehzahl in Leistungslaufrotationsrichtung verringert und wird ein Energieverlust aufgrund der Energiezirkulation verringert und wird die Energieeffizienz verbessert. Selbst wenn die Differentialsteuereinrichtung **92** für das Fahren mit Hochgeschwindigkeit nicht enthalten ist und der erste Motor/Generator MG1 immer der regenerativen Steuerung ausgesetzt ist, ohne dass die Rotation in inverser Rotationsrichtung der Leistungslaufsteuerung beim Fahren geändert wird, kann die Fahrzeuggeschwindigkeit  $V$  erhöht werden, während eine Erhöhung bei der Rotation der Differentialeingabewelle **18** dementsprechend auf die Verringerung der Drehzahl des Differentialausgabeelementes **22** unterdrückt wird, und kann die maximale Fahrzeuggeschwindigkeit erhöht werden, während eine Verschlechterung der Energieeffizienz aufgrund der Energiezirkulation verhindert wird.

**[0081]** Wenn die Übersetzungsverhältnisse  $\gamma_r$  und  $\gamma_f$  bestimmt werden, so dass die Drehzahl des Hohlrad CR, d. h. des Eingaberotationselementes, während des Fahrens mit Beschleunigung beim Starten erhöht wird, d. h. genauer gesagt, wenn das Übersetzungsverhältnis  $\gamma_r$  an der Seite des Hinterrads größer als das Übersetzungsverhältnis  $\gamma_f$  an der Seite des Vorderrads eingestellt ist, wird die Drehzahl des Hohlrad CR sowie die des Differentialausgabeelementes **22** (Hohlrad SR) des elektrischen Differentialabschnitts **12** erhöht, wie es in [Fig. 8B](#) dargestellt ist, und wird die Beschränkung bei der Drehzahlerhöhung der Differentialeingabewelle **18**, d. h. des Trägers SCA, aufgrund der Drehzahlbegrenzung des ersten Motors/Generators MG1 dementsprechend auf die Erhöhung bei der Drehzahl erleichtert. Daher wird gestattet, dass sich die Drehzahl NE des Verbrennungsmotors **20**, der mit der Differentialeingabewelle **18** gekoppelt ist, erhöht, und kann das Leistungsverhalten (Leistung) während der Beschleunigung verbessert werden. Selbst wenn die Beschleunigungsfahrt-Differentialsteuereinrichtung **94** nicht enthalten ist und die Drehzahl des ersten Motors/Generators MG1 zur Zeit der regenerativen Steuerung davon nicht begrenzt ist, wird gestattet, dass sich die Drehzahl der Differentialeingabewelle **18** dementsprechend auf die Erhöhung bei Drehzahl des Differentialausgabeelementes **22** erhöht, und daher kann die Drehzahl des Verbrennungsmotors **20**, der mit der Differentialeingabewelle **18** gekoppelt ist, erhöht werden, damit das Leistungsverhalten während der Beschleunigung usw. verbessert wird.

**[0082]** In diesem Ausführungsbeispiel befindet sich der Energieübertragungspfad von der Vorder- und Hinterradenergieverteilungsvorrichtung **14** zum Hinterrad **34** mit dem Automatikgetriebe **30**, das das Übersetzungsverhältnis hat, das von einem Drehzahlverringersübersetzungsverhältnis von größer als Eins zu einem Drehzahlerhöhungsübersetzungsverhältnis von kleiner als Eins wählbar ist; wenn die O/D-Übersetzungsstufe "O/D" mit dem Drehzahlerhöhungsübersetzungsverhältnis während des Fahrens mit hoher Geschwindigkeit ausgewählt wird, wird das Übersetzungsverhältnis  $\gamma_r$  an der Seite des Hinterrads kleiner als das Übersetzungsverhältnis  $\gamma_f$  an der Seite des Vorderrads eingestellt, um die Drehzahl des Differentialausgabeelementes **22** zu verringern, d. h. des Hohlrad SR des elektrischen Differentialabschnitts **12**; und andererseits wird, wenn die erste Übersetzungsstufe "1ste" oder die zweite Übersetzungsstufe "2te" mit dem Drehzahlverringersübersetzungsverhältnis während des Fahrens mit Beschleunigung ausgewählt wird, das Übersetzungsverhältnis  $\gamma_r$  an der Seite des Hinterrads größer als das Übersetzungsverhältnis  $\gamma_f$  an der Seite des Vorderrads eingestellt, damit die Drehzahl des Differentialausgabeelementes **22**, d. h. des Hohlrad SR des elektrischen Differentialabschnitts **12** erhöht wird. Obwohl die Differentialsteuerung durch die Differentialsteuereinrichtung **92** für das Fahren mit hoher Geschwindigkeit nach Erfordernis während des Fahrens mit hoher Geschwindigkeit ausgeführt wird, wird, da die Drehzahl des Differentialausgabeelementes **22**, d. h. des Hohlrad SR des elektrischen Differentialabschnitts **12** verringert wird, eine Änderung bei der Rotation des ersten Motors/Generators MG1 in umgekehrter Rotationsrichtung unterdrückt und wird ein Auftreten der Energiezirkulation schwierig oder ein Energieverlust aufgrund der Energiezirkulation verringert und wird die Energieeffizienz verbessert. Obwohl die Differentialsteuerung durch die Beschleunigungsfahrt-Differentialsteuereinrichtung **94** nach Erfordernis während des Fahrens mit Beschleunigung ausgeführt wird, wird, da die Drehzahl des Differentialausgabeelementes **22**, d. h. des Hohlrad SR des elektrischen Differentialabschnitts **12** erhöht wird, die Begrenzung bei der Erhöhung der Drehzahl der Differentialeingabewelle **18** aufgrund der Drehzahlbegrenzung des ersten Motors/Generators MG1 erleichtert und kann die Drehzahl NE des Verbrennungsmotors **20**, der mit der Differentialeingabewelle **18** gekoppelt ist, erhöht werden, damit ein vortreffliches Leistungsverhalten (Leistung) erlangt wird.

**[0083]** Weitere Ausführungsbeispiele der vorliegenden Erfindung werden dann beschrieben. In den folgenden Ausführungsbeispielen werden die Abschnitte, die mit den vorstehend beschriebenen Ausführungsbeispielen gemeinsam sind, durch die gleichen Bezugszeichen bezeichnet und werden diese nicht detailliert beschrieben.

[0084] Die [Fig. 10A](#) und [Fig. 10B](#) sind schematische Ansichten entsprechend [Fig. 1](#) und stellen die Fälle dar, dass das Automatikgetriebe **30** in beiden Energieübertragungsvorrichtungen **200**, **202** nicht enthalten ist. Die Energieübertragungsvorrichtung **200** von [Fig. 10A](#) hat das Enduntersetzungsverhältnis  $i_r$  an der Seite des Hinterrads **34**, das kleiner als beim vorherigen Ausführungsbeispiel ist, und, wie in dem Fall, in dem die Übersetzungsstufe des Automatikgetriebes **30** in die O/D-Übersetzungsstufe "O/D" eingestellt ist, die das Drehzahlerhöhungsübersetzungsverhältnis im vorherigen Ausführungsbeispiel hat, ist das Übersetzungsverhältnis  $y_r$  an der Seite des Hinterrads kleiner als das Übersetzungsverhältnis  $y_f$  an der Seite des Vorderrads und wird die Drehzahl des Differentialausgabeelementes **22**, d. h. des Hohlrad SR des elektrischen Differentialabschnitts **12** niedriger, wie es in [Fig. 8A](#) dargestellt ist. Da die Drehzahl des Differentialausgabeelementes **22**, d. h. des Hohlrad SR niedriger eingestellt ist, wird die Änderung bei der Rotation des ersten Motors/Generators MG1 in umgekehrter Rotationsrichtung unterdrückt und wird es schwierig, dass die Energiezirkulation auftritt oder wird ein Energieverlust aufgrund einer Energiezirkulation verringert und wird die Energieeffizienz verbessert.

[0085] Die Energieübertragungsvorrichtung **202** von [Fig. 10B](#) hat das Enduntersetzungsverhältnis  $i_f$  an der Seite des Vorderrads **44**, das kleiner als das vorherige Ausführungsbeispiel ist, und, wie im Fall, in dem die Übersetzungsstufe des Automatikgetriebes **30** in die erste Übersetzungsstufe "1ste" oder die zweite Übersetzungsstufe "2te" mit dem Drehzahlverringerungsübersetzungsverhältnis im vorherigen Ausführungsbeispiel eingestellt ist, ist das Übersetzungsverhältnis  $y_r$  an der Seite des Hinterrads größer als das Übersetzungsverhältnis  $y_f$  an der Seite des Vorderrads und wird die Drehzahl des Differentialausgabeelementes **22**, d. h. des Hohlrad SR des elektrischen Differentialabschnitts **12** höher, wie es in [Fig. 8B](#) dargestellt ist. Da die Drehzahl des Differentialausgabeelementes **22**, d. h. des Hohlrad SR höher eingestellt ist, wird beispielsweise die Begrenzung bei der Erhöhung der Drehzahl der Differential-eingabewelle **18** aufgrund der Drehzahlbegrenzung des ersten Motors/Generators MG1 erleichtert, und kann die Drehzahl NE des Verbrennungsmotors **20**, der mit der Differentialeingabewelle **18** gekoppelt ist, erhöht werden, damit ein vortreffliches Leistungsverhalten (Leistung) erlangt wird.

