



(10) **DE 11 2005 000 836 B4** 2012.07.12

(12)

Patentschrift

(21) Deutsches Aktenzeichen: **11 2005 000 836.3**
(86) PCT-Aktenzeichen: **PCT/JP2005/007234**
(87) PCT-Veröffentlichungs-Nr.: **WO 2005/100821**
(86) PCT-Anmeldetag: **14.04.2005**
(87) PCT-Veröffentlichungstag: **27.10.2005**
(43) Veröffentlichungstag der PCT Anmeldung
in deutscher Übersetzung: **29.03.2007**
(45) Veröffentlichungstag
der Patenterteilung: **12.07.2012**

(51) Int Cl.: **F16H 15/38 (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:

2004-119708	15.04.2004	JP
2004-318696	02.11.2004	JP

(73) Patentinhaber:

**Volkswagen AG, 38440, Wolfsburg, DE; NSK Ltd.,
Tokio/Tokyo, JP**

(74) Vertreter:

**Hübsch & Weil Patent- und Rechtsanwaltskanzlei,
50996, Köln, DE**

(72) Erfinder:

**Nishii, Hiroki, Fujisawa, Kanagawa, JP;
Yokoyama, Shouji, Fujisawa, Kanagawa, JP**

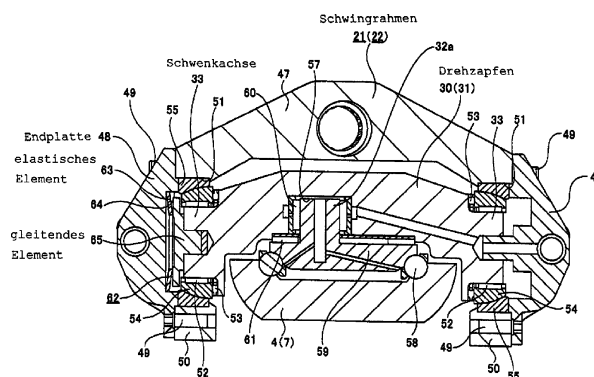
(56) Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht
gezogene Druckschriften:

DE	100 13 182	A1
DE	16 50 677	A
US	1 847 553	A
US	4 858 484	A
US	5 885 185	A
US	4 444 068	A
EP	172 023	A1
JP	2001 165 262	A
JP	11 153 203	A

(54) Bezeichnung: **Kontinuierlich verstellbares Getriebe der toroidalen Art**

(57) Hauptanspruch: Ein kontinuierlich verstellbares Getriebe (1) der toroidalen Art, mit:

- antriebsseitigen und abtriebsseitigen Scheiben (2, 3; 5, 6), die auf eine solche Art und Weise gelagert sind, dass sie koaxial miteinander sind und unabhängig voneinander rotiert werden können, wobei sich ihre entsprechenden innenseitigen Oberflächen einander gegenüber befinden, wobei jede der innenseitigen Oberflächen als eine konkav geformte Oberfläche ausgebildet ist, die einen bogenförmigen Querschnitt aufweist;
- Mehreren Drehzapfen (30, 31), die sich um ihre entsprechenden Schwenkachsen (33) herum drehen können, die an Positionen angeordnet sind, die verdreht zu zentralen Achsen der Scheiben (2, 3; 5, 6) sind; und
- Mehreren Leistungsrollen (4, 7), die zwischen den antriebsseitigen und den abtriebsseitigen Scheiben (2, 3; 5, 6) gehalten werden, während die Leistungsrollen (4, 7) an den entsprechenden Drehzapfen (30, 31) drehbar gelagert werden, wobei jede der Leistungsrollen (4, 7) eine Außenumfangsfläche aufweist, die als sphärisch konvex geformte Oberfläche ausgebildet ist,...



Beschreibung

Technisches Gebiet

[0001] Die Erfindung betrifft ein kontinuierlich verstellbares Getriebes der toroidalen Art gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruches 1. Ein kontinuierlich (stufenlos) verstellbares Getriebe der toroidalen Art gemäß der Erfindung wird als eine Getriebeeinheit verwendet, die eine automatische Getriebevorrichtung für die Verwendung in, zum Beispiel, einem Fahrzeug (einem Kraftfahrzeug) darstellt.

Hintergrund der Erfindung

[0002] Als ein Getriebe für ein Kraftfahrzeug ist ein kontinuierlich verstellbares Getriebe der toroidalen Art erforscht worden, und das kontinuierlich verstellbare Getriebe der toroidalen Art ist in einem Teil der Kraftfahrzeug-Industrie durchgesetzt worden. Als eine Struktur für ein Auto ist eine herkömmliche Struktur bekannt gewesen, die zum Beispiel in der Patentreferenz 1 offenbart ist und die für eine Getriebeeinheit einer automatischen Getriebevorrichtung für ein Auto mit Vier-Rad-Antrieb geeignet ist, das in sich einen Motor aufweist, der eine große Größe hat und der in der Lage ist, ein großes Drehmoment zu erzeugen. Hier zeigt jede der [Fig. 7](#) bis [Fig. 10](#) ein kontinuierlich verstellbares Getriebe der toroidalen Art, das in der Patentreferenz 1 offenbart ist und das für ein Auto mit Vier-Rad-Antrieb entwickelt ist, das einen großen Motorhubraum aufweist. Dieses kontinuierlich verstellbare Getriebe **1** der toroidalen Art weist drei erste Leistungsrollen (Kraftrollen) **4**, **4**, die jeweils zwischen einer ersten antriebsseitigen Scheibe **2** und einer ersten abtriebsseitigen Scheibe **3** angeordnet sind, und drei zweite Leistungsrollen **7** (Kraftrollen) auf, die jeweils zwischen einer zweiten antriebsseitigen Scheibe **5** und einer zweiten abtriebsseitigen Scheibe **6** angeordnet sind; und Leistung (Kraft) kann durch insgesamt sechs Leistungsrollen **4**, **7** (Kraftrollen) übertragen werden.

[0003] Um die oben genannte automatische Getriebevorrichtung zu konstruieren, ist in dem, in Bezug auf die Leistungsübertragungsrichtung, vordersten Teil derselben ein Drehmomentwandler **8**, der als eine Startkupplung arbeitet, angeordnet und ist in den Abtriebsenteil dieses Drehmomentwandlers **8** der vordere Halbteil **9a** einer Antriebswelle **9** eingebaut, der oder was das kontinuierlich verstellbare Getriebe **1** der toroidalen Art darstellt. Bei Rotation eines Motors (nicht dargestellt) für den Betrieb eines Autos kann der vordere Halbteil **9a** durch den Drehmomentwandler **8** angetrieben und rotiert werden. Des Weiteren ist an dem hinteren Endteil des vorderen Halzteils **9a** ein hinterer Halbteil **9b** der Antriebswelle **9** auf eine solche Art und Weise gestützt, dass sie konzentrisch miteinander sind und in Bezug zueinander rotiert werden können.

[0004] Zwischen dem vorderen Halbteil **9a** und dem hinteren Halbteil **9b** ist in Reihe in Bezug auf die Leistungsübertragungsrichtung eine Vorwärtsfahrt-und-Rückwärtsfahrt-Umschalteneinheit **10** eingefügt, die zu dem Zweck verwendet wird, zwischen dem Vorwärtsfahrt-Betrieb und dem Rückwärtsfahrt-Betrieb des Autos hin und her zu schalten. Diese Vorwärtsfahrt-und-Rückwärtsfahrt-Umschalteneinheit **10** ist aus einem Planetenradgetriebe-Mechanismus aufgebaut und ist derart strukturiert, dass sie zwischen dem Vorwärtsfahrt-Zustand und dem Rückwärtsfahrt-Zustand des Autos dadurch hin und her schaltet, dass sie eine Vorwärtsfahrt-Kupplung **11** oder eine Rückwärtsfahrt-Kupplung **12**, die aus einer Mehrscheibenkupplung der nassen Art aufgebaut ist, wahlweise einkuppelt oder auskuppelt.

[0005] Das kontinuierlich verstellbare Getriebe **1** der toroidalen Art ist in der, in Bezug auf die Leistungsübertragungsrichtung, hinteren Seite der wie oben strukturierten Vorwärtsfahrt-und-Rückwärtsfahrt-Umschalteneinheit **10** angeordnet. Es kann ein Übersetzungsverhältnis zwischen dem Antriebsteil des kontinuierlich verstellbaren Getriebes **1** der toroidalen Art (das ist derjenige Teil desselben, der mit dem Abtriebsenteil der Vorwärtsfahrt-und-Rückwärtsfahrt-Umschalteneinheit **10** verbunden ist) und dem Abtriebsenteil des kontinuierlich verstellbaren Getriebes **1** der toroidalen Art (das ist derjenige Teil desselben, der mit einer Vorderrad-Antriebswelle **13** und einer Hinterrad-Antriebswelle **14** verbunden ist) kontinuierlich verstellbar werden. Dieses kontinuierlich verstellbare Getriebe **1** der toroidalen Art ist in dem Umfang des hinteren Halzteils **9b** angeordnet. Mit anderen Worten ausgedrückt sind die ersten und zweiten antriebsseitigen Scheiben **2**, **5** auf eine solche Art und Weise in der Nähe der vorderen und hinteren Endteile des hinteren Halzteils **9b** gestützt, dass sie konzentrisch miteinander sind und synchron miteinander rotiert werden können, während die inneren Oberflächen der beiden antriebsseitigen Scheiben jeweils aus einer konkav geformten Oberfläche, die einen bogenförmigen Querschnitt hat, aufgebaut sind und konzentrisch miteinander sind. Für diesen Zweck ist in dem dargestellten Beispiel vorgesehen, dass die erste antriebsseitige Scheibe **2**, die an der vorderen Seite (in der [Fig. 7](#) an der linken Seite) vorgesehen ist, mit Hilfe einer Keilverbindung mit dem Basisendteil eines Trägers **15**, der die Vorwärtsfahrt-und-Rückwärtsfahrt-Umschalteneinheit **10** darstellt, in Eingriff steht und ferner davon abgehalten wird, sich zu der vorderen Seite zu bewegen. Auf der anderen Seite ist die zweite antriebsseitige Scheibe **5**, die an der hinteren Seite (in der [Fig. 7](#) an der rechten Seite) vorgesehen ist, durch einen Kugelkeil **16** an dem hinteren Endteil des hinteren Halzteils **9b** gestützt. Des Weiteren kann die zweite antriebsseitige Scheibe **5** frei in Richtung zu der ersten antriebsseitigen Scheibe **2** hin geschoben werden, wenn eine Ladeeinrichtung **17** von einer Öldruckart verwendet wird.

[0006] Es ist des Weiteren in dem Umfang des mittleren Teils des hinteren Halbtails **9b** ein Stützrohr **18** auf eine solche Art und Weise angeordnet, dass es konzentrisch mit dem hinteren Halbtail **9b** ist. Die beiden Endteile des Stützrohrs **18** sind jeweils durch die auf der Seite der innenseitigen Durchmesser befindlichen Endteile von Streben **19, 19** gestützt und befestigt. Im Übrigen sind die auf der Seite der außenseitigen Durchmesser befindlichen Endteile dieser Streben **19** jeweils durch Stützringe **20, 20** (diese werden später diskutiert werden) gestützt und befestigt. Die beiden Streben **19, 19** stellen jeweils erste und zweite Stützrahmen **23, 24** dar, die jeweils zu dem Zweck verwendet werden, erste und zweite Schwingrahmen **21, 22** (diese werden ebenfalls später diskutiert werden) auf eine solche Art und Weise zu stützen, dass die Rahmen geschwungen werden können. Des Weiteren ist das hintere Halbtail **9b** im Inneren des Stützrohrs **18** gestützt und sind die beiden ersten und zweiten abtriebsseitigen Scheiben **3, 6** jeweils an dem Umfang des Stützrohrs **18** auf eine solche Art und Weise gestützt, dass sowohl das hintere Halbtail **9b** als auch die ersten und zweiten abtriebsseitigen Scheiben **3, 6** rotiert werden können und in der axialen Richtung derselben verschoben werden können. Des Weiteren können die beiden abtriebsseitigen Scheiben **3, 6** in Bezug zueinander mit Hilfe von Axiallagern, die zwischen ihnen angeordnet sind, rotiert werden, während sie axiale Lasten stützen, die zwischen ihnen aufgebracht werden.

[0007] Des Weiteren ist ein Abtriebszahnrad **25** für ein Vorderrad an der äußeren Oberflächenseite der ersten abtriebsseitigen Scheibe **3** befestigt. Das Vorderrad-Abtriebszahnrad **25** und die oben erwähnte Vorderrad-Antriebswelle **13** stehen über ein angetriebenes Zahnrad **26** für ein Vorderrad miteinander in Eingriff. Die Vorderrad-Antriebswelle **13** kann durch die erste abtriebsseitige Scheibe **3** angetrieben und rotiert werden. Die Rotationsbewegung dieser Vorderrad-Antriebswelle **13** kann über ein Differentialgetriebe **27** für ein Vorderrad auf ein Vorderrad (nicht dargestellt) übertragen werden. Auf der anderen Seite ist ein Abtriebszahnrad **28** für ein Hinterrad an der äußeren Oberflächenseite der zweiten abtriebsseitigen Scheibe **6** befestigt. Dieses Hinterrad-Abtriebszahnrad **28** und die oben erwähnte Hinterrad-Antriebswelle **14** stehen über ein angetriebenes Zahnrad **29** für ein Hinterrad miteinander in Eingriff. Die Hinterrad-Antriebswelle **14** kann durch die zweite abtriebsseitige Scheibe **6** angetrieben und rotiert werden. Die Rotationsbewegung dieser Hinterrad-Antriebswelle **14** kann des Weiteren über ein Differentialgetriebe (nicht dargestellt) für ein Hinterrad auf ein Hinterrad (nicht dargestellt) übertragen werden.

[0008] Des Weiteren werden die oben erwähnten drei ersten Leistungsrollen **4, 4** jeweils zwischen der inneren Oberfläche der ersten antriebsseitigen

Scheibe **2** und der inneren Oberfläche der ersten abtriebsseitigen Scheibe **3** gehalten, während die oben erwähnten drei zweiten Leistungsrollen **7** jeweils zwischen der inneren Oberfläche der zweiten antriebsseitigen Scheibe **5** und der inneren Oberfläche der zweiten abtriebsseitigen Scheibe **6** gehalten werden. Diese ersten und zweiten Leistungsrollen **4, 7** sind jeweils an den inneren Oberflächen ihrer entsprechenden ersten und zweiten Drehzapfen **30, 31** in den Umfängen ihrer entsprechenden Verschiebeachsen **32, 32** drehbar gestützt, die jeweils derart vorgesehen sind, dass sie von den inneren Oberflächen ihrer entsprechenden Drehzapfen vorstehen. Diese ersten und zweiten Drehzapfen **30, 31** können um ihre entsprechenden ersten und zweiten Schwenkachsen **33** (die zweite Schwenkachse ist nicht dargestellt) geschwungen werden, die an den beiden Endteilen ihrer entsprechenden Drehzapfen konzentrisch miteinander angeordnet sind und an den Positionen vorhanden sind, die sich nicht mit den zentralen Achsen der oben erwähnten entsprechenden Scheiben **2, 5, 3, 6** schneiden, sondern rechtwinklig zu oder fast rechtwinklig zu den Richtungen der zentralen Achsen dieser Scheiben **2, 5, 3, 6** verdreht sind. Des Weiteren sind die ersten und zweiten Drehzapfen **30, 31** jeweils an den beiden Endteilen der ersten und zweiten Schwingrahmen **21, 22** schwingbar und verschiebbar gestützt.

