



(12)

Patentschrift

(21) Aktenzeichen: 102 46 352.2

(22) Anmeldetag: 04.10.2002

(43) Offenlegungstag: 30.04.2003

(45) Veröffentlichungstag der Patenterteilung: 03.02.2011

(51) Int Cl.⁸: **F16H 61/08** (2006.01)

Innerhalb von drei Monaten nach Veröffentlichung der Patenterteilung kann nach § 59 Patentgesetz gegen das Patent Einspruch erhoben werden. Der Einspruch ist schriftlich zu erklären und zu begründen. Innerhalb der Einspruchsfrist ist eine Einspruchsgebühr in Höhe von 200 Euro zu entrichten (§ 6 Patentkostengesetz in Verbindung mit der Anlage zu § 2 Abs. 1 Patentkostengesetz).

(30) Unionspriorität:
01/309844 05.10.2001 JP

(72) Erfinder:
Miyata, Shinji, Fujisawa, Kanagawa, JP; Liu, Daping, Fujisawa, Kanagawa, JP

(73) Patentinhaber:
NSK Ltd., Tokio/Tokyo, JP

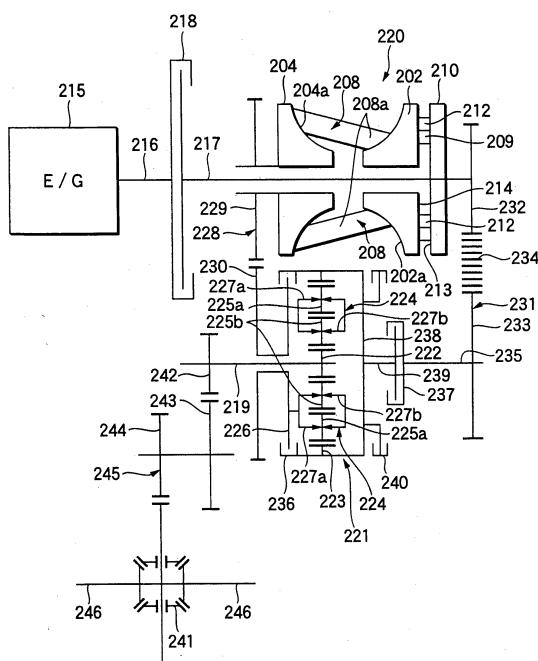
(56) Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht gezogene Druckschriften:

(74) Vertreter:
Grünecker, Kinkeldey, Stockmair & Schwanhäusser, 80802 München

DE 198 45 546 A1
DE 197 50 166 A1
US 62 51 039 B1

(54) Bezeichnung: **Stufenloses Getriebe**

(57) Hauptanspruch: Stufenloses Getriebe, umfassend:
eine durch eine Antriebsquelle (215) drehbar angetriebene
Eingangswelle (217);
eine Ausgangswelle (219) zum Herausnehmen von Kraft
auf der Grundlage der Drehung der Eingangswelle (217);
ein stufenloses Toroidalgetriebe (220);
eine Planetenradvorrichtung (221), umfassend:
ein Sonnenrad (222);
ein Tellerrad (223), angeordnet um das Sonnenrad (222);
und
ein Planetenrad (225a, 225b), vorgesehen zwischen dem
Sonnenrad (222) und dem Tellerrad (223),
wobei eine erste und eine zweite Kraftübertragungsvor-
richtung (228, 231) vorgesehen sind zum Übertragen der
Kraft von der Antriebsquelle (215) zur Ausgangswelle
(219) und
wobei die zur ersten und zweiten Kraftübertragungsvor-
richtung (228, 231) übertragene Kraft zur Konvergenz zu
zwei Rädern des Sonnenrads (222), des Tellerrads (223)
und des Planetenrads (225a, 225b) gebracht wird und ein
verbleibendes Rad, welches von den beiden Rädern ver-
schieden ist, mit der Ausgangswelle (219) verbunden ist;
und
eine Modusumschaltvorrichtung, welche ein Umschalten
während einer Vorwärtsbewegung durchführt zwischen...



Beschreibung

Hintergrund der Erfindung

1. Gebiet der Erfindung

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft Verbesserungen an einem stufenlosen Getriebe, welches ein stufenloses Toroidalgetriebe enthält, das beispielsweise als Getriebe für ein Auto verwendet wird.

2. Beschreibung des Standes der Technik

[0002] Das U.S. Patent Nr. 5,888,160 offenbart ein stufenloses Getriebe, welches eine Eingangswelle, die durch eine Antriebsquelle drehbar angetrieben wird, eine Ausgangswelle zum Herausnehmen von Kraft auf der Grundlage der Drehung dieser Eingangswelle, ein stufenloses Toroidalgetriebe mit einer Eingangs- und einer Ausgangsscheibe und einer Kraftrolle, welche zwischen der Eingangswelle und Ausgangswelle angeordnet sind, und eine Planetenzahnradvorrichtung umfasst.

[0003] Das stufenlose Toroidalgetriebe hat zwei Modi für eine Niedrigdrehzahlseite und eine Hochdrehzahlseite während einer Vorwärtsbewegung, wobei der Modus für die Niedrigdrehzahlseite ein lediglich durch das stufenlose Toroidalgetriebe geleitetes Kraftübertragungssystem verwendet und der Modus für die Hochdrehzahlseite ein durch das stufenlose Toroidalgetriebe geleitetes Kraftübertragungssystem und ein nicht durch das stufenlose Toroidalgetriebe geleitetes Kraftübertragungssystem verwendet. Die vorgesehene Anordnung ist derart beschaffen, dass diese beiden Kraftübertragungssysteme eingegeben werden in beliebige Zweizahnräder eines Sonnenrads, eines Tellerrads und von Planetenrädern einer Planetenzahnradvorrichtung, wobei das verbleibende Rad verbunden ist mit der Ausgangswelle, und ein Ausgang erhalten wird als die Differenzkomponente der beiden Räder. Da die durch das stufenlose Toroidalgetriebe übertragene Kraft im Modus für die Hochdrehzahlseite klein wird, liefert dieses stufenlose Getriebe die Vorteile, dass es hoch effizient wird und eine lange Lebensdauer aufweist.

[0004] Die gattungsgemäße DE 197 50 166 A1 beschreibt ein stufenlos verstellbares Getriebe mit einem Toroidgetriebe und einem Planetengetriebe. Dabei lassen sich gemäß einem ersten Modus niedrige Drehzahlen für das stufenlos verstellbare Getriebe über einen ersten Kräfteübertragungsmechanismus beziehungsweise hohe Drehzahlen gemäß einem zweiten Modus über einen zweiten Kräfteübertragungsmechanismus einstellen. Der erste Kräfteübertragungsmechanismus ist mit einer ersten Kupplung für einen ersten Modus assoziiert, und der zweite Kräfteübertragungsmechanismus ist mit einer zweiten Kupplung für einen zweiten Modus assoziiert.

Nachteilig daran ist, dass eine ruckartige Drehmomentenänderung beziehungsweise Drehzahländerung auftreten kann.

[0005] Die DE 198 45 546 A1 betrifft ein stufenloses Getriebe, das ein Toroidgetriebe und ein Planetengetriebe umfasst. Mittels Drehzahlerfassungssensoren kann ein Zeitpunkt bestimmt werden, an welchem ein Moduswechsel geschaltet werden kann.

[0006] Bei dem im U.S. Patent Nr. 5,888,160 offebarten stufenlosen Getriebe erfolgt eine starke Änderung des in das stufenlose Toroidalgetriebe während einer Modusänderung zum Durchführen einer Umschaltung zwischen dem Niedrigdrehzahlmodus und dem Hochdrehzahlmodus eingegebenen Drehmoments von der Plusseite zur Minusseite (oder umgekehrt). Beispielsweise ändert sich das eingegebene Drehmoment während einer Modusänderung, bei welcher der Modus für die Niedrigdrehzahlseite umgeschaltet wird auf den Modus für die Hochdrehzahlseite, von +350 Nm auf -280 Nm.

[0007] Ferner tritt in dem Getriebeneutralsystem, bei welchem zwei Kraftübertragungssysteme verwendet werden im Modus für die Niedrigdrehzahlseite, und ein Modus, bei welchem lediglich das stufenlose Toroidalgetriebe durchgeleitet wird, verwendet wird im Modus für die Hochdrehzahlseite, und bei welchem im Modus für die Niedrigdrehzahlseite die Differenzkomponente der Planetenräder festgelegt ist auf eine 0-Drehung, um eine Startkupplung unnötig zu machen, eine Umkehrung der positiven und negativen Seiten des Drehmoments in ähnlicher Weise auf, wenn die beiden Modi umgeschaltet werden. Ferner wird im Getriebeneutralsystem die Modusänderung durchgeführt, wenn das stufenlose Toroidalgetriebe sich auf der Niedrigdrehzahlseite befindet.

[0008] Zusätzlich zu diesen Systemen existiert ein stufenloses Getriebe zum Erzeugen zweier Modi durch Kombinieren des stufenlosen Toroidalgetriebes und der Planetenräder, jedoch werden die positiven und negativen Seiten des Drehmoments bei vielen Gestaltungen zum Zeitpunkt einer Modusänderung umgekehrt. Beispielsweise existiert ein stufenloses Zwei-Modus-Getriebe, wie etwa im U.S. Patent Nr. 6,251,039 offenbart.

[0009] Jedoch hat das stufenlose Toroidalgetriebe eine Charakteristik, dass, wenn das Drehmoment geändert wird, sich die Drehzahl ändert, wie in [Fig. 7](#) dargestellt. [Fig. 7](#) zeigt die Ergebnisse einer Messung zu einem Zeitpunkt, zu welchem die Drehzahl auf bzw. um 2000 Umdrehungen festgelegt wurde, die Ölttemperatur und ähnliches auf eine Temperatur nahe der Temperatur während einer tatsächlichen Fahrzeugfahrt gesteuert wurden und keine Gangwechselbefehle ausgegeben wurden, sondern lediglich das Drehmoment geändert wurde. Wenn das

Drehmoment in dieser Weise geändert wird, erfährt das stufenlose Toroidalgetriebe eine Drehzahländerung trotz der Tatsache, dass keine Drehzahländerung ausgegeben wurde.

[0010] Die folgenden Gründe werden als die Ursachen für diese Drehzahländerung angesehen.

(1) Wenn eine Last angewandt wird auf das stufenlose Toroidalgetriebe, treten Traktionskräfte in der Vertikalrichtung (der Richtung der Neigungsachse des die Kraftrolle tragenden Zapfens) auf, die Kraft des Kolbens einer Vorrichtung zum Bewegen des Zapfens wirkt in der entgegengesetzten Richtung als Reaktionskraft davon. Selbstverständlich existieren Zwischenräume in einem Radialnadelrollenlager, welches die Kraftrolle trägt, und einem Radialnadelrollenlager, welches den Drehzapfen trägt. Aus diesem Grund bewegt sich, wenn eine Last angewandt wird, der Innenring der Kraftrolle in der Vertikalrichtung um den Gesamtsummenabschnitt dieser Zwischenräume. Mit einer Bewegung dieser Kraftrolle in der Vertikalrichtung tritt ein Seitwärtsrutschen auf, mit dem Ergebnis, dass die Kraftrolle eine Drehzahländerung erfährt.

(2) Außerdem ändert sich das Übersetzungsverhältnis bezüglich der Last des Drehmoments infolge der Wirkung der Ablenkung einer Zapfenwelle, bewirkt durch die elastische Verformung des Zapfens. In einem Traktionsantrieb ist es erforderlich zu bewirken, dass eine Druckkraft auf den Traktionskontaktpunkt wirkt, und diese Kraft wird durch den Zapfen getragen.

[0011] Außerdem wird der Zapfen getragen durch zwei Joche, und die Kräfte, welche zwischen den beiden Abschnitten des Zapfens in der Rückwärts- und Vorwärtsrichtung und der Links- und Rechtsrichtung auftreten, werden aufgehoben. Dementsprechend nimmt der Zapfen einen Zustand an, in welchem eine Last angewandt wird auf einen an zwei Punkten getragenen Träger, so dass der Zapfen natürlich eine elastische Verformung erfährt. Folglich wird, obwohl eine Zapfenwelle selbst nicht elastisch verformt wird, da sie keinen Kräften ausgesetzt ist, die Zapfenwelle berührt von der elastischen Verformung des Zapfens, mit dem Ergebnis, dass die Zapfenwelle sich neigt. Folglich bewegt sich der Kontaktspur zwischen einem Präzessionsnocken einer Vorrichtung zum Bewegen des Zapfens und einer Ventilverbindung, so dass der Steuerschieber sich in der Axialrichtung bewegt. Folglich wird das Ventil geschnitten, und der Differenzdruck tritt auf, was zum Auftreten der Drehzahländerung führt. Infolge der Kombination dieser Faktoren erfährt, wie in [Fig. 7](#) dargestellt, bei Anwendung des Drehmoments das stufenlose Toroidalgetriebe eine Drehzahländerung trotz der Tatsache, dass kein Drehzahländerungsbefehl ausgegeben wurde.

[0012] Wenn die Änderung der Drehzahländerung derart ist, dass sie stabil auftritt, ist es möglich, das Auftreten eines Rucks bei einer Drehzahländerung durch Ausgeben eines Drehzahländerungsbefehls zu unterdrücken. Jedoch muss die Situation vermieden werden, bei welcher eine Steuerung zum Zeitpunkt der Modusänderung instabil wird, das heißt, wenn sich ein Drehmoment geändert hat. Ferner versucht zum Zeitpunkt der Modusumschaltung der Fahrer nicht, die Modusänderung durchzuführen, und die Modusänderung findet statt, während sich der Fahrer dessen nicht bewusst ist. Dementsprechend wird, wenn die Zeitspanne einer Verbindung und Trennung der Kupplung in dieser Modusänderung lang ist, der Zustand derart, dass keine Kraft erzeugt wird, so dass der Fahrer ein Gefühl von Unbehaglichkeit infolge eines derartigen Hochdrehens des Motors verspürt.

