



(19)
Bundesrepublik Deutschland
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) DE 101 46 904 B4 2007.03.08

(12)

Patentschrift

(21) Aktenzeichen: 101 46 904.7
(22) Anmelddatum: 24.09.2001
(43) Offenlegungstag: 29.05.2002
(45) Veröffentlichungstag
der Patenterteilung: 08.03.2007

(51) Int Cl.⁸: F16F 15/123 (2006.01)
F16D 13/04 (2006.01)
F16D 13/64 (2006.01)

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

(30) Unionspriorität:
2000-300334 29.09.2000 JP

(72) Erfinder:
Uehara, Hiroshi, Hirakata, Osaka, JP

(73) Patentinhaber:
Exedy Corp., Neyagawa, Osaka, JP

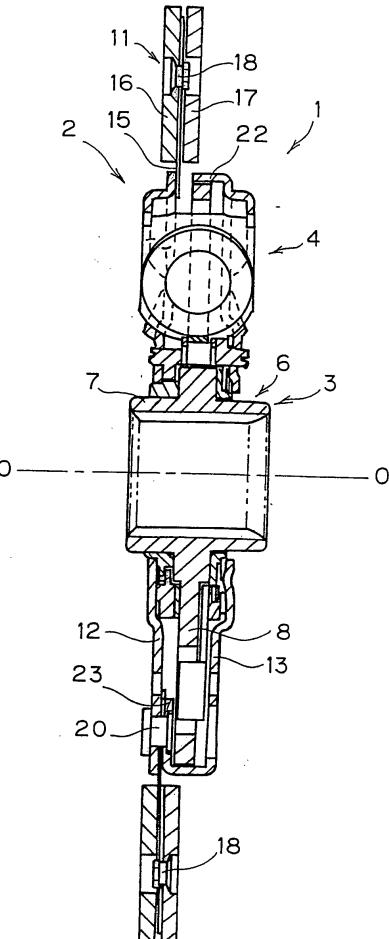
(56) Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht gezogene Druckschriften:

DE 34 46 173 C2
DE 100 37 299 A1
DE 100 82 531 T1

(74) Vertreter:
Hoefer & Partner, 81545 München

(54) Bezeichnung: Dämpfermechanismus

(57) Hauptanspruch: Dämpfermechanismus (4), umfassend
– ein erstes Rotationselement (2);
– ein zweites Rotationselement (3), welches bezüglich des ersten Rotationselementes (2) drehbar ist;
– eine Vielzahl von elastischen Elementen (30, 31), welche angeordnet sind, um zusammengedrückt zu werden, wenn eine Relativrotation zwischen dem ersten und dem zweiten Rotationselement (2, 3) in einer Rotationsrichtung auftritt, und welche eine höhere Steifigkeit an einer positiven Rotationsseite der Torsionscharakteristiken als an einer negativen Rotationsseite bereitstellen; und
– einen Reibungserzeugungsmechanismus (69), welcher angeordnet ist, um Reibung zu erzeugen, wenn eine Relativrotation zwischen dem ersten und dem zweiten Rotationselement (2, 3) auftritt und welcher angeordnet ist, um eine größere Reibung an der positiven Rotationsseite der Torsionscharakteristiken als an der negativen Rotationsseite zu erzeugen.



Beschreibung

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft im Allgemeinen einen Dämpfermechanismus. Genauer betrifft die vorliegende Erfindung einen Dämpfermechanismus zur Übertragung eines Drehmoments, wobei Torsionsschwingungen absorbiert und gedämpft werden.

[0002] Ein Dämpfermechanismus, welcher in einer Kupplungsscheibenanordnung eines Fahrzeugs verwendet wird, ist beispielsweise aus einem Eingangsrotationselement, einem Ausgangselement und einem elastischen Verbindungsmechanismus gebildet. Das Eingangsrotationselement ist lösbar mit einem Eingangsschwungrad verbunden. Das Ausgangsrotationselement ist mit einer Eingangswelle eines Getriebes verbunden. Der elastische Verbindungsmechanismus verbindet die Rotationselemente elastisch in Rotationsrichtung. Das Eingangsrotationselement ist aus einer Kupplungsscheibe und einem Eingangsplattenpaar gebildet, welches an der Kupplungsscheibe befestigt ist. Das Ausgangsrotationselement ist aus einer Nabe gebildet, welche drehfest aber axial bewegbar mit der Getrieberringangswelle verbunden ist. Die Nabe ist aus einem zylindrischen Nabewulst, welcher mit der Getrieberringangswelle keilverzahnt ist, und einem radialen Flansch gebildet, welcher um den Nabewulst gebildet ist. Der elastische Verbindungsmechanismus ist aus einer Vielzahl von elastischen Elementbaugruppen gebildet. Jede der elastischen Elementbaugruppen ist aus nur einer Schraubenfeder oder einer Kombination einer Schraubenfeder und Sitzelementen gebildet, welche an ihren einander entgegengesetzten Enden angeordnet sind. Jede elastische Elementbaugruppe ist in einer im Flansch gebildeten Fensteröffnung angeordnet und ist an seinen entgegengesetzten Enden in Rotationsrichtung abgestützt. Jede elastische Elementbaugruppe ist in verschiedene Richtungen durch Ränder von Fenstern, welche in dem Eingangsplattenpaar gebildet sind, abgestützt.

[0003] Wenn im oben beschriebenen Aufbau sich das Eingangsplattenpaar relativ zur Nabe dreht, werden die Schraubenfedern in Rotationsrichtung zwischen den Eingangsplatten und der Nabe zusammengedrückt. Dadurch werden Torsionsschwingungen, welche zur Kupplungsscheibenanordnung übertragen werden, durch den Dämpfermechanismus absorbiert und gedämpft.

[0004] Im Allgemeinen werden Geräusche, welche durch ein Antriebssystem infolge von Torsionsschwingungen erzeugt werden, in Gruppen unterteilt, welche jeweils Geräusche während des Leerlaufs, Geräusche während des Fahrens mit konstanter Geschwindigkeit, Geräusche während der Beschleunigung und Verzögerung und gedämpfte oder begrenzte bzw. eingeschlossene Geräusche umfassen. Zum

Absorbieren der Torsionsschwingungen, welche diese Geräusche verursachen können, ist es daher notwendig, geeignete Torsionscharakteristiken im Dämpfermechanismus zu bestimmen. Daher verwenden herkömmliche Dämpfermechanismen Zwei-Stufen-Charakteristiken, in welchen eine geringe Steifigkeit und ein geringes Hysteresisdrehmoment in einem Bereich eines kleinen Torsionswinkels zur Absorption von Schwingungen während des Leerlaufs erreicht werden. In diesen herkömmlichen Zwei-Stufen-Charakteristiken kann der Bereich der großen Torsionswinkel in einen Bereich, welcher eine mittlere bzw. Zwischensteifigkeit und ein hohes Hysteresisdrehmoment zum Absorbieren von gedämpften Geräuschen zeigt, und einen Bereich, welcher eine hohe Steifigkeit und ein hohes Hysteresisdrehmoment zum Absorbieren von Schwingungen und Geräuschen während der Beschleunigung unterteilt werden.

[0005] Bei einem FF-Fahrzeug (Frontmotor und Frontantrieb) weist ein Antriebssystem eine hohe Steifigkeit auf, so dass ein Resonanzpunkt in einem praktischen Betriebsbereich verbleibt, selbst wenn die Torsionssteifigkeit zum Zwecke einer verbesserten Performance für Geräusche und Schwingungen verringert ist. Die Charakteristiken der Motordrehzahlvariationen sind unterschiedlich zwischen der positiven Seite (Beschleunigung) und der negativen Seite (Verzögerung), jedoch gibt es keinen Unterschied bei den herkömmlichen Torsionscharakteristiken zwischen der positiven und der negativen Seite. Deshalb können, selbst wenn gute Dämpfungsleistungen an einer Seite erreicht werden können, keine guten Dämpfungscharakteristiken an der anderen Seite erreicht werden. Somit kann insgesamt eine gute Dämpfungsleistung nicht erreicht werden.

[0006] In Verbindung mit Schwingungsdämpfungsleistungen bezogen auf Variationen der Drehzahl des Getriebes bezüglich der Motordrehzahl kann das Hysteresisdrehmoment eine Resonanz an der positiven Seite unterdrücken, kann jedoch keine gute Dämpfungsrate in einem positiven Bereich höher als der Resonanzpunkt oder über den gesamten negativen Bereich erreichen. Umgekehrt kann das geringe Hysteresisdrehmoment gute Dämpfungsrate im positiven Bereich höher als der Resonanzpunkt und über den gesamten negativen Bereich erreichen, kann jedoch große Variationen der Drehzahl am positiven Resonanzpunkt verursachen.

[0007] Wie oben erwähnt, wenn die Torsionscharakteristiken an der positiven Seite ähnlich zu denen an der negativen Seite sind und insbesondere kein Unterschied im Hysteresisdrehmoment zwischen der positiven und der negativen Seite vorhanden ist, ist es nicht möglich, Torsionsdämpfungscharakteristiken bereitzustellen, welche über den gesamten Bereich vorteilhaft sind.

Stand der Technik

[0008] Die DE 34 46 173 C2 offenbart eine Dämpfungsscheibe mit großem Verdrehwinkelbereich, wobei eine größere Reibung an einer negativen Rotationsseite der Torsionscharakteristiken als an einer positiven Rotationsseite erzeugt wird.

[0009] Daher existiert eine Notwendigkeit für einen Dämpfermechanismus, welcher die oben erläuterten Probleme im Stand der Technik überwindet. Die vorliegende Erfindung richtet sich auf diese Notwendigkeit im Stand der Technik sowie auch auf andere Notwendigkeiten, welche dem Fachmann aus der vorliegenden Offenbarung ersichtlich werden.

Aufgabenstellung

[0010] Es ist daher Aufgabe der vorliegenden Erfindung, bei einfacherem Aufbau und einfacher, kostengünstiger Herstellbarkeit einen Dämpfermechanismus bereitzustellen, welcher verbesserte Schwingungsdämpfungscharakteristiken aufweist.

[0011] Diese Aufgabe wird durch einen Dämpfermechanismus mit den Merkmalen des Patentanspruchs 1 gelöst. Die Unteransprüche zeigen bevorzugte Weiterbildungen der Erfindung.

[0012] Der erfindungsgemäße Dämpfermechanismus erreicht die bevorzugten Schwingungsdämpfungscharakteristiken durch Vorsehen von unterschiedlichen Torsionscharakteristiken an der positiven und der negativen Seite.

[0013] Gemäß einem ersten Aspekt der Erfindung umfasst ein Dämpfermechanismus ein erstes Rotationselement, ein zweites Rotationselement, eine Vielzahl von elastischen Elementen und einen Reibungserzeugungsmechanismus. Das zweite Rotationselement ist drehbar bezüglich des ersten Rotationselements angeordnet. Die Vielzahl der elastischen Elemente ist derart angeordnet, dass sie zusammengedrückt werden, wenn eine Relativrotation zwischen dem ersten und dem zweiten Rotationselement in Rotationsrichtung auftritt und stellen eine höhere Steifigkeit an der positiven Seite der Torsionscharakteristiken als an der negativen Seite bereit. Der Reibungserzeugungsmechanismus ist vorgesehen, um Reibung zu erzeugen, wenn eine Relativrotation zwischen dem ersten und dem zweiten Rotationselement auftritt, und erzeugt eine größere Reibung an der positiven Seite der Torsionscharakteristiken als an der negativen Seite.

[0014] Dieser Dämpfermechanismus kann Charakteristiken bereitstellen, bei denen die Steifigkeit und das Hysteresisdrehmoment an der positiven Seite (Beschleunigungsseite) der Torsionscharakteristiken hoch sind und an der negativen Seite (Verzögerungs-

seite) der Torsionscharakteristiken gering sind. Damit ist es möglich, Variationen bzw. Schwankungen der Drehzahl zu verhindern, welche beim Passieren des Resonanzpunkts an der positiven Seite der Torsionscharakteristiken auftreten können. Ebenfalls können gute Dämpfungsrate an der gesamten negativen Seite der Torsionscharakteristiken erreicht werden.

[0015] Gemäß einem zweiten Aspekt der vorliegenden Erfindung weist der Dämpfermechanismus des ersten Aspekts weiter das Merkmal auf, dass der Reibungserzeugungsmechanismus einen ersten Reibungserzeugungsbereich zur Erzeugung von Reibung an zumindest der negativen Seite der Torsionscharakteristiken aufweist und einen zweiten Reibungserzeugungsmechanismus zur Erzeugung von Reibung an der positiven Seite der Torsionscharakteristiken aufweist. Da der Dämpfermechanismus dieses Aspekts zwei Reibungserzeugungsbereiche zur Erzeugung der Reibung jeweils an der positiven und der negativen Seite aufweist, kann das Hysteresisdrehmoment an jeder der positiven und negativen Seite unabhängig voneinander gesteuert bzw. geregelt werden.