[0086] Die [Fig. 11A](#) und [Fig. 11B](#) sind schematische Ansichten zum Erläutern eines weiteren Beispiels der Vorder- und Hinterradleistungsverteilungsvorrichtung **14**. Eine Vorder- und Hinterradleistungsverteilungsvorrichtung **210** von [Fig. 11A](#) entspricht dem Fall eines Vorder- und Hinterradantriebsfahrzeugs auf der Grundlage eines Quer-Vorderradantriebsfahrzeugs, und, obwohl das Hohlrad CR der

Differentialplanetengetriebevorrichtung **24** das Eingaberotationselement ist und mit dem Differentialausgabeelement **22** in der gleichen Weise gekoppelt ist, ist der Träger CCA, der als das Ausgaberationselement wirkt, mit einer Vorderradausgabewelle **212** gekoppelt, ist die Vorderradausgabe **212** mit dem zweiten Motor/Generator MG2 und dem Automatikgetriebe **30** versehen und ist das Sonnenrad CS, das als zweite Ausgaberationselement wirkt, mit einem Hinterradausgabebezahlrad **214** gekoppelt. Ein Kegelrad kann als das Hinterradausgabebezahlrad **214** verwendet werden und kann mit einer Gelenkwelle direkt gekoppelt sein. In diesem Fall kann im Wesentlichen die gleiche Betriebswirkung wie im vorherigen Ausführungsbeispiel mit der Ausnahme erlangt werden, dass die Vorder- und Hinterräder verschieden sind.

[0087] In einer Vorder- und Hinterradenergieverteilungsvorrichtung **220** von [Fig. 11B](#) ist das Sonnenrad CS der Differentialplanetengetriebevorrichtung **24** das Eingaberotationselement und ist dieses mit dem Differentialausgabeelement **22** gekoppelt, ist der Träger CCA das erste Ausgaberationselement und ist dieser mit der Hinterradausgabewelle **26** gekoppelt und ist das Hohlrad CR das zweite Ausgaberationselement und ist dieses mit dem Vorderradausgabebezahlrad **28** gekoppelt. In diesem Fall kann die gleiche Betriebswirkung wie im vorherigen Ausführungsbeispiel erlangt werden. Die Vorder- und Hinterradenergieverteilungsvorrichtung **220** ist ebenfalls auf ein Vorder- und Hinterradantriebsfahrzeug auf der Grundlage eines Quer-Vorderantriebsfahrzeugs wie im Fall von [Fig. 11A](#) anwendbar und, wie es in Klammern dargestellt ist, der Träger CCA, der als das erste Ausgaberationselement wirkt, kann mit der Vorderradausgabewelle **212** gekoppelt sein und das Hohlrad CR, das als das zweite Ausgaberationselement wirkt, kann mit dem Hinterradausgabebezahlrad **214** gekoppelt sein.

[0088] Die [Fig. 12A](#) und [Fig. 12B](#) sind schematische Ansichten zum Erläutern eines weiteren Beispiels der Vorder- und Hinterradenergieverteilungsvorrichtung **14** und ein Doppelritzel-Verteilungsplanetengetriebe **232** wird statt des Verteilungsplanetengetriebes **24** verwendet. In einer Vorder- und Hinterradenergieverteilungsvorrichtung **230** von [Fig. 12A](#) ist das Sonnenrad CS der Verteilungsplanetengetriebevorrichtung **232** das Eingaberotationselement und ist dieses mit dem Differentialausgabeelement **22** gekoppelt, ist das Hohlrad CR das erste Ausgaberationselement und ist dieses mit der Hinterradabtriebswelle **26** gekoppelt, und ist der Träger CCA das zweite Ausgaberationselement und ist dieser mit dem Vorderradabtriebsbezahlrad **28** gekoppelt. In diesem Fall kann die gleiche Betriebswirkung wie im vorherigen Ausführungsbeispiel erlangt werden. Die Vorder- und Hinterradenergieverteilungsvorrichtung **230** ist ebenfalls auf ein Vorder- und Hinterradantriebsfahrzeug auf der Grundlage eines Quer-Vorderantriebsfahrzeugs

anwendbar, und, wie es in Klammern dargestellt ist, kann das Hohlrad CR, das als das erste Ausgaberationselement wirkt, mit der Vorderradabtriebswelle **212** gekoppelt sein und kann der Träger CCA, der als zweite Ausgaberationselement wirkt, mit dem Hinterradabtriebszahnrad **214** gekoppelt sein.

**[0089]** In einer Vorder- und Hinterradenergieverteilungsvorrichtung **240** von [Fig. 12B](#) ist der Träger CCA der Verteilungsplanetengetriebevorrichtung **232** das Eingaberotationselement und ist dieser mit dem Differentialausgabeelement **22** gekoppelt, ist das Hohlrad CR das erste Abtriebsrotationselement und ist dieses mit der Hinterradabtriebswelle **26** gekoppelt, und ist das Sonnenrad CS das zweite Abtriebsrotationselement und ist dieses mit dem Vorderabtriebszahnrad **28** gekoppelt. In diesem Fall kann die gleiche Betriebswirkung wie beim vorherigen Ausführungsbeispiel erlangt werden. Die Vorder- und Hinterradenergieverteilungsvorrichtung **240** ist ebenfalls auf ein Vorder- und Hinterradantriebsfahrzeug auf der Grundlage eines Quer-Vorderradantriebsfahrzeugs anwendbar und kann, wie es in Klammern dargestellt ist, das Hohlrad CR, das als das erste Abtriebsrotationselement wirkt, mit der Vorderradabtriebswelle **212** gekoppelt sein und kann das Sonnenrad CS, das als das zweite Abtriebsrotationselement wirkt, mit dem Hinterradabtriebszahnrad **214** gekoppelt sein.

**[0090]** Die [Fig. 13A](#) und [Fig. 13B](#) sind Kollinear diagrams zum Erläutern von weiteren Beispielen des elektrischen Differentialabschnitts **12** und ist, im Fall eines elektrischen Differentialabschnitts **250**, obwohl der erste Motor/Generator MG1 mit dem Sonnenrad SS der Differentialplanetengetriebevorrichtung **16** in der gleichen Weise verbunden ist, der Träger SCA, der sich in der Mitte des Kollinear diagrams befindet, mit dem Differentialabtriebsselement **22** gekoppelt und ist das Hohlrad SR mit der Differentialabtriebswelle **18** gekoppelt und mit dem Verbrennungsmotor **20** verbunden. In diesem Fall wird, während der erste Motor/Generator MG1 in umgekehrter Richtung gedreht wird und die regenerative Steuerung während des normalen beständigen Fahrens und des Fahrens mit Beschleunigung ausgeführt wird, die Leistungslaufsteuerung ausgeführt, so dass der erste Motor/Generator MG1 in die positive Rotationsrichtung gedreht wird, ebenso wie das Differentialabtriebsselement **22**, wie es beim Fahren mit Hochgeschwindigkeit notwendig ist. In diesem Ausführungsbeispiel wird im Vergleich zur herkömmlichen Hybrideinrichtung, die durch eine gestrichelte Linie dargestellt ist, während die Drehzahl des Differentialabtriebsselementes **22**, d. h. des Trägers SCA während des Fahrens mit Hochgeschwindigkeit verringert wird, wie es in [Fig. 13A](#) gezeigt ist, die Drehzahl des Differentialabtriebsselementes **22**, d. h. des Trägers SCA während des Fahrens mit Beschleunigung, wie es in [Fig. 13B](#) gezeigt ist, erhöht, und daher kann die

gleiche Betriebswirkung wie im vorherigen Ausführungsbeispiel erlangt werden. Anders ausgedrückt, wird, obwohl die Differentialsteuerung durch die Differentialsteuereinrichtung **92** für das Fahren mit Hochgeschwindigkeit nach Erfordernis während des Fahrens mit Hochgeschwindigkeit ausgeführt wird, da die Drehzahl des Differentialabtriebsselements **22**, d. h. des Trägers SCA verringert wird, die Rotation des ersten Motors/Generators MG1 in positiver Rotationsrichtung unterdrückt und wird es schwierig, dass die Energiezirkulation auftritt, oder wird ein Energieverlust aufgrund der Energiezirkulation verringert und wird die Energieeffizienz verbessert. Obwohl die Differentialsteuerung durch die Differentialsteuereinrichtung **94** für das Fahren mit Beschleunigung nach Erfordernis während des Fahrens mit Beschleunigung ausgeführt wird, wird, da die Drehzahl des Differentialabtriebsselementes **22**, d. h. des Trägers SCA erhöht wird, die Beschränkung bei der Erhöhung der Drehzahl der Differentialeingangswelle **18** aufgrund der Begrenzung der Drehzahl des ersten Motors/Generators MG1 erleichtert und kann die Drehzahl NE des Verbrennungsmotors **20**, der mit der Differentialantriebswelle **18** gekoppelt ist, erhöht werden, um ein vortreffliches Leistungsverhalten (Leistung) zu erlangen.

**[0091]** Obwohl die Einzelritzel-Differentialplanetengetriebevorrichtung **16** als ein Differentialmechanismus des elektrischen Differentialabschnitts **12** oder **250** in den Ausführungsbeispielen verwendet wird, kann ebenfalls eine Doppelritzel-Differentialplanetengetriebevorrichtung verwendet werden.

**[0092]** Obwohl die Ausführungsbeispiele der vorliegenden Erfindung detailliert unter Bezugnahme auf die Zeichnungen beschrieben wurden, sind diese Ausführungsbeispiele lediglich exemplarisch und die vorliegende Erfindung kann in unterschiedlich modifizierten oder abgewandelten Formen auf der Grundlage des Wissens vom Fachmann implementiert werden.