[0009] Des Weiteren sind die mittleren Teile der ersten und zweiten Schwingrahmen **21, 22** zwischen den Stützringen **20, 20** gestützt, die jeweils die ersten und zweiten Stützrahmen **23, 24** auf eine solche Art und Weise darstellen, dass sie um ihre entsprechenden Stützachsen **34, 34** geschwungen und verschoben werden können, die parallel zu den zentralen Achsen der Scheiben **2, 5, 3, 6** oder in einer Richtung angeordnet sind, die beinahe parallel zu derartigen Achsen ist. Die ersten und zweiten Stützrahmen **23, 24** können derart strukturiert sein, dass die Stützringe **20, 20**, die parallel zueinander angeordnet sind und jeweils aus einem Paar von Stützringen aufgebaut sind, über die auf der Seite der außenseitigen Durchmesser befindlichen Endteile von drei Stützschaftteilen **35, 35** miteinander verbunden sind, die jeweils die Strebe **19** darstellen. Die Stützachsen **34, 34** sind zu dem Zweck vorgesehen, sich zwischen den oben gepaarten Stützringen **20, 20**, die jeweils die ersten und zweiten Stützrahmen **23, 24** darstellen, in den entsprechenden mittleren Teilen der Stützschaftteile **35, 35** in Bezug auf die Umfangsrichtung der Stützringe **20** zu erstrecken. Aus diesem Grund sind die ersten und zweiten Schwingrahmen **21, 22** schwingbar zwischen den Stützschaftteilen **35, 35** gestützt, die in der Umfangsrichtung derselben aneinander grenzen.

[0010] Darüber hinaus kann die Position der ersten und zweiten Schwingrahmen **21, 22** durch Öldruck-Zylinder **36a, 36b** geschwungen und verschoben werden, die jeweils zwischen den beiden Endtei-

len dieser Schwingrahmen **21**, **22** und den Stützringen **20**, **20** angeordnet sind. Diese Öldruck-Zylinder **36a**, **36b** sind jeweils an Positionen angeordnet, die in den entsprechenden Teilen der Stützringe **20**, **20** vorhanden sind und die des Weiteren passend zu den beiden Endteilen der ersten und zweiten Schwingrahmen **21**, **22** gemacht sind. Es sind auf der anderen Seite Stäbe **37a**, **37b** an den Teilen der beiden Endteile der ersten und zweiten Schwingrahmen **21**, **22**, die passend zu den Öl-Zylindern **36a**, **36b** gemacht sind, parallel zu den Stützzachsen **34**, **34** derart gestützt und befestigt, dass die Stäbe **37a**, **37b** durch die beiden Endteile der ersten und zweiten Schwingrahmen **21**, **22** hindurch dringen. Des Weiteren stehen Kolben **38a**, **38b**, die jeweils in ihre entsprechenden Öldruck-Zylinder **36a**, **36b** eingepasst und montiert sind, in Eingriff mit den entsprechenden Stäben **37a**, **37b**.

[0011] Wenn der Gang gewechselt wird, dann werden von den Öldruck-Zylindern **36a**, **36b**, die von zwei Paaren in jedem der ersten und zweiten Schwingrahmen **21**, **22** gebildet werden (das heißt, dass sie von vier Öldruck-Zylindern in jedem der ersten und zweiten Schwingrahmen und somit durch eine Gesamtzahl von 24 Öldruck-Zylindern in der Gesamtheit des kontinuierlich verstellbaren Getriebes **1** der toroidalen Art gebildet werden), die auf der einen Seite befindlichen Öldruck-Zylinder **36a** (**36b**), die auf der Seite des einen Endes der Längsrichtung der Schwingrahmen **21**, **22** vorgesehen sind, ausgehnt. Zur gleichen Zeit werden die auf der anderen Seite befindlichen Öldruck-Zylinder **36b** (**36a**) kontrahiert, wodurch die Schwingrahmen **21**, **22** um einen vorgegebenen Betrag und in eine vorgegebene Richtung geschwungen und verschoben werden.

[0012] Des Weiteren ist ein Steuerventil **39**, das zu dem Zweck verwendet wird, die Zufuhr und den Stillstand von Drucköl zu den entsprechenden Öldruck-Zylindern **36a**, **36b** zu steuern, an den Stützringen **20**, **20** gestützt. Wenn die Schwingrahmen **21**, **22** auf Grund der Zufuhr und des Stillstands des Drucköls zu den Öldruck-Zylindern **36a**, **36b** geschwungen und verschoben werden, dann wird der Kolben **42** des Steuerventils **39** durch einen Stößel **41**, der an dem Steuerventil **39** über Nockenoberflächen **40** angebracht ist, die an den äußeren Oberflächen der Drehzapfen **30**, **31** vorgesehen sind, welche die Schwingrahmen **21**, **22** stützen, verschoben, wodurch das Steuerventil **39** umgeschaltet wird. Eine Buchse **43**, die mit dem Ventilkolben **42** zusammenarbeitet, um gemeinsam mit dieser das Steuerventil **39** zu bilden, wird vorher in eine vorgegebene Position verschoben, so dass, wenn der Gang gewechselt wird, ein gewünschtes Übersetzungsverhältnis erzielt werden kann. Mit Bezug auf die Anzahl des derart strukturierten Steuerventils **39** und Steuermotors **44** ist einer von ihnen an der Seite der ersten Höhlung **45** angeordnet, die derart strukturiert ist, dass sie die erste

antriebsseitige Scheibe **2** und die erste abtriebsseitige Scheibe **3** umfasst. Hingegen ist der Andere von ihnen an der Seite der zweiten Höhlung **46** angeordnet, die derart strukturiert ist, dass sie die zweite antriebsseitige Scheibe **5** und die zweite abtriebsseitige Scheibe **6** umfasst. Das heißt, dass zwei Steuerventile **39** und Steuermotoren **44** in der Gesamtheit des kontinuierlich verstellbaren Getriebes **1** der toroidalen Art vorgesehen sind. Auf der Basis eines Anweisungssignals, das von einer Steuerung (nicht dargestellt) erteilt wird, die in sich einen Mikrocomputer aufweist, wird das Steuerventil **39**, das sich an der Seite der ersten Höhlung **45** befindet, von dem Steuermotor **44** gesteuert, der sich an der Seite der ersten Höhlung **45** befindet. Das Steuerventil **39**, das sich an der Seite der zweiten Höhlung **46** befindet, wird von dem Steuermotor **44**, der sich an der Seite der ersten Höhlung **45** befindet, auf eine solche Art und Weise gesteuert, dass die beiden Steuerventile **39** synchron miteinander (wenn ein Auto geradeaus fährt) oder unabhängig voneinander (wenn das Auto eine Kurve fährt) gesteuert werden.

[0013] Da das herkömmliche kontinuierlich verstellbare Getriebe **1** der toroidalen Art auf die oben erwähnte Art und Weise strukturiert ist, werden, wenn der Gang gewechselt wird, auf der Basis der Zufuhr und des Stillstands des Drucköls zu den Drucköl-Zylindern **36a**, **36b** die ersten und zweiten Schwingrahmen **21**, **22** um einen vorgegebenen Betrag und um ihre entsprechenden Stützzachsen **34**, **34** herum in eine vorgegebene Richtung geschwungen und verschoben. Als ein Ergebnis hiervon werden die ersten und zweiten Drehzapfen **30**, **31**, die an den entsprechenden Schwingrahmen **21**, **22** gestützt sind, um ihre entsprechenden Stützzachsen **34**, **34** herum auf eine bogenförmige Art und Weise gedreht (schwenkend gedreht). Die Drehzapfen **30**, **31** werden jeweils in den axialen Richtungen der ersten und zweiten Schwenkachsen **33** auf der Basis der bogenförmigen Bewegung der Drehzapfen **30**, **31** verschoben. Eine derartige Verschiebung der Drehzapfen **30**, **31** ändert sie Richtung der Kraft, die in einer tangentialen Richtung verläuft und auf die Wälzkontaktteile zwischen den peripheren Oberflächen der Leistungsrollen **4**, **7** und den inneren Oberflächen der Scheiben **2**, **3**, **5**, **6** wirkt. Mit einer derartigen Änderung der Richtung der Kraft werden die ersten und zweiten Drehzapfen **30**, **31** in die entgegengesetzte Richtung zueinander um die ersten und zweiten Schwenkachsen **33** herum geschwungen, die schwenkbar an den ersten und zweiten Schwingrahmen **21**, **22** gestützt sind, was die Kontaktpositionen zwischen den peripheren Oberflächen der ersten und zweiten Leistungsrollen **4**, **7** und den inneren Oberflächen der entsprechend Scheiben ändert. Hierdurch werden die Drehzahlverhältnisse zwischen den ersten und zweiten antriebsseitigen Scheiben **2**, **5** und den ersten und zweiten abtriebsseitigen Scheiben **3**, **6** geändert.

[0014] Um das wie oben strukturierte herkömmliche kontinuierlich verstellbare Getriebe **1** der toroidalen Art zu betreiben, überträgt von den ersten und zweiten antriebsseitigen Scheiben **2, 5**, die jeweils synchron miteinander zusammen mit dem hinteren Halbscheibe **9b** der Antriebswelle **9** rotieren, die erste antriebsseitige Scheibe **2** Leistung über die ersten Leistungsrollen **4, 4** auf die erste abtriebsseitige Scheibe **3**, während diese Leistung die Vorderrad-Antriebswelle **13** antreibt und rotiert. Des Weiteren treibt die Leistung, die von der zweiten antriebsseitigen Scheibe **5** über die zweiten Leistungsrollen **7** auf die zweite abtriebsseitige Scheibe **6** übertragen wird, die Hinterad-Antriebswelle **14** an und rotiert diese.

[0015] Im Übrigen sind in dem Fall einer derartigen Struktur, wie sie in den [Fig. 7](#) bis [Fig. 10](#) gezeigt worden ist und bei der das Übersetzungsverhältnis dadurch geändert wird, dass die bogenförmige Bewegung (Schwenkbewegung) der ersten und zweiten Schwingrahmen **21, 22** verwendet wird, die ersten und zweiten Drehzapfen **30, 31**, wenn man diesen Fall mit einer solchen Struktur vergleicht, wie sie in der Patentreferenz 2 und dergleichen offenbart ist und bei der das Übersetzungsverhältnis dadurch geändert wird, dass die Drehzapfen unter Verwendung der Aktoren direkt verschoben werden, leichter dazu zu bringen, in den axialen Richtungen derselben zu taumeln. Auf Grund von derartigen Taumelaktionen der Drehzapfen **30, 31** und in Übereinstimmung mit einer Differenz bei der Taumelquantität zwischen den Drehzapfen **30, 31** gibt es des Weiteren eine Möglichkeit, dass eine unerwartete Gangschaltungsoperation auftreten kann oder dass die Synchronität der Übersetzungsverhältnisse der Leistungsrollen **4, 7** gestört sein kann oder dass die Steuerung der Übersetzungsverhältnisse unstabilisiert sein kann.

[0016] Mit anderen Worten ausgedrückt werden in dem Fall der Struktur, die in den oben erwähnten [Fig. 7](#) bis [Fig. 10](#) gezeigt ist, die Schwingrahmen **21, 22** von dem Aktor geschwungen und verschoben (bogenförmig um die Stützachse **34** herum betätigt). Der Aktor ist nicht nur aus den Öldruck-Zylindern **36a, 36b** und den Kolben **38a, 38b** aufgebaut, die vierfach in jedem Schwingrahmen **21, 22** vorgesehen sind, sondern auch aus den Stäben **37a, 37b**, die zweifach in jedem Schwingrahmen **21, 22** vorgesehen sind. Aus diesem Grund werden die Drehzapfen **30, 31** in den axialen Richtungen der Schwenkachsen **33, 33** entsprechend verschoben. Mit anderen Worten ausgedrückt werden die Verschiebeoperationen der Drehzapfen **30, 31** in den axialen Richtungen der Schwenkachsen **33, 33** von dem obigen Aktor über die Schwingrahmen **21, 22** ausgeführt.

[0017] Aus diesem Grund gibt es eine Möglichkeit, dass auf Grund eines Montagespiels, das zwischen den Drehzapfen **30, 31** und den Schwingrahmen **21, 22** existiert, die Drehzapfen **30, 31** dazu veran-

lasst werden, dass sie in Bezug auf die Schwingrahmen **21, 22** taumeln. Wenn die Drehzapfen **30, 31** in der axialen Richtung der Schwenkachsen **33, 33** auf Grund von derartigen Taumeloperationen verschoben werden, während das kontinuierlich verstellbare Getriebe der toroidalen Art in Betrieb ist, dann gibt es eine Möglichkeit, dass die Richtungen von in tangentialer Richtung verlaufenden Kräften, die auf die Wälzkontaktteile (Kraftschlusssteile) zwischen den peripheren Oberflächen der Leistungsrollen **4, 7** und den inneren Oberflächen der antriebsseitigen und der abtriebsseitigen Scheiben **2, 3, 5, 6** wirken, geändert werden können und dass somit eine unerwartete Getriebeoperation ausgeführt werden kann. Auf der anderen Seite gibt es in dem Fall einer solchen Struktur, wie sie in der oben erwähnten Patentreferenz 2 und dergleichen offenbart ist, auf Grund der Tatsache, dass die Verschiebeoperationen der Drehzapfen in den axialen Richtungen der Schwenkachsen von dem Stab eines Aktors ausgeführt werden, der direkt an den Schwenkachsen der Drehzapfen befestigt ist, keine Möglichkeit, dass die Drehzapfen dazu veranlasst werden, dass sie auf Grund des Montagespiels taumeln. Wie auch immer, die übertragbare Leistung der Struktur, die in der Patentreferenz 2 und dergleichen offenbart ist, ist kleiner als jene der Struktur, die in der Patentreferenz 1 offenbart ist.

[0018] In dem normalen Drehmoment-Übertragungszustand, das heißt, in einem Zustand, in dem bei den antriebsseitigen und den abtriebsseitigen Scheiben **2, 5, 3, 6** die auf der einen Seite befindlichen Scheiben **2, 5 (3, 6)** ein Drehmoment in Richtung auf die auf der anderen Seite befindlichen Scheiben **3, 6 (2, 5)** hin in einer Richtung übertragen, wird eine in einer Richtung verlaufende Kraft kontinuierlich auf die Wälzkontaktteile zwischen den peripheren Oberflächen der Leistungsrollen **4, 7** und den inneren Oberflächen der Scheiben **2, 3, 5, 6** in Übereinstimmung mit den Rotationsrichtungen der auf der einen Seite befindlichen Scheiben **2, 5 (3, 6)** ausgeübt.

[0019] Auf Grund dessen werden, auf der Basis einer solchen Kraft, die in einer Richtung ausgeübt wird, die Drehzapfen **30, 31** in einer Richtung in Bezug auf die axialen Richtungen der Schwenkachsen **33, 33** geschoben. Es wird aus diesem Grund in einem solchen Drehmoment-Übertragungszustand kaum eine unerwartete Gangschaltungsoperation auf der Basis der oben erwähnten Taumeloperation verursacht werden.