[0016] Gemäß einem dritten Aspekt der vorliegenden Erfindung weist der Dämpfermechanismus gemäß dem zweiten Aspekt weiter das Merkmal auf, dass der erste Reibungserzeugungsbereich an der positiven und der negativen Seite betrieben wird und der zweite Reibungserzeugungsbereich nur an der positiven Seite betrieben wird. Bei diesem Dämpfermechanismus arbeiten der erste und der zweite Reibungserzeugungsbereich an der positiven Seite und nur der erste Reibungserzeugungsbereich arbeitet an der negativen Seite.

[0017] Gemäß einem vierten Aspekt der vorliegenden Erfindung weist der Dämpfermechanismus gemäß dem zweiten oder dritten Aspekt weiter das Merkmal auf, dass der erste Reibungserzeugungsbereich ein erstes Reibelement zur Erzeugung von Reibung zwischen den ersten und zweiten Rotationselementen aufweist und ein erstes Vorspannselement zum Vorspannen des ersten Reibelements aufweist. Der zweite Reibungserzeugungsbereich weist ein zweites Reibelement zur Erzeugung von Reibung zwischen dem ersten und den zweiten Rotationselement auf und weist ein zweites Vorspannselement zum Vorspannen des zweiten Reibelements auf. Bei diesem Dämpfermechanismus weist jeder der Reibungserzeugungsbereiche ein Reibungserzeugungselement und ein Vorspannselement auf. Wenn daher die Rotationsrichtung der Rotationselemente geändert wird, kann das Hysteresisdrehmoment jeweils unabhängig an der positiven und der negativen Seite gesteuert bzw. geregelt werden.

Ausführungsbeispiel

[0018] Diese und weitere Ziele, Merkmale, Aspekte und Vorteile der vorliegenden Erfindung werden dem Fachmann aus der nachfolgenden detaillierten Beschreibung in Verbindung mit den beigefügten Zeichnungen deutlich, welche bevorzugte Ausführungsbeispiele der vorliegenden Erfindung darstellen.

[0019] In den Zeichnungen ist:

[0020] [Fig. 1](#) eine Querschnittsansicht einer Kupplungsscheibenanordnung gemäß einem ersten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung,

[0021] [Fig. 2](#) eine Draufsicht der Kupplungsscheibenanordnung von [Fig. 1](#),

[0022] [Fig. 3](#) eine Teilquerschnittsansicht, welche in einem vergrößerten Maßstab einen in [Fig. 1](#) gezeigten Reibungserzeugungsmechanismus zeigt,

[0023] [Fig. 4](#) eine Teilquerschnittsansicht, welche in einem vergrößerten Maßstab einen in [Fig. 1](#) gezeigten Reibungserzeugungsmechanismus zeigt,

[0024] [Fig. 5](#) eine teilweise geschnittene Draufsicht, welche in einem vergrößerten Maßstab eine in [Fig. 2](#) gezeigte elastische Element-Anordnung zeigt,

[0025] [Fig. 6](#) eine Querschnittsansicht eines in [Fig. 2](#) gezeigten ersten Sitzelements,

[0026] [Fig. 7](#) eine Querschnittsansicht, welche in einem vergrößerten Maßstab die in [Fig. 1](#) gezeigte erste elastische Element-Anordnung zeigt,

[0027] [Fig. 8](#) eine Querschnittsansicht des in [Fig. 2](#) gezeigten ersten Sitzelements,

[0028] [Fig. 9](#) eine Querschnittsansicht eines in [Fig. 2](#) gezeigten zweiten Sitzelements,

[0029] [Fig. 10](#) eine schematische Ansicht eines Dämpfermechanismus der Kupplungsscheibenanordnung von [Fig. 1](#),

[0030] [Fig. 11](#) eine schematische Ansicht des Dämpfermechanismus der Kupplungsscheibenanordnung von [Fig. 1](#) und

[0031] [Fig. 12](#) ein Diagramm, welches Torsionscharakteristiken der Kupplungsscheibenanordnung von [Fig. 1](#) zeigt.

[0032] In [Fig. 1](#) ist eine Querschnittsansicht einer Kupplungsscheibenanordnung **1** eines Ausführungsbeispiels gemäß der vorliegenden Erfindung dargestellt. [Fig. 2](#) zeigt diese in einer Draufsicht. Die Kupplungsscheibenanordnung **1** ist eine Leistungsübertra-

gungsvorrichtung, welche in einer Kupplungsvorrichtung eines Fahrzeugs (insbesondere eines Fahrzeugs mit Frontmotor und Frontantrieb) verwendet wird, und weist eine Kupplungsfunktion und eine Dämpfungsfunktion auf. Die Kupplungsfunktion arbeitet selektiv, um ein Drehmoment durch Eingreifen mit und Lösen von einem Schwungrad (nicht gezeigt) zu übertragen und zu unterbrechen. Die Dämpfungsfunktion arbeitet, um Drehmoment und andere Schwankungen, welche von der Schwungradseite zugeführt werden, durch Federn und andere Teile zu absorbieren und zu dämpfen.

[0033] In [Fig. 1](#) stellt die Linie O-O eine Rotationsachse der Kupplungsscheibenanordnung **1** dar. An der linken Seite von [Fig. 1](#) sind ein Motor und ein Schwungrad (beide nicht gezeigt) angeordnet. An der rechten Seite von [Fig. 1](#) ist ein Getriebe (nicht gezeigt) angeordnet. In [Fig. 2](#) bezeichnet ein Pfeil R1 die Antriebsseite (positive Rotationsrichtung) der Kupplungsscheibenanordnung **1** und ein Pfeil R2 bezeichnet eine entgegengesetzte Seite (negative Rotationsseite). In der nachfolgenden Beschreibung stellen die Begriffe "Rotations(umfangs-)richtung", "Axialrichtung" und "Radialrichtung" die jeweiligen Richtungen der Kupplungsscheibenanordnung **1**, welche als Rotationskörper betrachtet wird, dar, außer es ist anderweitig angegeben.

[0034] Bezug nehmend auf die [Fig. 1](#) und [Fig. 2](#) ist die Kupplungsscheibenanordnung **1** in erster Linie aus einem Eingangsrotationselement **2**, einem Ausgangsrotationselement **3** und einem zwischen den beiden Rotationselementen **2** und **3** angeordneten elastischen Kupplungsmechanismus **4** gebildet. Diese Elemente und der Mechanismus bilden einen Dämpfermechanismus zum Dämpfen von Torsionsschwingungen, während ein Drehmoment übertragen wird. Das Eingangsrotationselement **2** ist ausgelegt, um Drehmoment vom Schwungrad (nicht gezeigt) zu empfangen. Das Eingangsrotationselement **2** ist in erster Linie aus einer Kupplungsscheibe **11**, einer Kupplungsplatte **12** und einer Rückhalteplatte **13** gebildet. Die Kupplungsscheibe **11** kann gegen das Schwungrad für ein Eingreifen damit gedrückt werden. Die Kupplungsscheibe **11** ist aus einer Dämpfungsplatte **15** sowie einem Paar von Reibbelägen **16** und **17** gebildet, welche an axial gegenüberliegenden Seiten der Dämpfungsplatte **15** mittels Nieten **18** befestigt sind.

[0035] Die Kupplungsplatte **12** und die Rückhalteplatte **13** sind beide aus kreisförmigen Plattenelementen gebildet, welche mittels Pressen hergestellt werden, und sind in Axialrichtung von einander um einen vorbestimmten Abstand beabstandet. Die Kupplungsplatte **12** ist an der Motorseite angeordnet und die Rückhalteplatte **13** ist an der Getriebeseite angeordnet. Die Rückhalteplatte **13** ist an ihrem radialen äußeren Bereich mit einer zylindrischen Wand **22**

versehen, welche in Richtung der Kupplungsplatte **12** verläuft. Eine Vielzahl von Befestigungsbereichen **23** erstreckt sich vom Ende der Wand **22** radial nach innen. Die Befestigungsbereiche **23** sind an der Seitenfläche an der Getriebeseite der Kupplungsplatte **12** angeordnet und an ihr mit einer Vielzahl von Nieten **20** befestigt. Dadurch drehen sich die Kupplungsplatte **12** und die Rückhalteplatte **13** miteinander. Ebenfalls bestimmt der obige Aufbau den axialen Raum. Weiterhin befestigen die Nieten **20** den radialen inneren Bereich der Dämpfungsplatte **15** mit dem Befestigungsbereich **23** und dem radialen äußeren Bereich der Kupplungsplatte **12**. Jede der Kupplungs- und Rückhalteplatten **12** und **13** ist mit einer mittleren Öffnung versehen, in welcher ein Nabewulst **7** angeordnet ist, was später beschrieben wird. Jede der Kupplungs- und Rückhalteplatten **12** und **13** ist mit einer Vielzahl von Fenstern **51** und **52** versehen, welche in Umfangsrichtung angeordnet sind. Diese Fenster **51** und **52** in jeder der Platten **12** und **13** weisen die gleiche Konfiguration auf und sind vorzugsweise an jeweils vier Positionen angeordnet, welche radial gleich zueinander aber in Umfangsrichtung gleich von einander beabstandet sind. Jedes der Fenster **51** und **52** verläuft im Wesentlichen in Umfangsrichtung.

[0036] In [Fig. 1](#) werden die paarweisen Fenster, welche in [Fig. 2](#) seitlich einander gegenüberliegend sind, als erste Fenster **51** bezeichnet und die paarweisen Fenster, welche in [Fig. 2](#) vertikal gegenüberliegen, werden als zweite Fenster **52** bezeichnet. Da die ersten und zweiten Fenster **51** und **52** die gleiche Konfiguration aufweisen, wird die Konfiguration dieser Fenster nachfolgend gemeinsam beschrieben. Jedes der ersten und zweiten Fenster **51** und **52** ist durch eine Öffnung, welche an ihren axial gegenüberliegenden Enden geöffnet ist, und einem Abstützbereich gebildet, welcher entlang des Randes der Öffnung gebildet ist. Der Abstützbereich weist einen radial äußeren Abstützbereich **55**, einen radial inneren Abstützbereich **56** und Umfangsendabstützbereiche **57** auf. In einer Draufsicht ist der radial äußere Abstützbereich **55** im Wesentlichen in Umfangsrichtung gebogen und der radial innere Abstützbereich **56** weist eine im Wesentlichen gerade Form auf. Jeder der Umfangsendabstützbereiche **57** erstreckt sich im Wesentlichen geradlinig in Radialrichtung, ist jedoch nicht parallel zu einer Linie, welche durch eine Mitte in Umfangsrichtung der Fenster **51** oder **52** und der Mitte O der Kupplungsscheibenanordnung **1** verläuft. Der Umfangsendabstützbereich **57** ist schräg gestellt, so dass sein radiales inneres Ende vorzugsweise in Umfangsrichtung nach innen (in Richtung der Mitte in Umfangsrichtung der Fenster **51** oder **52**) bezüglich des radialen äußeren Endes versetzt ist. Deshalb sind die Umfangsendabstützbereiche **57** an den gegenüberliegenden Seiten jedes Fensters **51** oder **52** nicht zueinander parallel. Der radiale äußere Abstützbereich **55** und der radiale innere Abstützbereich **56** ist derart geneigt, dass das radiale innere Ende in Umfangsrichtung nach innen bezüglich des radial äußeren Endes versetzt sein kann.

reich **56** ist jeweils durch teilweises Schneiden und Umbiegen der Platten gebildet.