#### GEWERBLICHE ANWENDBARKEIT

**[0093]** Da die Energieübertragungsvorrichtung eines Vorder- und Hinterradantriebsfahrzeugs der vorliegenden Erfindung konfiguriert ist, so dass ein Abtriebsrotationselement, ein erstes Abtriebsrotationselement und ein zweites Abtriebsrotationselement in Reihe von einem Ende zum anderen an einem Kollinear diagram angeordnet sind, das in der Lage ist, die Drehzahlen der drei Rotationselemente der Vorder- und Hinterradenergieverteilungsvorrichtung auf einer geraden Linie anzuordnen, wird, wenn ein Übersetzungsverhältnis vom ersten Abtriebsrotationselement zu einer ersten Achse von einem Übersetzungsverhältnis vom zweiten Abtriebsrotationselement zu einer zweiten Achse aufgrund des Vorhandenseins/Nichtvorhandenseins des Automatikgetriebes und ei-

ner Differenz zwischen den Endübersetzungsverhältnissen des Vorder- und Hinterrads verschieden ist, die Drehzahl beim Antriebsrotationselement, das sich an dem Ende von den drei Rotationselementen befindet, maximiert oder minimiert. Daher wird, wenn die Übersetzungsverhältnisse bestimmt werden, so dass die Drehzahl des Antriebsrotationselementes während des Fahrens mit hoher Geschwindigkeit verringert wird, eine Änderung bei der Rotation bei der Leistungslaufrotationsrichtung der ersten Rotationsmaschine, die mit dem elektrischen Differentialabschnitt gekoppelt ist, dementsprechend auf die Verringerung der Drehzahl des Antriebsrotationselementes unterdrückt und wird es schwierig, dass die Energiezirkulation auftritt, und wird die Energieeffizienz verbessert, während, wenn die Übersetzungsverhältnisse bestimmt werden, so dass die Drehzahl des Antriebsrotationselementes während des Fahrens mit Beschleunigung erhöht wird, gestattet wird, dass eine Drehzahl eines Differentialantriebses dementsprechend auf die Erhöhung bei der Drehzahl des Antriebsrotationselementes erhöht wird und kann die Drehzahl der Antriebskraftquelle, wie z. B. eines Verbrennungsmotors, der mit dem Differentialantriebs-element verbunden ist, erhöht werden, um ein vortreffliches Leistungsverhalten zu erlangen, was vorzugsweise auf zahlreiche Vorder- und Hinterradantriebsfahrzeuge angewendet wird, die eine vortreffliche Energieeffizienz und ein vortreffliches Leistungsverhalten erfordern.

**ZITATE ENTHALTEN IN DER BESCHREIBUNG**

*Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde automatisiert erzeugt und ist ausschließlich zur besseren Information des Lesers aufgenommen. Die Liste ist nicht Bestandteil der deutschen Patent- bzw. Gebrauchsmusteranmeldung. Das DPMA übernimmt keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.*

**Zitierte Patentliteratur**

- JP 2004-114944 [[0004](#)]



## Patentansprüche

1. Eine Energieübertragungsvorrichtung für ein Vorder- und Hinterradantriebsfahrzeug, die aufweist: einen elektrischen Differentialabschnitt mit einem Differentialzustand zwischen einer Drehzahl eines Differentialantriebseselementes und einer Drehzahl eines Differentialabtriebseselementes, der gesteuert wird, indem ein Betriebszustand der ersten Rotationsmaschine gesteuert wird, die mit einem Rotationselement eines Differentialmechanismus in einer Weise, dass Energie übertragbar ist, gekoppelt ist, eine zweite Rotationsmaschine, die sich an zumindest einem der Vorder- und Hinterräder in einer Weise, dass Energie übertragbar ist, befindet, und eine Vorder- und Hinterradenergieverteilungsvorrichtung mit drei Rotationselementen, die ein Antriebsrotationselement, ein erstes Abtriebsrotationselement, das mit einem ersten Rad, das eines der Vorder- und Hinterräder ist, betriebsfähig gekoppelt ist, und ein zweites Abtriebsrotationselement sind, das mit einem zweiten Rad, das das andere der Vorder- und Hinterräder ist, betriebsfähig gekoppelt ist, wobei die Vorder- und Hinterradenergieverteilungsvorrichtung Energie zum ersten Abtriebsrotationselement und zweiten Abtriebsrotationselement verteilt und die Leistung bzw. Energie vom Differentialabtriebseselement zum Antriebsrotationselement eingegeben, wobei die Vorder- und Hinterradenergieverteilungsvorrichtung konfiguriert ist, so dass das Antriebsrotationselement, das erste Abtriebsrotationselement und das zweite Abtriebsrotationselement in Reihe von einem Ende zum anderen an einem Kollinearogramm angeordnet sind, das in der Lage ist, die Drehzahlen der drei Rotationselemente auf einer Geraden wiederzugeben, wobei ein Übersetzungsverhältnis vom ersten Abtriebsrotationselement zum ersten Rad von einem Übersetzungsverhältnis vom zweiten Abtriebsrotationselement zum zweiten Rad verschieden ist.

2. Die Energieübertragungsvorrichtung für ein Vorder- und Hinterradantriebsfahrzeug von Anspruch 1, wobei das Übersetzungsverhältnis vom ersten Abtriebsrotationselement zum ersten Rad kleiner als das Übersetzungsverhältnis vom zweiten Abtriebsrotationselement zum zweiten Rad ist.

3. Die Energieübertragungsvorrichtung für ein Vorder- und Hinterradantriebsfahrzeug von Anspruch 1, wobei das Übersetzungsverhältnis vom ersten Abtriebsrotationselement zum ersten Rad größer als das Übersetzungsverhältnis vom zweiten Abtriebsrotationselement zum zweiten Rad ist.

4. Die Energieübertragungsvorrichtung für ein Vorder- und Hinterradantriebsfahrzeug von einem der Ansprüche 1 bis 3, die einen Schaltabschnitt an einem Energieübertragungspfad vom ersten Abtriebsrotationselement zum ersten Rad aufweist, wo-

bei der Schaltabschnitt ein Übersetzungsverhältnis hat, das von einem Drehzahlverringerungsübersetzungsverhältnis von größer als Eins zu einem Drehzahlerhöhungsübersetzungsverhältnis von kleiner als Eins wählbar ist, wobei durch das Auswählen des Drehzahlerhöhungsübersetzungsverhältnisses während des Fahrens mit Hochgeschwindigkeit das Übersetzungsverhältnis vom ersten Abtriebsrotationselement zum ersten Rad kleiner als das Übersetzungsverhältnis vom zweiten Abtriebsrotationselement zum zweiten Rad gestaltet ist und wobei durch das Auswählen des Drehzahlverringerungsübersetzungsverhältnisses während des Fahrens mit Beschleunigung das Übersetzungsverhältnis vom ersten Abtriebsrotationselement zum ersten Rad größer als das Übersetzungsverhältnis vom zweiten Abtriebsrotationselement zum zweiten Rad gestaltet ist.

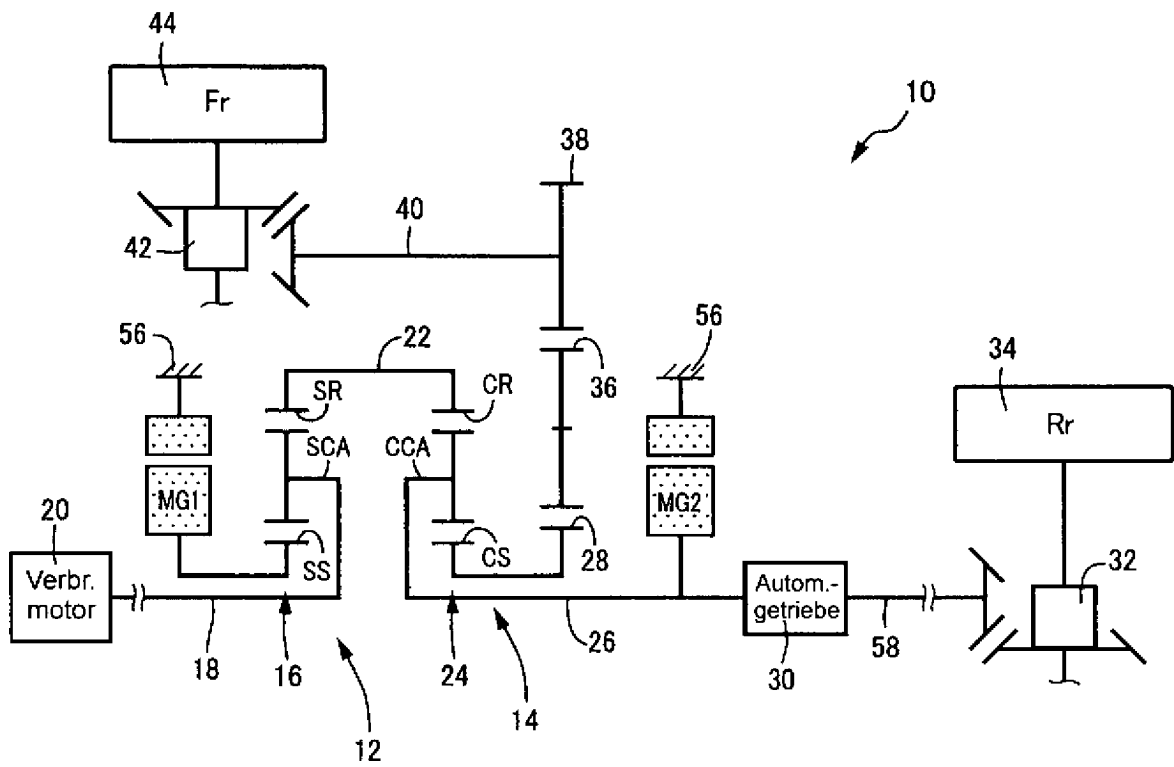
5. Die Energieübertragungsvorrichtung für ein Vorder- und Hinterradantriebsfahrzeug von Anspruch 2 oder 4, die eine Differentialsteuereinrichtung für das Fahren mit Hochgeschwindigkeit aufweist, die die Leistungslaufsteuerung ausführt, um die erste Rotationsmaschine in Abhängigkeit von der Drehzahl des Differentialabtriebseselementes zur Rotation anzutreiben, so dass die Drehzahl des Differentialantriebseselementes auf einen vorbestimmten Wert während des Fahrens mit Beschleunigung aufrechterhalten wird, während die regenerative Steuerung der zweiten Rotationsmaschine ausgeführt wird, um elektrische Energie wiederzugewinnen.