[0013] Daraus geht deutlich hervor, dass die Modusänderung stabil durchgeführt werden muss, und gleichzeitig, dass die Modusänderung durch ein momentanes Verschieben der Kupplung in kurzer Zeit abgeschlossen werden muss.

Zusammenfassung der Erfindung

[0014] Die Erfindung wurde gemacht vor dem Hintergrund der oben beschriebenen Umstände, und es ist deren Aufgabe, ein stufenloses Getriebe zu schaffen, welches dem Fahrer kein unbehagliches Gefühl vermittelt, in dem es das Auftreten eines Drehzahländerungsrucks unterdrückt durch Erhalten stabiler Drehmomentänderungen bei der Modusänderung.

[0015] Um die obige Aufgabe zu lösen, ist erfindungsgemäß ein stufenloses Toroidalgetriebe vorgesehen, umfassend:
 eine durch eine Antriebsquelle drehbar angetriebene Eingangswelle;
 eine Ausgangswelle zum Herausnehmen von Leistung auf der Grundlage der Drehung der Eingangswelle;
 ein stufenloses Toroidalgetriebe;
 eine Planetenradvorrichtung, umfassend:
 ein Sonnenrad;
 ein Tellerrad, angeordnet um das Sonnenrad; und
 ein Planetenrad, vorgesehen zwischen dem Sonnenrad und dem Tellerrad,
 wobei die beiden Übertragungspfade vorgesehen sind zum Übertragen der Kraft von der Antriebsquelle zur Ausgangswelle und
 wobei die zum ersten und zweiten Kraftübertragungssystem übertragene Kraft zur Konvergenz zu den beiden Rädern des Sonnenrads, des Tellerrads und des Planetenrads gebracht wird und ein verbleibendes Rad, welches von den beiden Rädern verschieden ist, mit der Ausgangswelle verbunden ist; und
 eine Modusumschaltvorrichtung, welche ein Um-

schalten während einer Vorwärtsbewegung durchführt zwischen einem ersten Modus für eine Niedrigdrehzahlseite und einem zweiten Modus für eine Hochdrehzahlseite, wobei die Umschaltung durchgeführt wird zwischen dem ersten und dem zweiten Modus durch die Betätigung eines Verbindens und Trennens einer ersten Moduskupplung und einer zweiten Moduskupplung, wobei die Betätigung eines Durchführens der Umschaltung zwischen dem ersten Modus und dem zweiten Modus in 0,2 bis 1 Sekunde durchgeführt wird.

[0016] Ferner können beim stufenlosen Getriebe die beiden Kraftübertragungspfade das erste Kraftübertragungssystem zum Übertragen der Kraft zu der Planetenradvorrichtung über das stufenlose Toroidalgetriebe und das zweite Kraftübertragungssystem zum Übertragen der Kraft zu der Planetenradvorrichtung, ohne durch das stufenlose Toroidalgetriebe geleitet zu werden, sein.

[0017] Ferner kann beim stufenlosen Getriebe die Modusumschaltvorrichtung eine Steuerschaltung sein, welche die Betätigung eines Verbindens und Trennens der ersten Moduskupplung und der zweiten Moduskupplung durchführt in Reaktion auf ein Ausgangssignal der Steuerschaltung.

[0018] Außerdem kann beim stufenlosen Getriebe das stufenlose Toroidalgetriebe von einem Einfachhohlraumtyp sein.

[0019] Ferner kann beim stufenlosen Getriebe das stufenlose Toroidalgetriebe von einem Doppelhohlraumtyp sein.

Kurze Beschreibung der Zeichnung

[0020] [Fig. 1](#) ist ein Skelettdiagramm eines stufenlosen Getriebes gemäß einem ersten Ausführungsbeispiel der Erfindung;

[0021] [Fig. 2](#) ist ein Blockdiagramm einer Modusumschaltvorrichtung gemäß dem ersten Ausführungsbeispiel.

[0022] [Fig. 3](#) ist ein Diagramm, welches einen Fall darstellt, bei welchem das Drehmoment beim ersten Ausführungsbeispiel plötzlich geändert wird.

[0023] [Fig. 4](#) ist ein Diagramm, welches die Drehmomentänderung in einem Fall darstellt, bei welchem die Modusumschaltzeit für Kupplungen geändert wird, wobei die Anzahl einer Eingangsumdrehung auf 2000 Umdrehungen beim ersten Ausführungsbeispiel festgelegt ist;

[0024] [Fig. 5](#) ist ein Diagramm, welches die Drehmomentänderung in einem Fall darstellt, in welchem

die Kupplungsmodusumschaltzeit geändert wurde, wobei die Anzahl der Eingangsumdrehung auf 3000 Umdrehungen beim ersten Ausführungsbeispiel festgelegt ist;

[0025] [Fig. 6](#) ist ein Diagramm, welches die Drehmomentänderung in einem Fall darstellt, in welchem die Kupplungsmodusumschaltzeit geändert wurde, wobei die Anzahl einer Eingangsumdrehung auf 4000 Umdrehungen beim ersten Ausführungsbeispiel festgelegt ist.

[0026] [Fig. 7](#) ist ein Diagramm, welches einen Zustand darstellt, in welchem bei Anwendung des Drehmoments ein stufenlose Toroidalgetriebe eine Drehzahländerung trotz der Tatsache erfährt, dass kein Drehzahländerungsbefehl beim ersten Ausführungsbeispiel ausgegeben wurde;

[0027] [Fig. 8](#) ist eine Querschnittsansicht von wesentlichen Abschnitten, welche ein stufenloses Getriebe gemäß einem zweiten Ausführungsbeispiel der Erfindung darstellt;

[0028] [Fig. 9](#) ist eine vergrößerte Ansicht eines linksseitigen Abschnitts von [Fig. 8](#);

[0029] [Fig. 10](#) ist eine Querschnittsansicht längs einer Linie A-A in [Fig. 8](#); und

[0030] [Fig. 11](#) ist ein Blockdiagramm, welches eine Modusumschalteinrichtung gemäß dem zweiten Ausführungsbeispiel darstellt.

Genaue Beschreibung der bevorzugten Ausführungsbeispiele

[0031] Unter Bezugnahme auf die beiliegende Zeichnung werden die Ausführungsbeispiele der Erfindung beschrieben.

[0032] [Fig. 1](#) zeigt ein erstes Ausführungsbeispiel der Erfindung. Ein stufenloses Getriebe gemäß diesem Ausführungsbeispiel ist ausgestattet mit einer Eingangswelle **217**, verbunden mit der Kurbelwelle **216** eines Motors **215**, welcher eine Antriebsquelle ist, und durch diesen Motor **215** drehbar angetrieben wird. Eine Startkupplung **218** ist vorgesehen zwischen dem eingangsseitigen Endabschnitt (dem linken Endabschnitt in [Fig. 1](#)) der Eingangswelle **217** und dem ausgangsseitigen Endabschnitt (dem rechten Endabschnitt in [Fig. 1](#)) der Kurbelwelle **216** in Reihe mit der Kurbelwelle **216** und der Eingangswelle **217**. Dementsprechend sind im Falle des vorliegenden Ausführungsbeispiels die Kurbelwelle **216** und die Eingangswelle **217** konzentrisch zueinander angeordnet. Hingegen ist eine Ausgangswelle **219** zum Herausnehmen von Kraft auf der Grundlage der Drehung der Eingangswelle **217** parallel zur Eingangswelle **217** angeordnet. Ein stufenloses Toroidalgetriebe

be eines Einfachhohlraumtyps **220** ist vorgesehen um die Eingangswelle **217**, und eine Planetenradvorrichtung **221** ist vorgesehen um die Ausgangswelle **219**.

[0033] Eine Nockenscheibe **210**, welche das stufenlose Toroidalgetriebe **220** bildet, ist befestigt am Zwischenabschnitt hin zum ausgangsseitigen Endabschnitt (nach rechts in [Fig. 1](#)) der Eingangswelle **217**. Ferner werden eine Eingangsseitenscheibe **202** und eine Ausgangsseitenscheibe **204** getragen um die Eingangswelle **217** zur unabhängigen Drehung relativ zur Eingangswelle **217** durch Lager, nicht dargestellt, wie etwa Nadellager. Rollen **212** sind angeordnet zwischen einer Nockenfläche **213**, ausgebildet auf einer Fläche (der linken Fläche bei Betrachtung in [Fig. 1](#)) der Nockenscheibe **210** und einer Nockenfläche **214**, ausgebildet auf der außenseitigen Fläche der Eingangsseitenscheibe **202**, um dadurch eine Druckvorrichtung **209** zu bilden. Dementsprechend wird die Eingangsseitenscheibe **202** mit der Drehung der Eingangswelle **217**, während sie hin zur Ausgangsseitenscheibe **204** gedrückt wird, gedreht.

[0034] Eine Vielzahl (gewöhnlich zwei bis drei) von Kraftrollen **208** sind angeordnet zwischen der Innenfläche **202a** der Eingangsseitenscheibe **202** und der Innenseite **204a** der Ausgangsseitenscheibe **204**, und die Umfangsflächen **208a** dieser Kraftrollen **208** werden in Kontakt gebracht mit den oben erwähnten Innenflächen **202a** und **204a**. Diese Kraftrollen **208** werden drehbar getragen durch nicht dargestellte Zapfen und Verschiebungswellen. Das stufenlose Toroidalgetriebe **220** ändert, wie das bis jetzt gut bekannte stufenlose Toroidalgetriebe, das Übersetzungsverhältnis zwischen der Eingangsseitenscheibe **202** und der Ausgangsseitenscheibe **204** durch Schwenken der Zapfen und Ändern des Neigungswinkels der Verschiebungswellen, welche die Kraftrollen **208** tragen.

[0035] Ein Sonnenrad **222**, welches die Planetenradvorrichtung **221** bildet, ist befestigt am eingangsseitigen Endabschnitt (dem rechten Endabschnitt bei Betrachtung in [Fig. 1](#)) der Ausgangswelle **219**. Dementsprechend wird diese Ausgangswelle **219** mit der Drehung des Sonnenrads **222** gedreht. Ein Tellerrad **223** ist drehbar gelagert um das Sonnenrad **222**, um konzentrisch mit dem Sonnenrad **222** zu sein. Eine Vielzahl (gewöhnlich drei) von Planetenradsätzen **224** sind vorgesehen zwischen der Innenumfangsfläche des Tellerrads **223** und der Außenumfangsfläche des Sonnenrads **222**. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel umfassen diese Planetenradsätze **224** jeweils eine Kombination aus einem Paar von Planetenrädern **225a** und **225b**. Diese Paare von Planetenrädern **225a** und **225b** greifen ineinander, und das Planetenrad **225a**, angeordnet auf der Außendurchmesserseite, wird in Eingriff mit dem Tellerrad **223** gebracht, während das Planetenrad **225b**, angeord-

net auf der Innendurchmesserseite, in Eingriff mit dem Sonnenrad **222** gebracht wird. Wie oben beschrieben, bringt jeder Planetenradsatz **224**, gebildet durch ein Paar von Planetenrädern **225a** und **225b**, die Drehrichtungen des Tellerrads **223** und des Sonnenrads **222** in Übereinstimmung miteinander. Dementsprechend kann, wenn es im Hinblick auf die Beziehung mit anderen Bestandteilen nicht erforderlich ist, die Drehrichtungen des Tellerrads **223** und des Sonnenrads **222** in Übereinstimmung miteinander zu bringen, ein einzelnes Planetenrad in Eingriff sowohl mit dem Tellerrad **223** als auch mit dem Sonnenrad **222** gebracht werden.

[0036] Die Planetenradsätze **224**, wie oben beschrieben, werden drehbar getragen auf einer Seitenfläche (der rechten Seitenfläche bei Betrachtung in [Fig. 1](#)) eines Trägers **226** durch Drehwellen **227a** und **227b** parallel zur Ausgangswelle **219**. Der Träger **226** wird drehbar getragen auf dem Zwischenabschnitt der Ausgangswelle **219** durch ein nicht dargestelltes Lager, wie etwa ein Nadellager.

[0037] Ferner sind der Träger **226** und die Ausgangsseitenscheibe **204** miteinander verbunden, um in der Lage zu sein, eine Drehkraft zu übertragen durch eine erste Kraftübertragungsvorrichtung **228**. Diese erste Kraftübertragungsvorrichtung **228** umfasst ein erstes und ein zweites Rad **229** und **230**, welche ineinander greifen. Das heißt, das erste Rad **229** ist befestigt am Außenflächenabschnitt (der linken Seitenfläche bei Betrachtung in [Fig. 1](#)) der Ausgangsseitenscheibe **204**, konzentrisch mit der Ausgangsseitenscheibe **204**, während das zweite Rad **230** befestigt ist an einem Seitenflächenabschnitt (der linken Seitenfläche bei Betrachtung in [Fig. 1](#)) des Trägers **226**, konzentrisch mit dem Träger **226**. Dementsprechend wird der Träger **226** mit einer Drehzahl entsprechend der Anzahl von Zähnen des ersten und des zweiten Rads **229** und **230** in einer Richtung entgegengesetzt zur Richtung einer Drehung der Ausgangsseitenscheibe **204** mit der Drehung dieser Ausgangsseitenscheibe **204** gedreht.