[0037] Nachfolgend wird das in [Fig. 1](#) gezeigte Ausgangsrotationselement **3** beschrieben. Das Ausgangsrotationselement **3** besteht hauptsächlich aus einer Nabe **6**. Die Nabe **6** ist aus einem Nabewulst **7** und einem Flansch **8** gebildet. Der Nabewulst **7** weist eine zylindrische Form auf und ist innerhalb der mittigen Öffnungen der Kupplungs- und Rückhalteplatte **12**, **13** angeordnet. Der Nabewulst **7** befindet sich mit einer Getriebeeingangswelle (nicht gezeigt), welche in die mittige Öffnung eingeführt ist, im keilverzahnten Eingriff. Der Flansch **8** ist einstückig mit und radial um den Nabewulst **7** gebildet und weist eine kreisförmige, plattenartige Form auf. Der Flansch **8** ist in Axialrichtung zwischen der Kupplungs- und der Rückhalteplatte **12**, **13** angeordnet. Bezugnehmend auf [Fig. 4](#) ist der Flansch **8** aus einem radial inneren Bereich **8a** und einem radial äußeren Bereich **8b**, welcher eine kleinere axiale Größe oder Dicke als der innere Bereich **8a** aufweist, gebildet. Wie in [Fig. 2](#) gezeigt, ist der Flansch **8** an seinem radial äußeren Bereich **8b** mit Fensteröffnungen **53** und **54** versehen, welche den ersten und zweiten Fenstern **51** und **52** entsprechen. Diese Fensteröffnungen **53** und **54** sind vorzugsweise jeweils an den vier Positionen angeordnet, welche an der gleichen Radialposition zueinander und in Umfangsrichtung gleich voneinander beabstandet angeordnet sind. Die in [Fig. 2](#) paarweisen Fensteröffnungen, welche einander seitlich gegenüberliegen, werden als erste Fensteröffnungen **53** bezeichnet und die paarweisen Fensteröffnungen, welche in [Fig. 2](#) einander vertikal gegenüberliegen, werden als zweite Fensteröffnungen **54** bezeichnet. Da die ersten und zweiten Fensteröffnungen **53** und **54** die gleiche Konfiguration aufweisen, wird diese Konfiguration nachfolgend gemeinsam beschrieben. Jeder der Fensteröffnungen **53** und **54** ist an den in Axialrichtung gegenüberliegenden Enden geöffnet und durch axiales Pressen hergestellt und verläuft in Umfangsrichtung. Wie in [Fig. 5](#) gezeigt, weist jede der Fensteröffnungen **53** und **54** einen radial äußeren Abstützbereich **63**, einen radial inneren Abstützbereich **64** und Umfangsendabstützbereiche **65** auf. In der Draufsicht verläuft der radial äußere Abstützbereich **63** im Wesentlichen in Umfangsrichtung bogenförmig und der radial innere Abstützbereich **64** weist eine im Wesentlichen gerade Form auf. Jeder der Umfangsendabstützbereich **65** erstreckt sich im Wesentlichen geradlinig in Radialrichtung, jedoch nicht parallel zu einer Linie, welche durch eine Mitte in Umfangsrichtung der Fensteröffnungen **53** oder **54** und der Mitte O der Kupplungsscheibenanordnung **1** verläuft. Der Umfangsendabstützbereich **65** ist derart geneigt, dass das radiale innere Ende in Umfangsrichtung nach innen bezüglich des radiale äußeren Endes versetzt sein kann.

[0038] Der vorhergehende Aufbau kann wie folgt

zusammengefasst werden:

1. Die Fenster bzw. die Fensteröffnungen in jedem Rotationselement weisen die gleiche Konfiguration auf.
2. Wie in [Fig. 2](#) gezeigt, weisen die Fenster und die Fensteröffnungen (z.B. die erste Fensteröffnung **53** und das erste Fenster **51** und die zweite Fensteröffnung **54** und das zweite Fenster **52**), welche in Axialrichtung einander gegenüberliegen, die gleichen Konfigurationen auf und sind in Axialrichtung zueinander ausgerichtet.

[0039] Wie in [Fig. 2](#) gezeigt, ist der Flansch **8** an seinem radialen äußeren Rand mit Aussparungen **8c** gebildet, durch welche sich die Befestigungsbereiche **23** der Rückhalteplatte **13** in Axialrichtung erstrecken. Jede Aussparung **8c** ist in Umfangsrichtung zwischen den Fensteröffnungen **53** und **54** angeordnet.

[0040] Der elastische Kupplungsmechanismus **4** ist aus einer Vielzahl von elastischen Element-Anordnungen **30** und **31** gebildet. In diesem Ausführungsbeispiel werden vorzugsweise vier elastische Element-Anordnungen **30** und **31** verwendet. Die elastischen Element-Anordnungen **30** und **31** sind innerhalb der vier Fensteröffnungen **53** und **54** sowie der ersten und zweiten Fenster **51** und **52** angeordnet. Die elastischen Element-Anordnungen **30** und **31** sind als zwei Arten von Anordnungen gebildet, d.h. die ersten elastischen Element-Anordnungen **30**, welche innerhalb der ersten Fensteröffnung **53** und des ersten Fensters **51** angeordnet sind, und der zweiten elastischen Element-Anordnungen **31**, welche innerhalb der zweiten Fensteröffnung **54** und dem zweiten Fenster **52** angeordnet sind.

[0041] Wie in [Fig. 5](#) gezeigt, ist die erste elastische Element-Anordnung **30** aus einer ersten Schraubenfeder **33** und einem Sitzelementpaar **34A** und **34B** gebildet, welche an den gegenüberliegenden Enden der Feder **33** angeordnet sind. Die erste Schraubenfeder **33** weist einen kreisförmigen Querschnitt auf. Jedes Ende der ersten Schraubenfeder **33** ist geschlossen und bildet eine Endwindung. Jedoch wird die Oberfläche jeder Endwindung keinem Poliervorgang unterzogen und behält die Schnittform des Schraubendrahtes bei. Die „Endwindung“ in diesem Ausführungsbeispiel ist die gleiche wie eine Windung jedes Endes der ersten Schraubenfeder **33**. Die Sitzelemente **34A** und **34B** sind aus einem harten Harz oder einem elastischen Harzmaterial hergestellt. Beispielsweise kann das elastische Harzmaterial ein thermoplastisches Polyesterelastomer sein. Innerhalb der ersten Fensteröffnung **53** wird das an der R1-Seite, d.h. der vorderen Seite in Rotationsrichtung R1, angeordnete Sitzelement nachfolgend als erstes Sitzelement **34A** bezeichnet und das an der gegenüberliegenden Seite angeordnete Sitzelement wird nachfolgend als zweites Sitzelement **34B** be-

zeichnet.

[0042] Ein Aufbau des zweiten Sitzelements **34B** wird nachfolgend beschrieben und anschließend wird das erste Sitzelement **34A** basierend auf der Beschreibung des zweiten Sitzelements **34B** beschrieben.

[0043] Wie in den [Fig. 5](#) und [Fig. 6](#) gezeigt, weist das zweite Sitzelement **34B** einen Sitzbereich **40** mit einer Sitzfläche **40a** zur Aufnahme einer Endwindungsfläche der ersten Schraubenfeder **33** auf. Der Sitzbereich **40** ist an seiner Sitzfläche mit einem säulenförmigen Vorsprung **44** versehen, so dass die Sitzfläche **40a** eine ringförmige Form aufweist. Die Sitzfläche **40a** weist einen ersten Halbkreis mit einer im Wesentlichen flachen Form sowie einen zweiten Halbkreis mit einer Höhe relativ zu einer Ebene, welche sich im Wesentlichen parallel zu einer zweiten Kontaktfläche **42** erstreckt, auf. Der zweite Halbkreis erhöht sich nach und nach, wenn sich eine Position im Gegenuhrzeigersinn in einer Draufsicht von einem Ende in Richtung des anderen Endes bewegt. Ein Ende des zweiten Halbkreises verläuft kontinuierlich zum ersten Halbkreis und sein anderes Ende stellt einen abgestuften Bereich bezüglich des ersten Halbkreises dar. Im abgestuften Bereich, wie in den [Fig. 5](#) und [Fig. 8](#) gezeigt, bildet die Sitzfläche **40a** eine Kontaktfläche **45**, welche im Wesentlichen senkrecht zur Umfangsrichtung ist (d.h. die Fläche **45** liegt im Gegenuhrzeigersinn in der Draufsicht). Die Sitzfläche **40a** weist eine Konfiguration entsprechend der der Endwindung der ersten Schraubenfeder **33** auf und die Kontaktfläche **45** befindet sich mit der führenden Endfläche der Endwindung in Kontakt. Dadurch kann sich die erste Schraubenfeder **33** nicht um ihre eigene Achse bezüglich des ersten Sitzelementpaares **34A** und **34B** drehen. Die Kontaktflächen **45** von einander gegenüberliegenden Sitzelementen **34A** und **34B** sind direkt entgegengesetzt zueinander in den Drehrichtungen der ersten Schraubenfeder **33** gerichtet. Deshalb kann sich die erste Schraubenfeder **33** in keine Richtung um die Mittelachse drehen.

[0044] Der Vorsprung **44** ist weiter mit einem vorstehenden Kontaktbereich **46** versehen. Der Kontaktbereich **46** weist einen Axialabschnitt auf, welcher sich in Richtung des Endes verjüngt, und ist an seinem Ende mit einer flachen Kontaktfläche **46a** versehen. Wie in [Fig. 6](#) gezeigt, sind der Sitzbereich **40**, der Vorsprung **44** und der Kontaktbereich **46** an ihren Mitten mit einer Öffnung **44a** versehen, welche im Wesentlichen in Umfangsrichtung verläuft und einen kreisförmigen Querschnitt aufweist. Wie am besten in [Fig. 8](#) gezeigt, ist der Kontaktbereich **46** mit einem Schlitz **46b** versehen, welcher in Axialrichtung verläuft, um ihn in zwei in Axialrichtung von einander abstandete Bereiche zu unterteilen.

[0045] An dem Ende entfernt von der Sitzfläche **40a**

ist der Sitzbereich **40** mit einem Paar von Vorsprüngen **41** versehen, welche an in Axialrichtung gegenüberliegenden Bereichen angeordnet sind und sich in Rotationsrichtung erstrecken. Die Endfläche der Vorsprünge **41** bildet eine erste Kontaktfläche **41a**. Mit anderen Worten ist der Sitzbereich **40** mit einem Schlitz **48** versehen, welcher den in Umfangsrichtung äußeren Bereich axial unterteilt. Die zweite Kontaktfläche **42** ist in Axialrichtung zwischen den Vorsprüngen **41** gebildet. Somit ist die zweite Kontaktfläche **42** in Umfangsrichtung innerhalb der ersten Kontaktfläche **41a** angeordnet. Wie in den [Fig. 2](#) und [Fig. 9](#) gezeigt, ist die erste Fläche **41a** derart angeordnet, dass sie sich in Kontakt mit oder nahe an den Umfangsendabstüzbereichen **57** der ersten Fenster **51** in den Platten **12** und **13** befindet und in Rotationsrichtung abgestützt ist. Wie in [Fig. 5](#) gezeigt, ist die zweite Kontaktfläche **42** um einen vorbestimmten Winkel θ_1 um z.B. 15° vom Umfangsendabstüzbereich **65** der ersten Fensteröffnung zur Abstützung in Rotationsrichtung beabstandet.

[0046] Wie weiter in den [Fig. 5](#) und [Fig. 9](#) gezeigt, ist der Sitzbereich **40** an seinem in Umfangsrichtung inneren Bereich mit einem radial äußeren Abstüzbereich **40b** zum Abstützen der radial äußeren und axial einander gegenüberliegenden Bereiche der Endwindung der ersten Schraubenfeder **33** sowie einem radial inneren Abstüzbereich **40c** zum Abstützen der radial inneren und axial einander gegenüberliegenden Bereiche der Endwindung der ersten Schraubenfeder **33** versehen.

[0047] Wie in den [Fig. 2](#) und [Fig. 6](#) gezeigt, weist der zweite Sitzbereich **34B** einen radial äußeren Bereich eines bogenförmigen Abschnitts auf, welcher sich entlang der radial äußeren Abstüzbereiche **55** und **63** erstreckt. Die axiale Bewegung des zweiten Sitzelements **34B** ist durch den radial äußeren Abstüzbereich **55** und den radial inneren Abstüzbereich **56** des ersten Fensters **51** beschränkt.

[0048] Nachfolgend wird der Aufbau des ersten Sitzelements **34A** beschrieben. Wie in [Fig. 9](#) gezeigt, weist das erste Sitzelement **34A** im Wesentlichen die gleiche Konfiguration und den gleichen Aufbau wie das zweite Sitzelement **34B** auf und daher werden nur Unterschiede nachfolgend erläutert. Die paarweisen Vorsprünge **41** des ersten Sitzelements **34A** stehen um einen kleineren Betrag in Rotationsrichtung vor als die des zweiten Sitzelements **34B**. Daher ist die zweite Kontaktfläche **42** des ersten Sitzelements **34A** um einen Winkel von θ_2 in Rotationsrichtung von Umfangsendabstüzbereich **65** der ersten Fensteröffnung **53** im Flansch **8** beabstandet, wie in [Fig. 5](#) gezeigt. Der Winkel θ_2 ist sehr viel kleiner als der Winkel θ_1 und beträgt in diesem Ausführungsbeispiel vorzugsweise 2° . Nochmals Bezug nehmend auf [Fig. 9](#) ist die zweite Kontaktfläche **42** mit einer flachen Konkavität **42a** in Rotationsrichtung ausgebil-

det.