6. Die Energieübertragungsvorrichtung für ein Vorder- und Hinterradantriebsfahrzeug von Anspruch 3 oder 4, die eine Differentialsteuereinrichtung für das Fahren mit Beschleunigung aufweist, die die regenerative Steuerung der ersten Rotationsmaschine während des Fahrens mit Beschleunigung ausführt, um elektrische Energie wiederzugewinnen, während die Drehzahl der ersten Rotationsmaschine während der regenerativen Steuerung entsprechend einem vorbestimmten regenerativen Zustand begrenzt wird.

Es folgen 15 Blatt Zeichnungen

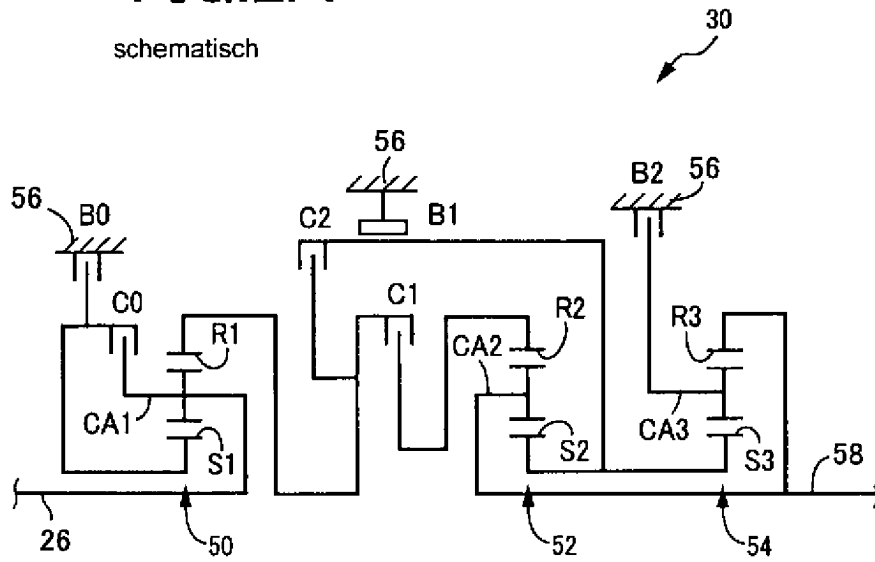
Anhängende Zeichnungen

FIG. 1



**FIG.2A**

schematisch



**FIG.2B**

Betriebstabelle

	C0	B0	C1	C2	B1	B2	Übersetzungs- verhältnis
1ste	○		○			○	2.804
2te	○		○		○		1.531
3te	○		○	○			1.000
O/D		○	○	○			0.705
N							

( ○ : in Eingriff )