[0020] Auf der anderen Seite gibt es in einem Leerlauf-Zustand, in dem kein Drehmoment zwischen den antriebsseitigen und den abtriebsseitigen Scheiben **2, 5, 3, 6** übertragen wird, und in einem Zustand, in dem die Übertragungsrichtung eines Drehmoments auf Grund von Motorbremsung verändert wird, eine Möglichkeit, dass die Drehzapfen **30, 31** um einen Betrag entsprechend der oben erwähnten Tau-

meloperation von der einen Richtung zu der anderen Richtung oder von der anderen Richtung zu der einen Richtung in Bezug auf die axiale Richtung der Schwenkachsen verschoben werden können. Mit anderen Worten ausgedrückt kann nicht nur eine solche unnötige Verschiebung der axialen Richtung der Drehzapfen **30, 31** eine unerwartete Gangschaltungsoperation zur Folge haben, sondern gibt es auch sowohl die Möglichkeit, dass die Synchronität der Übersetzungsverhältnisse zwischen den Leistungsrollen **4, 7**, die sich in denselben Hohlung **45, 46** befinden, auf Grund einer Differenz des Taumelbetrags zwischen den Drehzapfen **30, 31** gestört wird, als auch die Möglichkeit, dass die Steuerung des Übersetzungsverhältnisses des kontinuierlich verstellbaren Getriebes der toroidalen Art unstabilisiert sein kann. Wenn eine solche Synchronitätsstörung zwischen den Übersetzungsverhältnissen der Leistungsrollen **4, 7** und eine solche unstabilisierte Übersetzungsverhältnis-Steuerung auftreten, dann gibt es sowohl eine Möglichkeit, dass in dem oben erwähnten Wälzkontaktteil übermäßiger Schlupf auftreten kann, als auch eine Möglichkeit, dass der Wirkungsgrad, die Haltbarkeit und dergleichen eines kontinuierlich verstellbaren Getriebes der toroidalen Art verringert werden können.

[0021] Wenn im Übrigen in dem Fall einer kontinuierlich verstellbaren Getriebevorrichtung, die dadurch strukturiert ist, dass ein kontinuierlich verstellbare Getriebe der toroidalen Art und ein Getriebe nach Art eines Planetengetriebes über Mehrheiten von Kupplungen kombiniert werden, von einem Niedrig-Drehzahl-Modus zu einem Hoch-Drehzahl-Modus und umgekehrt auf der Basis umgeschaltet wird, dass diese Kupplungen eingekuppelt oder ausgekuppelt werden, dann verändert sich die Richtung eines Drehmoments, das durch das kontinuierlich verstellbare Getriebe der toroidalen Art hindurch geht, momentan. Bei einer solchen plötzlichen Drehmomentveränderung gibt es ebenso eine Möglichkeit, dass die oben erwähnten Unannehmlichkeiten auf Grund der Taumeloperation der Drehzapfen auftreten können.

[0022] Es ist des Weiteren mit dem Zweck, die oben erwähnte schlechte Synchronität der Übersetzungsverhältnisse und die oben erwähnte unstabilisierte Übersetzungsverhältnis-Steuerung zu verhindern, in der japanischen Patentanmeldung 2003-32793 eine Erfindung offenbart worden, bei der eine Leistungsrollen-Einheit aus einem Drehzapfen, einer Schwenkachse, einer Leistungsrolle, einem Axiallager, einem Schwingrahmen, einer Stützachse und einem Radiallager aufgebaut ist, die voneinander separate Bauteile sind und in einem Zustand zusammengebaut werden, in dem sie vorher in derselben Positionsbeziehung wie diejenige Positionsbeziehung zusammengebaut werden, die nach Fertigstellung des Zusammenbaus erhalten wird. Wenn die Positions-

beziehung unter den zusammensetzenden Bauteilen mit hoher Genauigkeit dadurch beschränkt ist, dass auf diese Art und Weise die Leistungsrollen-Einheit vorher in derselben Positionsbeziehung wie diejenige Positionsbeziehung zusammengebaut wird, die nach Fertigstellung des Zusammenbaus erhalten wird, dann kann, ohne dass die Herstellungskosten des kontinuierlich verstellbaren Getriebes der toroidalen Art erhöht werden, die schlechte Synchronität der Übersetzungsverhältnisse und die unstabilisierte Übersetzungsverhältnis-Steuerung verhindert werden, so dass man hierdurch in der Lage ist, den Wirkungsgrad und die Haltbarkeit des kontinuierlich verstellbaren Getriebes der toroidalen Art zu verbessern.

[0023] Wie auch immer, selbst wenn die Positionsbeziehung unter den zusammensetzenden Bauteilen mit hoher Genauigkeit auf diese Art und Weise beschränkt ist, dann können die Beträge der elastischen Verformung der Drehzapfen **30, 31**, wenn das kontinuierlich verstellbare Getriebe der toroidalen Art in Betrieb ist, nicht verringert werden. Das heißt, dass während des obigen Betriebs des kontinuierlich verstellbaren Getriebes der toroidalen Art eine große, in axialer Richtung verlaufende Last (eine Schublast), die zu den inneren Oberflächen der Drehzapfen **30, 31** hin verläuft, auf die Leistungsrollen **4, 7** auf Grund einer Kraft ausgeübt wird, die auf die Wälzkontaktteile (Kraftschlusssteile) zwischen den peripheren Oberflächen der Leistungsrollen **4, 7** und den inneren Oberflächen der antriebsseitigen und der abtriebsseitigen Scheiben **2, 3, 5, 6** ausgeübt wird. Die Drehzapfen **30, 31** werden auf Grund der in axialer Richtung verlaufenden Last zu ihren konkav geformten inneren Oberflächen hin elastisch verformt (gebogen). Als Folge hiervon kann eine solche elastische Verformung der Drehzapfen ein Montagespiel, das zwischen den Drehzapfen **30, 31** und ihren entsprechenden Schwingrahmen **21, 22** existiert, und somit die Taumelbeträge der Drehzapfen **30, 31** vergrößern. Aus diesem Grund gibt es eine Möglichkeit, dass die oben erwähnte schlechte Synchronität zwischen den Übersetzungsverhältnissen und die oben erwähnte unstabilisierte Übersetzungsverhältnis-Steuerung nicht einfach durch die oben erwähnte Maßnahme, die Positionsbeziehung unter den zusammensetzenden Bauteilen mit hoher Genauigkeit zu beschränken, verhindert werden können.

[Patentreferenz 1]: Japanische ungeprüfte Patentoffenlegungsschrift JP-A-2001-165 262.

[Patentreferenz 2]: Japanische ungeprüfte Patentoffenlegungsschrift JP-A-11-153 203.

[0024] Aus der US 4,858,484 A ist ein kontinuierlich verstellbares Getriebe der toroidalen Art bekannt. Das Getriebe weist antriebsseitige und abtriebsseitige Scheiben, mehrere Drehzapfen und mehrere Leistungsrollen auf. Die Leistungsrollen sind dabei um eine Achse an einer Drehzapfenkonstruktion drehbar gelagert. Die Drehzapfenkonstruktion weist ei-

nen Drehzapfengrundkörper, eine Lageplatte und einen Präzisions-Pin auf. Die Drehzapfenkonstruktion weist eine Antriebsrollenstützstruktur auf. Die Antriebsrollenstützstruktur weist eine Antriebsrollenlagerung auf, wobei die Antriebsrollenlagerung von einer Federanordnung druckbeaufschlagt ist. Die Federanordnung ist zwischen zwei Schwenkstiften angeordnet, wobei die beiden Schwenkstifte sich parallel zu der Achse des entsprechenden Präzisions-Pins erstrecken. Diese Drehzapfenkonstruktion ist mittels Laufrollen an einer Umfangslaufbahn aus Hartmetall abgestützt. Die Lagerplatte ist mit dem Präzisions-Pin verbunden, der sich im wesentlichen entlang der Schwenkachse der Drehzapfenkonstruktion erstreckt. Das Ende des Präzisions-Pins ist nur mit einem Präzisionskolben verbunden, der einerseits mittels der Feder mit druckbeaufschlagt und andererseits mittels des Drucks, mit Druck beaufschlagbar ist. Durch die axiale Verschiebung des Präzisions-Pins wird die Drehzapfenkonstruktion einschließlich der Rolle und der damit verbundenen Schwenkstellungsscheiben geschwenkt bzw. gedreht. Die Schwenkstellungsscheiben bilden keinen Schwingrahmen für die Drehzapfen, da die Schwenkstellungsscheiben sich mit dem Präzisions-Pin mitdrehen. Die Schwenkstellungsscheiben sind drehfest mit der Drehzapfenkonstruktion verbunden. Die Leistungsrollen sind hier um zwei Achsen schwenkbar, nämlich zum einen um die Achse der Drehzapfenkonstruktion und zum anderen um die Schwenkachse der Drehzahlkonstruktion.

[0025] Aus der DE 100 13 182 A1 ist ein stufenloses Reibradgetriebe bekannt. Mehrere Leistungsrollen sind drehbar an Drehzapfen gelagert. Die Drehzapfen sind an einem Gehäuse abgestützt, wobei die Drehzapfen über Federelemente am Gehäuse abgestützt sind. Eine Lagerung der Drehzapfen am Schwingrahmen ist aus dieser Druckschrift nicht bekannt.

[0026] Aus der DE 1 650 677 A ist ein kontinuierlich verstellbares Getriebe der toroidalen Art bekannt. Mehrere Leistungsrollen sind hier drehbar an einem Drehzapfen bzw. in einem Rollenträger gelagert, wobei die Rollenträger gelenkig mit schwenkbaren Organen bzw. Schwingrahmen verbunden sind. Die Schwingrahmen sind auf einem Armstern gelagert, so dass sie Schwenkbewegungen um Achsen ausführen können, die im Wesentlichen parallel zur Achse des Getriebes verlaufen. Allerdings sind hier die Schwingrahmen nicht an Stützrahmen gelagert, die an Umfängen der entsprechenden Drehzapfen vorgesehen sind. Die Schwingrahmen sind durch den Armstern mit den Armen gebildet. Ferner ist hier kein Vorspannmittel vorgesehen. Stattdessen ist ein Dämpfer zwischen dem Drehzapfen und dem Schwingrahmen vorgesehen, wobei der Dämpfer einen Kolben und ein Rückschlagventil mit einer unter Federspannung stehenden Ventilkugel aufweist.

[0027] Aus der EP 172 023 A1 ist ein kontinuierlich verstellbares Getriebe der toroidalen Art bekannt. Eine Leistungsrolle ist dabei an einem Drehzapfen drehbar gelagert. Der Drehzapfen ist hier jedoch nicht in einem drehbaren und verschiebbaren Schwingrahmen gelagert, sondern in zwei Zylinderelementen, die unverschiebbar und unverdrehbar in einem Gehäuse angeordnet sind.

[0028] Aus der US 5,885,185 A ist ein stufenloses Getriebe bekannt. Hierbei sind Drehzapfen direkt an einem Gehäuse gelagert. Es sind keine Schwingrahmen vorgesehen.

[0029] Aus der US 4,444,068 A ist ein stufenloses Getriebe bekannt. Mehrere Leistungsrollen sind daher jeweils an einem Drehzapfen drehbar gelagert. Die Drehzapfen sind hierbei jedoch nicht in Schwingrahmen gelagert.

[0030] Aus der US 1,847,553 A ist ein stufenloses Getriebe der toroidalen Art bekannt, wobei mehrere Leistungsrollen an Drehzapfen drehbar gelagert sind. Die Drehzapfen sind hier an schwenkbaren Hebeln gelagert. Die Hebel bilden dabei jeweils paarweise Schwingrahmen. Allerdings sind hier die Schwingrahmen nicht an entsprechenden Stützrahmen gelagert, sondern an einem Armstern. Mehrere Federn sind hier zwischen den Schwingrahmen und den Armen des Armsterns angeordnet. Die Federn sind hier nicht zwischen den Drehzapfen und den Schwingrahmen angeordnet.

Offenbarung der Erfindung

Aufgabe, welche die Erfindung lösen soll

[0031] In Hinblick auf die oben erwähnten Umstände in dem Stand der Technik ist die Erfindung mit dem Zweck gemacht, eine Struktur zu realisieren, welche die Taumeloperationen der Drehzapfen in den axialen Richtungen ihrer entsprechenden Schwenkachsen, die durch ein Montagespiel verursacht werden, beschränken kann, so dass man hierdurch in der Lage ist, die schlechte Synchronität zwischen den Übersetzungsverhältnissen und die unstabilisierte Übersetzungsverhältnis-Steuerung zu verhindern.

Mittel zum Lösen der Aufgabe

[0032] Diese der Erfindung zugrunde liegende Aufgabe wird nun durch ein kontinuierlich verstellbares Getriebe mit den Merkmalen des Patentanspruchs 1 gelöst. Ein kontinuierlich verstellbares Getriebe der toroidalen Art gemäß der Erfindung weist antriebsseitige und abtriebsseitige Scheiben, Mehrheiten von (mehrere) Drehzapfen und Mehrheiten von (mehrere) Leistungsrollen auf. Von diesen Bauteilen sind die antriebsseitigen und die abtriebsseitigen Scheiben auf eine solche Art und Weise gestützt (gelagert), dass

sie konzentrisch (koaxial) miteinander sind und dass sie unabhängig voneinander rotiert werden können, während wobei die antriebsseitigen und die abtriebsseitigen Scheiben jeweils innere Oberflächen, die als konkav geformte Oberflächen ausgebildet sind, die jeweils einen bogenförmigen Querschnitt aufweisen, aufweisen und sich die inneren Oberflächen der antriebsseitigen und der abtriebsseitigen Scheiben einander gegenüber befinden. Des Weiteren können die Drehzapfen jeweils um ihre entsprechenden Schwenkachsen herum geschwungen (gedreht) werden, die an Positionen angeordnet sind, die verdreht zu der zentralen Achse der antriebsseitigen und der abtriebsseitigen Scheiben sind.

[0033] Darüber hinaus werden die Leistungsrollen, deren periphere Oberflächen (Außenumfangsflächen) als sphärisch konvex geformte Oberflächen ausgebildet sind, von und zwischen den antriebsseitigen und den abtriebsseitigen Scheiben auf eine solche Art und Weise gehalten, dass sie jeweils an ihren entsprechenden Drehzapfen gestützt (drehbar gelagert) werden. Es sind an Stützrahmen, die jeweils an den Umfängen ihrer entsprechenden Drehzapfen vorgesehen sind, Schwingrahmen in derselben Anzahl wie die Anzahl der Drehzapfen angeordnet, wobei die mittleren Teile der Schwingrahmen von ihren entsprechenden Stützachsen auf eine solche Art und Weise schwenkbar gestützt (gelagert) sind, dass die Schwingrahmen von einem Aktor geschwungen (gedreht) und verschoben werden können. Des Weiteren sind die Schwenkachsen, die an den beiden Endteilen ihrer entsprechenden Drehzapfen angeordnet sind, an den beiden Endteilen ihrer entsprechenden Schwingrahmen gestützt (gelagert). Es sind (ist) im Besonderen bei dem kontinuierlich verstellbaren Getriebe der toroidalen Art gemäß der Erfindung zwischen den (dem) Schwingrahmen und den (dem) Drehzapfen (ein) Vorspannmittel eingefügt, die dazu verwendet werden (wird), ihre (den) entsprechenden Drehzapfen in einer Richtung in Bezug auf die axialen Richtungen der Schwenkachse(n) der (des) Drehzapfen(s) zu drücken.

Auswirkungen der Erfindung

[0034] Gemäß dem wie oben strukturierten kontinuierlich verstellbaren Getriebes der toroidalen Art der Erfindung kann, weil die Vorspannmittel, die zwischen den Schwingrahmen und ihren entsprechenden Drehzapfen eingefügt sind, ihre entsprechenden Drehzapfen in einer Richtung in Bezug auf die axialen Richtungen der Schwenkachsen der Drehzapfen drücken, verhindert werden, dass die Drehzapfen in den axialen Richtungen ihrer entsprechenden Schwenkachsen taumeln. Die Kraft der Vorspannmittel, die dazu dient, die Drehzapfen in einer Richtung zu schieben, ist größer gesetzt als eine Kraft, die, wenn die Übertragungsrichtung eines Drehmoments auf Grund von Motorbremsung oder

dergleichen verändert wird, die Drehzapfen in Übereinstimmung mit diesem Drehmoment schiebt. Falls die Schubkraft der Vorspannmittel auf diese Art und Weise beschränkt ist, dann kann, selbst wenn die Übertragungsrichtung des Drehmoments verändert wird, verhindert werden, dass sich die Drehzapfen in den axialen Richtungen der Schwenkachsen verschieben. Als ein Ergebnis hiervon kann verhindert werden, dass eine unerwartete Getriebeoperation auf Grund der Verschiebung der axialen Richtung des Drehzapfens ausgeführt wird, und darüber hinaus kann die schlechte Synchronität der Übersetzungsverhältnisse und die unstabilisierte Übersetzungsverhältnis-Steuerung auf Grund einer Differenz der Taulm beträge der Drehzapfen verhindert werden.