[0049] Wie in [Fig. 5](#) gezeigt, ist die Anzahl von aktiven Windungen der ersten Schraubenfeder **33** bevorzugt vier an der radial inneren Seite und ist drei an der radial äußeren Seite. Somit ist die Anzahl von aktiven Windungen an der radial inneren Seite um 1 größer als an der radial äußeren Seite. Da sich die erste Schraubenfeder **33** nicht um ihre eigene Achse drehen kann, wird der obige Zustand beibehalten. Dies ist deshalb so, da sich die einander gegenüberliegenden Enden der ersten Schraubenfeder **33** drehfest mit den Sitzelementen **34A** und **34B** im Eingriff befinden, um jeweils eine Rotation um ihre eigene Achse zu verhindern. Weiter sind die Sitzelemente **34A** und **34B** drehfest mit den Umfangsendabstüzbereichen **65** des Flansches **8** und den Umfangsendabstüzbereichen **57** (in [Fig. 2](#) gezeigt) der Platten **12** und **13** im Eingriff, um ihre eigene Rotation um die Achse der ersten Schraubenfeder **33** zu verhindern. Da die Anzahl der aktiven Windungen an der radial inneren Seite größer als an der radial äußeren Seite ist, wie oben beschrieben, kann eine übermäßig große Belastung verteilt werden. Da ein großer Deformationsbetrag im radial äußeren Bereich auftritt und sich auf verschiedene Bereiche an der radial inneren Seite verteilt, können Unterschiede in der Belastung zwischen den radial inneren und äußeren Bereichen verringert werden.

[0050] Wie in [Fig. 2](#) gezeigt, wird nachfolgend eine Beschreibung einer zweiten elastischen Element-Anordnung **31** gegeben. Die zweite elastische Element-Anordnung **31** ist aus einer zweiten Schraubenfeder **36** und dritten Sitzelementen **37** gebildet, welche jeweils an den einander gegenüberliegenden Enden in Rotationsrichtung der Schraubenfeder **36** angeordnet sind. Die zweite Schraubenfeder **36** weist einen kreisförmigen Querschnitt auf. Die einander gegenüberliegenden Enden der zweiten Schraubenfeder **36** sind jeweils durch eine geschlossene Windung gebildet. Die Oberfläche der Endwindung ist jedoch nicht poliert und behält die Schnittform des Schraubendrahtes bei. Der obige Begriff „Endwindung“ ist ein Bereich, welcher einer Windung an jedem Ende der zweiten Schraubenfeder **36** entspricht. Die zweite Schraubenfeder **36** weist einen gleichen Schraubendurchmesser, Schraubendrahtdurchmesser und Steigung bzw. Abstand wie die erste Schraubenfeder **33** auf, weist jedoch eine unterschiedliche Anzahl von Windungen auf, so dass die zweite Schraubenfeder **36** in Umfangsrichtung länger als die erste Schraubenfeder **33** ist.

[0051] Das Sitzelement **37** weist eine ähnliche Form zu der der schon beschriebenen Sitzelemente **34A** und **34B** auf. Jedoch ist der Sitzbereich des dritten Sitzelements **37** nicht mit einem an der Außenseite in Rotationsrichtung angeordneten Schlitz versehen. Deshalb ist das dritte Sitzelement **37** ebenfalls in

Kontakt mit oder nahe dem Umfangsendabstützbe-
reich **65** der zweiten Fensteröffnung **54** im Flansch **8**
angeordnet.

[0052] Wie in [Fig. 4](#) gezeigt, umfasst die Kupplungsscheibenanordnung **1** weiter einen Reibungserzeugungsmechanismus **69**, welcher vorgesehen ist, um parallel mit dem elastischen Kupplungsmechanismus **4** zu arbeiten. Der Reibungserzeugungsmechanismus **69** weist einen ersten Reibungserzeugungsbereich **70** zur Erzeugung eines geringen Hysteresisdrehmoments und einen zweiten Reibungserzeugungsbereich **71** zur Erzeugung eines hohen Hysteresisdrehmoments auf.

[0053] Der erste Reibungserzeugungsbereich **70** wird verwendet, um ein Hysteresisdrehmoment über den gesamten Betriebsbereich des elastischen Kupplungsmechanismus **4** zu erzeugen, und somit an beiden, den positiven und negativen Seiten der Torsionscharakteristiken. Der erste Reibungserzeugungsbereich **70** weist eine erste Buchse **72**, eine erste konische Feder **73** und eine zweite Buchse **74** auf. Die erste Buchse **72** und die erste konische Feder **73** sind zwischen dem radial inneren Bereich **8a** des Flansches **8** und dem radial inneren Bereich der Rückhalteplatte **13** angeordnet. Die erste Buchse **72** ist unterlegscheibenartiges Element und weist eine Reibfläche auf, welche sich in Gleitkontakt mit der Seitenfläche an der Getriebeseite des radial inneren Bereichs **8a** des Flansches **8** befindet. Die erste konische Feder **73** ist axial zwischen der ersten Buchse **72** und dem radial inneren Bereich der Rückhalteplatte **13** angeordnet und wird in Axialrichtung zusammengedrückt. Die zweite Buchse **74** ist ein ringförmiges Element, welches am inneren Umfang der Kupplungsplatte **12** befestigt ist, und weist eine innere Umfangsfläche auf, welche sich mit der äußeren Umfangsfläche des Nabewulstes **7** in Kontakt befindet. Dadurch sind die Kupplungs- und Rückhalteplatte **12** und **13** in Radialrichtung bezüglich der Nabe **6** positioniert. Die zweite Buchse **74** weist eine Reibfläche auf, welche sich in Gleitkontakt mit der Seitenfläche an der Motorseite des radial inneren Bereichs **8a** des Flansches **8** befindet.

[0054] Gemäß dem oben beschriebenen Aufbau arbeitet der erste Reibungserzeugungsbereich **70** derart, dass die ersten und zweiten Buchsen **72** und **74** (erste Reibelemente), welche sich gemeinsam mit der Kupplungs- und Rückhalteplatte **12** und **13** drehen, axial gegen den Flansch **8** durch die elastische Kraft der ersten konischen Feder **73** (erstes Vorspannelement) gedrückt werden und daher in Rotationsrichtung gleitbar sind.

[0055] Wie in den [Fig. 3](#) und [Fig. 4](#) gezeigt, wird der zweite Reiberzeugungsbereich **71** durch eine dritte Buchse **76**, eine zweite konische Feder **77**, eine vierte Buchse **78** und floatendes bzw. mit Spiel versehe-

nes Element **80** gebildet.

[0056] Das floatende Element **80** ist vorgesehen, um einen Betrieb des zweiten Reibungserzeugungsbereichs **71** an der positiven Seite der Torsionscharakteristiken zu ermöglichen, aber einen Betrieb an der negativen Seite zu unterbinden. Genauer stellt das floatende Element **80** eine Reibfläche des zweiten Reiberzeugungsbereichs **71** bezüglich des Eingangsrehlelements **2** bereit und ist drehbar bezüglich des Flansches **8** in einem vorbestimmten Winkelbereich. Jedoch ist das floatende Element **80** nur von einer Seite in Rotationsrichtung in Eingriff bringbar. Genauer ist es nur an der positiven Seite der Torsionscharakteristiken in Eingriff bringbar und ist nicht an der negativen Seite in Eingriff bringbar. Das floatende Element **80** ist aus einem ersten Plattenelement **81**, einem zweiten Plattenelement **82** und Stiften **83** gebildet. Die ersten und zweiten Plattenelemente **81** und **82** weisen ringförmige Formen auf und sind an den axial einander gegenüberliegenden Seiten des radial inneren Bereiches des Flansches angeordnet. Genauer sind die ersten und zweiten Plattenelemente **81** und **82** an den axial einander gegenüberliegenden Seiten der radial inneren ringförmigen Bereiche des radial äußeren Bereichs **8b** angeordnet, welcher radial zwischen dem radial inneren Bereich **8a** und den Fensteröffnungen **53** und **54** angeordnet ist. Das erste Plattenelement **81** ist an der Getriebeseite bezüglich des Flansches **8** angeordnet und das zweite Plattenelement **82** ist an der Motorseite bezüglich des Flansches **8** angeordnet. Der Stift **83** weist einen axialen Schaft **83a** und Befestigungsbereiche **83b** auf, welche sich jeweils in Axialrichtung von gegenüberliegenden Enden des Schafts **83a** erstrecken. Der Befestigungsbereich **83b** weist einen kleineren Durchmesser als der Schaft **83a** auf, so dass Schultern **83c** an axial gegenüberliegenden Enden des Schafts **83a** gebildet sind. Die ersten und zweiten Plattenelemente **81** und **82** sind mit Öffnungen versehen, um die Befestigungsbereiche **83b** darin einzuführen. Infolge dieser Befestigung drehen sich die ersten und zweiten Plattenelemente **81** und **82** gemeinsam miteinander. Die Schultern **83c** des Schafts **83** befinden sich jeweils in Axialrichtung in Kontakt mit den ersten und zweiten Plattenelementen **81** und **82**. Dies legt den axialen Abstand zwischen den ersten und zweiten Plattenelementen **81** und **82** fest. Da die axiale Länge des Schafts **83a** größer als die axiale Dicke des Flansches **8** ist, sind die axial gegenüberliegenden Flächen des radial äußeren Bereiches **8b** des Flansches **8** nicht gleichzeitig in Kontakt mit den ersten und zweiten Plattenelementen **81** und **82** und der radial äußere Bereich **8b** des Flansches **8** in [Fig. 3](#) ist in Axialrichtung von dem ersten Plattenelement **81** an seiner Getriebeseite beab-
standet. Die Stifte **83** sind in zwei diametral gegenüberliegenden Positionen angeordnet und erstrecken sich jeweils durch Aussparungen **64a** in den ersten Fensteröffnungen **53**, wie in [Fig. 5](#) gezeigt. Die Aus-

sparung **64a** erstreckt sich vom radial inneren Abstützbereich **64** der ersten Fensteröffnung **53** radial nach innen und weist eine vorbestimmte Länge in Rotationsrichtung auf. Der Stift **83** in der Aussparung **64a** ist in Rotationsrichtung R1 versetzt. Wie später beschrieben wird, ist das floatende Element **80** bezüglich der Nabe **6** um einen vorbestimmten Winkel drehbar und die Aussparung **64a** weist eine Umfangslänge auf, welche Störungen zwischen dem Rand der Aussparung **64a** und dem Stift **83** während der Relativrotation durch den obigen Bereich verhindert.

[0057] Wie in den [Fig. 4](#) und [Fig. 5](#) gezeigt, ist das erste Plattenelement **81** aus einem mit dem Stift **83** in Eingriff befindlichen ringförmigen Bereich **81a**, einem sich vom ringförmigen Bereich **81a** radial nach außen erstreckenden Paar von Armen **81b** und einer Klaue **81c** gebildet, welche sich vom Ende des Armes **81b** in Axialrichtung erstreckt. Jeder Arm **81b** weist ein Ende auf, welches nahe dem vorderen Ende in Rotationsrichtung R1 der ersten Fensteröffnung **53** im Flansch **8** angeordnet ist. Der Arm **81b** weist eine Konfiguration auf, welche seine Einführung in Rotationsrichtung R2 in einen Raum zwischen dem Paar von Vorsprüngen **41** des ersten Sitzelements **34A** erlaubt, und weist an seinem Ende die sich in Axialrichtung erstreckende Klaue **81c** auf. Die Klaue **81c** ist in den konkaven Bereich **82a** eingefügt, welcher an der zweiten Kontaktfläche **42** des ersten Dichtelements **34A** gebildet ist. Deshalb ist die Klaue **81c** bündig bzw. eben mit der zweiten Kontaktfläche **42**. Somit ist die Klaue **81c** durch den Winkel **82** in Rotationsrichtung vom Umfangsendabstüzbereich **65** an der vorderen Seite in Rotationsrichtung R1 der ersten Fensteröffnung **53** beabstandet. Die zweite Kontaktfläche **42** kann in Rotationsrichtung R2 von der Klaue **81c** beabstandet sein.

[0058] Die dritte Buchse **76** und die zweite konische Feder **77** sind axial zwischen dem ringförmigen Bereich **81a** des ersten Plattenelements **81** und dem radial inneren Bereich der Rückhalteplatte **13** angeordnet und somit radial außerhalb der ersten Buchse **72** und der ersten konischen Feder **73** angeordnet. Die dritte Buchse **76** weist eine sich mit der Seitenfläche des ersten Plattenelements **81** an der Getriebeseite in Kontakt befindliche Reibfläche auf. Wie in [Fig. 3](#) gezeigt, weist die dritte Buchse **76** Vorsprünge **76a** auf, welche sich in Axialrichtung vom ringförmigen Körper erstrecken und in der Rückhalteplatte **13** gebildete Öffnungen eingefügt sind. Infolge dieser Einfügung ist die dritte Buchse **76** in Axialrichtung bewegbar, aber drehfest bezüglich der Rückhalteplatte **13**. Die zweite konische Feder **77** ist axial zwischen der dritten Buchse **76** und dem radial inneren Bereich der Rückhalteplatte **13** angeordnet und wird axial zwischen ihnen zusammengedrückt. Die dritte Buchse **76** weist Konkavitäten auf, welche sich in Rotationsrichtung mit den von der ersten Buchse **72** erstreckenden

Vorsprüngen im Eingriff befinden. Infolge dieses Eingriffs dreht sich die erste Buchse **72** gemeinsam mit der dritten Buchse **76** und der Rückhalteplatte **13**.