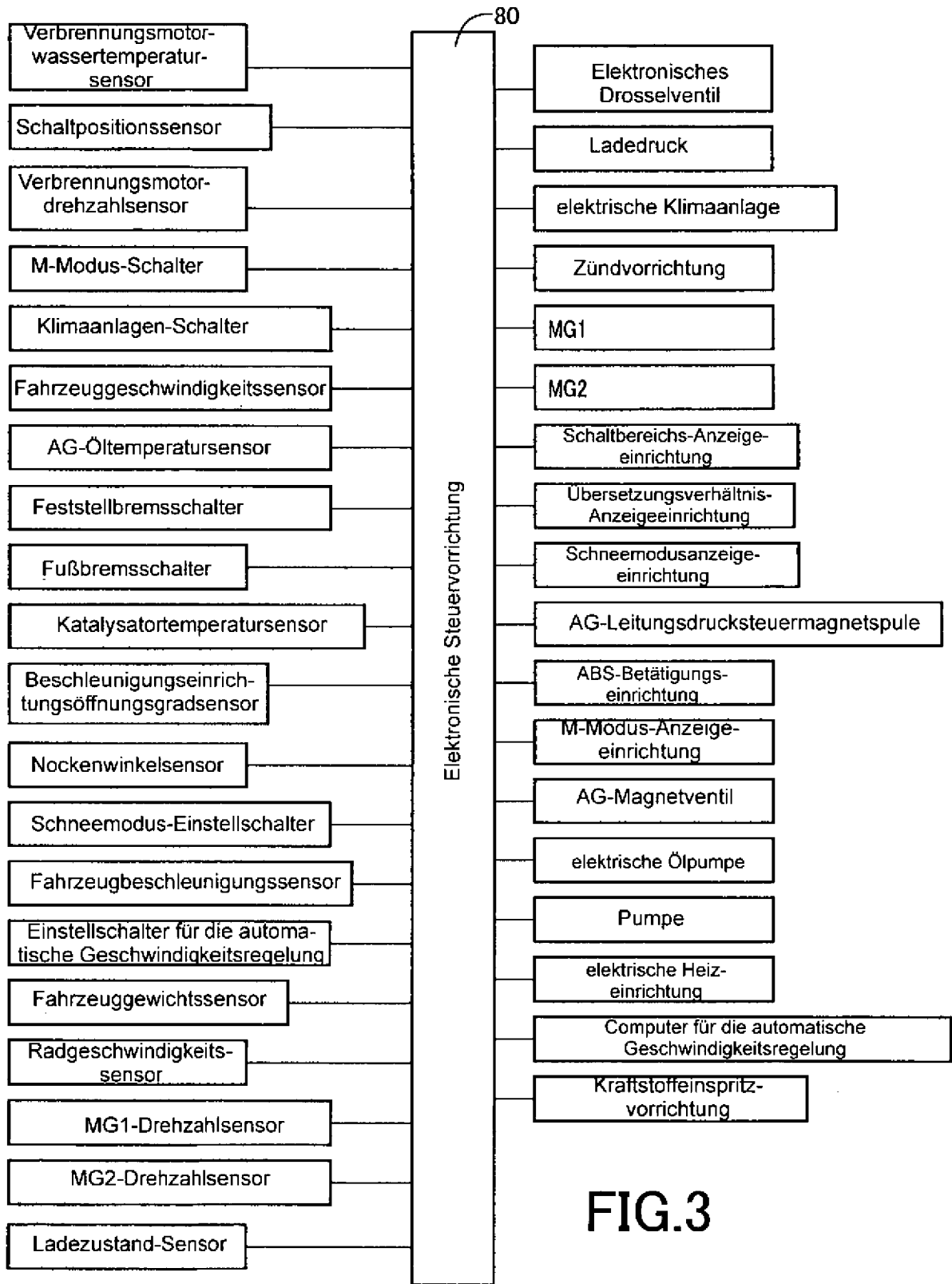


FIG.3

FIG.4

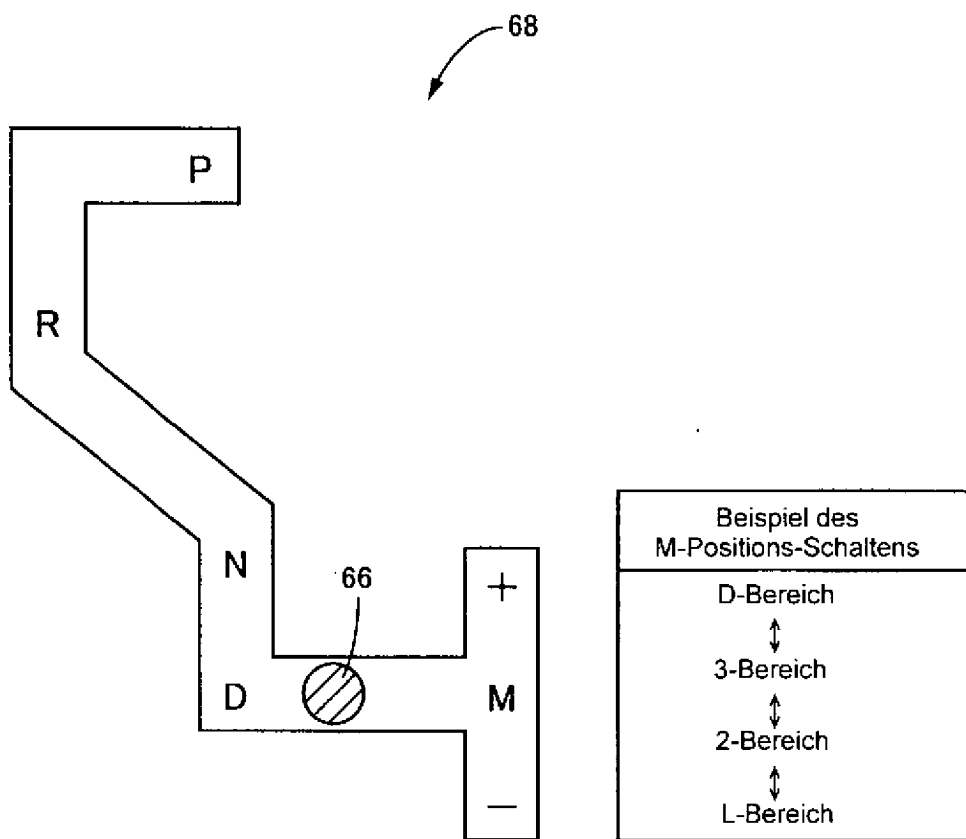




FIG.5

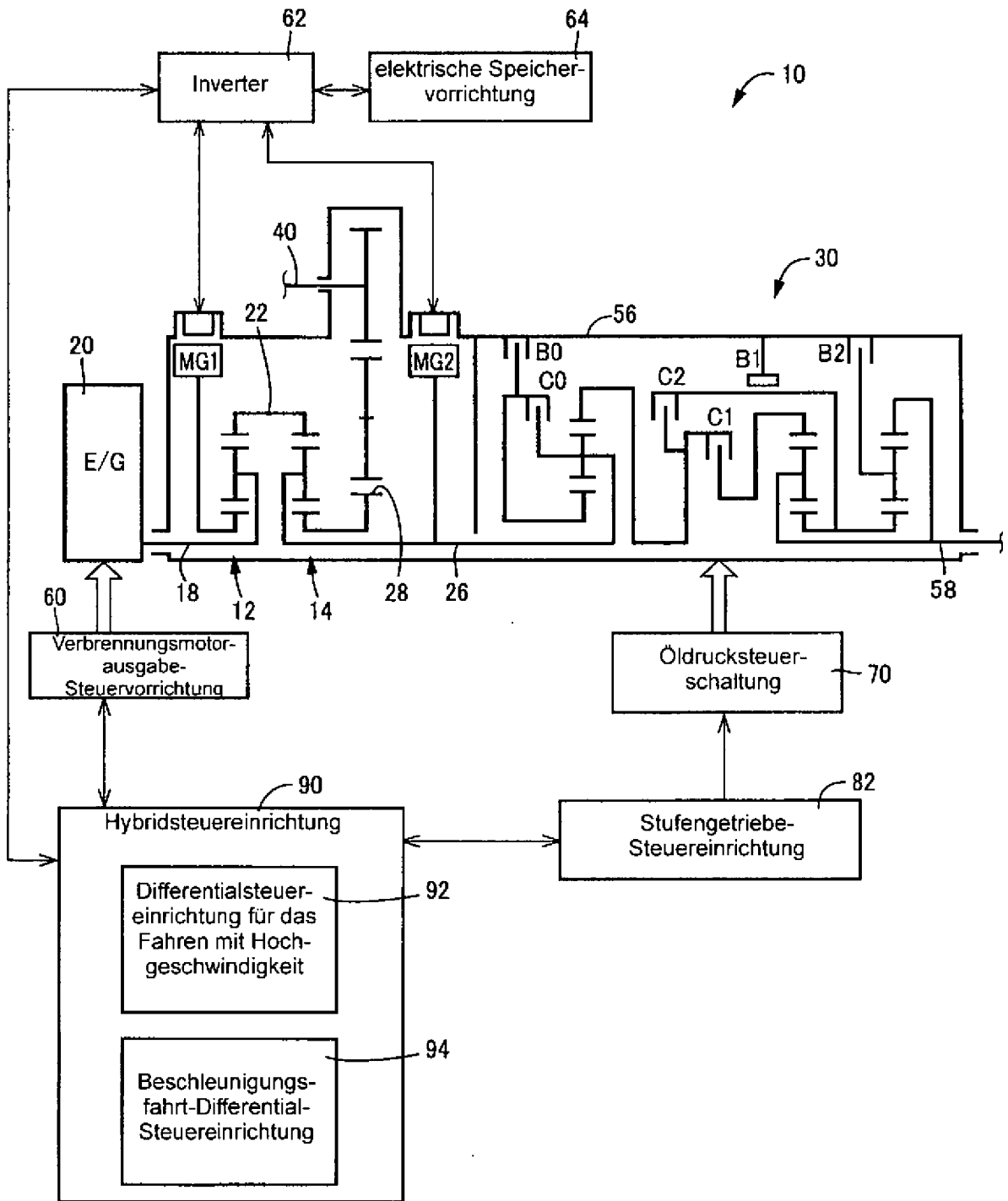


FIG.6

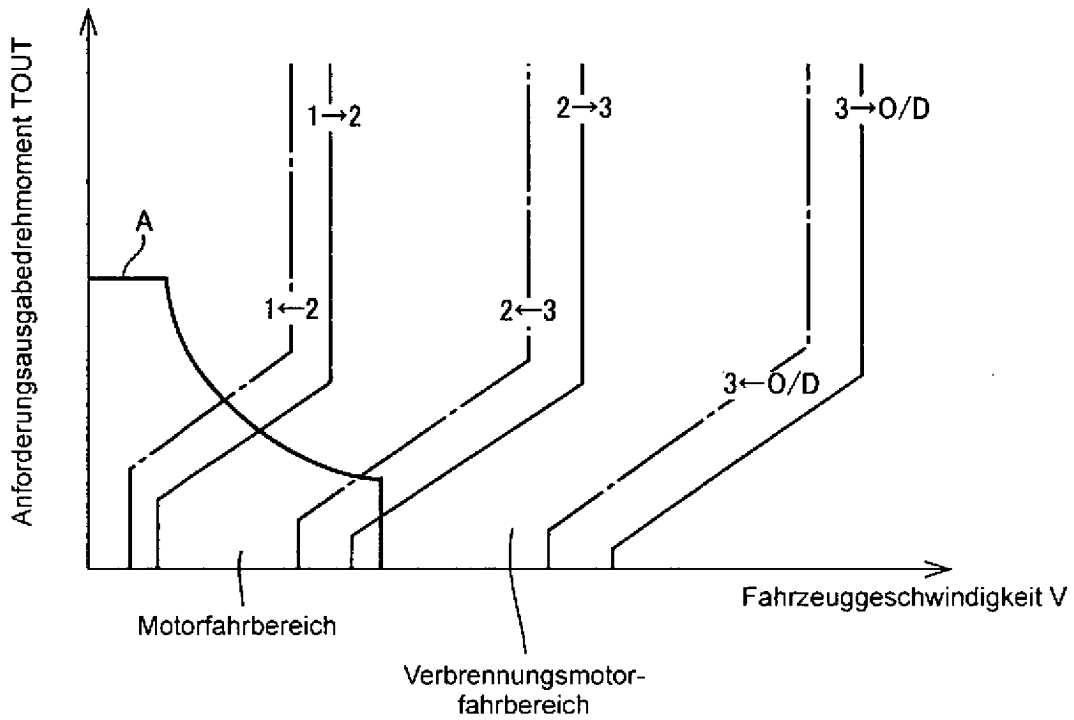
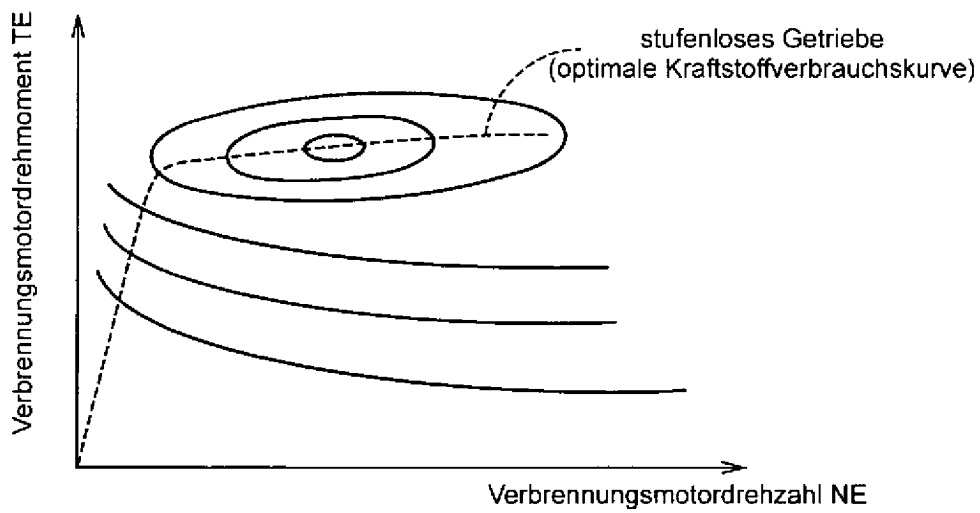
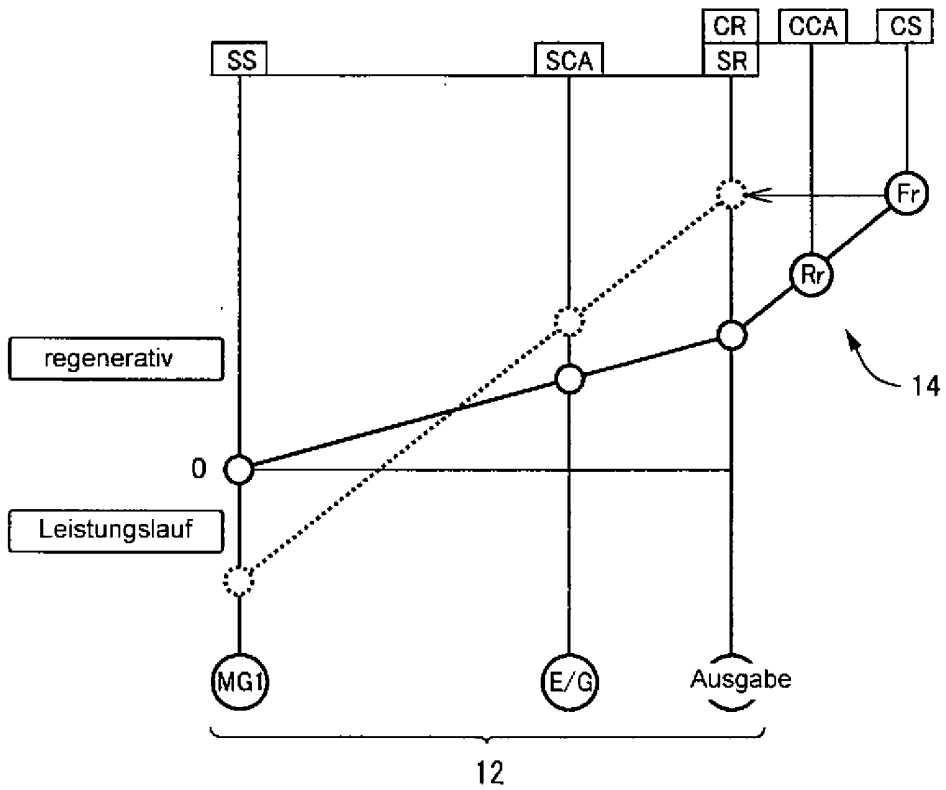