Kurze Beschreibung der Zeichnungen

[0035] [Fig. 1](#) ist eine geschnittene Ansicht einer Ausführungsform 1 gemäß der Erfindung, ähnlich zu [Fig. 9](#);

[0036] [Fig. 2](#) ist eine geschnittene Ansicht der Hauptteile der Ausführungsform 1;

[0037] [Fig. 3](#) ist eine diagrammatische Ansicht der Beziehung zwischen einem Übersetzungsverhältnis und dem Neigungswinkel einer Leistungsrolle. Im Besonderen zeigt die [Fig. 3A](#) einen Fall, der von einer herkömmlichen Struktur zur Verfügung gestellt wird, und die [Fig. 3B](#) zeigt einen Fall, der von der Erfindung zur Verfügung gestellt wird.

[0038] [Fig. 4](#) ist eine geschnittene Ansicht einer Ausführungsform 2 gemäß der Erfindung, ähnlich zu [Fig. 2](#);

[0039] [Fig. 5](#) ist eine geschnittene Ansicht einer Ausführungsform 3 gemäß der Erfindung, ähnlich zu [Fig. 1](#);

[0040] [Fig. 6](#) ist eine geschnittene Ansicht der Hauptteile der Ausführungsform 3;

[0041] [Fig. 7](#) ist eine geschnittene Ansicht eines Beispiels einer herkömmlichen Struktur;

[0042] [Fig. 8](#) ist eine geschnittene Ansicht, die längs der Linie A-A genommen ist, die in der [Fig. 7](#) gezeigt ist;

[0043] [Fig. 9](#) ist eine geschnittene Ansicht, die längs der Linie B-B genommen ist, die in der [Fig. 7](#) gezeigt ist;

[0044] [Fig. 10](#) ist eine geschnittene Ansicht von im Wesentlichen demselben Teil wie die [Fig. 9](#) und zeigt einen Zustand, in dem ein solcher Teil längs einer Ebene geschnitten ist, welche die zentralen Achsen der ersten Schwenkachsen enthält, die jeweils an den

beiden Endteilen eines ersten Drehzapfens vorgesehen ist.

Bezugszeichenliste

1	kontinuierlich verstellbares Getriebe der toroidalen Art
2	erste antriebsseitige Scheibe
3	erste abtriebsseitige Scheibe
4	erste Leistungsrolle (Kraftrolle)
5	zweite antriebsseitige Scheibe
6	zweite abtriebsseitige Scheibe
7	zweite Leistungsrolle (Kraftrolle)
8	Drehmomentwandler
9	Antriebswelle
9a	vorderer Halbteil
9b	hinterer Halbteil
10	Vorwärts/Rückwärts-Umschaltseinheit
11	Vorwärtsfahrt-Kupplung
12	Rückwärtsfahrt-Kupplung
13	Vorderrad-Antriebswelle
14	Hinterrad-Antriebsrad
15	Träger
16	Kugelkeil
17	Ladeeinrichtung
18	Stützrohr
19	Strebe
20	Stützring
21	erster Schwingrahmen
22	zweiter Schwingrahmen
23	erster Stützrahmen
24	zweiter Stützrahmen
25	Vorderrad-Abtriebszahnrad
26	angetriebenes Zahnrad für ein Vorderrad
27	Differentialgetriebe für ein Vorderrad
28	Hinterrad-Abtriebszahnrad
29	angetriebenes Zahnrad für ein Hinterrad
30	erster Drehzapfen
31	zweiter Drehzapfen
32, 32a	Verschiebeachse
33	erste Schwenkachse
34	Stützachse
35	Stützschaftteil
36a, 36b	Öldruck-Zylinder
37a, 37b	Stab
38a, 38b	Kolben
39	Steuerventil
40	Nockenoberfläche
41	Stößel
42	Ventilkolben
43	Buchse
44	Steermotor
45	erste Höhlung
46	zweite Höhlung

47	Hauptkörper
48, 48a	Endplatte
49	Schraube
50	Stützwandteil
51	kreisförmiges Loch
52	radiales Nadellager
53	axiales Nadellager
54	äußerer Ring
55	Distanzstück
57	kreisförmiges Loch
58	axiales Kugellager
59	äußerer Ring
60	radiales Nadellager
61	axiales Nadellager
62, 62a, 62b	Vorspannmittel
63, 63a	elastisches Element
64, 64a	konkav geformtes Loch
65	Schlupf

Beste Art und Weise zum Ausführen der Erfindung

[0045] Wenn die Erfindung ausgeführt wird, dann können vorzugsweise Vorspannmittel dadurch strukturiert (gebildet) sein, dass ein elastisches Element zwischen der in die axiale Richtung weisenden Stirnfläche einer Schwenkachse und der inneren Oberfläche eines Schwingrahmens, die sich gegenüber einer solchen Stirnfläche befindet, eingefügt ist (eine Struktur (Ausbildung), wie sie in Patentanspruch 2 dargelegt ist), oder dann können vorzugsweise Vorspannmittel dadurch strukturiert (gebildet) sein, dass ein Kolben, der an der in die axiale Richtung weisenden Stirnfläche einer Schwenkachse vorgesehen ist, öldicht in einen Zylinder, der an der inneren Oberfläche eines Schwingrahmens vorgesehen ist, eingepasst ist und dass Drucköl in den Zylinder hinein geleitet wird (eine Struktur (Ausbildung), wie sie in Patentanspruch 3 dargelegt ist). Wenn die Vorspannmittel auf diese Art und Weise strukturiert sind, dann kann eine Struktur (Ausgestaltung) sowohl in kleiner Größe als auch bei niedrigen Kosten realisiert werden, die in der Lage ist, zu verhindern, dass der Drehzapfen in der axialen Richtung der Schwenkachse taumelt.

[0046] Wenn die Erfindung ausgeführt wird, dann können des Weiteren bevorzugt, wie in Patentanspruch 4 dargelegt ist, die Vorspannmittel dadurch strukturiert (gebildet) sein, dass ein elastisches Element zwischen dem äußeren Ring eines Wälzlagers, das dazu dient, den Drehzapfen schwingbar an dem Schwingrahmen zu stützen, oder einem Element, das dazu dient, einen solchen äußeren Ring zu stützen (lagern), und der inneren Oberfläche des Schwingrahmens, die sich gegenüber einem solchen äußeren Ring befindet, oder der Stirnfläche des Außenring-Stützelements eingefügt ist. In diesem Fall kann bevorzugt, wie in Patentanspruch 5 dargelegt ist, das Wälzlager aus einem radialen Nadellager und einem axialen Nadellager aufgebaut sein, die dieselben äußeren Ringe haben. Des Weiteren kann das

Distanzstück sein, das an einen solchen äußeren Ring sphärisch angepasst ist. Darüber hinaus kann das elastische Element zwischen dem Distanzstück und der inneren Oberfläche des Schwingrahmens eingefügt sein, die sich gegenüber der Stirnfläche des Distanzstücks befindet. Wenn die Vorspannmittel auf die oben erwähnte Art und Weise strukturiert (ausgebildet) sind, dann kann, obwohl die Struktur der Vorspannmittel nicht Drucköl benötigt, ohne direkten Kontakt (gleitender Kontakt) zwischen dem Drehzapfen oder einem Element, dem es erlaubt ist, zusammen mit dem Drehzapfen zu schwingen, und dem elastischen Element, der Drehzapfen in einer Richtung in Bezug auf die axiale Richtung der Schwenkachse geschoben werden. Aus diesem Grund wird, selbst wenn der Drehzapfen geschwungen (gedreht) wird, verhindert, dass sich der Drehzapfen oder das Element, dem es erlaubt ist, zusammen mit dem Drehzapfen zu schwingen (drehen), und das elastische Element in gleitendem Kontakt miteinander befinden, wodurch verhindert wird, dass der Drehzapfen und das elastische Element verschleifen.

[Ausführungsform 1]

[0047] Die **Fig. 1** und **Fig. 2** zeigen eine Ausführungsform 1 gemäß der Erfindung, die in Übereinstimmung mit den Patentansprüchen 1 und 2 ist. Die Erfindung ist dadurch gekennzeichnet, dass sie verhindert, dass (erste und zweite) Drehzapfen **30 (31)**, die an (ersten und zweiten) Schwingrahmen **21 (22)** gestützt (gelagert) sind, in den axialen Richtungen von Schwenkachsen **33, 33** taumeln, so dass hierdurch das Auftreten einer schlechten Synchronität zwischen den Übersetzungsverhältnissen von (ersten und zweiten) Leistungsrollen **4 (7)** (Kraftrollen) und die unstabilisierte Übersetzungsverhältnis-Steuerung der Gesamtheit eines kontinuierlich verstellbaren Getriebes der toroidalen Art verhindert werden. Die Strukturen und Operationen der übrigen Teile der Erfindung sind ähnlich zu denen des herkömmlichen Beispiels, das in den zuvor beschriebenen **Fig. 7** bis **Fig. 10** gezeigt ist. Aus diesem Grund werden hierin die doppelte Darstellung und Beschreibung derselben ausgelassen oder vereinfacht und wird im Folgenden eine Beschreibung der Strukturen und Operationen derjenigen Teile gegeben werden, die in den **Fig. 1** und **Fig. 2** gezeigt sind. Des Weiteren wird die folgende Beschreibung gegeben werden, während die Begriffe [erste] und [zweite] ausgelassen werden, die ersten und zweiten Elemente drückt aus, dass die ersten und zweiten Elemente sich in den ersten beziehungsweise zweiten Höhlungen befinden.

[0048] Jeder der Schwingrahmen **21 (22)** ist dadurch aufgebaut, dass ein Paar von Endplatten **48, 48** unter Verwendung von Schrauben **49, 49** mit den beiden Stirnflächen eines im Wesentlichen U-förmigen Hauptkörpers **47** verbunden und an diesen beiden Stirnflächen festgemacht ist. Die Schwenkachsen **33,**

33, die gegenseitig konzentrisch an den beiden Stirnflächen von jedem der Drehzapfen **30 (31)** angeordnet sind, sind im Inneren von kreisförmigen Löchern **51, 51** gestützt, die gegenseitig konzentrisch in einem Paar von Stützwandteilen **50, 50** ausgebildet sind, die in den beiden Stirnflächen des Hauptkörpers **47** auf eine solche Art und Weise vorgesehen sind, dass die Schwenkachsen **33, 33** nur dann geschwungen werden können, während verhindert wird, dass sie sich in der axialen Richtung derselben verschieben. Es sind zu diesem Zweck bei der vorliegenden Erfindung radiale Nadellager **52, 52** und axiale Nadellager **53, 53** zwischen den inneren peripheren Oberflächen der entsprechenden kreisförmigen Löcher **51, 51** und den beiden Endteilen von jedem der Drehzapfen **30 (31)** eingefügt.

[0049] Des Weiteren sind zu dem Zweck, dass die beiden Nadellager **52, 53** derart angeordnet sind, dass sie konzentrisch miteinander sind, die äußeren peripheren Oberflächen der äußeren Ringe **54, 54** der beiden Nadellager **52, 53** an die inneren peripheren Oberflächen von Distanzstücken **55, 55** sphärisch angepasst, die an die inneren Oberflächen der kreisförmigen Löcher **51, 51** angepasst und an diesen inneren Oberflächen festgemacht sind. Die beiden Nadellager **52, 53** sind dadurch strukturiert, dass Mehrheiten von Nadeln jeweils zwischen den auf die oben erwähnte Art und Weise konzentrisch arrangierten äußeren Ringen **54, 54** und den beiden Stirnflächen von jedem der Drehzapfen **30 (31)** und zwischen den äußeren Ringen **54, 54** und den äußeren peripheren Oberflächen der Schwenkachsen **33, 33** vorgesehen sind.

[0050] Es ist in Übereinstimmung mit der obigen Struktur in der inneren Oberfläche des mittleren Teils eines jeden Drehzapfens **30 (31)**, der an seinem entsprechenden Schwingrahmen **21 (22)** auf eine solche Art und Weise gestützt ist, dass der Drehzapfen nur um seine entsprechende Schwenkachsen **33, 33** herum geschwenkt und verschoben werden kann, ein mit einem zylindrisch geformten Boden versehenes, konkav geformtes Loch **57** ausgebildet, das dazu verwendet wird, eine Verschiebeachse **32a** zu stützen. Die Richtung der Achse des konkav geformten Lochs **57** ist in rechten Winkeln zu den axialen Richtungen der Schwenkachsen **33, 33** gesetzt. Des Weiteren ist die Verschiebeachse **32a**, die integral mit einem äußeren Ring **59** ausgebildet ist, der ein axiales Kugellager **58** einer schrägen Art bildet, drehbar im Inneren des konkav geformten Lochs **57** von einem radialen Nadellager **60** gestützt. Es ist des Weiteren zwischen der außenseitigen Oberfläche des äußeren Rings **59** und der innenseitigen Oberfläche eines jeden Drehzapfens **30 (31)** ein axiales Nadellager **61** eingefügt, wodurch der äußere Ring **59** und Leistungsrollen **4 (7)** sanft um die Verschiebeachse **32a** herum verschoben werden können.

[0051] Es sind des Weiteren in Übereinstimmung mit der vorliegenden Ausführungsform zwischen jedem der Schwingrahmen **21 (22)** und jedem der Drehzapfen **30 (31)** Vorspannmittel **62** eingefügt, die dazu verwendet werden, den Drehzapfen **30 (31)** in einer Richtung in Bezug auf die axialen Richtungen der Schwenkachsen **33, 33** zu drücken. In dem Fall der vorliegenden Ausführungsform sind die Vorspannmittel **62** dadurch strukturiert, dass ein elastisches Element **63** zwischen der in die axiale Richtung weisenden Stirnfläche der einen Schwenkachse **33** (in der **Fig. 2** eine Schwenkachse **33**, die links gezeigt ist) der Schwenkachsen **33, 33** und der inneren Oberfläche des Schwingrahmens **21 (22)** eingefügt ist, die sich gegenüber einer solchen in die axiale Richtung weisenden Stirnfläche befindet.

[0052] Es ist im Besonderen in einem derartigen Teil der innenseitigen Oberfläche der einen Endplatte **48** (in der **Fig. 2** eine Endplatte **48**, die links gezeigt ist) der Endplatten **48, 48**, die jeweils mit den beiden Endteilen eines jeden Schwingrahmens **21 (22)** verbunden und an diesen beiden Endteilen festgemacht sind, wie er sich gegenüber der Stirnfläche der einen Schwenkachse **33** befindet, ein konkav geformtes Loch **64** auf eine solche Art und Weise ausgebildet, dass es von einer solchen innenseitigen Oberfläche auf eine konkave Art und Weise in die Endplatte **48** eintritt. Es ist zwischen der bodenseitigen Oberfläche des konkav geformten Lochs **64** und einem gleitenden Element **65**, das an der Stirnfläche der Schwenkachse **33** vorgesehen ist, das elastische Element **63** (in der vorliegenden Ausführungsform eine kegelige Tellerfeder) eingefügt, das zum Beispiel eine kegelige Tellerfeder oder eine Schraubendruckfeder sein kann. Das elastische Element **63** wird zu dem Zweck verwendet, eine Kraft auf seinen entsprechenden Drehzapfen **30 (31)** auszuüben, um den Drehzapfen getrennt von der oben erwähnten einen Endplatte **48** in Bezug auf die axialen Richtungen der Schwenkachsen **33, 33** zu halten.