[0059] Bezug nehmend auf die [Fig. 3](#) und [Fig. 4](#) ist die vierte Buchse **78** zwischen dem zweiten Plattenelement **82** und dem radial inneren Bereich der Kupplungsplatte **12** angeordnet und somit radial außerhalb der zweiten Buchse **74** angeordnet. Die vierte Buchse **78** weist eine sich mit der radialen Fläche an der Motorseite des zweiten Plattenelements **82** in Kontakt befindliche Reibfläche auf. Die vierte Buchse **78** ist mit einer Vielzahl von Vorsprüngen **78a** versehen, welche sich in Axialrichtung vom ringförmigen Körper in Richtung des Motors erstrecken. Der Vorsprung **78a** ist in eine in der Kupplungsplatte **12** gebildete Öffnung eingefügt, so dass die vierte Buchse **78** axial bewegbar, aber drehfest bezüglich der Kupplungsplatte **12** ist.

[0060] Infolge des obigen Aufbaus arbeitet der zweite Reibungserzeugungsbereich **71** derart, dass die dritten und vierten Buchsen **76** und **78** (zweite Reibelemente), welche sich gemeinsam mit der Kupplungs- und Rückhalteplatte **12** und **13** drehen, axial gegen das floatende Element **80** durch die elastische Kraft der zweiten konischen Feder **77** (zweites Vorspannlement) gedrückt werden und gleitbar in Rotationsrichtung ist. Das durch den zweiten Reibungserzeugungsbereich **71** erzeugte Hysteresisdrehmoment ist vorzugsweise zehn- bis zwanzigmal größer als das durch den ersten Reibungserzeugungsbereich **70** erzeugte Hysteresisdrehmoment.

[0061] Mit Bezugnahme auf die [Fig. 5](#), [Fig. 10](#) und [Fig. 11](#), welche den Dämpfermechanismus in schematischer Weise zeigen, sowie auch auf [Fig. 12](#), welche die Torsionscharakteristiken zeigt, wird nachfolgend eine Beschreibung der Torsionscharakteristiken der Kupplungsscheibenanordnung **1** gegeben. Die in [Fig. 12](#) gezeigten Werte sind ausschließlich beispielhaft zu verstehen und beschränken nicht den Schutzmfang der vorliegenden Erfindung.

[0062] Zuerst wird eine Beschreibung der Funktion gegeben beginnend vom in [Fig. 10](#) gezeigten Neutralzustand und ausgeführt in dem positiven Bereich der Torsionscharakteristiken. In diesem Fall verdrehen sich die Kupplungsplatte **12** und die Rückhalteplatte **13** in Rotationsrichtung R1 bezüglich des Ausgangsdrehelements **3**, welches die Nabe **6** umfasst.

[0063] Wenn der Torsionswinkel klein ist, werden nur die beiden zweiten Schraubenfedern **36** zusammengedrückt und es arbeitet nur der erste Reibungserzeugungsbereich **70**. Somit werden die beiden ersten Schraubenfedern **33** nicht zusammengedrückt und der zweite Reibungserzeugungsbereich **71** wird nicht betrieben. Genauer erstrecken sich die Um-

fangsendabstüzbereiche **65** an der R1-Seite des Flansches **8** durch den Schlitz **48** im ersten Sitzelement **34A**, weshalb die erste Schraubefeder **33** nicht zusammengedrückt wird. Das floatende Element **80** ist über den zweiten Reibungserzeugungsbereich **71** mit den Platten **12** und **13** für eine gemeinsame Rotation verbunden und gleitet an der Nabe **6**, so dass der zweite Reibungserzeugungsbereich **71** keine Reibung erzeugt. Damit können die Charakteristiken einer geringen Steifigkeit und eines geringen Hysteresisdrehmoments erhalten werden.

[0064] Wenn der Torsionswinkel θ_2 erreicht, kommt der Umfangsendabstüzbereich **65** an der R1-Seite der ersten Fensteröffnung **53** mit der zweiten Kontaktfläche **42** am ersten Sitzelement **34A** und der Klaue **81c** des floatenden Elements **80** in Kontakt. Anschließend werden die beiden ersten Schraubenfedern **33** in paralleler Weise mit den zweiten Schraubenfedern **36** zusammengedrückt. Das floatende Element **80** dreht sich gemeinsam mit der Nabe **6** und gleitet in Rotationsrichtung bezüglich der dritten und vierten Buchsen **76** und **78**. Somit wird der zweite Reibungserzeugungsbereich **71** parallel mit dem ersten Reibungserzeugungsbereich **70** betrieben. Dadurch kann eine hohe Steifigkeit und hohe Hysteresisdrehmoment-Torsionscharakteristiken erhalten werden. Wenn der Torsionswinkel z.B. $10,5^\circ$ erreicht, kommen die ersten und zweiten Sitzelemente **34A** und **34B** miteinander in Kontakt und die dritten Sitzelemente **37** kommen miteinander in Kontakt, so dass der Betrieb des Dämpfermechanismus angehalten wird.

[0065] Nachfolgend wird eine Beschreibung des Betriebsfalls gegeben, welcher im neutralen Zustand von [Fig. 11](#) beginnt und in dem negativen Bereich der Torsionscharakteristiken ausgeführt wird. In diesem Fall verdrehen sich die Kupplungs- und Rückhalteplatte **12** und **13** in Rotationsrichtung R2 bezüglich des Ausgangsdrehelements **3**, welches die Nabe **6** umfasst. Wenn der Torsionswinkel klein ist, werden nur die beiden Schraubenfedern **36** zusammengedrückt und es wird nur der erste Reibungserzeugungsbereich **70** betrieben. Somit werden die beiden ersten Schraubenfedern **33** nicht zusammengedrückt und der zweite Reibungserzeugungsbereich **71** wird nicht betrieben. Genauer erstreckt sich der Umfangsendabstüzbereich **65** an der R2-Seite des Flansches **8** durch den Schlitz **48** im zweiten Sitzelement **34B**. Deshalb werden die ersten Schraubenfedern **33** nicht zusammengedrückt. Das floatende Element **80** ist über den zweiten Reibungserzeugungsbereich **71** mit den Platten **12** und **13** für eine gemeinsame Rotation verbunden und gleitet an der Nabe **6**, so dass der zweite Reibungserzeugungsbereich **71** keine Reibung erzeugt. Dadurch können die Charakteristiken einer geringen Steifigkeit und eines geringen Hysteresisdrehmoments erhalten werden. Die Torsionssteifigkeit in diesem Zustand ist ungefähr gleich

einem Viertel der Torsionssteifigkeit im positiven Hoch-Steifigkeitsbereich von 2° bis $10,5^\circ$ von [Fig. 12](#).

[0066] Wenn der Torsionswinkel θ_1 erreicht, kommt der Umfangsendabstüzbereich **65** an der R2-Seite der ersten Fensteröffnung **53** mit der zweiten Kontaktfläche **42** des zweiten Sitzelements **34B** in Kontakt. Anschließend werden die beiden ersten Schraubenfedern **33** in paralleler Weise mit den beiden zweiten Schraubenfedern **36** zusammengedrückt. Das floatende Element **80** dreht sich jedoch gemeinsam mit den Platten **12** und **13** mit dem zweiten Reibungserzeugungsbereich **71** dazwischen und gleitet bezüglich der Nabe **6**. Deshalb erzeugt der zweite Reibungserzeugungsbereich **71** keine Reibung. Dadurch können die gewünschte Steifigkeit und die gewünschten Hysteresisdrehmoment-Torsionscharakteristiken erhalten werden.

[0067] Wie oben beschrieben, zeigen beim erfindungsgemäßen Dämpfermechanismus die Torsionscharakteristiken jeweils unterschiedliche Torsionssteifigkeiten an der positiven und der negativen Seite und zeigen jeweils weiter unterschiedliche Hysteresisdrehmomente an der positiven und der negativen Seite. Dadurch können die gewünschten Torsionscharakteristiken, welche insgesamt, d.h. an allen Seiten, gut sind, erreicht werden. Da im Stand der Technik kein Unterschied der Torsionscharakteristiken zwischen der positiven und der negativen Seite existiert, treten die nachfolgenden Probleme in Verbindung mit der Schwingungsdämpfungsleistung auf:

1. Eine hohe Steifigkeit und ein hohes Hysteresisdrehmoment verursachen eine unzureichende Dämpfungsrate an der negativen Seite.
2. Eine hohe Steifigkeit und ein geringes Hysteresisdrehmoment verursachen große Vibratoren der Drehzahl während der Resonanz an der positiven Seite.
3. Eine geringe Steifigkeit und ein hohes Hysteresisdrehmoment verursachen eine unzureichende Dämpfungsrate an der negativen Seite.
4. Eine geringe Steifigkeit und ein geringes Hysteresisdrehmoment verursachen große Vibratoren der Drehzahl während der Resonanz an der positiven Seite.

[0068] Aus der obigen Darlegung ist es verständlich, dass das hohe Hysteresisdrehmoment vorzugsweise an der positiven Seite und das geringe Hysteresisdrehmoment vorzugsweise an der negativen Seite ist. Im Stand der Technik wurden Anordnungen mit derartigen Torsionscharakteristiken vorgeschlagen, bei denen das Hysteresisdrehmoment an der positiven Seite unterschiedlich von dem an der negativen Seite ist. Zusätzlich zu dem Unterschied im Hysteresisdrehmoment stellt die vorliegende Erfindung einen Unterschied in der Torsionssteifigkeit bereit, so dass deutlich verbesserte Torsionscharakte-

ristiken erhalten werden können.

[0069] Genauer wird ein hohes Hysteresisdrehmoment im hohen Steifigkeitsbereich (2° bis 10,5° in [Fig. 12](#)) an der positiven Seite erreicht und ein geringes Hysteresisdrehmoment wird im niederen Steifigkeitsbereich (0° bis 15° in [Fig. 12](#)) an der negativen Seite erreicht. Dadurch können Schwankungen der Drehzahl, welche auftreten können, wenn der Resonanzpunkt passiert wird, an der positiven Seite der Torsionscharakteristiken verhindert werden und gute Dämpfungsrate können über die gesamte negative Seite der Torsionscharakteristiken erhalten werden.

[0070] Insbesondere kann die Kupplungsscheibenanordnung **1** gemäß der vorliegenden Erfindung in geeigneter Weise zur Verbesserung der Schwingungscharakteristiken, welche bei einem Fahrzeugaufbau mit Frontmotor und Frontantrieb verursacht werden, verwendet werden. Genauer verwendet ein FF-Fahrzeug ein Antriebssystem hoher Steifigkeit und weist deshalb die folgenden Schwingungscharakteristiken auf. Erstens verbleibt in einem FF-Fahrzeug der Resonanzpunkt im praktischen Betriebsbereich, selbst wenn die Torsionssteifigkeit zur Verbesserung des Geräusch- und Schwingungsverhaltens verringert ist. Zweitens, wenn die Schwankung der Motordrehzahl zwischen der positiven Seite (Beschleunigungsseite) und der negativen Seite (Verzögerungsseite) der Torsionscharakteristiken unterschiedlich ist und kein Unterschied in den Torsionscharakteristiken zwischen der positiven und der negativen Seite vorhanden ist, können gute Dämpfungsleistungen an einer Seite erreicht werden, aber können nicht an der anderen Seite erreicht werden. Somit ist es nicht möglich, gute Dämpfungsleistungen an beiden Seiten bereitzustellen.

[0071] Der Reibungserzeugungsmechanismus **69** weist zwei Reibungserzeugungsbereiche auf, d.h. den ersten und den zweiten Reibungserzeugungsbereich **70** und **71**, und der zweite Reibungserzeugungsbereich **71** wird nur an der positiven Seite betrieben. Deshalb ist es möglich, das an der positiven und der negativen Seite erzeugte Hysteresisdrehmoment unabhängig von einander zu steuern bzw. zu regeln. Genauer kann das Hysteresisdrehmoment an der positiven Seite durch teilweises oder vollständiges Ändern der dritten Buchse **76**, der vierten Buchse **78** und der zweiten konischen Feder **77** im zweiten Reibungserzeugungsbereich **71** gesteuert werden. Diese Änderung betrifft nicht das Hysteresisdrehmoment an der negativen Seite. Das Hysteresisdrehmoment an der negativen Seite kann durch teilweises oder vollständiges Ändern der ersten Buchse **72**, der zweiten Buchse **74** und der ersten konischen Feder **73** im ersten Reibungserzeugungsbereich **70** gesteuert werden. Diese Änderung verursacht eine Änderung des Hysteresisdrehmoments an der positiven Seite. Jedoch ist das durch den ersten Reibungser-

zeugungsbereich **70** erzeugte Hysteresisdrehmoment sehr viel kleiner als das durch den zweiten Reibungserzeugungsbereich **71** erzeugte Hysteresisdrehmoment. Deshalb betreffen die obigen Änderungen das Hysteresisdrehmoment an der positiven Seite nicht in einer signifikanten Weise. Im Gegensatz dazu ist ein Aufbau vorgeschlagen worden, bei dem eine konische Feder zur Erzeugung von Reibung an einer Vielzahl von Elementen verwendet wird und die Anzahl der Reibflächen an der positiven Seite unterschiedlich von der an der negativen Seite ist, um jeweils unterschiedliche Hysteresisdrehmomente an der positiven und der negativen Seite bereitzustellen. Gemäß diesem Aufbau betrifft eine Änderung der konischen Feder zur Steuerung des Hysteresisdrehmoments an der positiven Seite in signifikanter Weise das Hysteresisdrehmoment an der negativen Seite.