FIG.7



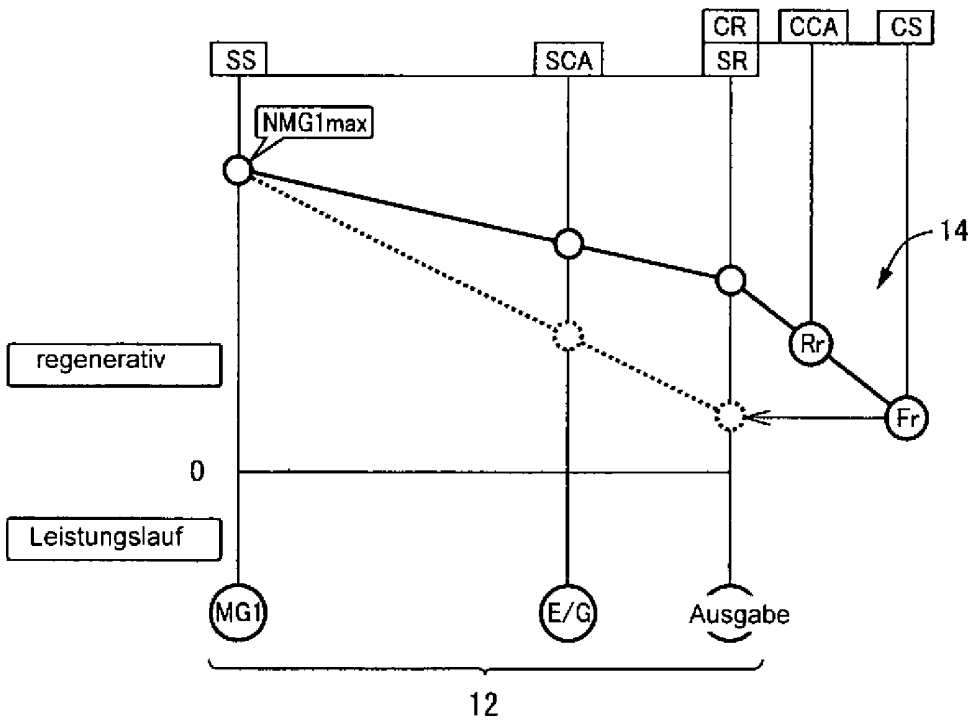
# FIG.8A

während des bestätigten Fahrens mit Hochgeschwindigkeit



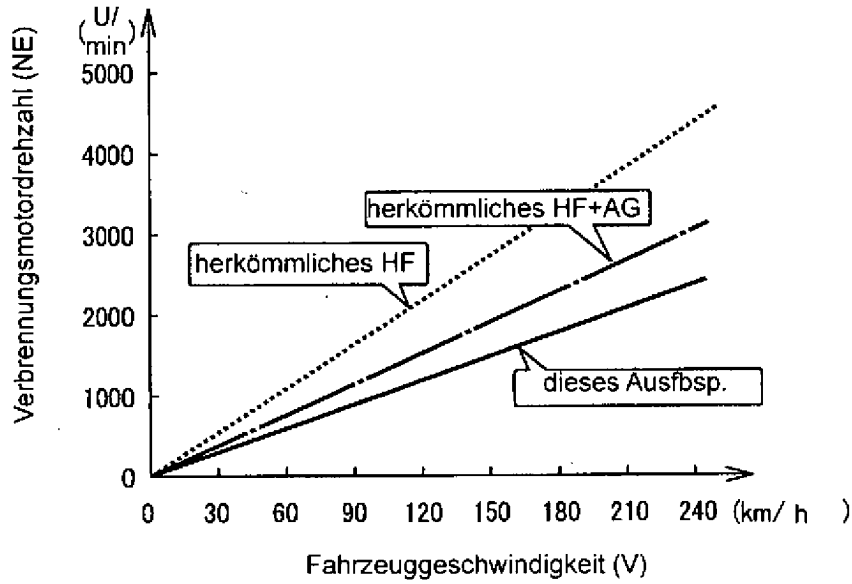
# FIG.8B

während des Fahrens mit Beschleunigung



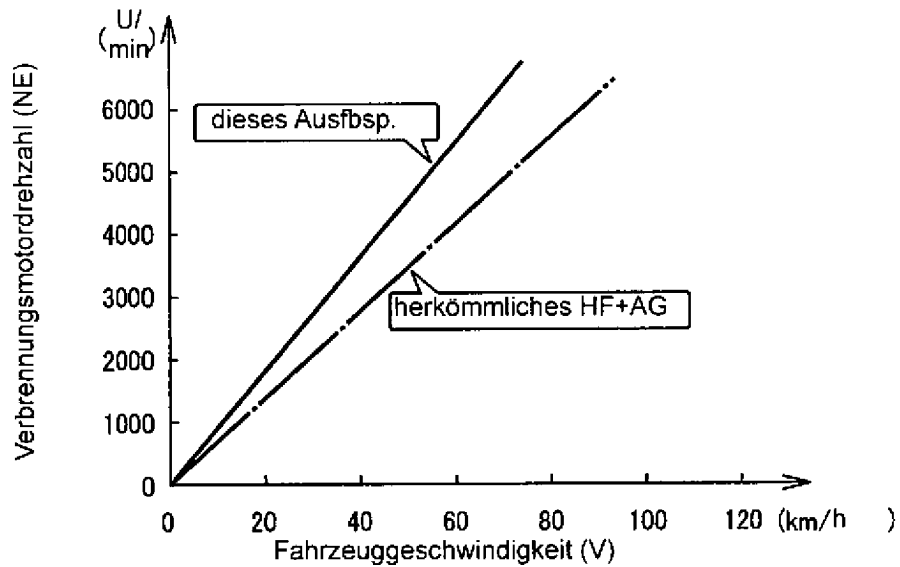
# FIG.9A

Verbrennungsmotordrehzahl bewirkt Energiezirkulation



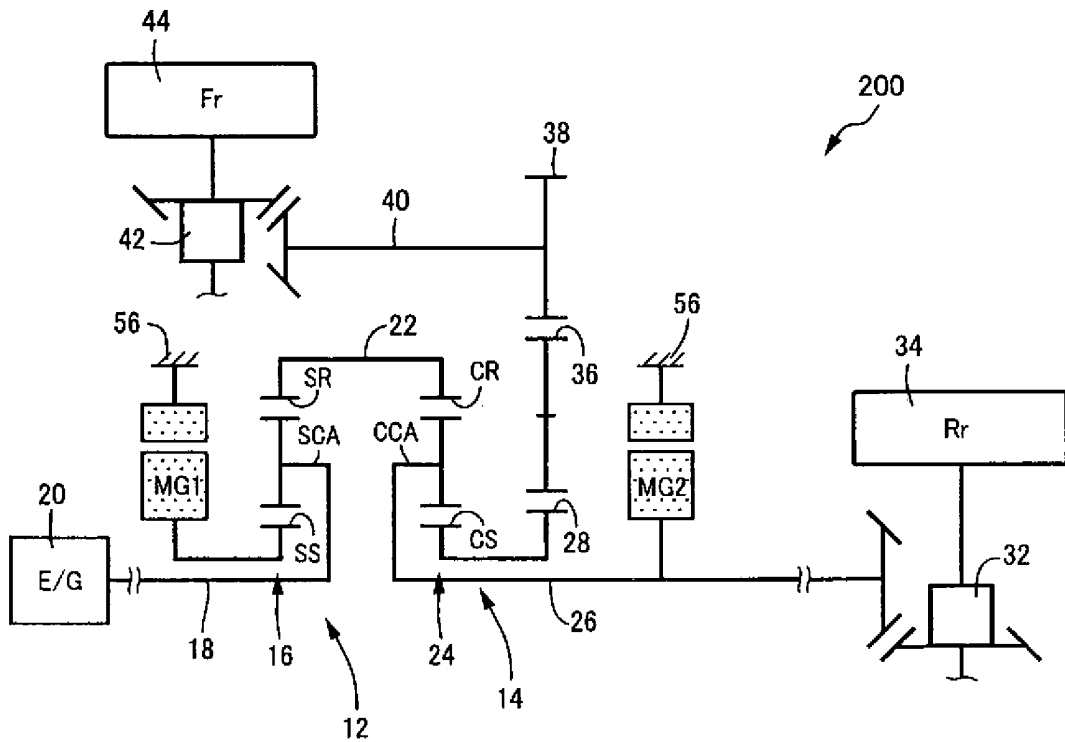
# FIG.9B

Verbrennungsmotordrehzahl wird durch NMG1max reguliert