[0038] Hingegen können die Eingangswelle **217** und das Tellerrad **223** miteinander verbunden sein, um in der Lage zu sein, eine Drehkraft zu übertragen durch eine zweite Kraftübertragungsvorrichtung **231**. Diese zweite Kraftübertragungsvorrichtung **231** umfasst ein erstes und ein zweites Kettenrad **232** und **233** und eine Kette **234**, welche sich zwischen diesen beiden Kettenrädern **232** und **233** erstreckt. Das heißt, das erste Kettenrad **232** ist befestigt am ausgangsseitigen Endabschnitt (dem rechten Endabschnitt bei Betrachtung in [Fig. 1](#)) der Eingangswelle **217**, welche aus der Nockenscheibe **210** vorsteht, während das zweite Kettenrad **233** befestigt ist am eingangsseitigen Endabschnitt (dem rechten Endabschnitt bei Betrachtung in [Fig. 1](#)) einer Übertragungswelle **235**. Diese Übertragungswelle **235** ist

konzentrisch mit der Ausgangswelle **219** angeordnet und drehbar gelagert durch ein nicht dargestelltes Lager, wie etwa ein Wälzlager. Dementsprechend wird die Übertragungswelle **235** mit einer Drehzahl entsprechend den Anzahlen von Zähnen des ersten und des zweiten Kettenrads **232** und **233** in derselben Richtung wie die Eingangswelle **217** mit der Drehung dieser Eingangswelle **217** gedreht.

[0039] Das stufenlose Getriebe gemäß dem vorliegenden Ausführungsbeispiel ist ausgestattet mit einer Kupplungsvorrichtung. Diese Kupplungsvorrichtung verbindet lediglich den Träger **226** oder die Übertragungswelle **235**, welche ein Bestandteil der zweiten Kraftübertragungsvorrichtung **231** darstellen, mit dem Tellerrad **223**. Im Falle des vorliegenden Ausführungsbeispiels umfasst diese Kupplungsvorrichtung eine Kupplung **236** für eine niedrige Drehzahl entsprechend einer ersten Moduskupplung der Erfindung und eine Kupplung **237** für eine hohe Drehzahl entsprechend einer zweiten Moduskupplung der Erfindung. Die Kupplung **236** für niedrige Drehzahl ist vorgesehen zwischen dem Außenumfangskantenabschnitt des Trägers **226** und einem Axialendabschnitt (dem linken Endabschnitt bei Betrachtung in [Fig. 1](#)) des Tellerrads **223**. Die Kupplung **236** für niedrige Drehzahl verhindert zum Zeitpunkt einer Verbindung die Relativdrehung des Sonnenrads **222**, des Tellerrads **223** und der Planetenradsätze **224**, welche die Planetenradvorrichtung **221** bilden, so dass das Sonnenrad **222** und das Tellerrad **223** einstückig verbunden sind. Ferner ist die Kupplung **237** für hohe Drehzahl vorgesehen zwischen der Übertragungswelle **235** und einer Mittelwelle **239**, befestigt am Tellerrad **223** durch eine Tragplatte **238**.

[0040] Wie in [Fig. 2](#) dargestellt, ist eine Antriebseinheit **250** zum Antrieben der Kupplung **236** für niedrige Drehzahl und der Kupplung **237** für hohe Drehzahl elektrisch verbunden mit einer Steuerschaltung **252** entsprechend der Modusumschaltvorrichtung der Erfindung, und die Betätigung einer Verbindung und Trennung der Kupplung **236** für niedrige Drehzahl und der Kupplung **237** für hohe Drehzahl wird durchgeführt in Reaktion auf Ausgangssignale von der Steuerschaltung **252**, wobei eine vorbestimmte Umschaltbetätigungszeit vorgesehen ist. Hier ist die Umschaltbetätigungszeit beim vorliegenden Ausführungsbeispiel auf 0,2 bis 1 Sekunde festgelegt.

[0041] Ferner ist, wie in [Fig. 1](#) dargestellt, eine Kupplung **240** zur Rückwärtsbewegung vorgesehen zwischen dem Tellerrad **223** und einem festen Abschnitt, wie etwa einem (nicht dargestellten) Gehäuse des stufenlosen Getriebes. Diese Kupplung **240** zur Rückwärtsbewegung ist vorgesehen zum Drehen der Ausgangswelle **219** in der entgegengesetzten Richtung, um ein Auto rückwärts zu bewegen. Diese Kupplung **240** zur Rückwärtsbewegung wird getrennt, wenn die Kupplung **236** für niedrige Drehzahl

oder die Kupplung **237** für hohe Drehzahl verbunden wird. Währenddessen werden, wenn diese Kupplung **240** zur Rückwärtsbewegung verbunden ist, sowohl die Kupplung **236** für niedrige Drehzahl als auch die Kupplung **237** für hohe Drehzahl getrennt. Das heißt, abgesehen von der Starkkupplung **218**, sind die verbleibenden drei Kupplungen **236**, **237** und **240** derart angeordnet, dass, wenn eine von diesen verbunden wird, die übrigen beiden Kupplungen getrennt werden.

[0042] Ferner werden bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel die Ausgangswelle **219** und ein Differentialgetriebe **241** miteinander verbunden durch eine dritte Kraftübertragungsvorrichtung **245**, welche ein drittes bis fünftes Rad **242** bis **244** umfasst. Dementsprechend wird, wenn die Ausgangswelle **219** gedreht wird, ein Paar aus einer rechten und einer linken Antriebswelle **246** durch die dritte Kraftübertragungsvorrichtung **245** und das Differentialgetriebe **241** gedreht, um dadurch die Antriebsräder des Autos drehbar anzutreiben.

[0043] Die Wirkung des stufenlosen Getriebes gemäß dem vorliegenden Ausführungsbeispiel, aufgebaut wie oben beschrieben, ist wie folgt. Zuerst wird während einer Niedrigdrehzahlfahrt unter der Steuerung durch die Steuerschaltung **252** die Kupplung **236** für niedrige Drehzahl verbunden, während die Kupplung **237** für hohe Drehzahl und die Kupplung **240** zur Rückwärtsbewegung getrennt werden, wobei die Umschaltbetätigungszeit auf 0,2 bis 1 Sekunde festgelegt ist. Wenn in diesem Zustand die Starkkupplung **218** verbunden und die Eingangswelle **217** gedreht wird, überträgt lediglich das stufenlose Toroidalgetriebe **220** Kraft von der Eingangswelle **217** auf die Ausgangswelle **219**. Das heißt, mit der Verbindung der Kupplung **236** für niedrige Drehzahl werden das Tellerrad **223** und der Träger **226** einstückig miteinander verbunden, und die Relativdrehung der Räder **222**, **223**, **225a** und **225b**, welche die Planetenradvorrichtung **221** bilden, wird unmöglich. Ferner wird, wenn die Kupplung **237** für hohe Drehzahl und die Kupplung **240** zur Rückwärtsbewegung getrennt werden, das Tellerrad **223** drehbar, unabhängig von der Drehzahl der Übertragungswelle **235**.

[0044] Dementsprechend wird, wenn in diesem Zustand die Eingangswelle **217** gedreht wird, diese Drehung übertragen auf die Eingangsseitenscheibe **202** durch die Druckvorrichtung **209** und wird weiter übertragen zur Ausgangsseitenscheibe **204** durch die Vielzahl von Kraftrollen **208**. Die Drehung dieser Ausgangsseitenscheibe **204** wird übertragen auf den Träger **226** und das Tellerrad **223** durch das erste und das zweite Rad **229** und **230**, welche die erste Kraftübertragungsvorrichtung **228** bilden. Wie oben beschrieben, ist in diesem Zustand die Relativdrehung der Räder **222**, **223**, **225a** und **225b**, welche die Planetenradvorrichtung **221** bilden, unmöglich, so dass

die Ausgangswelle **219** mit der selben Drehzahl wie der Träger **226** und das Tellerrad **223** gedreht wird.

[0045] Die Wirkung selbst ist, wenn das Übersetzungsverhältnis zwischen der Eingangsseiten- und der Ausgangsseitenscheibe **202** und **204** sich während einer Niedrigdrehzahlfahrt ändert, ähnlich der Wirkung im Falle des bekannten stufenlosen Toroidalgetriebes. Selbstverständlich ist in diesem Zustand das Übersetzungsverhältnis zwischen der Eingangswelle **217** und der Ausgangswelle **219**, das heißt, das Übersetzungsverhältnis als das stufenlose Gesamtgetriebe, proportional zum Übersetzungsverhältnis des stufenlosen Toroidalgetriebes **220**. Ferner wird in diesem Zustand ein in dieses stufenlose Toroidalgetriebe **220** eingegebenes Drehmoment gleich einem auf die Eingangswelle **217** angewandten Drehmoment. Während einer Niedrigdrehzahlfahrt drehen das erste und das zweite Kettenrad **232** und **233** und die Kette **234**, welche die zweite Kraftübertragungsvorrichtung **231** bilden, lediglich leer.

[0046] Hingegen wird während der Hochdrehzahlfahrt und der Steuerung durch die Steuerschaltung **252** die Kupplung **237** für hohe Drehzahl verbunden, während die Kupplung **236** für niedrige Drehzahl und die Kupplung **240** zur Rückwärtsbewegung getrennt werden, wobei die Umschaltbetätigungszeit zwischen 0,2 und 1 Sekunde festgelegt ist. Wenn in diesem Zustand die Startkupplung **218** verbunden und die Eingangswelle **217** gedreht wird, übertragen das erste und das zweite Kettenrad **232** und **233** und die Kette **234**, welche die zweite Kraftübertragungsvorrichtung **231** bilden, sowie die Planetenradvorrichtung **221** Kraft von dieser Eingangswelle **217** auf die Ausgangswelle **219**.

[0047] Das heißt, wenn die Eingangswelle **217** während der Hochdrehzahlfahrt gedreht wird, wird diese Drehung übertragen auf die Mittelwelle **239** durch die zweite Kraftübertragungsvorrichtung **231** und die Kupplung **237** für hohe Drehzahl, um dadurch das Tellerrad **223** zu drehen, woran die Mittelwelle **239** befestigt ist. Die Drehung dieses Tellerrads **223** wird wiederum übertragen auf das Sonnenrad **222** durch die Vielzahl von Planetenradsätzen **224**, um dadurch die Ausgangswelle **219** zu drehen, woran das Sonnenrad **222** befestigt ist. Unter der Annahme, dass, wenn das Tellerrad **223** die Eingangsseite geworden ist, die Planetenradsätze **224** gestoppt werden (nicht um das Sonnenrad **222** drehen), führt die Planetenradvorrichtung **221** eine Drehzahlerhöhung bei einem Übersetzungsverhältnis entsprechend dem Verhältnis zwischen den Anzahlen von Zähnen des Tellerrads **223** und des Sonnenrads **222** durch. Jedoch dreht jeder der Planetenradsätze **224** um das Sonnenrad **222**, und das Übersetzungsverhältnis als das stufenlose Gesamtgetriebe ändert sich in Übereinstimmung mit der Drehzahl dieser Planetenradsätze **224**. Daher kann, wenn das Übersetzungsverhältnis

des stufenlosen Toroidalgetriebes **220** geändert wird, um dadurch die Drehzahl der Planetenradsätze **224** zu ändern, das Übersetzungsverhältnis als das stufenlose Gesamtgetriebe eingestellt werden.

[0048] Als nächstes wird der Grund für die Betätigung beschrieben, bei welcher die Steuerschaltung eine Modusänderung durchführt durch Umschalten der Kupplung **236** für niedrige Drehzahl und der Kupplung **237** für hohe Drehzahl (Kupplungsverbindung und -trennung), wobei die Umschaltbetätigungszeit auf 0,2 bis 1 Sekunde festgelegt ist.

[0049] Unter Verwendung eines Analyseprogramms für das stufenlose Getriebe haben die Erfinder der vorliegenden Erfindung eine Analyse anhand einer plötzlichen Änderung des Drehmoments durchgeführt, das heißt, an dem Fall, in welchem eine Modusänderung durch ein momentanes Umschalten der Kupplung **236** für niedrige Drehzahl und der Kupplung **237** für hohe Drehzahl erfolgt. Es sei darauf hingewiesen, dass ein Analyseprogramm verwendet wurde, bei welchem die Gültigkeit des Programms bestätigt wurde durch Durchführen einer Verifizierung nach Durchführen eines Vergleichs mit den Ergebnissen eines Experiments (z. B. [Fig. 7](#)) in dem Fall, in welchem das Drehmoment statisch geändert wurde.

[0050] Es wird ein Fall betrachtet, in welchem das Drehmoment plötzlich von 350 Nm auf -280 Nm geändert wird, wie in [Fig. 3](#) dargestellt. In [Fig. 3](#) wurde das Drehmoment in 0,2 Sekunden geändert. Eine Analyse wurde durchgeführt durch Ändern der Differenzzeit in Schritten von 0,1 bis 0,5 Sekunden.

[0051] Stabile Ergebnisse wurden erhalten in dem Fall, in welchem die Drehmomentänderung in 0,2 Sekunden oder mehr, wie beim vorliegenden Ausführungsbeispiel, durchgeführt wurde, wie in [Fig. 4](#) dargestellt. Jedoch trat, wenn die Drehmomentänderung in 0,1 Sekunden erfolgte, ein Überschwingen und ein kleines Sägen auf, mit dem Ergebnis, dass eine Steuerung instabil wurde. In [Fig. 4](#) wurde die Eingangsumdrehungszahl festgelegt auf 2000 Umdrehungen unter einer im Wesentlichen feststehenden Bedingung.

[0052] [Fig. 5](#) zeigt die Ergebnisse einer Analyse, bei welcher die Eingangsumdrehungszahl 3000 Umdrehungen betrug, und [Fig. 6](#) zeigt die Ergebnisse einer Analyse, bei welcher die Eingangsumdrehungszahl 4000 Umdrehungen betrug. Diese Figuren zeigen, dass, je höher die Drehzahl, desto höher die Wirksamkeit, wenn die Modusänderung durch Umschalten der Kupplung **236** für niedrige Drehzahl und der Kupplung **237** für hohe Drehzahl erfolgt. Bei 4000 Umdrehungen wird, obwohl ein kleines Sägen beobachtet wurde, wenn die Drehmomentänderung in 0,2 Sekunden ausgeführt wurde, tritt kein Überschwin-

gen auf. Es sei darauf hingewiesen, dass in sämtlichen Analysen das Übersetzungsverhältnis auf die hohe Seite eingestellt war.