[0072] Die vorliegende Erfindung ist nicht auf die Kupplungsscheibenanordnung des beschriebenen Ausführungsbeispiels beschränkt.

[0073] Der Dämpfermechanismus gemäß der vorliegenden Erfindung kann Charakteristiken einer hohen Steifigkeit und eines hohen Hysteresisdrehmoments an der positiven Seite (Beschleunigungsseite) der Torsionscharakteristiken bereitzustellen und kann ebenfalls Charakteristiken einer geringen Steifigkeit und eines geringen Hysteresisdrehmoments an einer negativen Seite (Verzögerungsseite) der Torsionscharakteristiken bereitzustellen. Dadurch können Schwankungen der Drehzahl an der positiven Seite der Torsionscharakteristiken verhindert werden, wenn der Resonanzpunkt überschritten wird, und eine gute Dämpfungsrate kann im gesamten Bereich an der negativen Seite der Torsionscharakteristiken erhalten werden.

[0074] Somit betrifft die vorliegende Erfindung einen Dämpfermechanismus, um bevorzugte Schwingungsdämpfungsleistungen durch Bereitstellen von unterschiedlichen Charakteristiken an einer positiven und einer negativen Seite der Torsionscharakteristiken bereitzustellen. In einem Dämpfermechanismus einer Kupplungsscheibenanordnung **1** ist eine Vielzahl von Schraubenfedern **33** und **36** derart angeordnet, dass sie zusammengedrückt werden, wenn Platten **12** und **13** sich relativ zu einer Nabe **6** derart drehen, dass eine höhere Torsionssteifigkeit an der positiven Seite des Torsionswinkelbereichs als an der negativen Seite auftritt. Ein Reibungserzeugungsmechanismus **69** ist vorgesehen, um Reibung zu erzeugen, wenn die Platten **12** und **13** sich relativ zur Nabe **6** drehen. Der Reibungserzeugungsmechanismus **69** erzeugt eine größere Reibung an der positiven Seite des Torsionswinkelbereichs als an der negativen Seite.

[0075] Die in der Beschreibung verwendeten Begriffe wie „im Wesentlichen“, „ca.“ und „ungefähr“ sind

derart gemeint, dass ein vernünftiger Abweichungsbetrag des modifizierten Begriffs möglich ist, so dass das Endergebnis nicht signifikant verändert wird. Diese Begriffe sollten so verstanden werden, dass sie eine Abweichung von mindestens $\pm 5\%$ des modifizierten Terms ermöglichen, falls diese Abweichung nicht die Bedeutung des Begriffes negieren würde.

[0076] Obwohl nur ein ausgewähltes Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung dargestellt wurde, ist es dem Fachmann aus der vorliegenden Offenbarung möglich, verschiedene Änderungen und Modifikationen durchzuführen, ohne den Umfang der Erfindung zu verlassen. Des Weiteren wurde die vorhergehende Beschreibung des Ausführungsbeispiels nur zu illustrativen Zwecken und nicht zum Zwecke der Beschränkung der Erfindung sowie ihrer Äquivalente gegeben.

Patentansprüche

1. Dämpfermechanismus (4), umfassend
 - ein erstes Rotationselement (2);
 - ein zweites Rotationselement (3), welches bezüglich des ersten Rotationselementes (2) drehbar ist;
 - eine Vielzahl von elastischen Elementen (30, 31), welche angeordnet sind, um zusammengedrückt zu werden, wenn eine Relativrotation zwischen dem ersten und dem zweiten Rotationselement (2, 3) in einer Rotationsrichtung auftritt, und welche eine höhere Steifigkeit an einer positiven Rotationsseite der Torsionscharakteristiken als an einer negativen Rotationsseite bereitstellen; und
 - einen Reibungserzeugungsmechanismus (69), welcher angeordnet ist, um Reibung zu erzeugen, wenn eine Relativrotation zwischen dem ersten und dem zweiten Rotationselement (2, 3) auftritt und welcher angeordnet ist, um eine größere Reibung an der positiven Rotationsseite der Torsionscharakteristiken als an der negativen Rotationsseite zu erzeugen.
2. Dämpfermechanismus (4) nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Reibungserzeugungsmechanismus (69) einen ersten Reibungserzeugungsbereich (70) zur Erzeugung von Reibung zumindest an der negativen Rotationsseite der Torsionscharakteristiken und einen zweiten Reibungserzeugungsbereich (71) zur Erzeugung von Reibung an zumindest der positiven Rotationsseite der Torsionscharakteristiken aufweist.
3. Dämpfermechanismus (4) nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass der erste Reibungserzeugungsbereich (70) an den gesamten positiven und negativen Rotationsseiten betrieben wird und der zweite Reibungserzeugungsbereich (71) nur an der positiven Seite betrieben wird.
4. Dämpfermechanismus (4) nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass

- der erste Reibungserzeugungsbereich (70) ein erstes Reibelement (72, 74) zur Erzeugung von Reibung zwischen dem ersten und dem zweiten Rotationselement (2, 3) und ein erstes Vorspannelement (73) zum Vorspannen des ersten Reibelements (72, 73) aufweist, und
- der zweite Reibungserzeugungsbereich (71) ein zweites Reibelement (76, 78) zur Erzeugung von Reibung zwischen dem ersten und dem zweiten Rotationselement (2, 3) und ein zweites Vorspannelement (77) zum Vorspannen des zweiten Reibelements (76, 78) aufweist.