[0053] Die Kraft, mit der das elastische Element **63** den Drehzapfen **30 (31)** drückt, ist größer gesetzt als eine Kraft, mit der, wenn die Übertragungsrichtung eines Drehmoments auf Grund von Motorbremsung oder dergleichen verändert wird, der Drehzapfen **30 (31)** auf Grund eines solchen Drehmoments gedrückt wird (in der anderen Richtung in Bezug auf die axialen Richtungen der Schwenkachsen **33, 33**). Darüber hinaus ist das gleitende Element **65** derart strukturiert, dass es, wenn der Drehzapfen **30 (31)** um die Schwenkachsen **33, 33** herum geschwungen wird, während er in Bezug auf das elastische Element **63** gleitet (sanft gleitet), zusammen mit dem Drehzapfen **30 (31)** geschwungen werden kann. Aus diesem Grund ist das gleitende Element **65** aus einem solchen Material gemacht, das so weit wie möglich eine Schwingrichtung verlaufende Reibkraft reduzieren kann, die auf die Kontaktflächen des gleiten-

den Elements **65** mit dem elastischen Element **63** wirkt, wodurch verhindert wird, dass das elastische Element **63** die Schwingbewegung des Drehzapfens **30 (31)** störend beeinflusst, und auch verhindert wird, dass das elastische Element **63** verschleißt.

[0054] Bei dem wie oben strukturierten kontinuierlich verstellbare Getriebe der toroidalen Art gemäß der vorliegenden Erfindung drückt das elastische Element **63**, das die Vorspannmittel **62** darstellt, den Drehzapfen **30 (31)** in die eine Richtung in Bezug auf die axialen Richtungen der Schwenkachsen **33, 33**. Dies kann verhindern, dass der Drehzapfen **30 (31)** in den axialen Richtungen der Schwenkachsen **33, 33** taumelt. Darüber hinaus ist die Kraft des elastischen Elements **63**, die dazu dient, den Drehzapfen **30 (31)** in die eine Richtung zu drücken, größer gesetzt als eine Kraft, die den Drehzapfen **30 (31)** in die andere Richtung in Übereinstimmung mit einem Drehmoment dann drückt, wenn die Übertragungsrichtung des Drehmoments auf Grund von Motorbremsung oder dergleichen verändert wird. Dies kann verhindern, dass der Drehzapfen **30 (31)** in axialen Richtungen der Schwenkachsen **33, 33** verschoben wird, und zwar selbst dann, wenn die oben erwähnte Übertragungsrichtung des Drehmoments verändert wird. Dies kann eine unerwartete Gangschaltungsoperation verhindern, die andernfalls durch die Verschiebeoperation des Drehzapfens **30 (31)** in den axialen Richtungen der Schwenkachsen **33, 33** verursacht werden könnte, und des Weiteren kann dies auch verhindern, dass die schlechte Synchronität der Übersetzungsverhältnisse der entsprechenden Leistungsrollen **4 (7)**, die von den unterschiedlichen Taulmelbeträgen zwischen den Drehzapfen verursacht wird, und die unstabilisierte Übersetzungsverhältnis-Steuerung des kontinuierlich verstellbaren Getriebes der toroidalen Art auftreten.

[0055] Die **Fig. 3** zeigt die Verhaltensweisen der entsprechenden Leistungsrollen **4 (7)** in unbelastetem Zustand (ein Zustand, in dem kein Drehmoment übertragen wird) eines kontinuierlich verstellbaren Getriebes der toroidalen Art, bei dem die wie oben strukturierten Vorspannmittel **62** eingebaut sind, und eines kontinuierlich verstellbaren Getriebes der toroidalen Art, bei dem keine derartigen Vorspannmittel eingebaut sind, wobei die Verhaltensweisen experimentell erhalten worden sind. Die **Fig. 3A** zeigt im Besonderen die Beziehung zwischen dem Übersetzungsverhältnis eines kontinuierlich verstellbaren Getriebes der toroidalen Art, bei dem die wie oben strukturierten Vorspannmittel **62** nicht eingebaut sind, und dem Neigungswinkel von Leistungsrollen, die jeweils an jedem der Drehzapfen gestützt sind, die dieses kontinuierlich verstellbare Getriebe der toroidalen Art bilden. Die **Fig. 3B** zeigt die Beziehung zwischen dem Übersetzungsverhältnis eines kontinuierlich verstellbaren Getriebes der toroidalen Art, bei dem die wie oben strukturierten Vorspannmittel **62** eingebaut

sind, und dem Neigungswinkel der Leistungsrollen **4** (**7**), die jeweils an jedem der Drehzapfen **30** (**31**) gestützt sind, die dieses kontinuierlich verstellbare Getriebe der toroidalen Art bilden. Die horizontale Achse in der **Fig. 3** drückt das Übersetzungsverhältnis des kontinuierlich verstellbaren Getriebes der toroidalen Art aus, und die vertikale Achse drückt die Neigungswinkel der Leistungsrollen aus. Wie offensichtlich aus der **Fig. 3** ersehen werden kann, können in dem Fall der Struktur, bei der die Vorspannmittel **62** eingebaut sind, die Gänge in einem Zustand geschaltet werden, in dem die Neigungswinkel der Leistungsrollen (Drehzapfen) miteinander übereinstimmen. Jedoch werden in dem Fall der Struktur, bei der die Vorspannmittel **62** nicht eingebaut sind, die Gänge in einem Zustand geschaltet, in dem die Neigungswinkel der Leistungsrollen (Drehzapfen) nicht miteinander übereinstimmen. Aus diesem Grund kann dadurch, dass die wie oben strukturierten Vorspannmittel **62** vorgesehen werden, verhindert werden, dass die Drehzapfen taumeln, wodurch verhindert werden kann, dass die schlechte Synchronität zwischen den Übersetzungsverhältnissen der Leistungsrollen auftritt, und des Weiteren verhindert werden kann, dass die Übersetzungsverhältnis-Steuerung unstabilisiert ist.

[Ausführungsform 2]

[0056] Die **Fig. 4** zeigt nun eine Ausführungsform 2 gemäß der Erfindung, die in Übereinstimmung mit den Patentansprüchen 1 und 3 ist. In dem Fall der vorliegenden Ausführungsform sind die Vorspannmittel **62a**, die dazu verwendet werden, die Drehzapfen **30** (**31**) in die eine Richtung in Bezug auf die axialen Richtungen der Schwenkachsen **33**, **33** zu drücken, als Vorspannmittel von einer Öldruckart ausgebildet. Das heißt, dass dies Vorspannmittel **62a** auf eine solche Art und Weise strukturiert sind, dass ein Kolben **66**, der an der in die axiale Richtung weisenden Stirnfläche der einen Schwenkachse **33** (eine Schwenkachse, die auf der linken Seite der **Fig. 4** gezeigt ist) der oben erwähnten Schwenkachsen **33**, **33** vorgesehen ist, öldicht in einen Zylinder **67**, der an der inneren Oberfläche des Schwingrahmens **21** (**22**) vorgesehen ist, eingepasst ist und dass Öldruck in den Zylinder **67** hinein geleitet wird (Drucköl in den Zylinder **67** hinein gefördert wird). Dieser Zylinder **67** ist an einem solchen Teil der inneren Oberfläche der einen (in der **Fig. 2** auf der linken Seite befindlichen) Endplatte **48a** der Endplatten **48a**, **48**, die jeweils mit den beiden Endteilen der Schwingrahmen **21** (**22**) verbunden und an diesen beiden Endteilen festgemacht sind, gegenüber der Stirnfläche der oben erwähnten Schwenkachse **33** auf eine solche Art und Weise angeordnet, dass der Zylinder **67** in einen solchen Teil von der innenseitigen Oberfläche auf eine konkav geformte Art und Weise eintritt. Es wird dadurch, dass der Kolben **66** öldicht in einen Zylinder **67** eingepasst ist und dass der Drucköl in den Zylinder **67** hinein geleitet wird, auf den Drehzapfen **30** (**31**) eine Kraft ausge-

übt, die den Drehzapfen weg von der oben erwähnten Endplatte **48a** in Bezug auf die axialen Richtungen der Schwenkachsen **33**, **33** drückt.

[0057] Auch bei dieser Ausführungsform ist die Kraft, die auf Grund der Einleitung des Öldrucks auf den Drehzapfen **30** (**31**) ausgeübt werden soll, größer gesetzt als eine Kraft, die den Drehzapfen **30** (**31**) (in die andere Richtung in Bezug auf die axialen Richtungen der Schwenkachsen **33**, **33**) in Übereinstimmung mit einem Drehmoment dann drückt, wenn die Übertragungsrichtung eines solchen Drehmoments auf Grund von Motorbremsung oder dergleichen verändert wird. Darüber hinaus sind die innere periphere Oberfläche des Zylinders **67** und die äußere periphere Oberfläche des Kolbens **66** öldicht in Bezug zueinander gehalten, und sie sind leicht zu verschieben (es ist leicht, sie sanft zu verschieben) in Bezug aufeinander (das heißt, dass dafür gesorgt ist, dass der Kolben **66** leicht im Inneren des Zylinders **67** rotieren kann). Dank dieser Struktur wird verhindert, dass, wenn der Drehzapfen **30** (**31**) um seine entsprechenden Schwenkachsen **33**, **33** geschwungen wird, eine (in peripherer Richtung weisende) Reibkraft, die zwischen der äußeren peripheren Oberfläche des Kolbens **66** und der inneren peripheren Oberfläche des Zylinders **67** wirkt, die Schwingbewegung des Drehzapfens **30** (**31**) störend beeinflusst. Die anderen übrigen Strukturen und Operationen der Ausführungsform 2 sind ähnlich zu denjenigen der Ausführungsform 1, und aus diesem Grund wird hier die doppelte Beschreibung derselben ausgelassen.

[Ausführungsform 3]

[0058] Die **Fig. 5** und **Fig. 6** zeigen eine Ausführungsform 3 gemäß der Erfindung, die in Übereinstimmung mit den Patentansprüchen 1, 4 und 5 ist. In dem Fall der Ausführungsform 1, die in den oben beschriebenen **Fig. 1** und **Fig. 2** gezeigt ist, wird das elastische Element **63**, das die Vorspannmittel **62** bildet, dazu verwendet, das gleitende Element **65** zu drücken, das an der Stirnfläche der einen (in der **Fig. 2** auf der linken Seite befindlichen) Schwenkachse **33** angeordnet ist. Das heißt, dass das gleitende Element **65**, das ein Element ist, dem es erlaubt ist, zusammen mit dem Drehzapfen **30** (**31**) zu schwingen, unter Verwendung des elastischen Elements **63** gedrückt wird. Auf der anderen Seite wird in dem Fall der vorliegenden Ausführungsform ein Element, das nicht zusammen mit dem Drehzapfen **30** (**31**) geschwungen werden wird, unter Verwendung eines elastischen Elements **63a** gedrückt, das Vorspannmittel **62a** bildet. Mit anderen Worten ausgedrückt ist gemäß der vorliegenden Ausführungsform das elastische Element **63a** zwischen einem Distanzstück **55** und solchen inneren Oberflächen der Schwingrahmen **21**, **22** eingefügt, wie sie sich gegenüber der einen Stirnfläche (in der **Fig. 6** die linke Stirnfläche) des Distanzstücks **55** befinden, wobei das Distanzstück

55 ein Element ist, das an äußere Ringe **54** sphärisch angepasst sein kann, die jeweils ein radiales Nadellager **52** und ein axiales Nadellager **53** bilden, die dazu verwendet werden, den Drehzapfen **30 (31)** an dem Schwingrahmen **21 (22)** zu stützen.

[0059] Aus diesem Grund ist in Übereinstimmung mit der vorliegenden Ausführungsform der innenseitige Durchmesser eines konkav geformten Lochs **64a**, das in der einen (in der [Fig. 6](#) links befindlichen) Endplatte **48** gegenüber der einen Stirnfläche (in der [Fig. 6](#) der linken Stirnfläche) des Distanzstücks **55** ausgebildet ist, größer gesetzt als der innenseitige Durchmesser der auf der einen Endseite befindlichen Öffnungskante des Distanzstücks **55**. Das elastische Element **63a** ist zwischen der bodenseitigen Oberfläche des konkav geformten Lochs **64a** und der einen Stirnfläche des Distanzstücks **55** gehalten. Es wird des Weiteren in einem Zustand, in dem das elastische Element **63a** auf diese Art und Weise gehalten ist, eine Kraft auf den Drehzapfen **30 (31)** ausgeübt, die den Drehzapfen **30 (31)** derart drückt, dass er sich von der oben erwähnten einen Endplatte **48** weg in Bezug auf die axialen Richtungen der Schwenkachsen **33, 33** löst. In dem Fall der vorliegenden Ausführungsform wird das Distanzstück **55**, das mit einem Element übereinstimmt, das dazu dient, einen äußeren Ring zu stützen, wie es in Patentanspruch 4 dargelegt ist, von dem elastischen Element **63a** gedrückt. Jedoch können an Stelle der Distanzstück **55** auch die äußeren Ringe **54** direkt gedrückt werden, die jeweils das radiale Nadellager **52** und das axiale Nadellager **53** bilden, die mit den Wälzlagern übereinstimmen, wie es in Patentanspruch 4 dargelegt ist.

[0060] In Übereinstimmung mit der derart strukturierten vorliegenden Ausführungsform kann, obwohl sie nicht eine solche Struktur von einer Öldruckart ist, wie sie in der [Fig. 4](#) gezeigt ist, der Drehzapfen **30 (31)** geschoben werden, ohne dass ein direkter Kontakt (gleitender Kontakt) zwischen dem Drehzapfen **30 (31)** oder einem Element, das zusammen mit dem Drehzapfen **30 (31)** schwingen soll, und dem elastischen Element **63a** besteht. Auf Grund dessen werden Befürchtungen beseitigt, die aufkommen können, wenn eine Struktur von der Öldruckart verwendet wird. Es kann im Besonderen der verminderte Wirkungsgrad des kontinuierlich verstellbaren Getriebes der toroidalen Art auf Grund eines Anstiegs der Belastung einer Pumpe verhindert werden, die dazu verwendet wird, Drucköl zu fördern. Es kann ein Anstieg der Herstellungskosten der Struktur auf Grund der komplizierten Struktur verhindert werden. Darüber hinaus kann selbst dann, wenn der Drehzapfen **30 (31)** geschwungen wird, verhindert werden, dass der Drehzapfen **30 (31)** oder ein Element, das zusammen mit dem Drehzapfen **30 (31)** geschwungen werden soll, und das elastische Element **63a** miteinander in gleitendem Kontakt sind, wodurch verhindert werden kann, dass der Drehzapfen **30 (31)** und das elas-

tische Element **63a** verschleifen. Dies beseitigt eine Möglichkeit, dass die Dimensionen des elastischen Elements **63a** auf Grund von derartigem Verschleiß verändert werden können und als Folge hiervon die elastische Fähigkeit des elastischen Elements **63a** verringert werden kann.