[0053] Dadurch können stabile Ergebnisse einer Drehzahländerung erhalten werden, wenn die Modusänderung durchgeführt wird durch Ausführen der Drehmomentänderung in 0,2 oder mehr Sekunden, das heißt, durch Umschalten der Kupplung **236** für niedrige Drehzahl und der Kupplung **237** für hohe Drehzahl in 0,2 Sekunden oder mehr.

[0054] Außerdem wird, wenn die Zeit zum Verbinden bzw. Trennen der Kupplung lang ist, der Zustand derartig, dass die Übertragung von Kraft unterbrochen wird, so dass die Beschleunigung des Autos verloren geht und der Motor hochdreht. Dementsprechend ist es bevorzugt, dass die Zeitdauer der Modusänderung bzw. die Trennung des Drehmoments innerhalb einer Sekunde abgeschlossen ist.

[0055] Daher kann durch Ausführen der Modusänderung durch Umschalten der Kupplung **236** für niedrige Drehzahl und der Kupplung **237** für hohe Drehzahl in 0,2 bis 1 Sekunden eine stabile Drehmomentänderung erhalten werden, und das Auftreten eines Rucks bei einer Drehzahländerung wird unterdrückt, wodurch dem Fahrer kein unangenehmes Gefühl vermittelt wird.

[0056] Als nächstes zeigen [Fig. 8](#) bis [Fig. 11](#) ein zweites Ausführungsbeispiel der Erfindung. Dieses stufenlose Getriebe umfasst eine eingangsseitige Drehwelle (Eingangswelle) **11b**, eine Ausgangswelle **29a**, ein stufenloses Toroidalgetriebe **19a**, eine Planetenradvorrichtung **20a**, eine erste Kraftübertragungseinrichtung **34a** und eine zweite Kraftübertragungseinrichtung **40a**. Die eingangsseitige Drehwelle **11b** dieser Elemente ist verbunden mit einer Antriebswelle, wie etwa einem nicht dargestellten Motor, angeordnet auf der linken Seite in [Fig. 8](#), und wird durch diese Antriebswelle drehbar angetrieben.

[0057] Die Ausgangswelle **29a** dient zum Herausnehmen von Kraft auf der Grundlage der Drehung der eingangsseitigen Drehwelle **11b** und ist verbunden mit einer nicht dargestellten Fahrzeuggradantriebswelle über ein nicht dargestelltes Differentialgetriebe und ähnliches.

[0058] Das stufenlose Toroidalgetriebe **19a** ist vom Doppelhohlraumtyp und ist ausgestattet mit drei Zapfen **7** und drei Kraftrollen **9** in jedem Hohlraum bzw. sechs Zapfen **7** und sechs Kraftrollen **9** insgesamt. Zum Aufbau eines derartigen stufenlosen Toroidalgetriebes **19a** werden ein Paar von Eingangsseiten-scheiben (Eingangsscheiben) **2A** und **2B** gelagert auf beiden Endabschnitten der eingangsseitigen Drehwelle **11b**, um synchron mit der eingangsseitigen Drehwelle **11b** drehbar zu sein, wobei die Innen-

flächen **2a** davon einander gegenüberliegen. Von diesen Scheiben wird die Eingangsseiten-scheibe **2A** auf der linken Seite bei Betrachtung in [Fig. 8](#) gelagert auf der eingangsseitigen Drehwelle **11b** durch eine Kugel-Keil-nut **43**, um in Axialrichtung versetzbare zu sein. Hingegen ist die Eingangsseiten-scheibe **2B** auf der rechten Seite bei Betrachtung in [Fig. 8](#) befestigt an der eingangsseitigen Drehwelle **11b** als Rückfläche davon und wird gehalten durch eine Lastmutter **44** in einem Zustand, in welchem die Eingangsseiten-scheibe **2B** kerbverzahnt ist mit dem Spitzenabschnitt der eingangsseitigen Drehwelle **11b**. Es sei darauf hingewiesen, dass eine Beilageplatte **45** zwischen dieser Lastmutter **44** und der Eingangsseiten-scheibe **2B** angeordnet ist.

[0059] Ferner werden ein Paar von Ausgangsseiten-scheiben (Ausgangsscheiben) **4** derart gelagert, dass sie synchron miteinander zwischen dem Paar von Eingangsseiten-scheiben **2A** und **2B** um den Zwischenabschnitt der eingangsseitigen Drehwelle **11b** in einem Zustand drehbar sind, in welchem die jeweiligen Innenflächen **4a** davon den Innenflächen **2a** der jeweiligen eingangsseitigen Scheiben **2A** und **2B** gegenüberliegen. Ferner sind die Kraftrollen **9**, jeweils drehbar gelagert auf der Innenfläche des Zapfens **7**, angeordnet zwischen den Innenflächen **2a** und **4a** jeder der Eingangsseiten-scheiben **2A** und **2B** und jeder der Ausgangsseiten-scheiben **4**. Druckkugellager **14** zum ermöglichen der Drehung der Kraftrollen **9** während eines Tragens der Last in der Druckrichtung, angewandt auf die Kraftrollen **9**, sowie Drucknadelrollenlager **15** zum Tragen der Drucklast, angewandt von den Kraftrollen **9** auf Außenringe **16**, welche die Druckkugellager **14** bilden, sind in dieser Reihenfolge vorgesehen ausgehend von den Seiten der Außenflächen der jeweiligen Kraftrollen **9** und zwischen den Außenflächen der jeweiligen Kraftrollen **9** und den Innenflächen der Zwischenabschnitte der jeweiligen Zapfen **7**.

[0060] Zum Lagern der Zapfen **7** ist ein Joch **48** gelagert und befestigt an einem Anbringungsabschnitt **47**, vorgesehen auf der Innenfläche eines Gehäuses **5a**, mittels Wellen **50**, welche in Anbringungslöchern **49** in drei Positionen eines Außendurchmesser-seitigen Endabschnitts dieses Jochs **48** eingesetzt sind, und Muttern **51**, welche sich in Gewindeeingriff auf diesen Wellen **50** befinden. Bei dem dargestellten Beispiel ist ein Getriebegehäuse **52** befestigt zwischen dem Anbringungsabschnitt **47** und dem Joch **48** durch die Wellen **50** und die Muttern **51**. Auf der Innendurchmesserseite dieses Getriebegehäuses **52** ist eine Ausgangshülse **53**, womit das oben erwähnte Paar von Ausgangsseiten-scheiben **4** mit den beiden Endabschnitten davon in Eingriff ist durch eine konkav/konvexe Anordnung, drehbar gelagert durch ein Paar von Rollenlagern **54**, und ein Ausgangszahnrad **12b**, vorgesehen auf einer Außenumfangsfläche der Zwischenfläche dieser Ausgangshülse **53**, ist unter-

gebracht in dem oben erwähnten Getriebegehäuse **52**.

[0061] Außerdem ist das Joch **48** als ganzes ausgebildet in einer Sternform, und der in Radialrichtung dazwischen liegende Abschnitt davon bzw. der Außen durchmesserseitenabschnitt ist ausgebildet in einer gegabelten Weise, wodurch drei Halteabschnitte **55** in gleichen Abständen in der Umfangsrichtung ausgebildet sind. Ein Zwischenabschnitt jedes Tragstücks **56** ist drehbar gelagert durch jede zweite Drehwelle **57** in dem in Radialrichtung dazwischen liegenden Abschnitt jedes dieser Halteabschnitts **55**. Jedes dieser Tragstücke **56** ist gebildet durch einen zylindrischen Anbringungsabschnitt **58**, angeordnet um jede zweite Drehwelle **57**, und ein Paar von Tragplattenabschnitten **59**, welche in Radialrichtung nach außen ausgehend von der Außenumfangsfläche dieses Anbringungsabschnitts **58** vorstehen. Der Schnittwinkel des Paares von tragbaren Abschnitten **59** beträgt 120° . Dementsprechend sind die Tragplattenabschnitte **59** der in Umfangsrichtung benachbarten Tragstücke **56** parallel zueinander.

[0062] Kreislöcher **60** sind jeweils ausgebildet in den Tragplattenabschnitten **59**, welche derart aufgebaut sind. In einem Fall, in welchem jedes der Tragstücke **56** sich in einem Neutralzustand befindet, sind die Kreislöcher **60**, gebildet in den Tragplattenabschnitten **59** der in Umfangsrichtung benachbarten Tragstücke **56**, konzentrisch zueinander. Ferner sind in den jeweiligen Kreislöchern **60** Drehwellen **6**, vorgesehen auf beiden Endabschnitten jedes Zapfens **7**, durch Radialnadelrollenlager **61** gelagert. Die Außenumfangsflächen von Außenringen **62**, welche diese Radialnadelrollenlager **61** bilden, sind zu kugelartigen konvexen Flächen ausgebildet. Die so aufgebauten Außenringe **62** sind ohne Spiel in die Kreislöcher **60** in einer derartigen Weise eingesetzt, dass sie schwenkbar und verschiebbar sind. Außerdem sind kreisartige bogenförmige Langlöcher **63**, konzentrisch mit den oben erwähnten Kreislöchern **60**, ausgebildet in Abschnitten der Tragplattenabschnitte **59**, und der Betrag eines Zwischenraums in der Richtung der Drehwelle jedes Zapfens **7** ist angrenzend, so dass kein Spiel existiert, durch Verwenden in jedem dieser Langlöcher **63** einer Stellschraube **64**, welche vorstehend vorgesehen ist auf einer Endfläche (Schulterabschnitt) jedes Zapfens **7**.

[0063] Jede der Kraftrollen **9** ist gelagert durch eine Verschiebungswelle **8** auf der Innenfläche jedes der Zapfen **7**, welche derart im Gehäuse **5** gelagert sind. Ferner werden Umfangsflächen **9a** der Kraftrollen **9** und die Innenflächen **2a** und **4a** der jeweiligen Scheiben **2A**, **2B** und **4** zum Anschlag gegeneinander gebracht. Eine hydraulische Druckvorrichtung **28a** ist vorgesehen zwischen der Innenseitenscheibe **2A** und der eingangsseitigen Drehwelle **11b** auf der proximalen Endseite zum Sicherstellen des Flächen-

drucks der Anschlagabschnitte (Traktionsabschnitte) der jeweiligen Flächen **9a**, **2a** und **4a**, wodurch gewährleistet wird, dass die Übertragung von Kraft durch das stufenlose Toroidalgetriebe **19a** wirksam ausgeführt werden kann.

[0064] Zum Bilden der Druckvorrichtung **28a** ist ein nach außen weisender Flanschabschnitt **65** fest vorgesehen auf einem Abschnitt nahe dem proximalen Ende der Außenfläche der eingangsseitigen Drehwelle **11b**, und eine Zylindertrommel **66** ist extern eingesetzt und öldicht gehalten auf der Innenseitenscheibe **2A** auf der proximalen Endseite in einer derartigen Weise, dass sie in Axialrichtung ausgehend von der Außenfläche (ausgehend von der linken Fläche bei Betrachtung in [Fig. 8](#) und [Fig. 9](#)) dieser Eingangsseitenscheibe **2A** vorsteht. Der Innendurchmesser der Zylindertrommel **66** ist klein im Axialzwischenabschnitt davon und groß an den beiden Endabschnitten davon, und die Eingangsseitenscheibe **2A** ist intern und öldicht eingesetzt in den Großdurchmesserabschnitt auf der distalen Endseite dieser Abschnitte. Außerdem ist ein einwärts weisender geflanschter Trennplattenabschnitt **67** vorgesehen auf der Innenumfangsfläche des Zwischenabschnitts der Zylindertrommel **66**, und ein erstes Kolbenelement **68** ist vorgesehen zwischen der Innenumfangsfläche der Zylindertrommel **66** und der Außenumfangsfläche der eingangsseitigen Drehwelle **11b**.

[0065] Dieses erste Kolbenelement **68** hat eine auswärts weisende geflanschte Trennplatte **70**, ausgebildet, auf der Außenumfangsfläche des Zwischenabschnitts eines Tragzylinerabschnitts **69**, welcher in der Lage ist, extern auf die eingangsseitige Drehwelle **11b** gesetzt zu werden. Die Außenumfangskante dieser Trennplatte **70** wird in Gleitkontakt mit dem Kleindurchmesserabschnitt des Zwischenabschnitts der Innenumfangsfläche der Zylindertrommel **66** öldicht in einer derartigen Weise gebracht, dass sie in Axialrichtung verschiebbar ist. Außerdem wird in diesem Zustand die Außenumfangskante des oben erwähnten Trennplattenabschnitts **67** in Gleitkontakt gebracht mit der Außenumfangsfläche des Tragzylinerabschnitts **69** öldicht in einer derartigen Weise, dass sie in Axialrichtung verschiebbar ist. Ferner ist ein ringartiges zweites Kolbenelement **71** vorgesehen zwischen der Außenumfangsfläche des proximalen Endabschnitts des Tragzylinerabschnitts **69** und der Innenumfangsfläche des proximalen Endabschnitts der Zylindertrommel **66**. Dieses zweite Kolbenelement **71** hat eine proximale Endseitenfläche, welche gegen den Flanschabschnitt **65** anslägt, um dadurch eine Axialverschiebung davon zu verhindern, und erhält die Öldichtheit unter den Innen- und Außenumfangskanten davon, der Außenumfangsfläche des proximalen Endabschnitts des Tragzylinerabschnitts **69** und der Innenumfangsfläche des proximalen Endabschnitts der Zylindertrommel **66** aufrecht.