Es folgen 9 Blatt Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

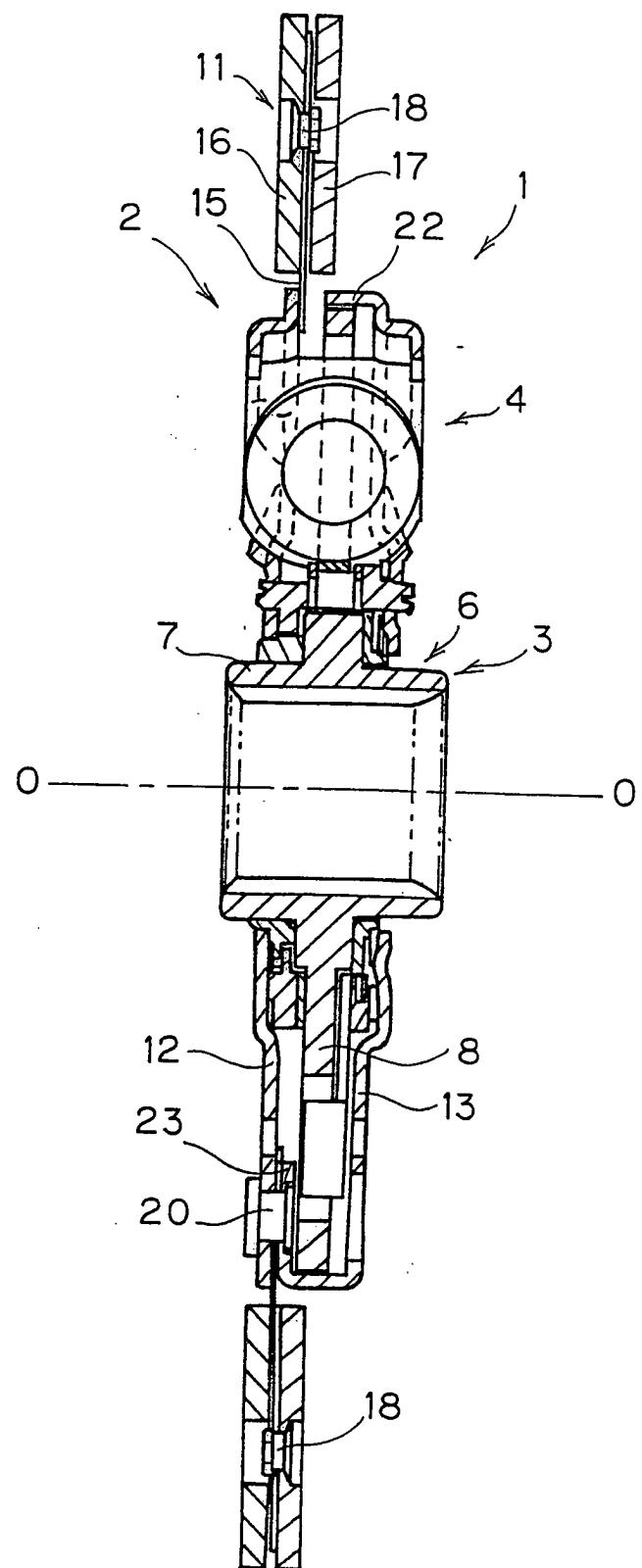


Fig. 1

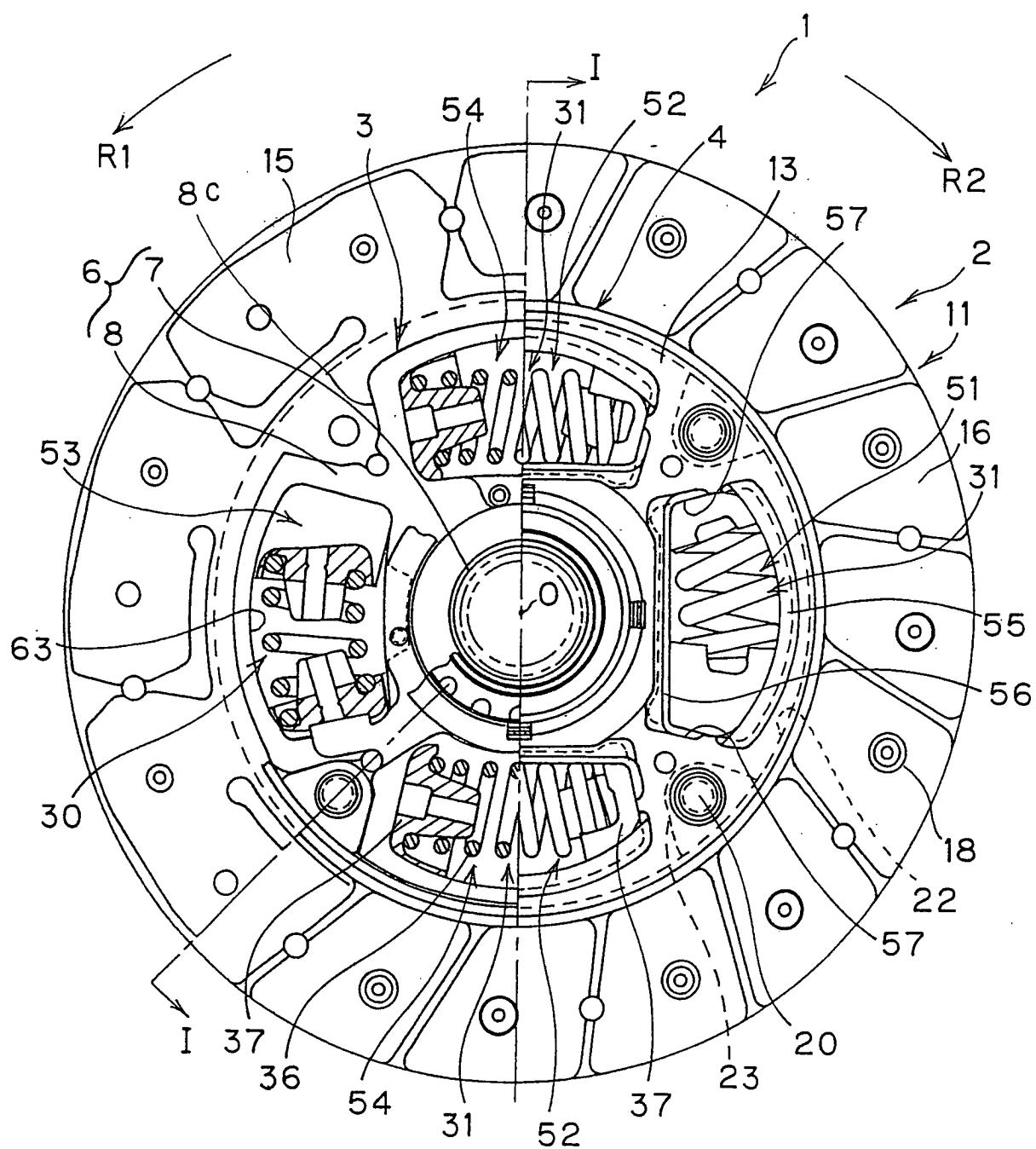


Fig. 2

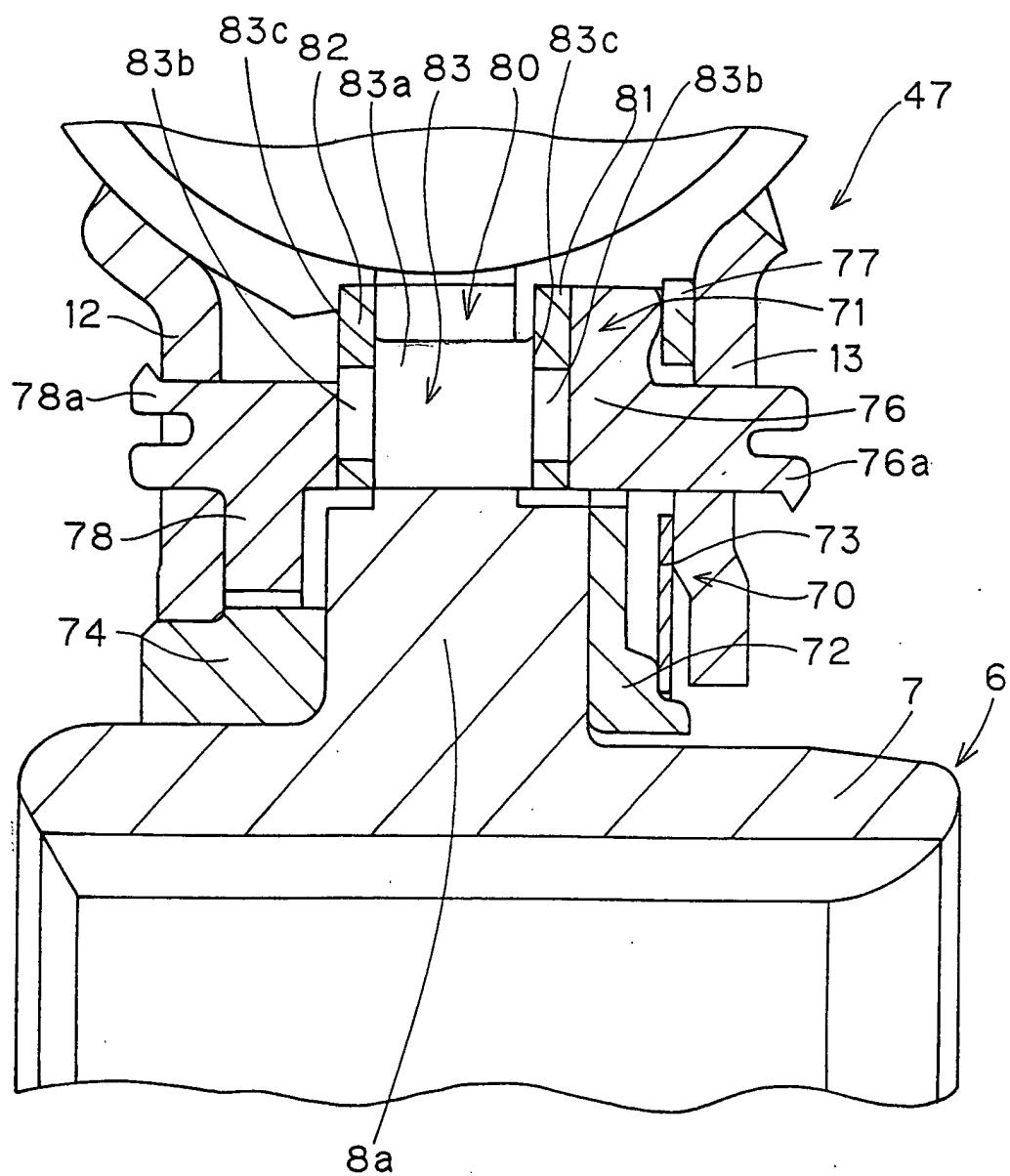


Fig. 3

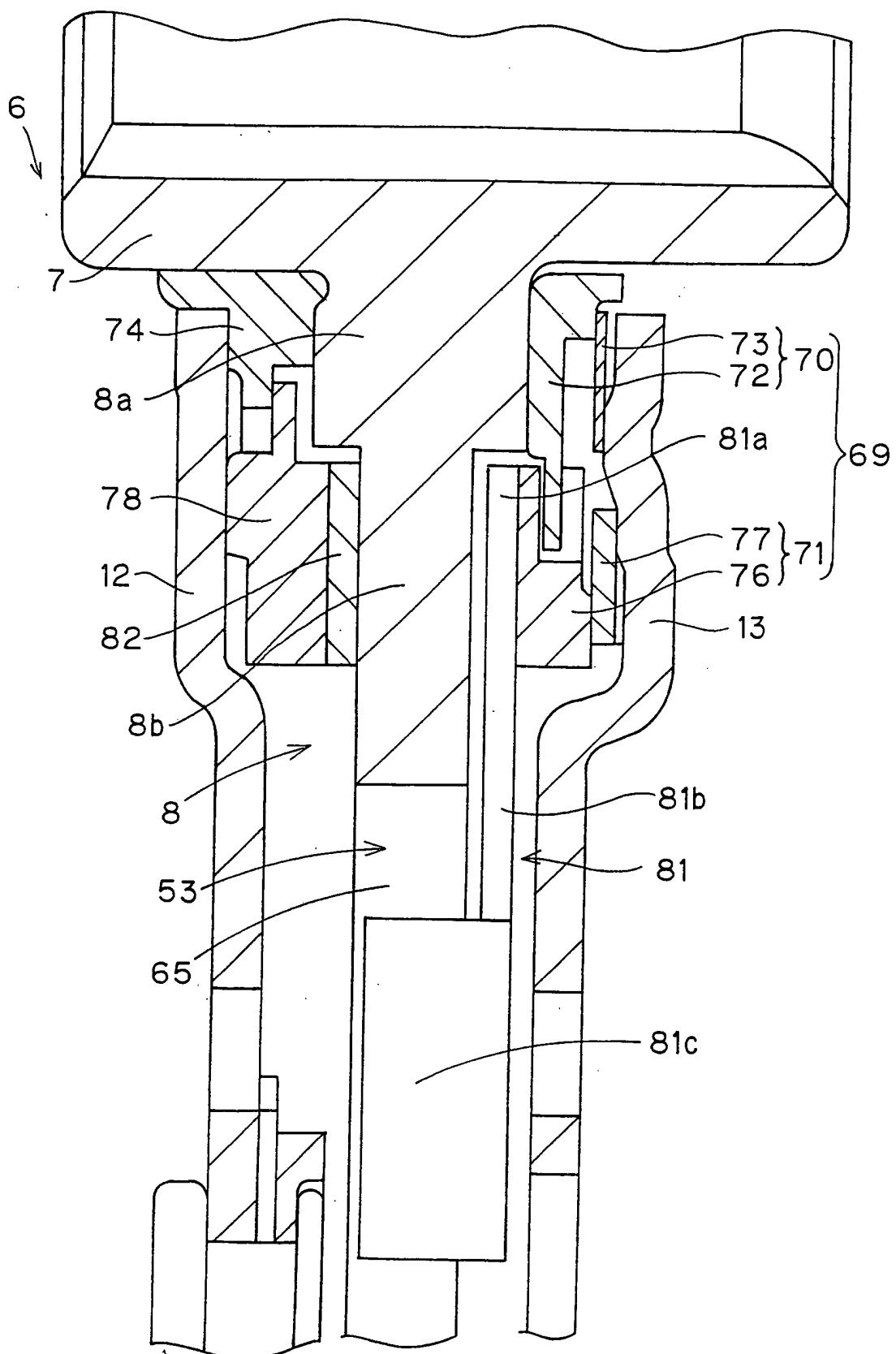


Fig. 4

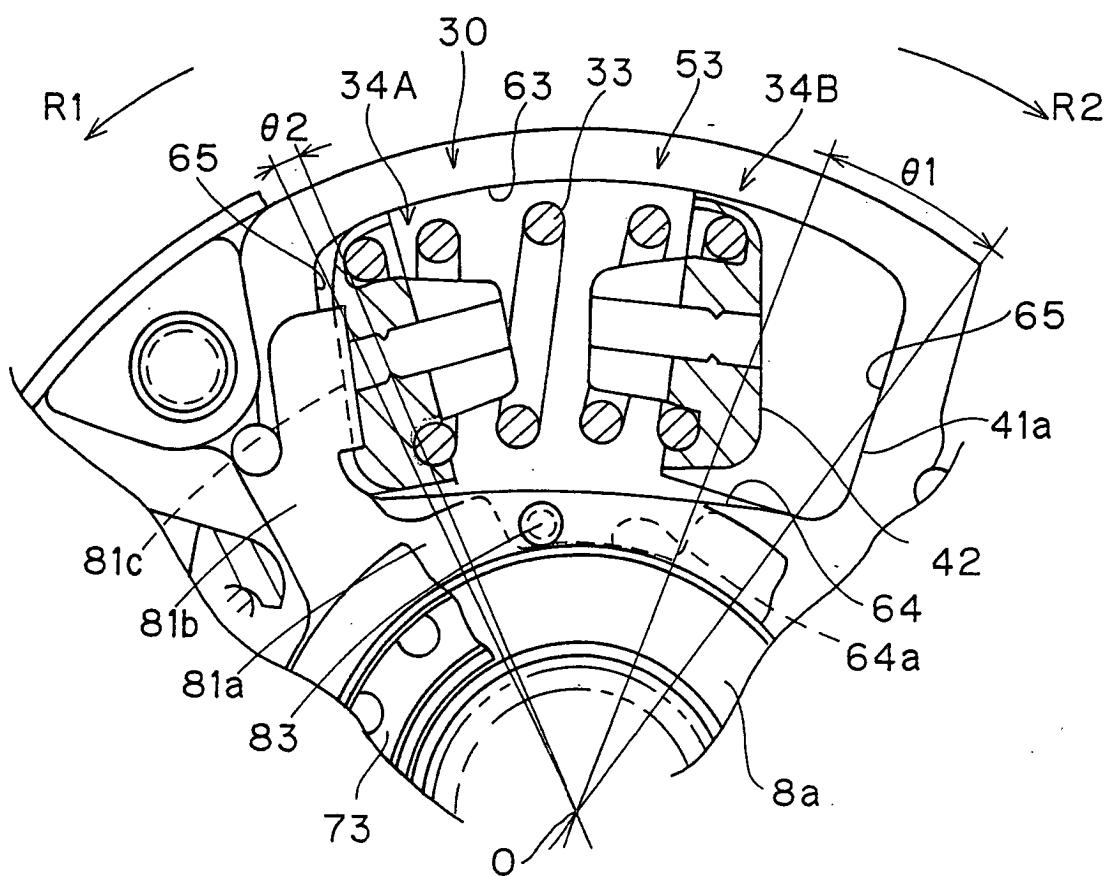


Fig. 5

Fig. 6