# FIG.10A

Vorderseite-Differentialverhältnis > Hinterseiten-Differentialverhältnis



# FIG.10B

Vorderseite-Differentialverhältnis < Hinterseiten-Differentialverhältnis

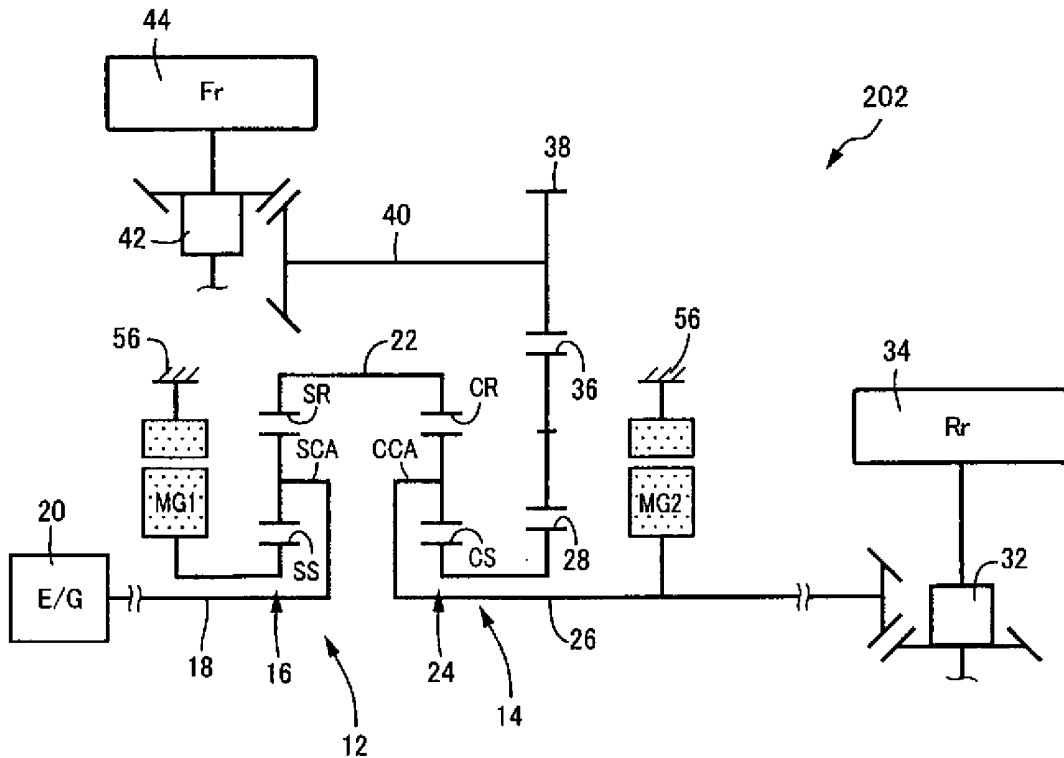




FIG.11A

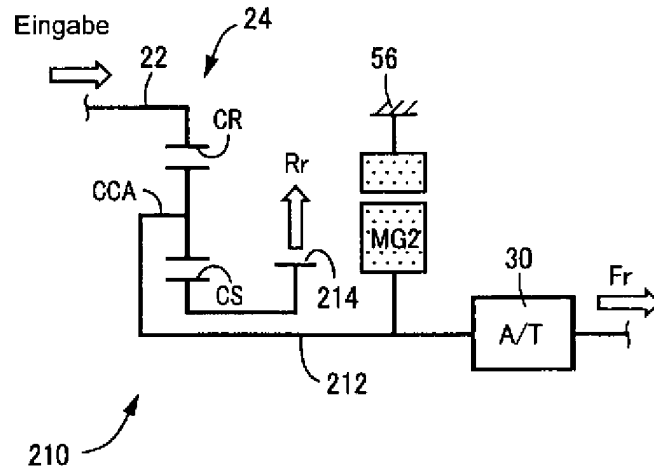


FIG.11B

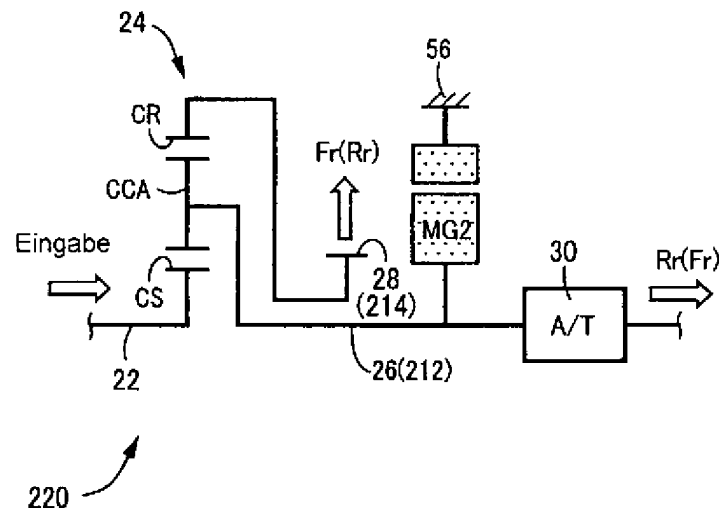


FIG.12A

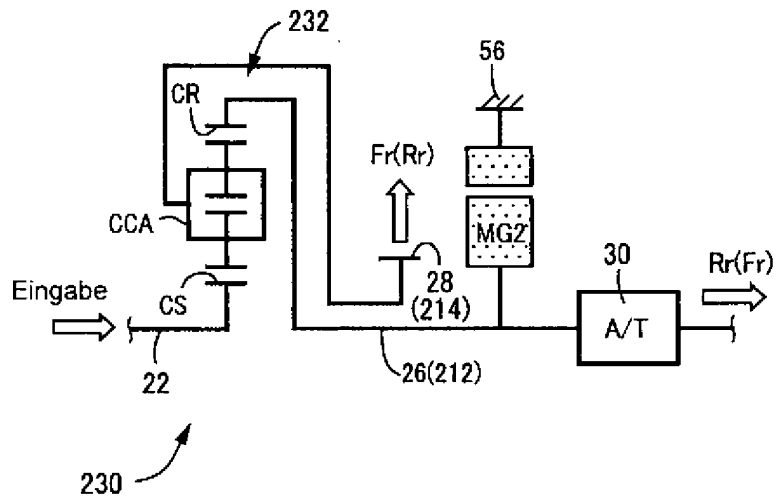
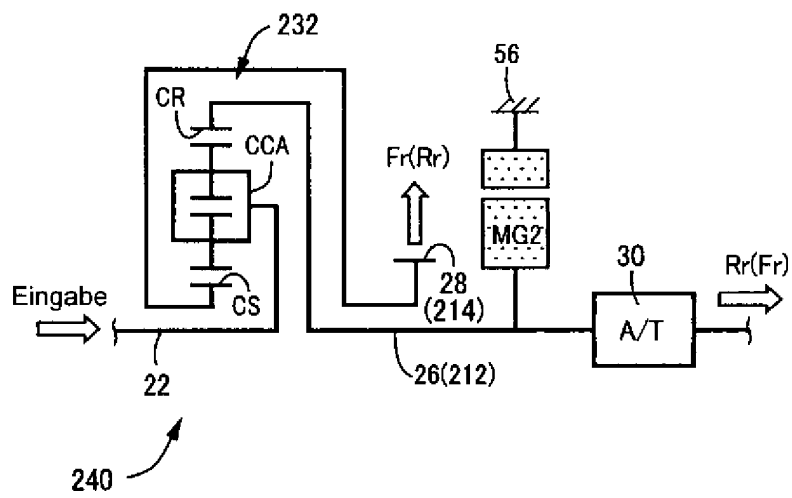
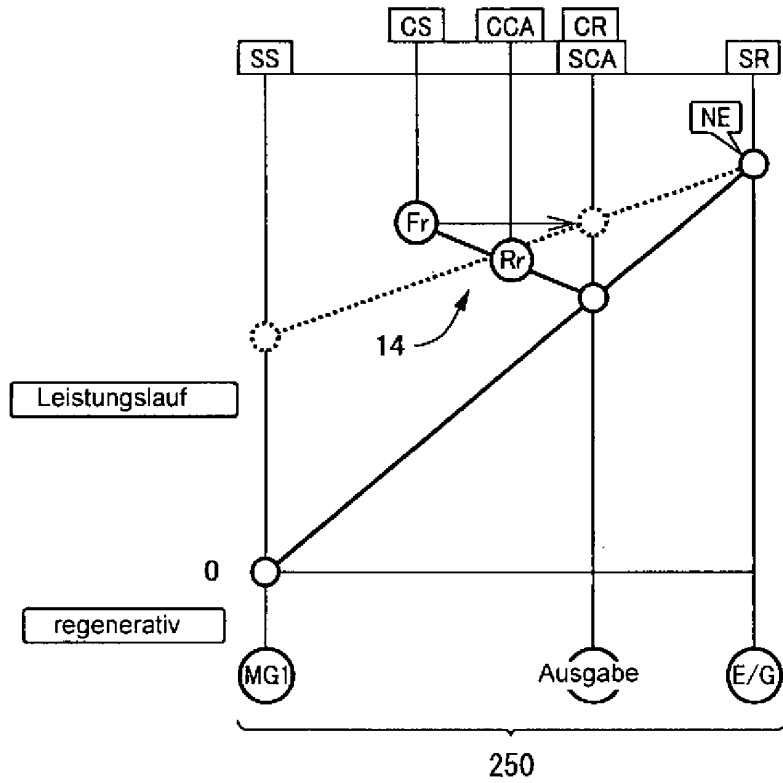