[0066] Außerdem wird die Zylindertrommel **66** mit dem Trennplattenabschnitt **67** durch eine konusartige Scheibenfeder **72**, welche zwischen diesem Trennplattenabschnitt **67** und dem zweiten Kolbenelement **71** angeordnet ist, hin zur Eingangsseitenscheibe **2A** gedrückt. Dementsprechend wird diese Eingangsseitenscheibe **2A** durch eine Druckkraft gedrückt, so dass sie eine Druckkraft ausübt, welche mindestens so groß ist wie die Elastizität der jeweiligen Flächen **9a**, **2a** und **4a** (selbst in dem Zustand, in welchem Drucköl in die Druckvorrichtung **28a** eingeführt wird). Dementsprechend ist diese Elastizität in einem derartigen Grad begrenzt, dass ein Rutschen an den Anschlagabschnitten der jeweiligen Flächen **9a**, **2a** und **4a** nicht auftritt (ausschließlich des Kurbels, für welchen ein Rutschen unvermeidbar ist), wenn die Übertragung von sehr kleiner Kraft durchgeführt durch das stufenlose Toroidalgetriebe **19a**.

[0067] Außerdem wird die Übertragung der Drehkraft von einer Antriebswelle **80** auf die eingesetzte Drehwelle **11b** durchgeführt durch den Flanschabschnitt **65**. Aus diesem Grund sind Kerben **83** ausgebildet an einer Vielzahl von Abschnitten des Außenumfangskantenabschnitts dieses Flanschabschnitts **65**, und diese Kerben **83** und Antriebsvorsprünge **84**, ausgebildet an den Endabschnitten der Antriebswelle **80**, werden in Eingriff miteinander gebracht. Folglich ist im Falle des vorliegenden Ausführungsbeispiels ein auswärts weisender geflanschter Verbindungsabschnitt **85** vorgesehen an dem Endabschnitt der Antriebswelle **80**, und die Antriebsvorsprünge **84** sind vorstehend vorgesehen auf Endabschnitten nahe dem Außendurchmesser einer Fläche dieses Verbindungsabschnitts **85**.

[0068] Ferner ist jeder der Zapfen **7** ausgestattet mit einem Paar von hydraulischen Aktuatoren **17a** und **17b**, um jeden Zapfen **7** verschiebbar und antriebsfähig in der Axialrichtung der Drehwellen **6**, vorgesehen an beiden Endabschnitten davon, zu machen. Von diesen Zapfen **7** ist der Zapfen **7** im unteren Mittelabschnitt in [Fig. 10](#) verschiebbar und antriebsfähig in der Axialrichtung der Drehwellen **6**, vorgesehen auf beiden Endabschnitten davon, über Hebelarme **86** durch das Paar von Aktuatoren **17a** gemacht, welche jeweils vom Einfachwirktyp sind (lediglich eine Kraft in der Ausdehnungsrichtung wird erhalten), und die Druckrichtungen davon sind einander entgegengesetzt. In dem Fall, in welchem der Zapfen **7** zu verschieben ist, wird ein Öldruck zugeführt in die Hydraulikkammer jedes der Aktuatoren **17a**, und die Hydraulikkammer des anderen Aktuators **17a** wird in einen Freigabezustand versetzt. Hingegen wird jeder der Zapfen **7** auf beiden Seiten des oberen Abschnitts in [Fig. 10](#) verschiebbar und antriebsfähig in der Axialrichtung der Drehwellen **6**, vorgesehen auf beiden Endabschnitten davon, durch ein Paar von Doppelwirkaktuatoren **17b** ausgeführt (eine Kraft in der Ausdehnungsrichtung bzw. der Zurückziehwir-

kung wird erhalten auf der Grundlage des Umschaltens der Zufuhr bzw. Entladerichtung des Drucköls).

[0069] Die Verschiebung der insgesamt sechs Zapfen **7**, vorgesehen im stufenlosen Toroidalgetriebe **19a**, wird durchgeführt für jeweils dieselbe Länge und synchron miteinander durch Zuführen bzw. Entladen gleicher Mengen von Drucköl zu den jeweiligen Aktuatoren **17a** und **17b** durch Steuerventile. Aus diesem Grund ist ein Präzessionsnocken **88** befestigt an einem Endabschnitt einer Stange **87**, welche zusammen mit einem der Zapfen **7** (beim dargestellten Beispiel der obere linke bei Betrachtung in [Fig. 10](#)) verschoben wird, so dass die Stellung des Zapfens **7** übertragbar ist auf einen Steuerschieber **90** des Steuerventils über eine Verbindung **89**.

[0070] Die Planetenradvorrichtung **20a** umfasst ein Sonnenrad **30**, ein Tellerrad **21** und Planetenradsätze **32**. Von diesen Elementen ist das Sonnenrad **30** befestigt am eingesetzten Endabschnitt (dem linken Endabschnitt bei Betrachtung in [Fig. 8](#)) der Ausgangswelle **29a**. Dementsprechend dreht diese Ausgangswelle **29a** mit der Drehung des Sonnenrads **30**. Das Tellerrad **21** ist konzentrisch und drehbar mit dem Sonnenrad **30** um dieses Sonnenrad **30** gelagert. Ferner sind die Vielzahl von Planetenradsätzen **32**, welche jeweils ein Paar von Planetenrädern **31a** und **31b** kombinieren, vorgesehen zwischen der Außenumfangsfläche des Tellerrads **21** und der Außenumfangsfläche des Sonnenrads **30**. Jedes Paar von Planetenrädern **31a** und **31b** wird in Eingriff miteinander gebracht, und das Planetenrad **31a**, angeordnet auf der Außendurchmesserseite, wird in Eingriff mit dem Tellerrad **21** gebracht, während das Planetenrad **31b**, angeordnet auf der Innendurchmesserseite, in Eingriff mit dem Sonnenrad **30** gebracht wird. Diese Planetenradsätze **32** sind drehbar gelagert auf einer Seitenfläche (der linken Seitenfläche bei Betrachtung in [Fig. 8](#)) eines Trägers **33**. Außerdem ist dieser Träger **33** drehbar gelagert um den Zwischenabschnitt der oben erwähnten Ausgangswelle **29a**.

[0071] Außerdem sind der Träger **33** und das Paar von Ausgangsseitenscheiben **4** zum Bilden des stufenlosen Toroidalgetriebes **19a** durch die erste Kraftübertragungseinrichtung **34a** in einem derartigen Zustand verbunden, dass es möglich ist, die Drehkraft zu übertragen. Zum Bilden dieser ersten Kraftübertragungseinrichtung **34a** ist eine Drehwelle **35a** parallel zur eingesetzten Drehwelle **11b** und der Ausgangswelle **29a** vorgesehen, und ein Zahnrad **91**, befestigt an einem Endabschnitt (dem linken Endabschnitt bei Betrachtung in [Fig. 8](#)) dieser Übertragungswelle **35a** ist in Kontakt gebracht mit dem Außenzahnrad **12b**. Außerdem ist eine Hülse **94** drehbar angeordnet um den Zwischenabschnitt der Ausgangswelle **29a**, und ein Zahnrad **95**, gelagert auf der Außenumfangsfläche dieser Hülse **94**, und ein Zahnrad **96**, fest vorgesehen auf dem anderen En-

dabschnitt (dem rechten Endabschnitt bei Betrachtung in [Fig. 8](#)) der Übertragungswelle **35a**, sind über ein (nicht dargestelltes) Leerlaufzahnrad in Eingriff miteinander gebracht. Ferner ist der Träger **33** gelagert um die Hülse **94** über eine ringartige Verbindungs vorrichtung **97**, um synchron mit der Hülse **94** drehbar zu sein. Dementsprechend dreht bei Drehung der Ausgangsseitenscheiben **4** der Träger **33** mit einer Drehzahl entsprechend der Anzahl von Zähnen der oben erwähnten Zahnräder **12b**, **91**, **95** und **96** in einer Richtung entgegengesetzt zu der Richtung der Ausgangsseitenscheiben **4**. Es sei darauf hingewiesen, dass eine Kupplung **41a** für niedrige Drehzahl vorgesehen ist zwischen der Verbindungs vorrichtung **97** und dem Träger **33** einerseits und der Ausgangswelle **29a**.

[0072] Hingegen sind die eingangsseitige Drehwelle **11b** und das Tellerrad **21** verbindungsfähig in einem Zustand ausgeführt, welcher die Übertragung eines Drehmoments mittels der Eingangsseitenscheibe **2B**, gelagert auf dem distalen Endabschnitt der eingangsseitigen Drehwelle **11b**, und einer Übertragungswelle **23a**, konzentrisch mit dieser eingangsseitigen Drehwelle **11b** angeordnet, ermöglicht. Aus diesem Grund sind eine Vielzahl von vorstehenden Abschnitten **98** vorstehend vorgesehen auf Abschnitten der Außenfläche (der rechten Seitenfläche bei Betrachtung in [Fig. 8](#) und [Fig. 9](#)) der Eingangsseitenscheibe **2B**, welche halbe Abschnitte nahe am Außendurchmesser als der Mittelabschnitt der Außenfläche bezüglich der Radialrichtung sind. im Falle dieses Ausführungsbeispiels sind diese vorstehenden Abschnitte **98** jeweils kreisbogenförmig und sind aussetzend in gleichen Abständen auf denselben Kreisbögen mit der Mittelachse der Eingangsseitenscheibe **2B** als Mitte davon angeordnet. Ferner sind gerabte Halteabschnitte **99** zwischen den Umfangsendflächen der in Umfangsrichtung benachbarten vorstehenden Abschnitten **98** vorgesehen.

[0073] Hingegen ist ein Übertragungsflansch **101** vorgesehen an einem proximalen Endabschnitt der Übertragungswelle **23a** über einen konischen rohrartigen Übertragungszylinderabschnitt **100**. Ferner sind Übertragungsvorsprünge **102** in einer Anzahl gleich derjenigen gerabten Halteabschnitte **99** ausgebildet auf dem Außenumfangskantenabschnitt dieses Übertragungsflanschs **101** in gleichen Abständen in der Umfangsrichtung. Ferner sind diese Übertragungsvorsprünge **102** und die gerabten Halteabschnitte **99** in Eingriff miteinander, um die Übertragung des Drehmoments zwischen der Eingangsseitenscheibe **2B** und der Übertragungswelle **23a** zu ermöglichen. Da die Durchmesser von Eingriffsabschnitten dieser Übertragungsvorsprünge **102** und der gerabten Halteabschnitte **99** ausreichend groß sind, kann ein ausreichend großes Drehmoment zwischen der Eingangsseitenscheibe **2B** und der Übertragungswelle **23a** übertragen werden.

[0074] Dieses stufenlose Getriebe hat eine Kupp lungsvorrichtung, umfassend eine Kupplung **24a** für hohe Drehzahl, die Kupplung **41a** für niedrige Drehzahl und eine Kupplung **42a** für Rückwärtsbewegung. Diese Kupp lungsvorrichtung umfasst Mehrscheibenkupplungen des Nasstyps, welche verbunden oder getrennt werden auf der Grundlage der Zuführung bzw. Entladung von Drucköl in daran angebrachte Hydraulikzylinder. In einem Fall, in welchem eine Kupplung verbunden wird, werden die verbleibenden Kupplungen getrennt.

[0075] Zuerst wird während einer Niedrigdrehzahl fahrt die Kupplung **41a** für niedrige Drehzahl verbunden, während die Kupplung **24a** für hohe Drehzahl und die Kupplung **42a** für Rückwärtsbewegung getrennt werden. Wenn in diesem Zustand die eingangsseitige Drehwelle **11b** dreht, überträgt lediglich das stufenlose Toroidalgetriebe **19a** Kraft von der eingangsseitigen Drehwelle **11b** zur Ausgangswelle **29a**. Das heißt, in diesem Zustand wird die Drehung des Ausgangszahnrads **12b** des stufenlosen Toroidalgetriebes **19a** übertragen auf den Träger **33** durch die erste Kraftübertragungseinrichtung **34a**. Wenn die Kupplung **41a** für niedrige Drehzahl verbunden wird, ist die Planetenradvorrichtung **20a** derart beschaffen, dass die einen Bestandteil davon bildenden Zahnräder **21**, **30**, **31a** und **31b** sich in einem relativ unverschiebbaren Zustand befinden, so dass die Drehung des Trägers **33**, so wie sie ist, zum Sonnenrad **30** übertragen wird, wodurch die Ausgangswelle **29a** dreht, auf welcher dieses Sonnenrad **30** fest vorgesehen ist.

[0076] Während einer Hochdrehzahlfahrt wird die Kupplung **24a** für hohe Drehzahl verbunden, während die Kupplung **41a** für niedrige Drehzahl und die Kupplung **42a** für Rückwärtsbewegung mit einer Umschaltbetätigungszeit von 0,2 bis 1 Sekunde getrennt werden. Wenn in diesem Zustand die eingangsseitige Drehwelle **11b** gedreht wird, übertragen die zweite Kraftübertragungseinrichtung **40a** mit der Übertragungswelle **23a** sowie die Planetenradvorrichtung **20a** Kraft von dieser eingangsseitigen Drehwelle **11b** zur Ausgangswelle **29a**. Das heißt, wenn die eingangsseitige Drehwelle **11b** während der Hochdrehzahlfahrt gedreht wird, wird diese Drehung übertragen zum Tellerrad **21** über die Übertragungswelle **23a**, eine Verbindungs vorrichtung **104** und die Kupplung **24a** für hohe Drehzahl. Ferner wird die Drehung dieses Tellerrads **21** wiederum übertragen zum Sonnenrad **30** über die Vielzahl von Planetenradsätzen **32**, um dadurch die Ausgangswelle **29a**, an welcher das Sonnenrad **30** befestigt ist, zu drehen. Daher kann, wenn das Übersetzungsverhältnis des stufenlosen Toroidalgetriebes **19a** geändert wird, um dadurch die Drehzahl der Planetenradsätze **32** zu ändern, das Übersetzungsverhältnis als das stufenlose Toroidalgetriebe eingestellt werden.