[0061] Darüber hinaus gibt es dann, wenn der Drehzapfen **30 (31)** oder ein Element, das zusammen mit dem Drehzapfen **30 (31)** geschwungen werden soll, mit dem elastischen Element **63a** in gleitenden Kontakt gebracht wird, auf Grund der elastischen Verformung (Biegen) des Drehzapfens **30 (31)**, die durch eine große, in axialer Richtung weisende Last (eine Schublast) verursacht wird, die auf die Leistungsrollen **4 (7)** ausgeübt wird, eine Möglichkeit, dass der Zustand des gleitenden Kontakts zwischen dem Drehzapfen **30 (31)** oder dem Element, das zusammen mit dem Drehzapfen **30 (31)** geschwungen werden soll, und dem elastischen Element **63a** nicht gleichförmig sein kann (diese beiden Elemente können zum Teil miteinander in Kontakt gebracht werden). Darüber hinaus gibt es dann, wenn der Drehzapfen **30 (31)** oder das Element, das zusammen mit dem Drehzapfen **30 (31)** geschwungen werden soll, und das elastische Element **63a** zum Teil miteinander in Kontakt gebracht werden, eine Möglichkeit, dass das elastische Element **63a** oder die Oberfläche des Partnerelements desselben zum Teil verschliffen werden kann. Es wird auf der anderen Seite in Übereinstimmung mit der vorliegenden Ausführungsform, wie sie oben beschrieben ist, da der Drehzapfen **30 (31)** durch das Distanzstück **55** gedrückt wird, die Befürchtung beseitigt, dass das elastische Element **63a** zum Teil mit dem Drehzapfen **30 (31)** in Kontakt gebracht werden kann und dass die elastische Kraft elastischen Elements **63a** auf Grund von Verschleiß verringert werden kann.

[0062] Es ist im Übrigen in dem Fall der vorliegenden Ausführungsform zwischen der anderen Endplatte **48** (die Endplatte **48**, die in der [Fig. 6](#) auf der rechten Seite gezeigt ist), die den Schwingrahmen **21 (22)** bildet, und dem Drehzapfen **30 (31)** ein Schwing-Begrenzungs mittel **68** eingefügt, das dazu verwendet wird, zu verhindern, dass der Drehzapfen **30 (31)** mehr als ein vorgegebener Betrag geschwungen wird. Das heißt, dass in ein Paar von ausgesparten Teilen **69, 69**, die jeweils in der innenseitigen Oberfläche der anderen Endplatte **48** ausgebildet sind und deren Öffnungsteile in Form eines Fächers ausgebildet sind, jeweils die vorspringenden Teile **71, 71** eines Stopfenelements **70** eingefügt sind, das an der Stirnfläche der anderen Schwenkachse **33** (die Schwenkachse, die in der [Fig. 6](#) auf der rechten Seite gezeigt ist) des Drehzapfens **30 (31)** festgemacht ist. Darüber hinaus kann, da die seitlichen Oberflächen der vorspringenden Teile **71, 71** auf Grund der Schwingbewegung des Drehzapfens **30 (31)** mit den inneren Oberflächen der ausgesparten Teile **69, 69** in Kontakt

gebracht werden, verhindert werden, dass der Drehzapfen **30 (31)** mehr als ein vorgegebener Betrag oszilliert. Die anderen übrigen Strukturen und Operationen der vorliegenden Ausführungsform sind ähnlich zu denjenigen der zuvor beschriebenen Ausführungsform 1, und aus diesem Grund wird hier die doppelte Beschreibung derselben ausgelassen.

[0063] Obwohl die Erfindung bisher im Detail und des Weiteren unter Bezugnahme auf spezifische Ausführungsform der Erfindung beschrieben worden ist, ist es für Fachleute offensichtlich, dass darüber hinaus verschiedene Änderungen und Modifikationen möglich sind, ohne von dem Geist und dem Umfang der Erfindung abzuweichen.

Patentansprüche

1. Ein kontinuierlich verstellbares Getriebe (**1**) der toroidalen Art, mit:

- antriebsseitigen und abtriebsseitigen Scheiben (**2, 3; 5, 6**), die auf eine solche Art und Weise gelagert sind, dass sie coaxial miteinander sind und unabhängig voneinander rotiert werden können, wobei sich ihre entsprechenden innenseitigen Oberflächen einander gegenüber befinden, wobei jede der innenseitigen Oberflächen als eine konkav geformte Oberfläche ausgebildet ist, die einen bogenförmigen Querschnitt aufweist;
- Mehreren Drehzapfen (**30, 31**), die sich um ihre entsprechenden Schwenkachsen (**33**) herum drehen können, die an Positionen angeordnet sind, die verdreht zu zentralen Achsen der Scheiben (**2, 3; 5, 6**) sind; und
- Mehreren Leistungsrollen (**4, 7**), die zwischen den antriebsseitigen und den abtriebsseitigen Scheiben (**2, 3; 5, 6**) gehalten werden, während die Leistungsrollen (**4, 7**) an den entsprechenden Drehzapfen (**30, 31**) drehbar gelagert werden, wobei jede der Leistungsrollen (**4, 7**) eine Außenumfangsfläche aufweist, die als sphärisch konvex geformte Oberfläche ausgebildet ist,
- wobei an Stützrahmen (**23, 24**), die an Umfängen der entsprechenden Drehzapfen (**30, 31**) vorgesehen sind, Schwingrahmen (**21, 22**) in derselben Anzahl wie die Anzahl der Drehzapfen (**30, 31**) angeordnet sind, wobei mittlere Teile der Schwingrahmen (**21, 22**) von ihren entsprechenden Stützachsen (**34**) jeweils schwenkbar gelagert sind, während die Schwingrahmen (**21, 22**) von einem Aktor gedreht und verschoben werden können, und
- die Schwenkachsen (**33**), die an den beiden Endteilen ihrer entsprechenden Drehzapfen (**30, 31**) angeordnet sind, schwenkbar an den beiden Endteilen der entsprechenden Schwingrahmen (**21, 22**) gelagert sind, **dadurch gekennzeichnet**, dass
- zwischen dem Schwingrahmen (**21, 22**) und dem Drehzapfen (**30, 31**) ein Vorspannmittel (**62, 62a, 62b**) eingefügt ist, das dazu dient, den Drehzapfen (**30, 31**) in einer Richtung in Bezug auf die axialen

Richtungen der Schwenkachse (**33**) des Drehzapfens (**30, 31**) zu drücken.

2. Ein kontinuierlich verstellbares Getriebe der toroidalen Art gemäß Anspruch 1, wobei das Vorspannmittel (**62, 62a, 62b**) dadurch gebildet ist, dass ein elastisches Element (**63, 63a**) zwischen einer in die axiale Richtung weisenden Stirnfläche der Schwenkachse (**33**) und einer inneren Oberfläche des Schwingrahmens (**21, 22**), die sich gegenüber der in die axiale Richtung weisenden Stirnfläche befindet, eingefügt ist.

3. Ein kontinuierlich verstellbares Getriebe der toroidalen Art gemäß Anspruch 1, wobei das Vorspannmittel (**62, 62a, 62b**) dadurch gebildet ist, dass ein Kolben (**38a, 38b**), der an einer in die axiale Richtung weisenden Stirnfläche der Schwenkachse (**33**) vorgesehen ist, öldicht in einen Zylinder (**67**), der an einer inneren Oberfläche des Schwingrahmens (**21, 22**) vorgesehen ist, eingepasst ist und dass Drucköl in den Zylinder (**67**) hinein geleitet wird.

4. Ein kontinuierlich verstellbares Getriebe der toroidalen Art gemäß Anspruch 1, wobei das Vorspannmittel (**62, 62a, 62b**) dadurch gebildet ist, dass ein elastisches Element (**63, 63a**) zwischen einem äußeren Ring (**54**) eines Wälzlagers, das dazu dient, den Drehzapfen (**30, 31**) schwingbar an dem Schwingrahmen (**21, 22**) zu lagern, oder einem Element, das dazu dient, den äußeren Ring (**54**) zu lagern, und einer inneren Oberfläche des Schwingrahmens (**21, 22**), die sich gegenüber dem äußeren Ring (**54**) befindet, oder der Stirnfläche des Außenring-Stützelements eingefügt ist.

5. Ein kontinuierlich verstellbares Getriebe der toroidalen Art gemäß Anspruch 4, wobei

- das Wälzlager ein radiales Nadellager (**52**) und ein axiales Nadellager (**53**) aufweist, von denen beide denselben äußeren Ring (**54**) haben;
- das Element, das dazu dient, den äußeren Ring (**54**) zu lagern, ein Distanzstück (**55**) ist, das sphärisch in Eingriff mit dem äußeren Ring (**54**) gebracht werden kann, und
- das elastische Element (**63, 63a**) zwischen dem Distanzstück (**55**) und der inneren Oberfläche des Schwingrahmens (**21, 22**) eingefügt ist, die sich gegenüber der Stirnfläche des Distanzstücks (**55**) befindet.