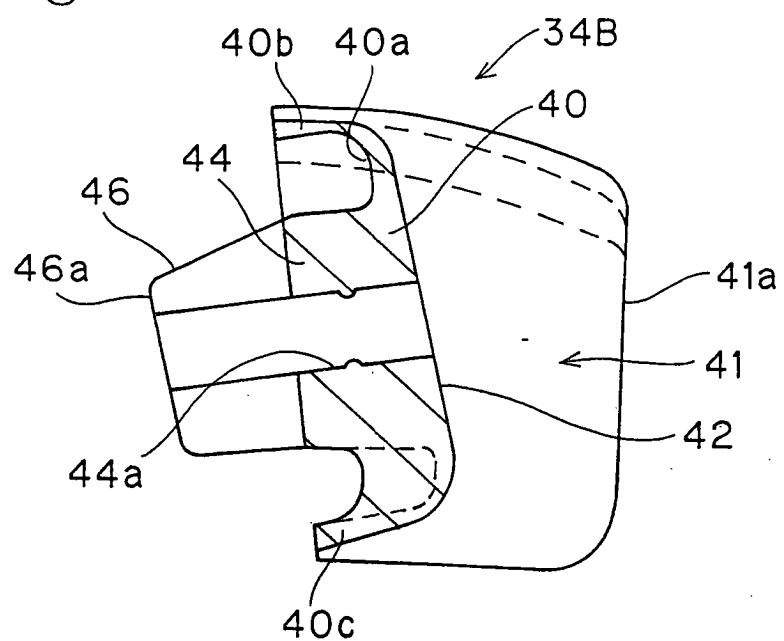


Fig. 7

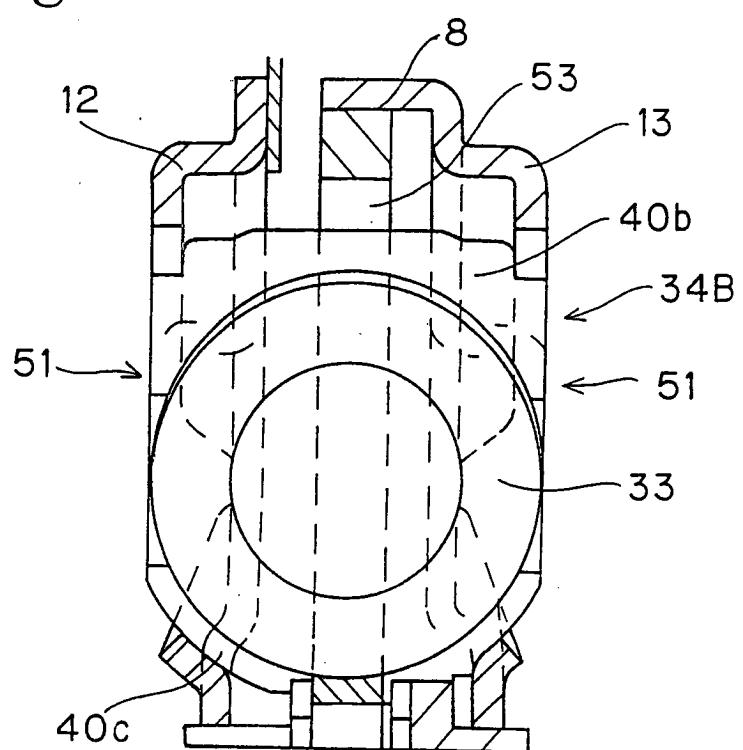


Fig. 8

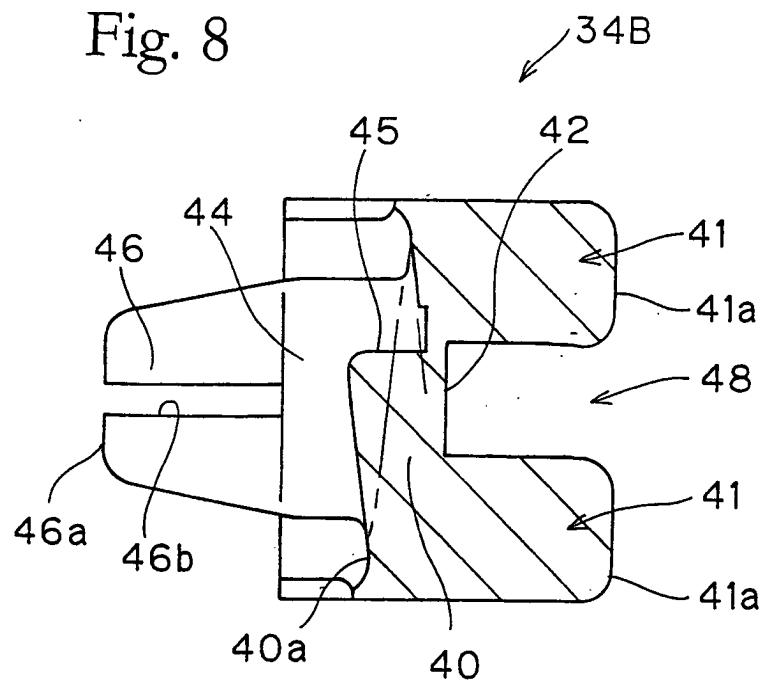


Fig. 9

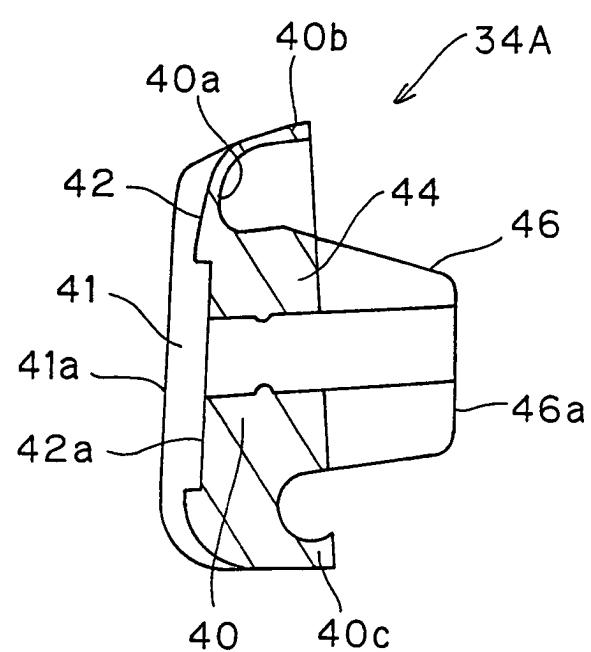


Fig. 10

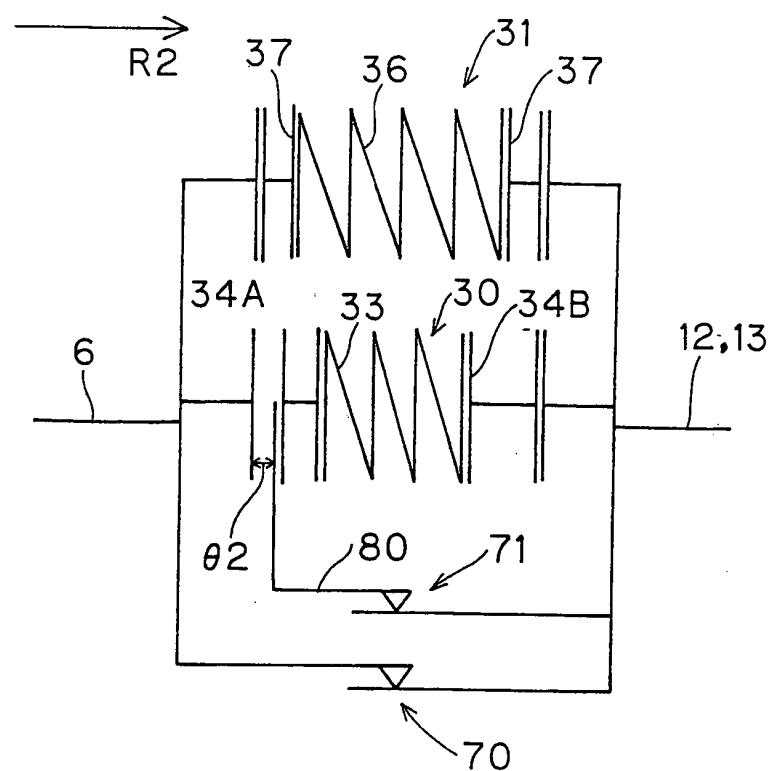
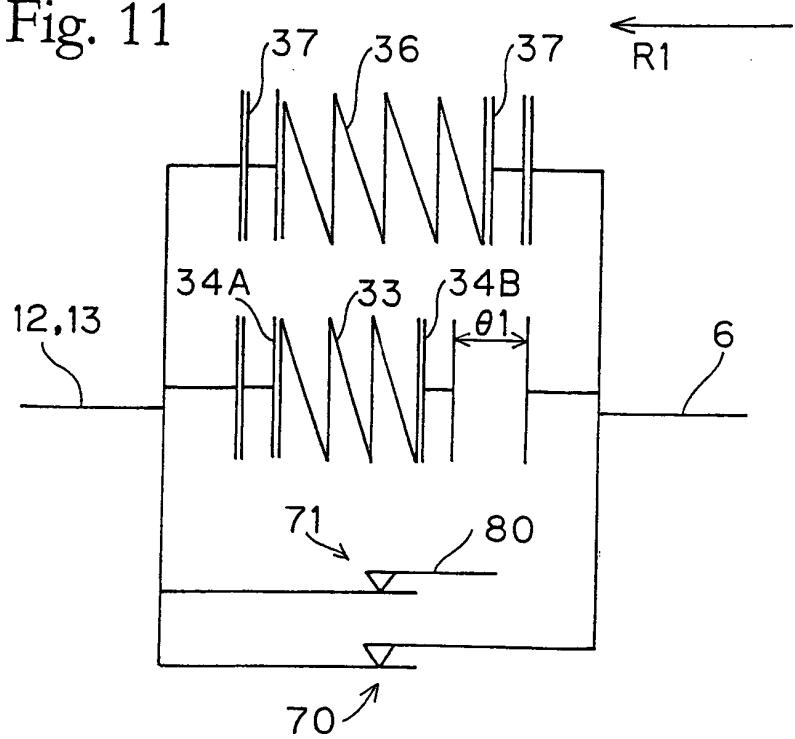


Fig. 11



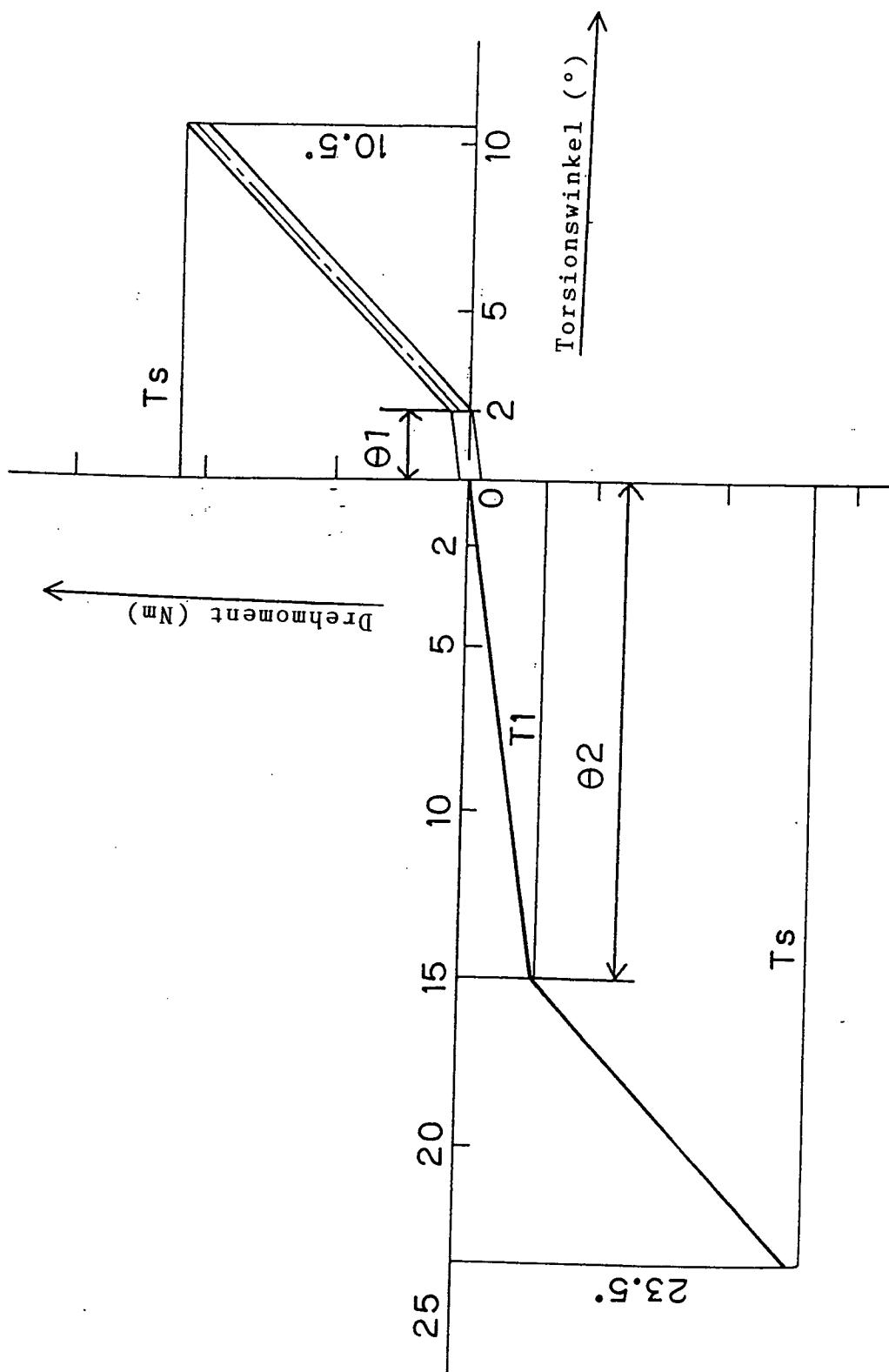


Fig. 12