[0077] Es sei darauf hingewiesen, dass die Planetenradvorrichtung **20a** gemäß diesem Ausführungsbeispiel der Planetenradvorrichtung der Erfindung entspricht, die erste Kraftübertragungseinrichtung **34a** dem ersten Kraftübertragungssystem der Erfindung entspricht, die zweite Kraftübertragungseinrichtung **40a** dem zweiten Kraftübertragungssystem der Erfindung entspricht, die Kupplung **41a** für niedrige Drehzahl der ersten Moduskupplung der Erfindung entspricht und die Kupplung **24a** für hohe Drehzahl der Moduskupplung entspricht.

[0078] Hier ist, wie in [Fig. 11](#) dargestellt, eine Antriebseinheit **110** zum Antreiben der Kupplung **41a** für niedrige Drehzahl und der Kupplung **24a** für hohe Drehzahl elektrisch verbunden mit einer Steuerschaltung **112** entsprechend der Modusumschaltvorrichtung der Erfindung, und die Betätigung einer Verbindung und Trennung der Kupplung **41a** für niedrige Drehzahl und der Kupplung **24a** für hohe Drehzahl wird ausgeführt in Reaktion auf Ausgangssignale von der Steuerschaltung **112**, wobei eine vorbestimmte Umschaltbetätigungszeit vorgesehen ist. Die Umschaltbetätigungszeit beim vorliegenden Ausführungsbeispiel ist auf 0,2 bis 1 Sekunde festgelegt.

[0079] Die Wirkung des stufenlosen Getriebes gemäß dem vorliegenden Ausführungsbeispiel, aufgebaut wie oben beschrieben, ist wie folgt: zuerst wird während der Niedrigdrehzahlfahrt unter der Steuerung durch die Steuerschaltung **112** die Kupplung **41a** für niedrige Drehzahl verbunden, während die Kupplung **24a** für hohe Drehzahl und die Kupplung **42a** für Rückwärtsbewegung getrennt werden, wobei die Umschaltbetätigungszeit 0,2 bis 1 Sekunde beträgt. Wenn in diesem Zustand die Startkupplung verbunden wird und die eingangsseitige Drehwelle **11b** gedreht wird, überträgt lediglich das stufenlose Toroidalgetriebe **19a** Kraft von der eingangsseitigen Drehwelle **11b** zur Ausgangswelle **29a**. Das heißt, mit der Verbindung der Kupplung **41a** für niedrige Drehzahl werden das Tellerrad **21** und der Träger **33** ein Stückig miteinander verbunden und die Relativdrehung der Zahnräder, welche die Planetenradvorrichtung **32** bilden, wird unmöglich. Ferner wird mit Trennung der Kupplung **24a** für hohe Drehzahl und der Kupplung **42a** für Rückwärtsbewegung das Tellerrad **21** unabhängig von der Drehzahl der Übertragungswelle **23a** drehbar.

[0080] Ferner tritt, wenn die Steuerschaltung **112** eine Modusänderung durchführt durch Umschalten der Kupplung **41a** für niedrige Drehzahl und der Kupplung **24a** für hohe Drehzahl (Kupplungsverbindung und -trennung) mit der auf 0,2 bis 1 Sekunde festgelegten Umschaltbetätigungszeit, kein Überschwingen auf, und die Steuerung wird stabil, so dass Ergebnisse einer stabilen Drehzahländerung erhalten werden.

[0081] Dementsprechend wird das Auftreten eines Rucks bei einem Drehzahlwechsel unterdrückt, und dem Fahrer wird in derselben Weise wie beim ersten Ausführungsbeispiel kein unangenehmes Gefühl vermittelt.

[0082] Wie oben beschrieben ist, obwohl beschrieben wurde, dass die Erfindung wirksam ist für das stufenlose Getriebe, welches während des Niedrigdrehzahlmodus einen lediglich durch das stufenlose Toroidalgetriebe geleiteten Kraftübertragungspfad verwendet und während des Hochdrehzahlmodus zwei Kraftübertragungspfade verwendet, wie im U.S. Patent Nr. 5,888,160 offenbart, die Erfindung ebenfalls wirksam für ein System, bei welchem die positive und die negative Seite des Drehmoments wie beim Getriebeneutralzustand umgekehrt werden. Ferner wird die Erfindung auch ausgeführt für einen Fall, bei welchem die positive und die negative Seite des Drehmoments wie bei einer Motorbremse umgekehrt werden.

[0083] Wie oben beschrieben, ist es erfindungsgemäß möglich, ein stufenloses Getriebe vorzusehen, welches dem Fahrer kein unangenehmes Gefühl vermittelt, in dem es das Auftreten eines Drehzahländerungsricks unterdrückt durch Erhalten stabiler Änderungen eines Drehmoments beim Moduswechsel zwischen der ersten Moduskupplung und der zweiten Moduskupplung.

Patentansprüche

1. Stufenloses Getriebe, umfassend:
eine durch eine Antriebsquelle (**215**) drehbar angetriebene Eingangswelle (**217**);
eine Ausgangswelle (**219**) zum Herausnehmen von Kraft auf der Grundlage der Drehung der Eingangswelle (**217**);
ein stufenloses Toroidalgetriebe (**220**);
eine Planetenradvorrichtung (**221**), umfassend:
ein Sonnenrad (**222**);
ein Tellerrad (**223**), angeordnet um das Sonnenrad (**222**); und
ein Planetenrad (**225a, 225b**), vorgesehen zwischen dem Sonnenrad (**222**) und dem Tellerrad (**223**), wobei eine erste und eine zweite Kraftübertragungsvorrichtung (**228, 231**) vorgesehen sind zum Übertragen der Kraft von der Antriebsquelle (**215**) zur Ausgangswelle (**219**) und
wobei die zur ersten und zweiten Kraftübertragungsvorrichtung (**228, 231**) übertragene Kraft zur Konvergenz zu zwei Rädern des Sonnenrads (**222**), des Tellerrads (**223**) und des Planetenrads (**225a, 225b**) gebracht wird und ein verbleibendes Rad, welches von den beiden Rädern verschieden ist, mit der Ausgangswelle (**219**) verbunden ist; und
eine Modusumschaltvorrichtung, welche ein Umschalten während einer Vorwärtsbewegung durchführt zwischen einem ersten Modus für eine Niedrig-

drehzahlseite und einem zweiten Modus für eine Hochdrehzahlseite, wobei die Umschaltung durchgeführt wird zwischen dem ersten und dem zweiten Modus durch die Betätigung eines Verbindens und Trennens einer ersten Moduskupplung (**236**) und einer zweiten Moduskupplung (**237**),

dadurch gekennzeichnet,

dass die Betätigung eines Durchführens der Umschaltung zwischen dem ersten Modus und dem zweiten Modus in 0,2 bis 1 Sekunde durchgeführt wird.

2. Stufenloses Getriebe nach Anspruch 1, wobei die erste Kraftübertragungsvorrichtung (**228**) zum Übertragen der Kraft von der Planetenradvorrichtung (**221**) über das stufenlose Toroidalgetriebe (**220**) und die zweite Kraftübertragungsvorrichtung (**231**) zum Übertragen der Kraft von der Planetenradvorrichtung (**221**) ohne Leiten durch das stufenlose Toroidalgetriebe (**220**) ausgebildet sind, und wobei der erste Modus die erste Kraftübertragungsvorrichtung (**228**) und der zweite Modus die erste und die zweite Kraftübertragungsvorrichtung (**228, 231**) verwendet.

3. Stufenloses Getriebe nach Anspruch 1 oder 2, wobei die Modusumschaltvorrichtung eine Steuerschaltung (**112**) ist, welche die Betätigung eines Verbindens und Trennens der ersten Moduskupplung (**236**) und der zweiten Moduskupplung (**237**) in Reaktion auf ein Ausgangssignal der Steuerschaltung (**112**) ausführt.

4. Stufenloses Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 3, wobei das stufenlose Toroidalgetriebe (**220**) von einem Einfachhohlraumtyp ist.

5. Stufenloses Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 3, wobei das stufenlose Toroidalgetriebe (**220**) ein Doppelhohlraumtyp ist.