Es folgen 10 Blatt Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

FIG. 1

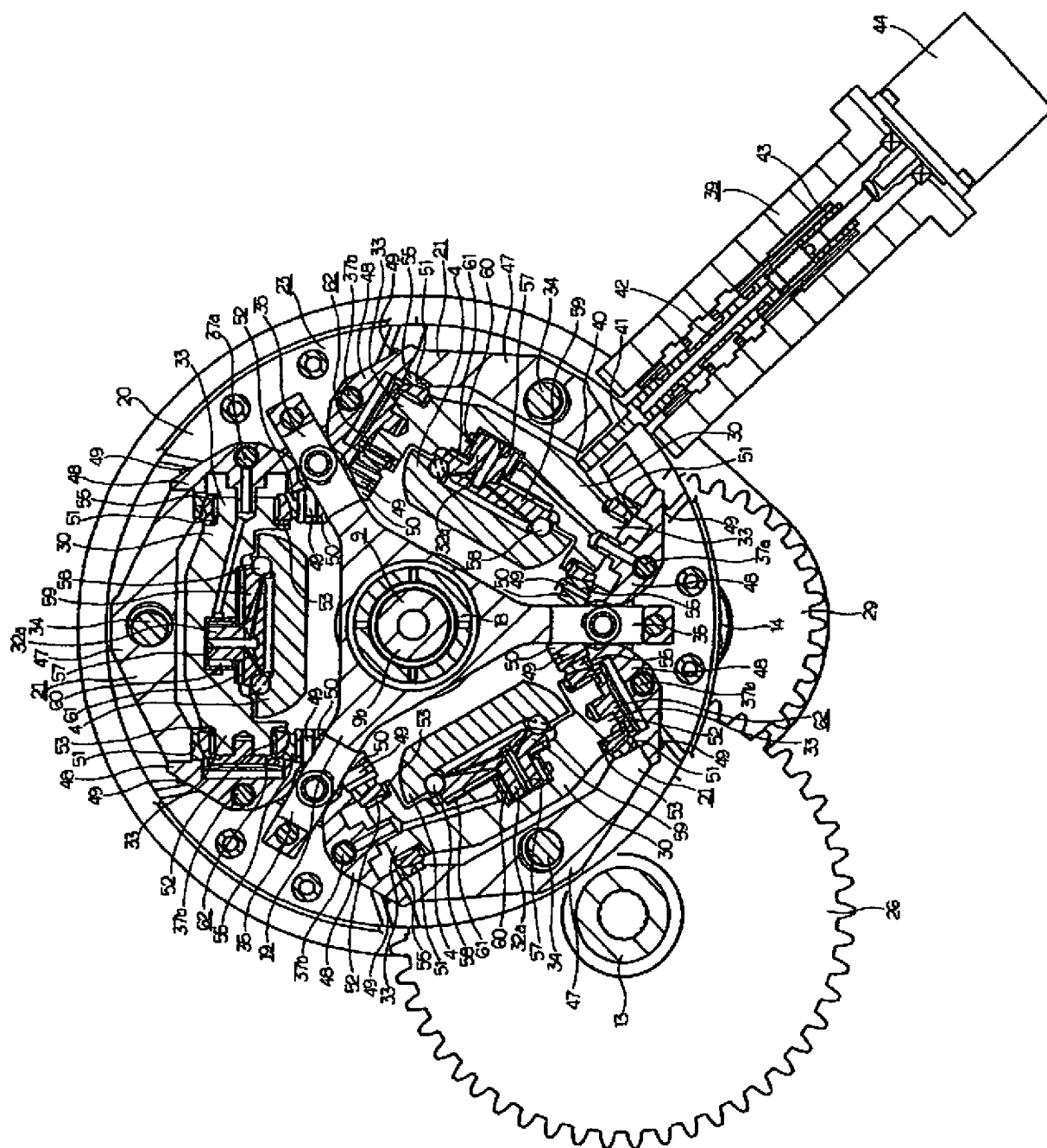


FIG. 2

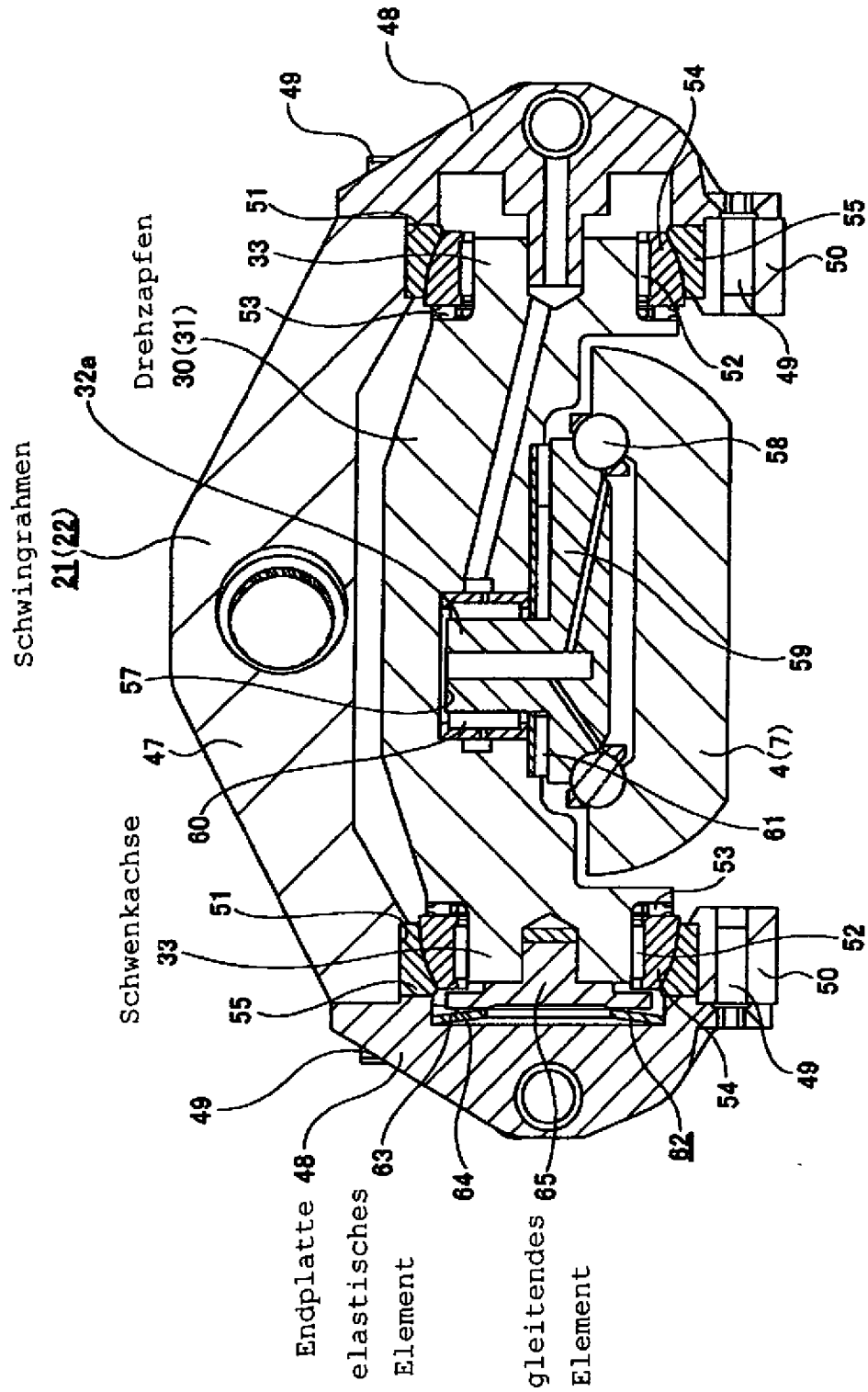


FIG. 3

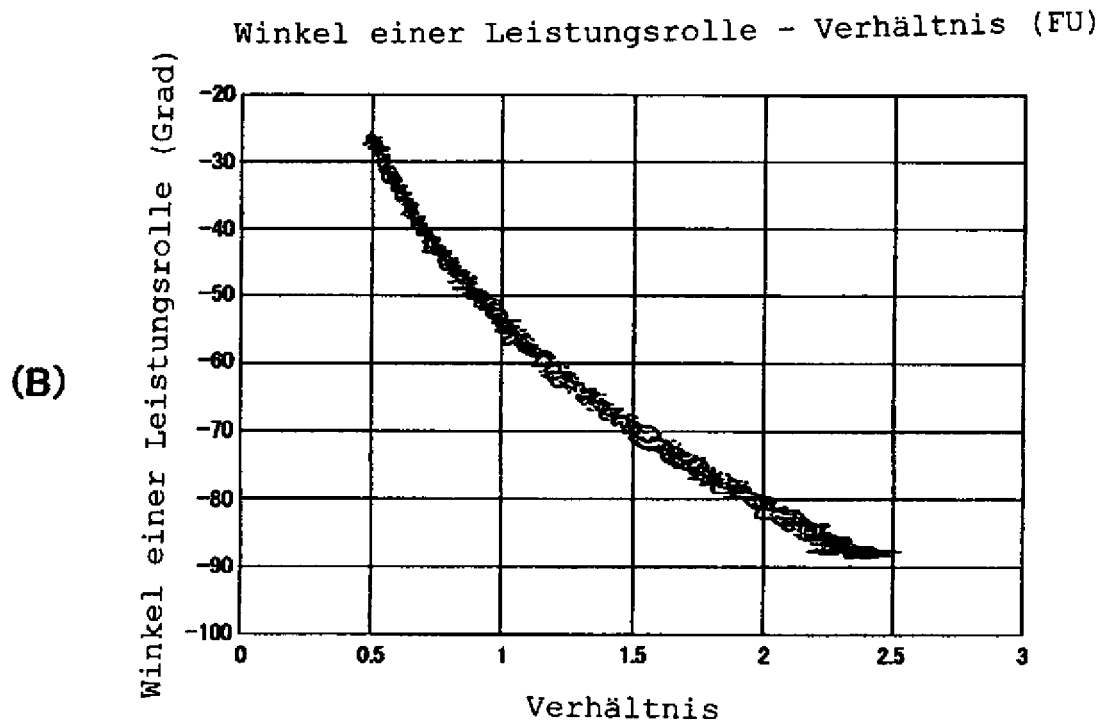
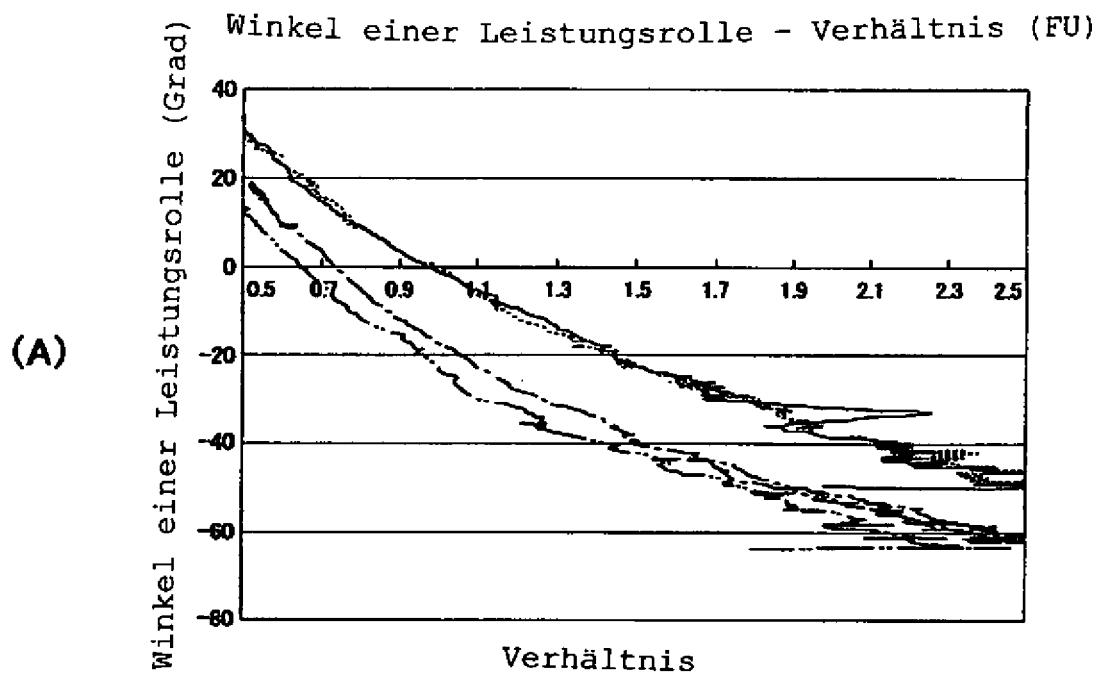