FIG.12B



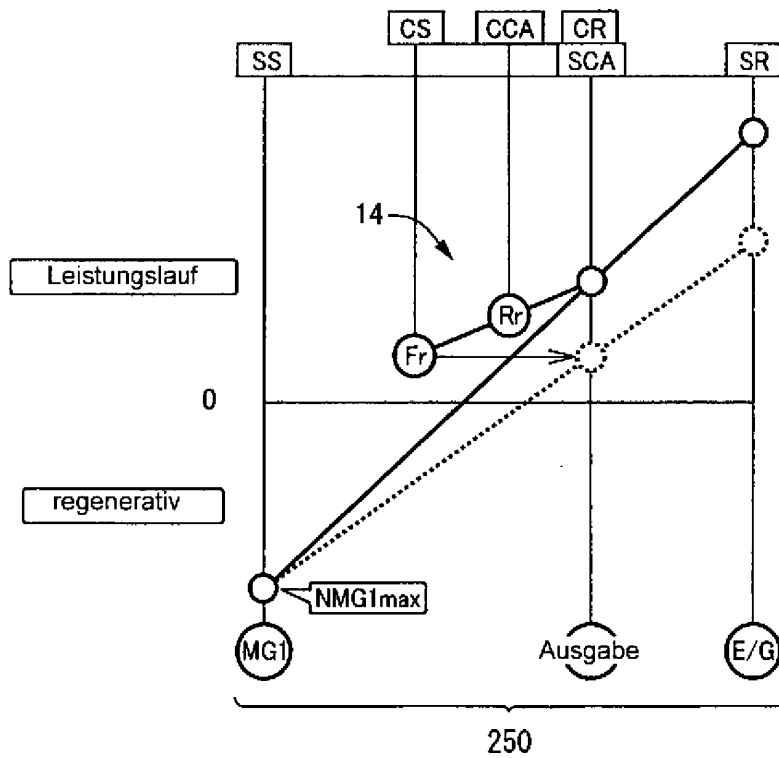
# FIG.13A

während des beständigen Fahrens mit Hochgeschwindigkeit



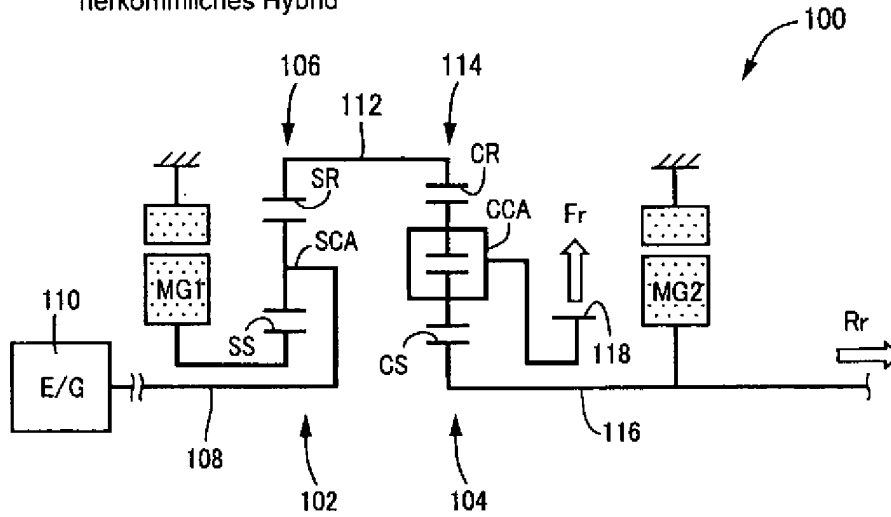
# FIG.13B

während des Fahrens mit Beschleunigung



# FIG.14A

herkömmliches Hybrid



# FIG.14B

herkömmliches Hybrid + AG

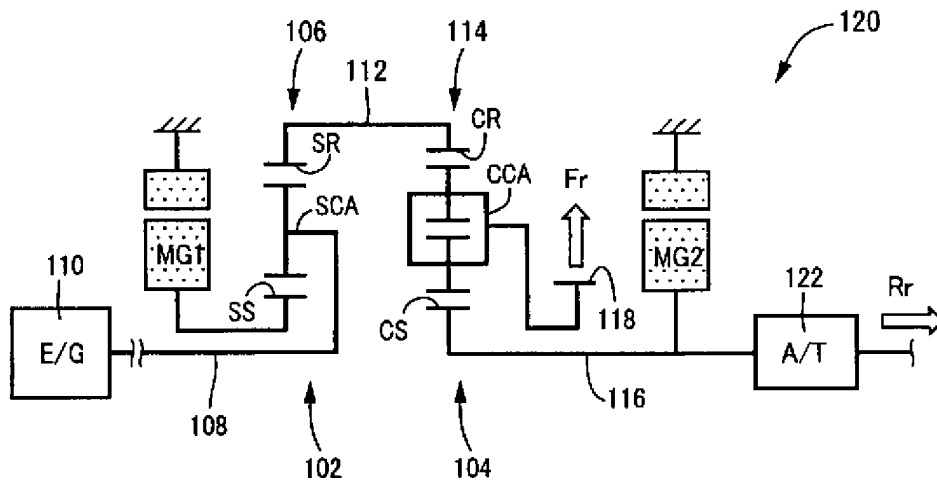
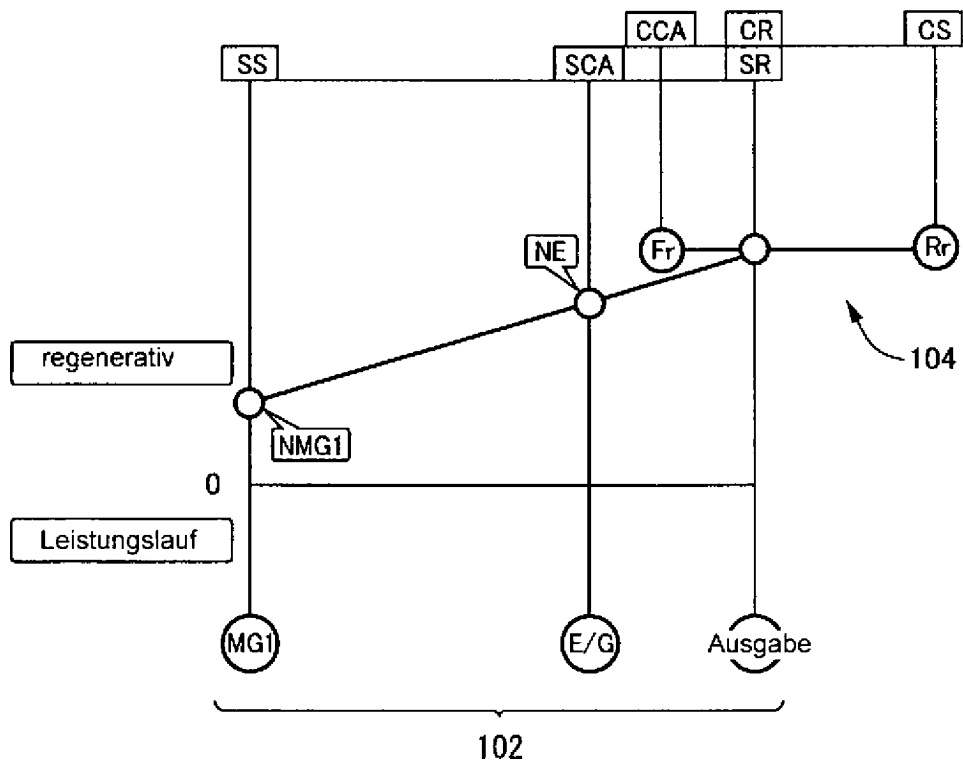


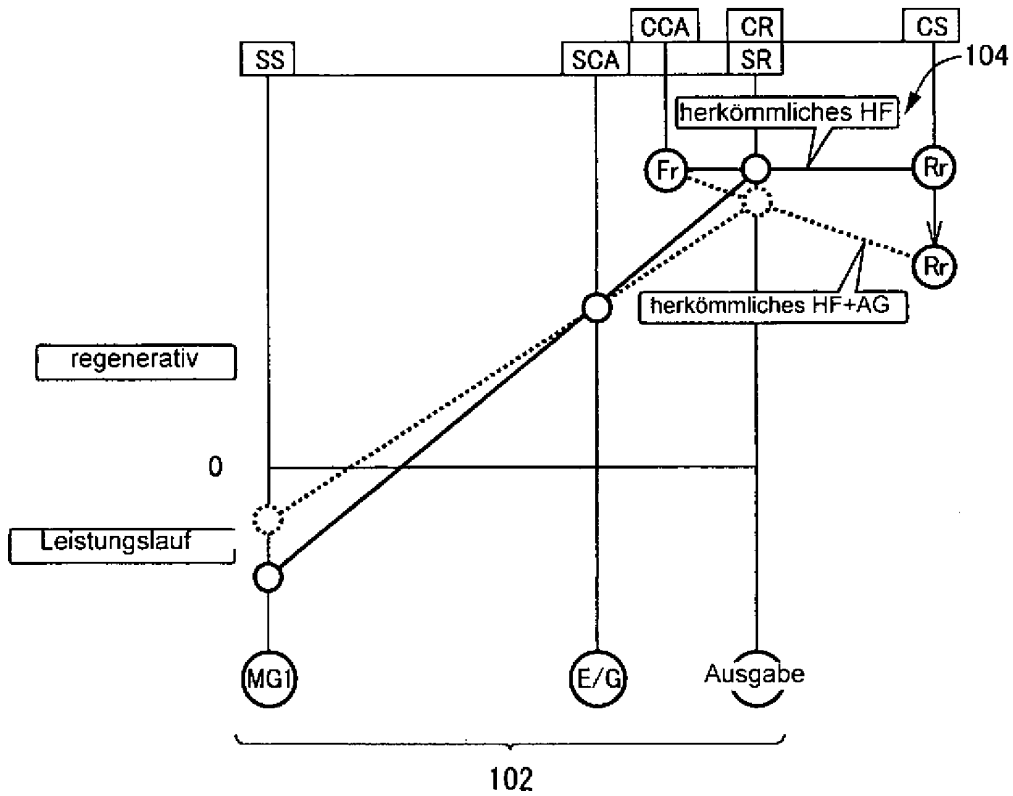
FIG.15





# FIG.16A

während des beständigen Fahrens mit Hochgeschwindigkeit



# FIG.16B

während des Fahrens mit Beschleunigung