Es folgen 11 Blatt Zeichnungen

FIG.1

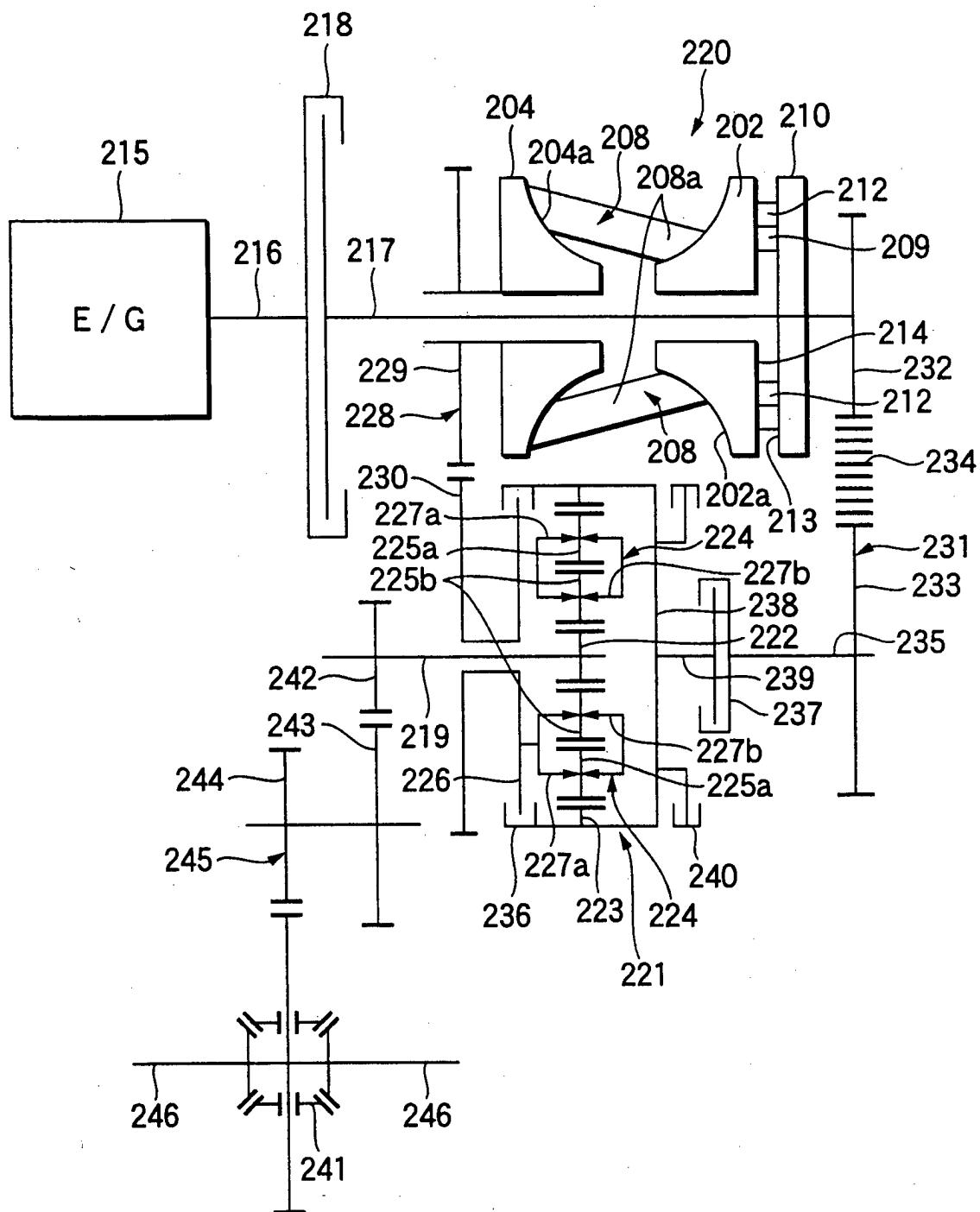


FIG.2

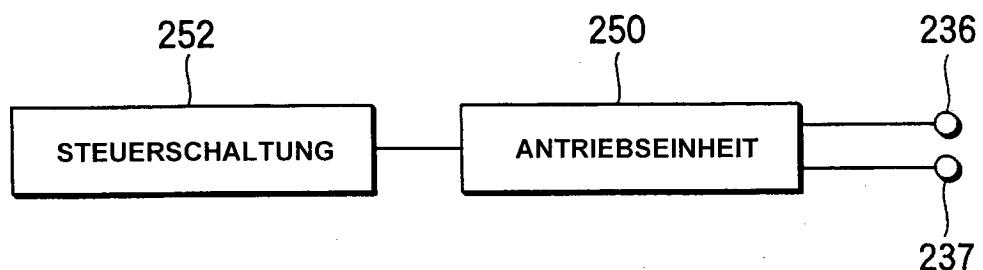


FIG.3

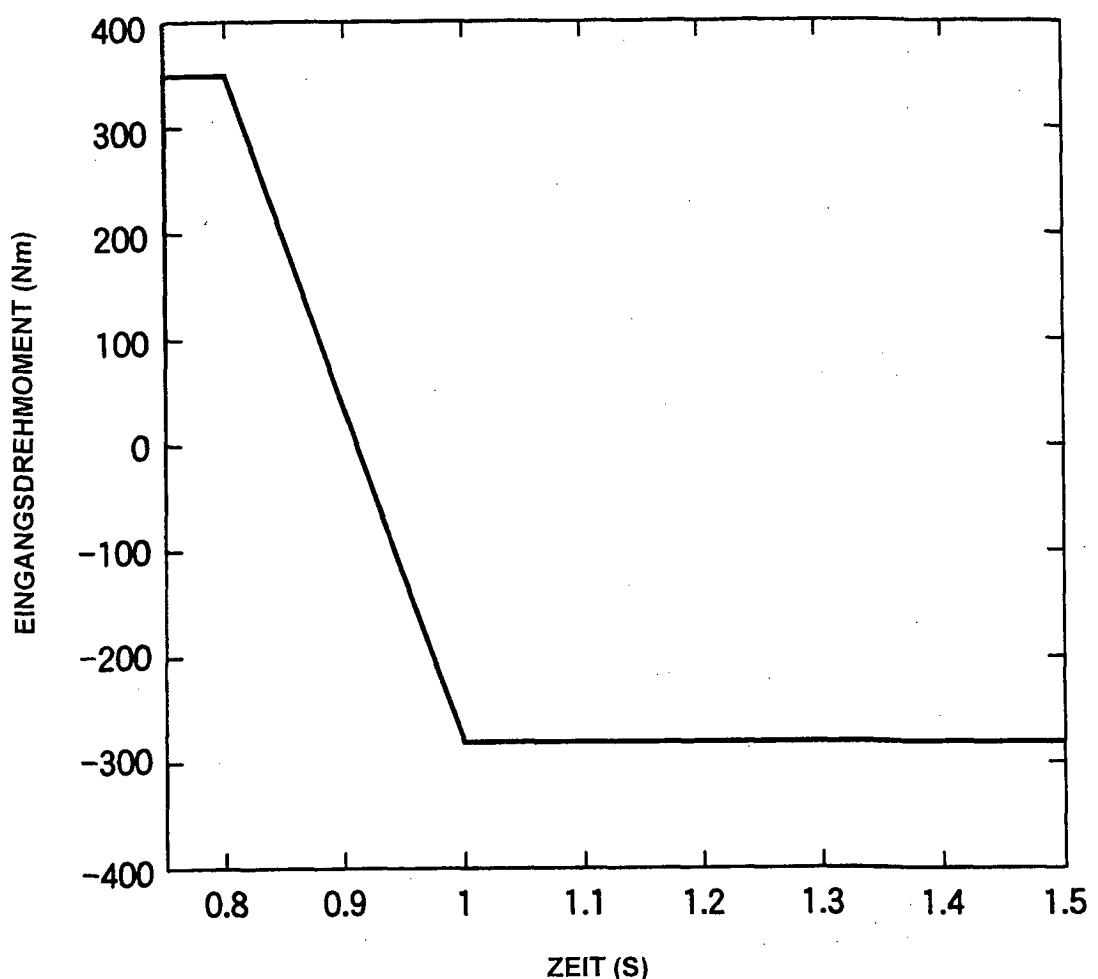


FIG.4

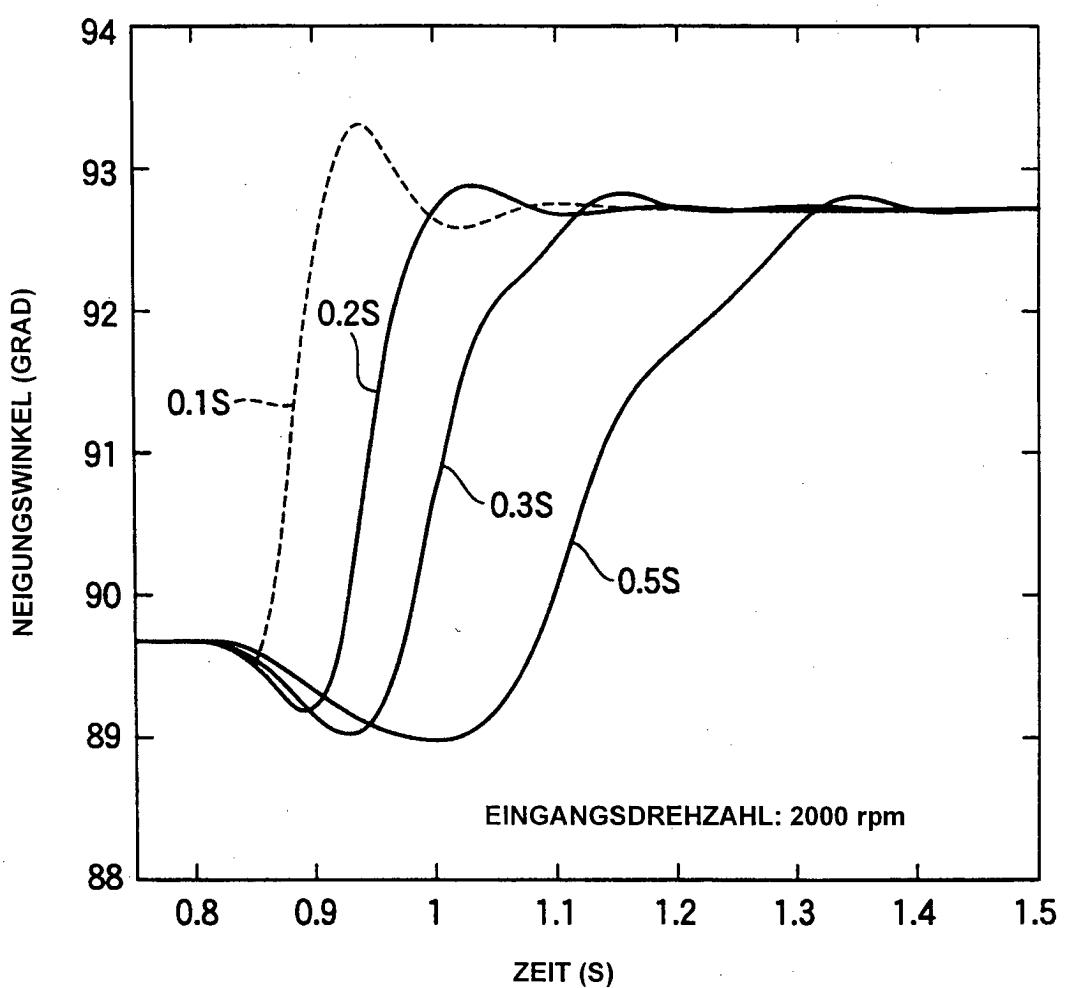


FIG.5

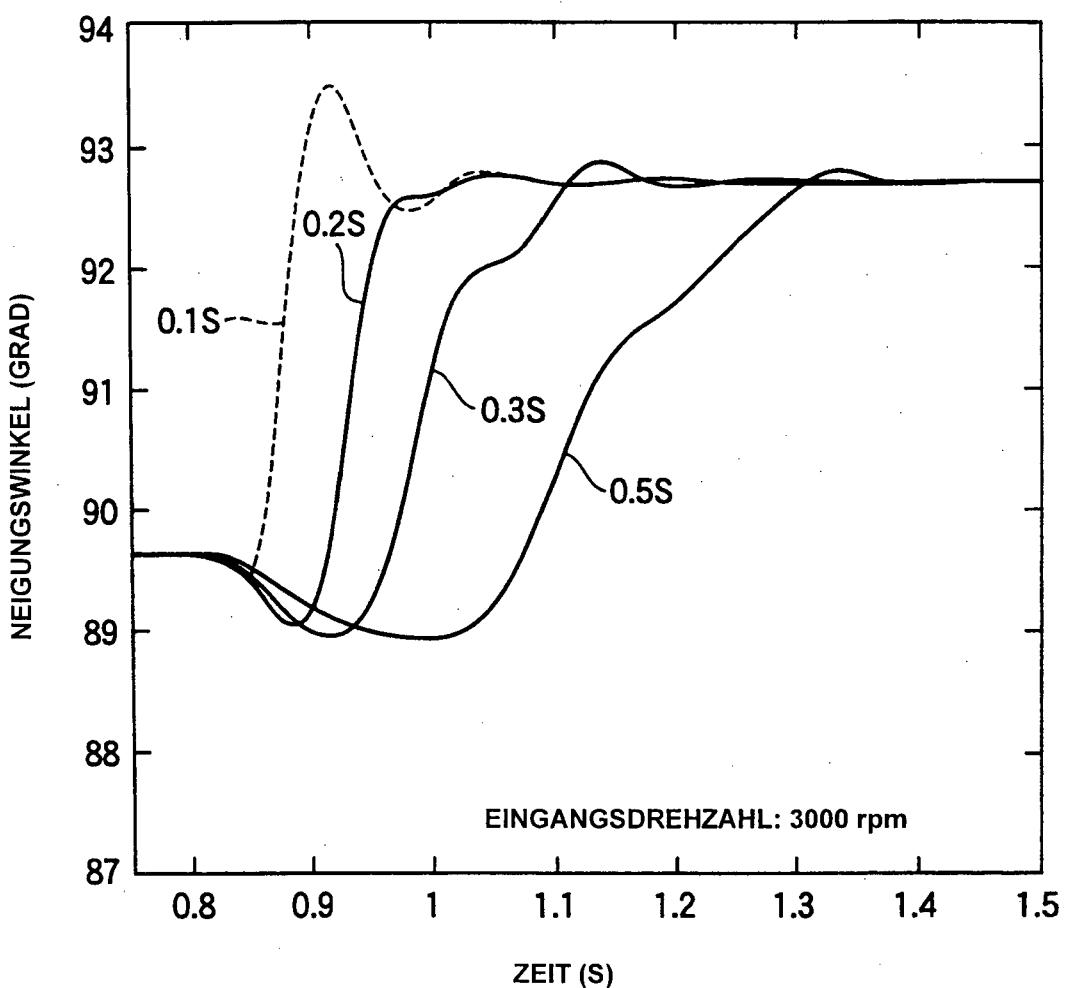