FIG. 4

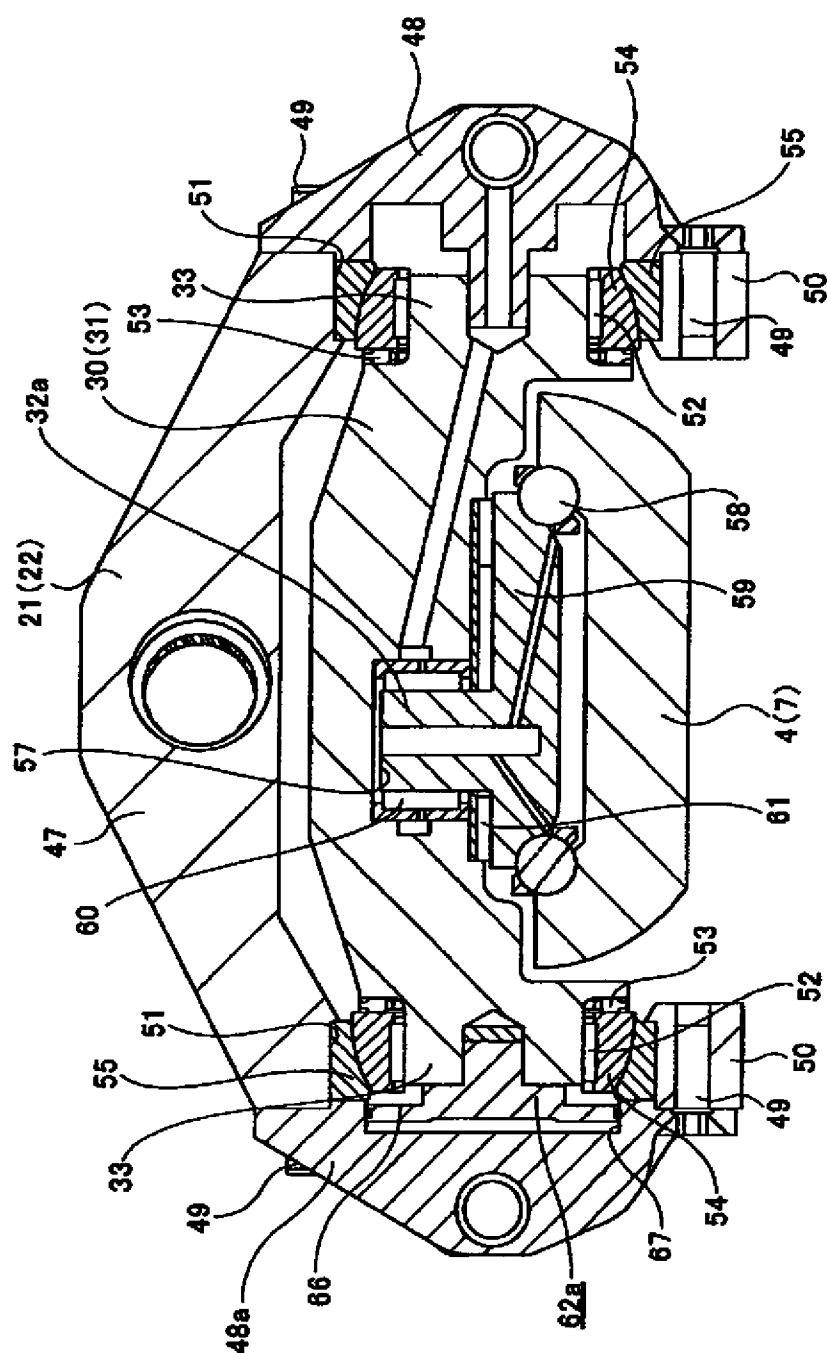


Fig. 5

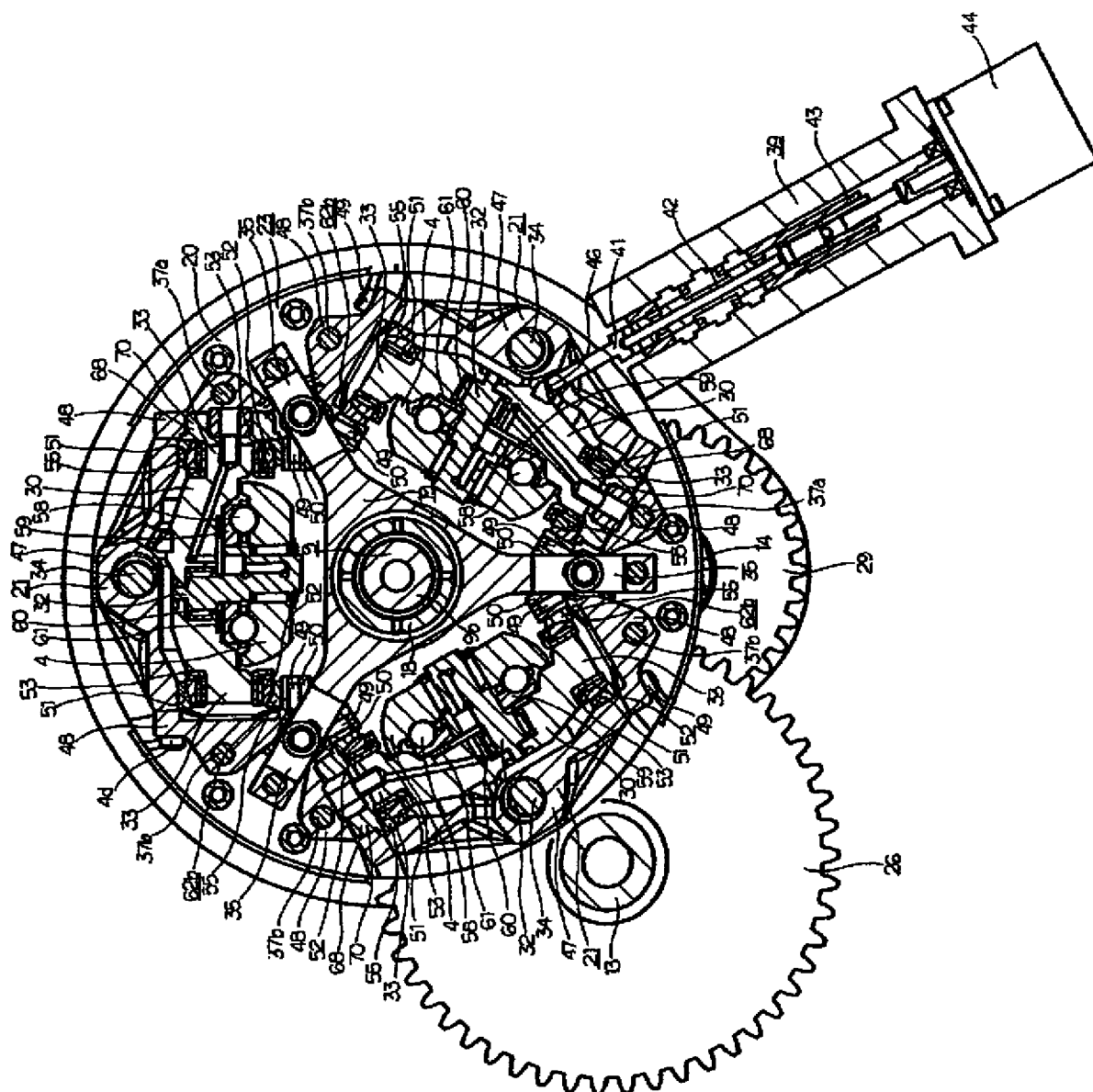


FIG. 6

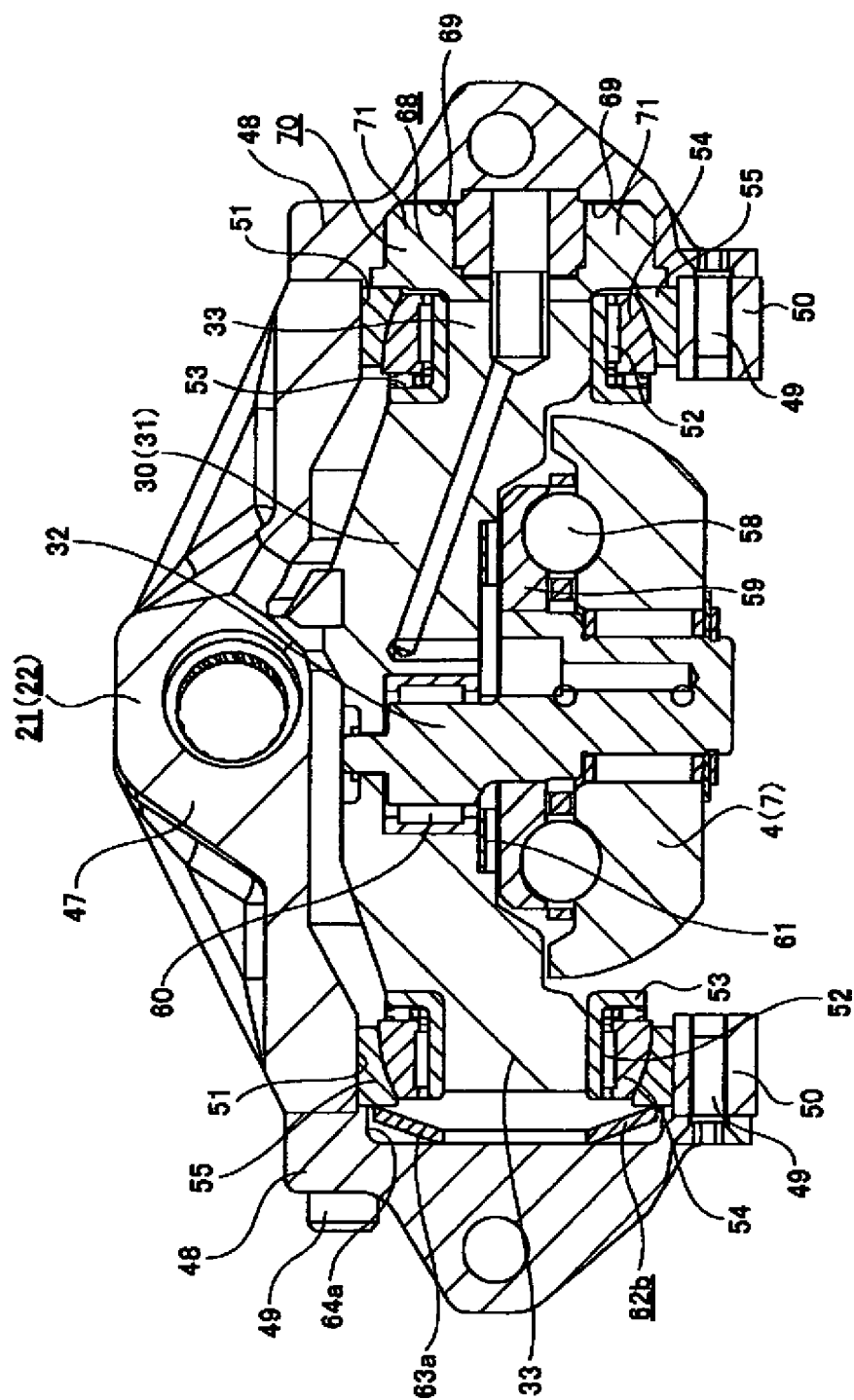


FIG. 7

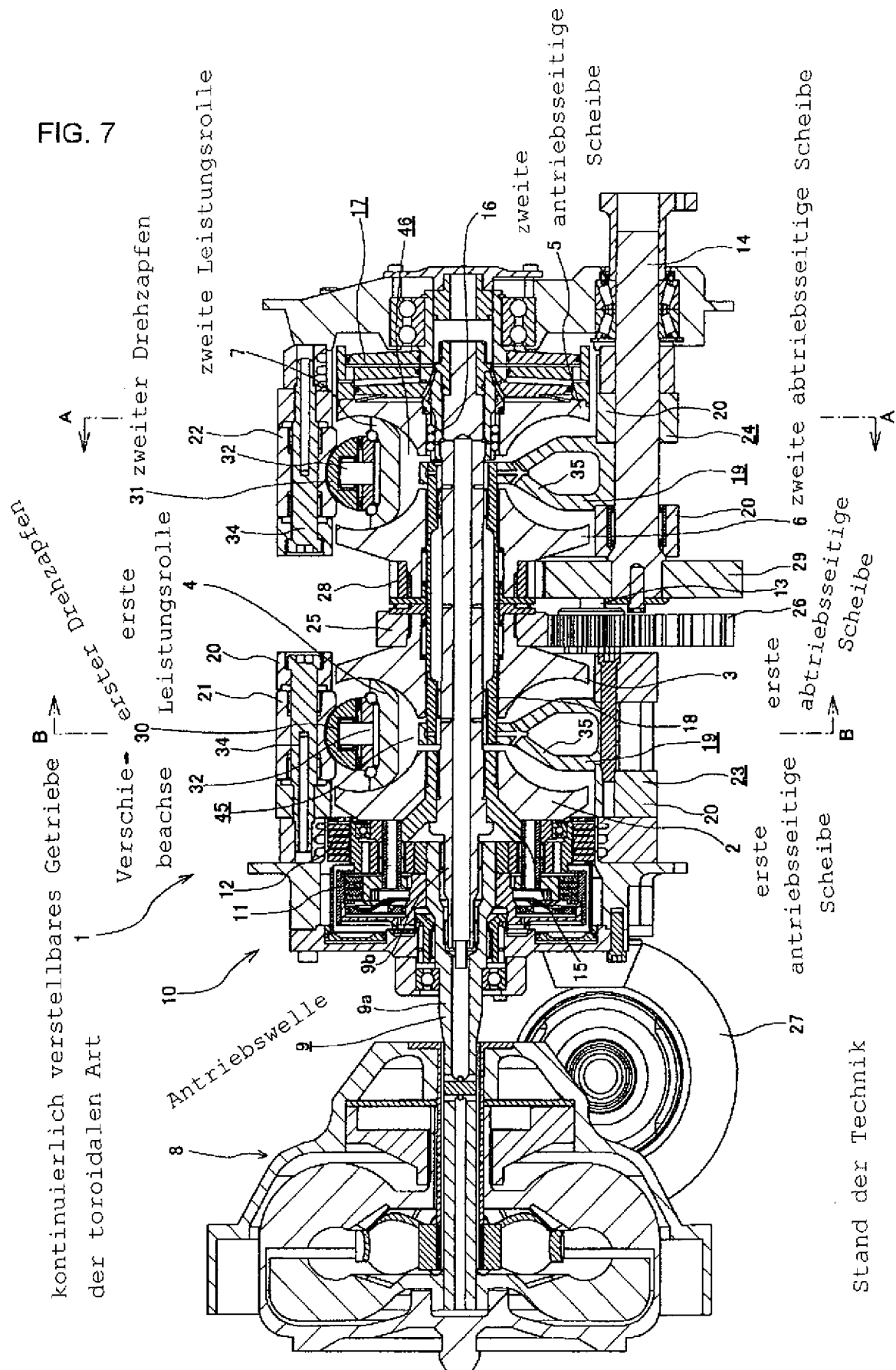


FIG. 8

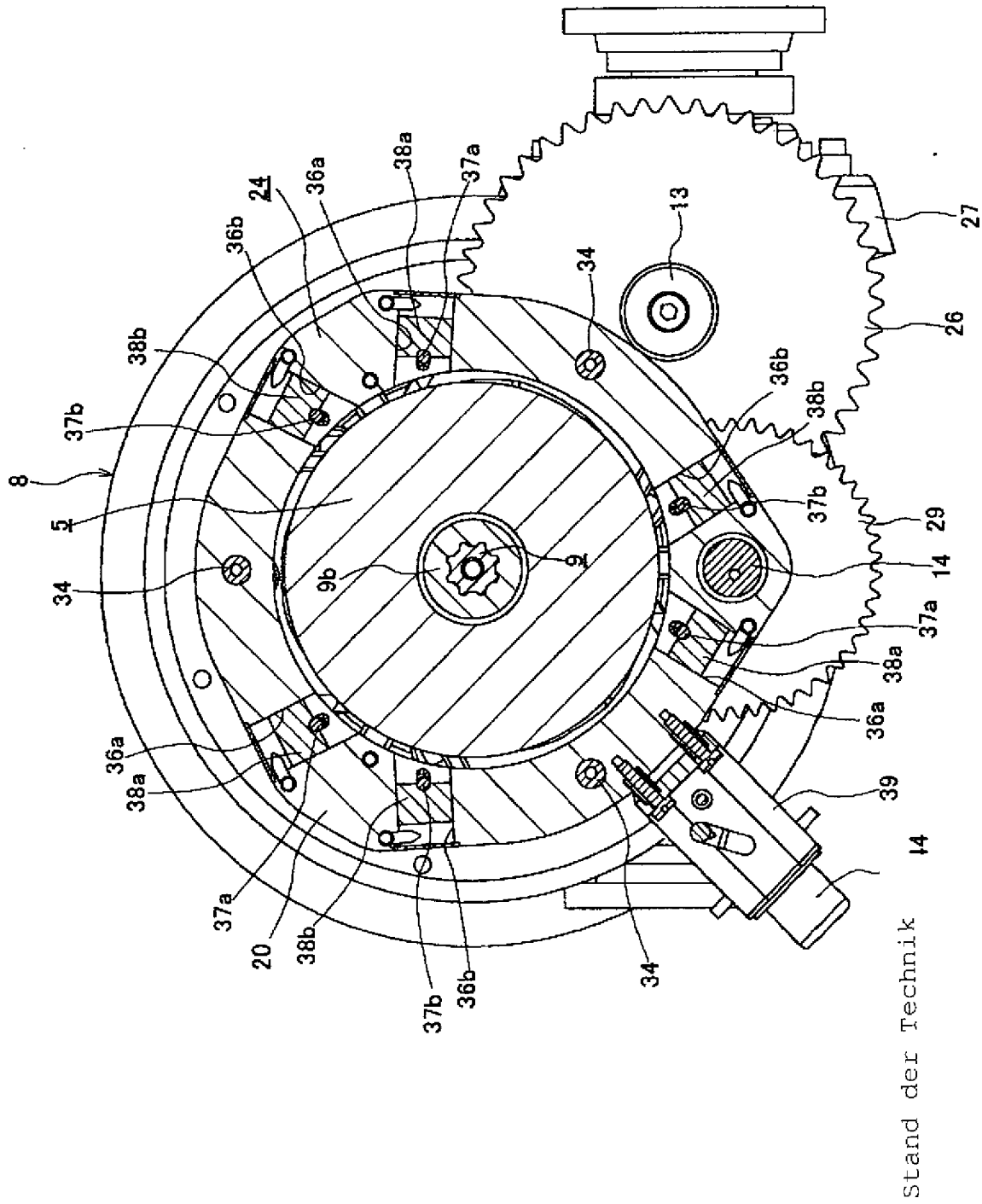


FIG. 9

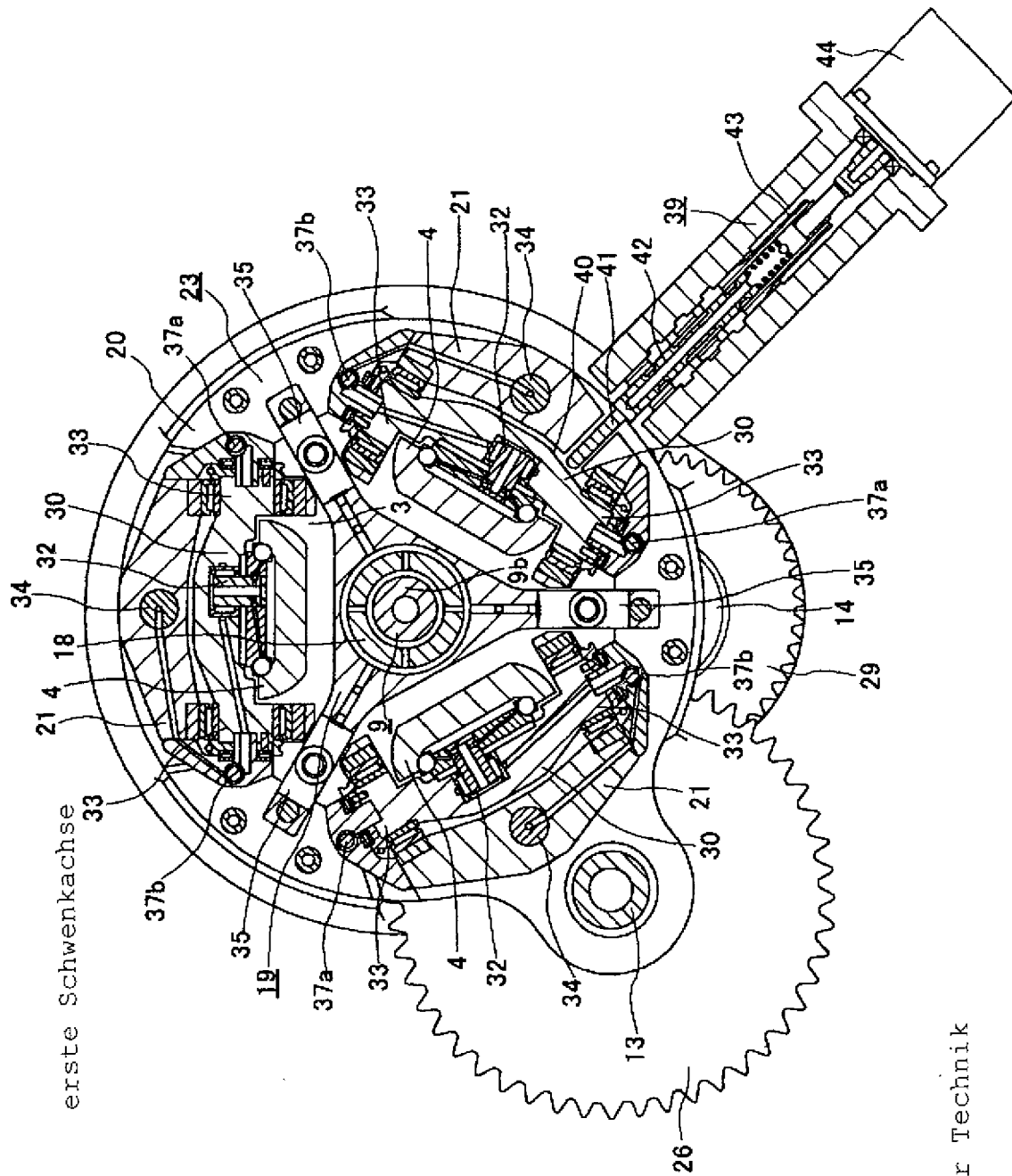
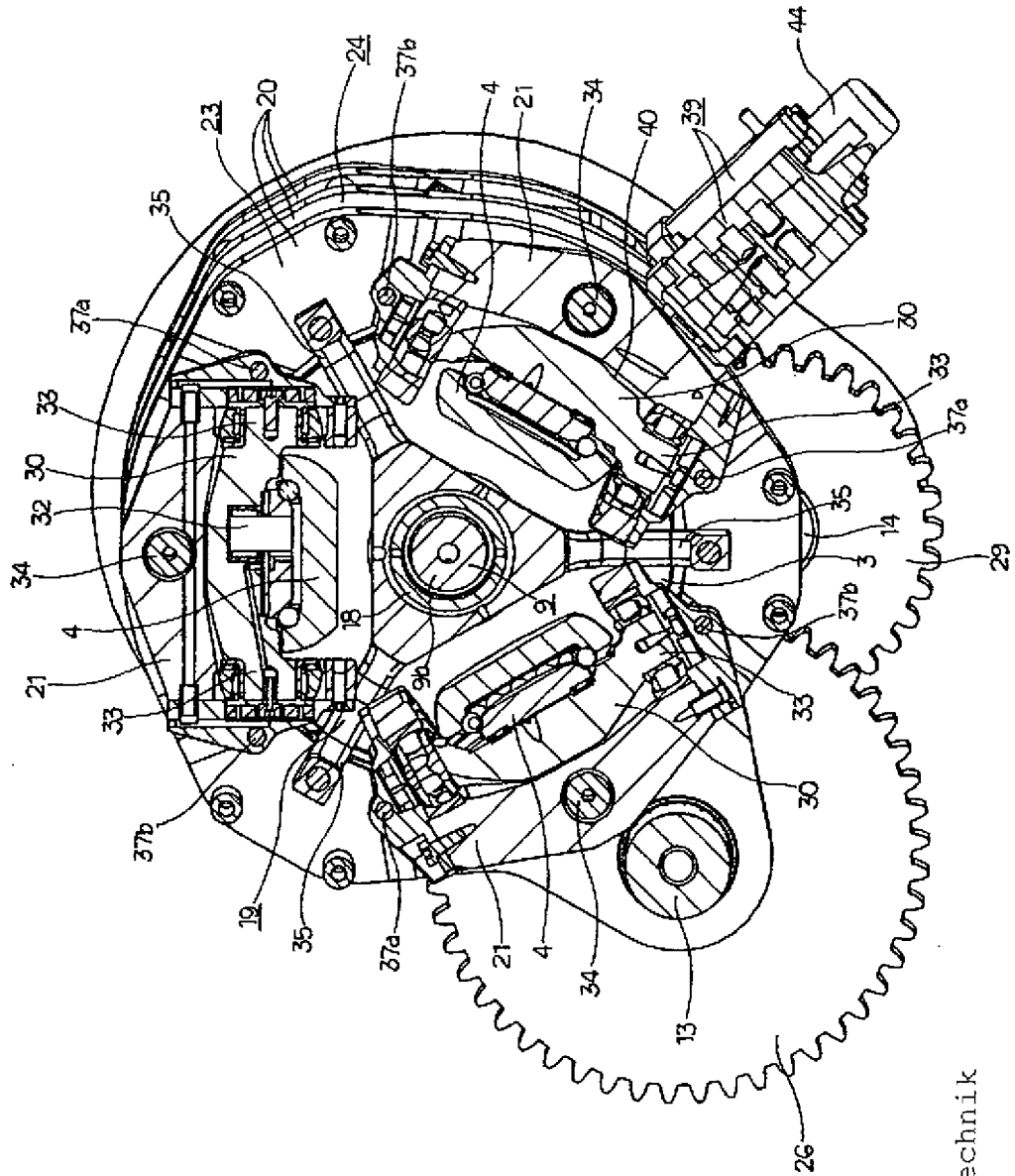


FIG. 10



Stand der Technik