FIG.6

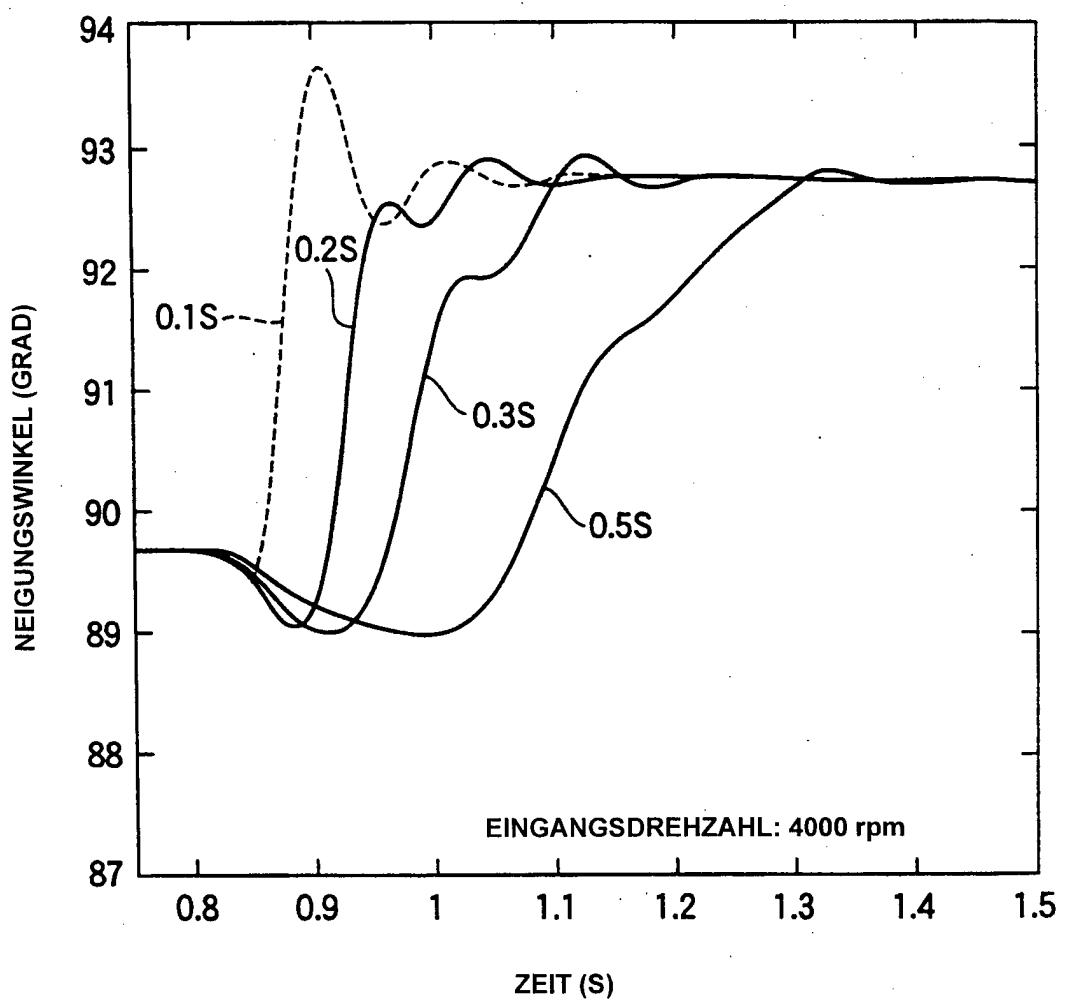


FIG.7

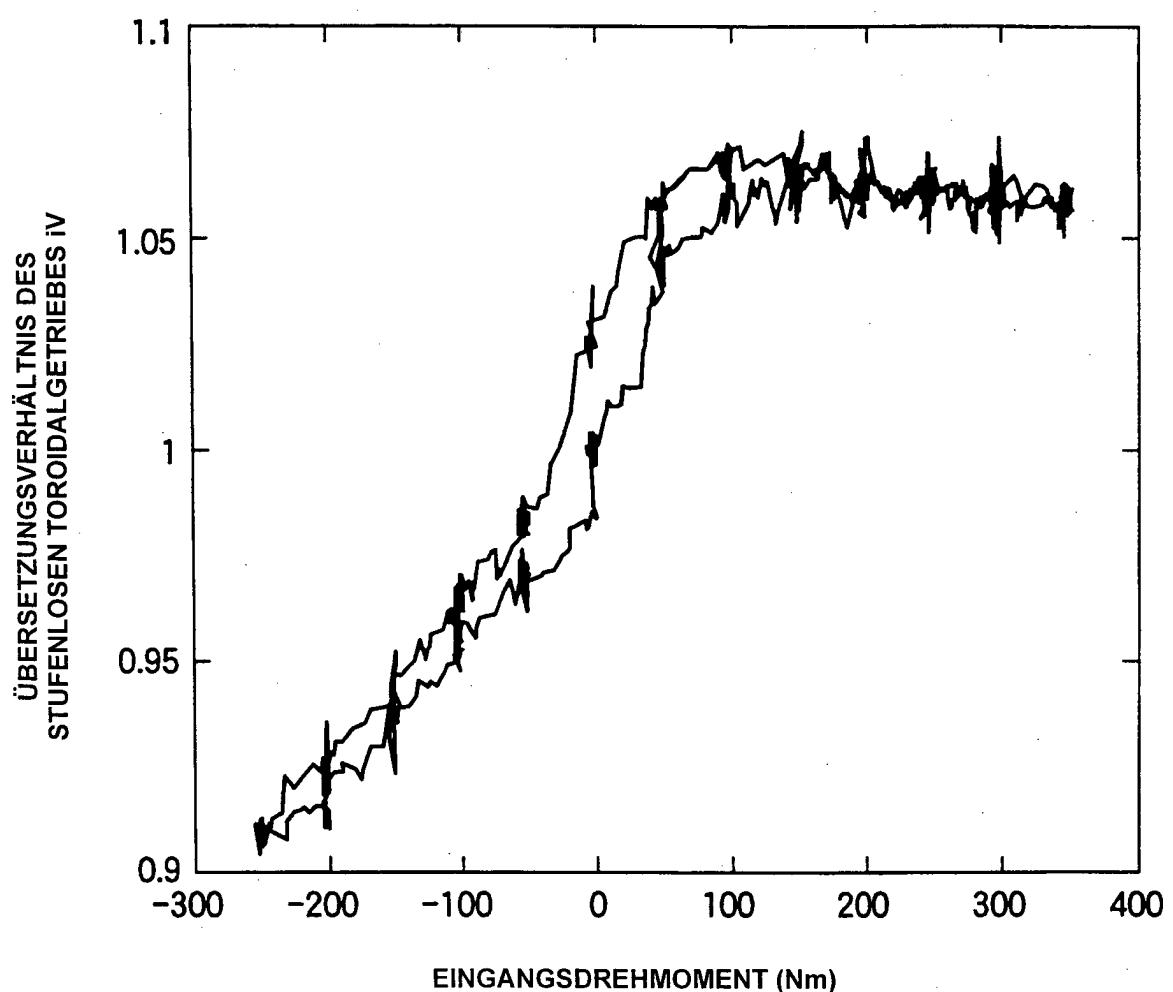


FIG.8

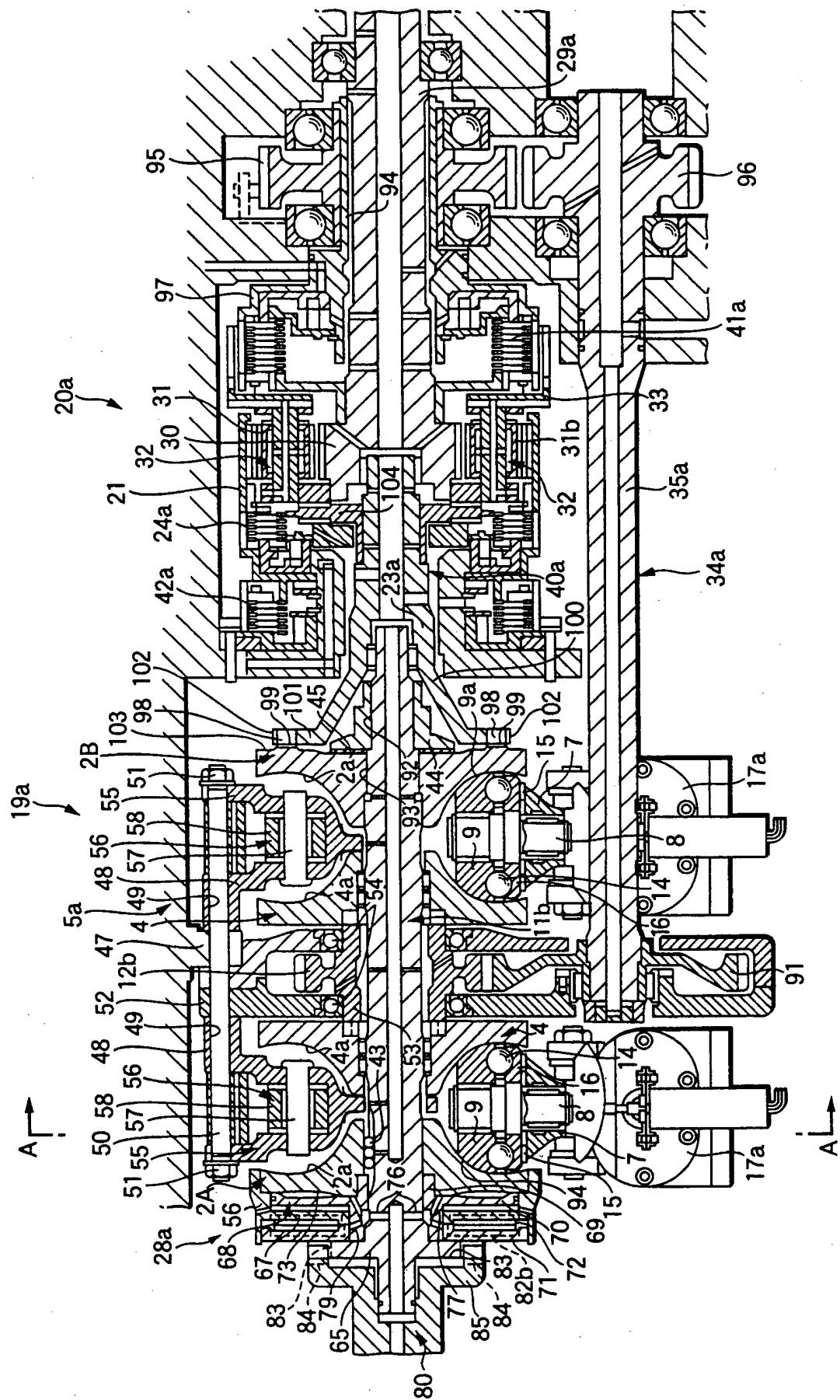


FIG. 9

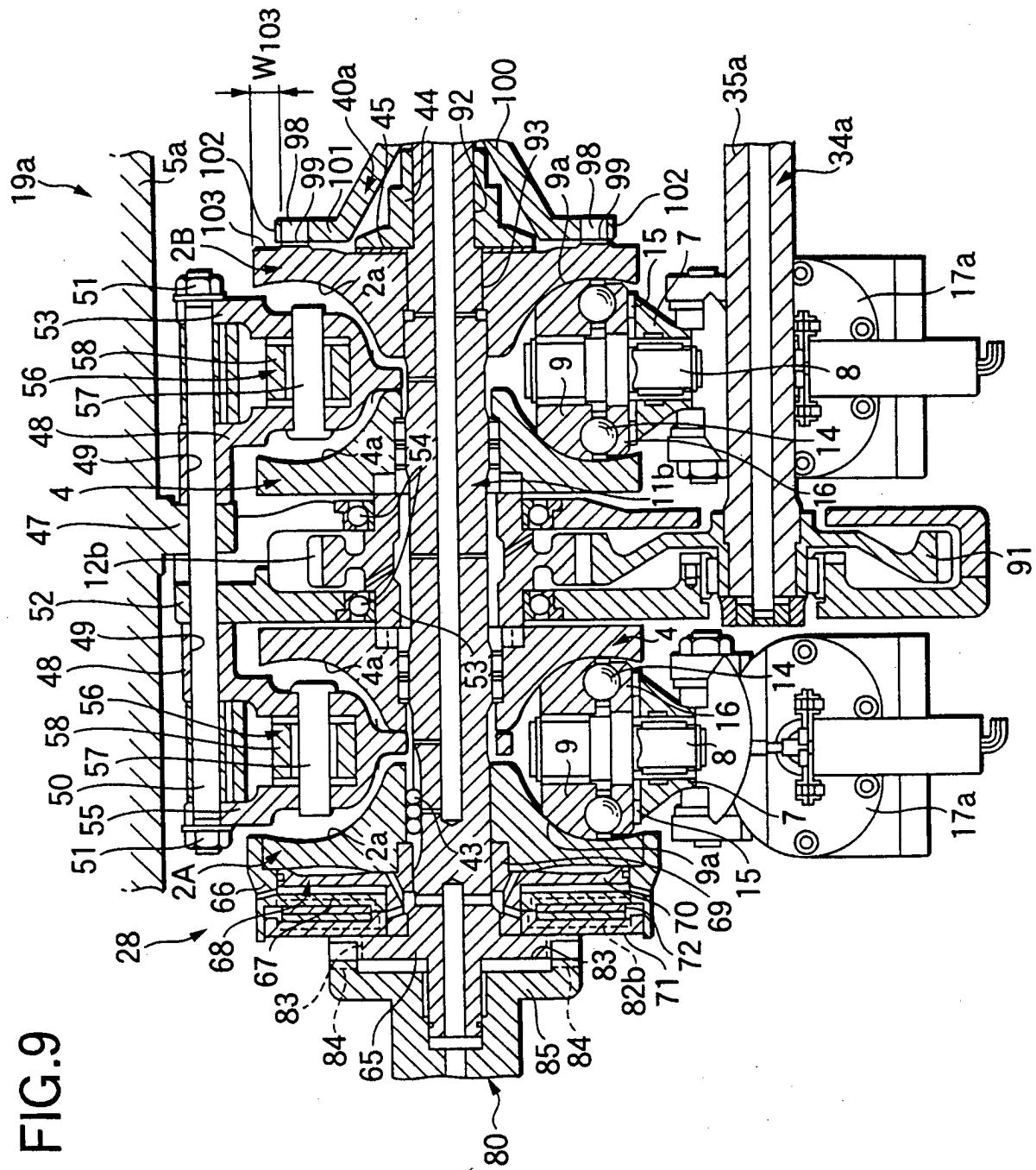


FIG.10

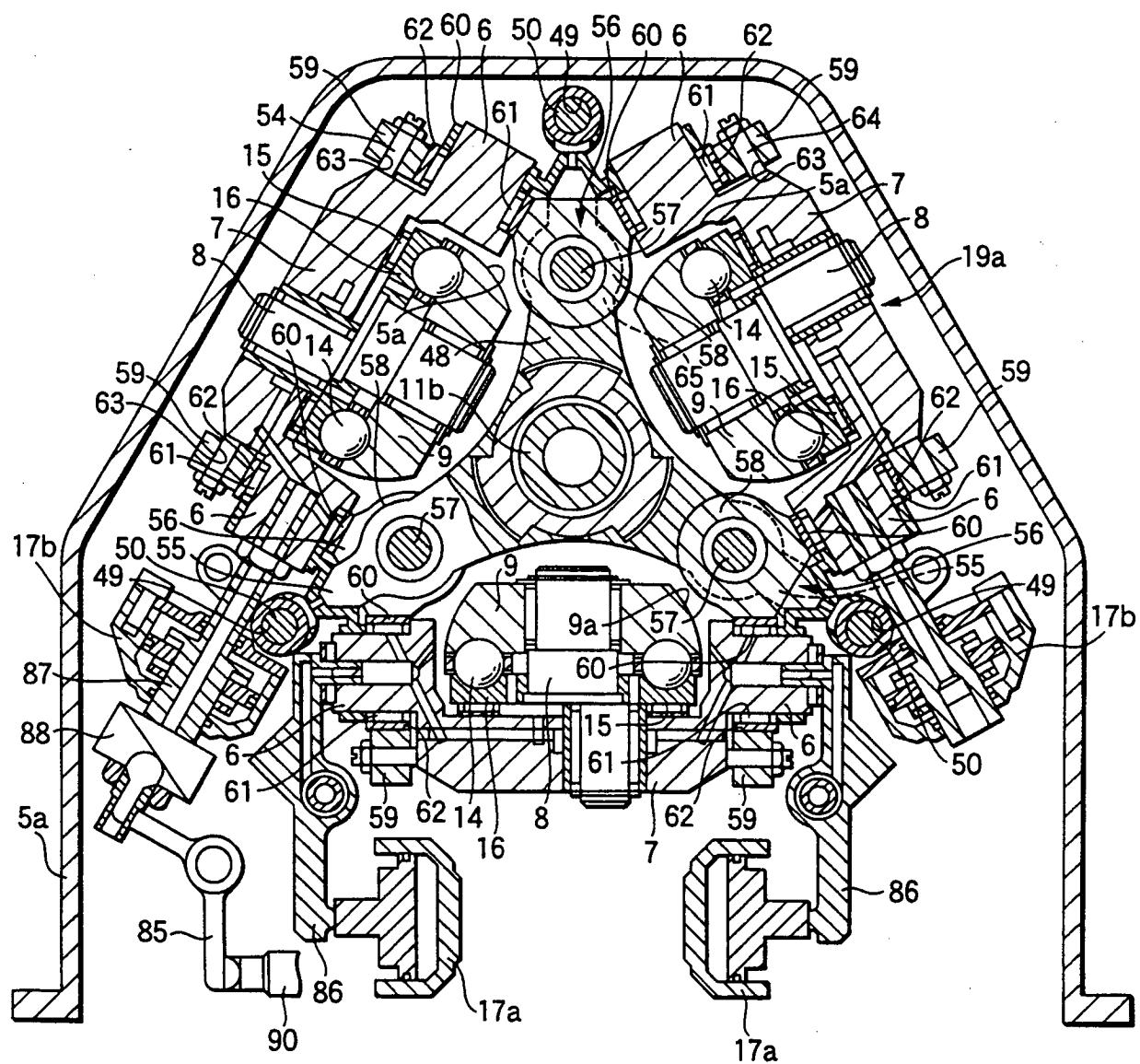


FIG.11

