

(12) NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES
PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG

(19) Weltorganisation für geistiges
Eigentum

Internationales Büro

(43) Internationales
Veröffentlichungsdatum
12. Oktober 2017 (12.10.2017)



(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2017/174268 A1

(51) Internationale Patentklassifikation:
F16F 15/14 (2006.01)

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP2017/055110

(22) Internationales Anmeldedatum:
6. März 2017 (06.03.2017)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:
10 2016 205 594.1 5. April 2016 (05.04.2016) DE

(71) Anmelder: ZF FRIEDRICHSHAFEN AG [DE/DE];
Löwentaler Straße 20, 88046 Friedrichshafen (DE).

(72) Erfinder: JONCKHEERE, Luc; Am Felsenring 4, 97440
Werneck (DE). HOFMANN, Edmont; Schleifweg 16 B,
97464 Niederwerrn (DE).

(81) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für
jede verfügbare nationale Schutzrechtsart): AE, AG, AL,
AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW,
BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DJ, DK,
DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM,
GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JP, KE, KG, KH,
KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY,
MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA,
NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO,
RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV,
SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC,
VN, ZA, ZM, ZW.

(84) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für
jede verfügbare regionale Schutzrechtsart): ARIPO (BW,
GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST,
SZ, TZ, UG, ZM, ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG,
KZ, RU, TJ, TM), europäisches (AL, AT, BE, BG, CH,
CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE,
IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO,

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: VIBRATION-DAMPING ASSEMBLY, IN PARTICULAR FOR A DRIVE TRAIN OF A VEHICLE

(54) Bezeichnung : SCHWINGUNGSDÄMPFUNGSANORDNUNG, INSBESONDERE FÜR EINEN ANTRIEBSSTRANG
EINES FAHRZEUGS

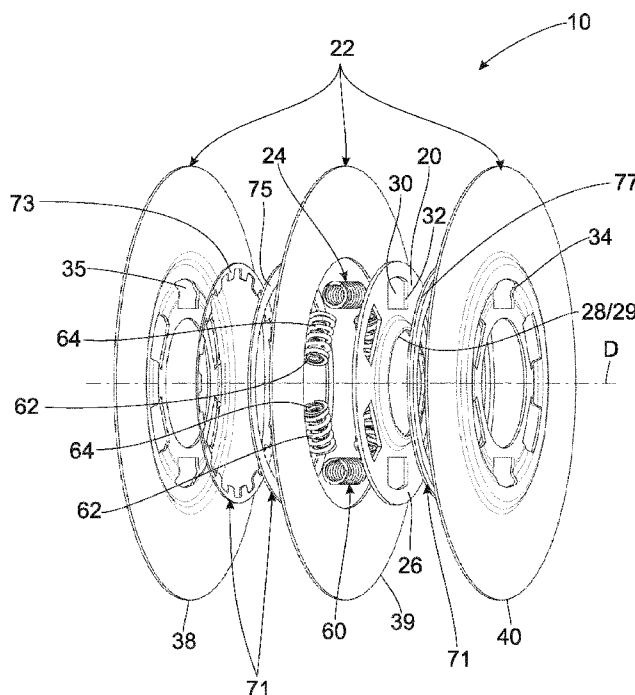


Fig. 1

(57) Abstract: The invention relates to a vibration-damping
assembly (10) for a drive train of a vehicle, comprising a
deflection mass carrier (20), which can be set into
vibrational motion, and a deflection mass assembly (22)
carried on the deflection mass carrier (20). The deflection
mass assembly (22) is coupled to the deflection mass carrier
(20) by means of a restoring-force-generating assembly (24)
in such a way that the deflection mass assembly (22) is
substantially fixedly held in a resting position in relation to
the deflection mass carrier (20) in the case of acceleration of
the deflection mass carrier (20) lying below a threshold
acceleration and the deflection mass assembly (22) can be
deflected out of the resting position in relation to the
deflection mass carrier (20) against a restoring force
generated by the restoring-force-generating assembly (24)
and/or by a retaining force generated by a friction device, in
the case of acceleration of the deflection mass carrier (20)
lying above the threshold acceleration.

(57) Zusammenfassung:

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

WO 2017/174268 A1



RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, **Veröffentlicht:**

CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, — *mit internationalem Recherchenbericht (Artikel 21 Absatz 3)*
TG).

Schwingungsdämpfungsanordnung (10) für einen Antriebsstrang eines Fahrzeugs, umfassend einen in Schwingungsbewegung versetzbaren Auslenkungsmassenträger (20) sowie eine an dem Auslenkungsmassenträger (20) getragene Auslenkungsmassenanordnung (22), wobei die Auslenkungsmassenanordnung (22) durch eine Rückstellkraftherzeugungsanordnung (24) mit dem Auslenkungsmassenträger (20) derart gekoppelt ist, dass bei unter einer Schwellenbeschleunigung liegender Beschleunigung des Auslenkungsmassenträgers (20) die Auslenkungsmassenanordnung (22) bezüglich des Auslenkungsmassenträgers (20) in einer Ruhelage im Wesentlichen fest gehalten ist und bei über der Schwellenbeschleunigung liegender Beschleunigung des Auslenkungsmassenträgers (20) die Auslenkungsmassenanordnung (22) gegen eine durch die Rückstellkraftherzeugungsanordnung (24) erzeugte Rückstellkraft und /oder durch eine durch eine Reibereinrichtung erzeugte Haltekraft bezüglich des Auslenkungsmassenträgers (20) aus der Ruhelage auslenkbar ist.

Schwingungsdämpfungsanordnung, insbesondere für einen Antriebsstrang eines Fahrzeugs

Die vorliegende Erfindung betrifft eine Schwingungsdämpfungsanordnung für einen Antriebsstrang eines Fahrzeugs. Diese Schwingungsdämpfungsanordnung umfasst einen in Schwingungsbewegung versetzbaren Auslenkungsmassenträger sowie eine an dem Auslenkungsmassenträger getragene Auslenkungsmassenanordnung.

Um die in einem Antriebsstrang eines Fahrzeugs auftretenden Drehschwingungen zu mindern, ist es bekannt, Schwingungsdämpfungsanordnungen in Form von Zwei-Massen-Schwungrädern oder Torsionsschwingungsdämpfern in den Drehmomentenfluss einzubinden. Derartige Schwingungsdämpfungsanordnungen umfassen eine Primärseite und eine Sekundärseite, wobei die Primärseite an ein Antriebsaggregat oder den antriebsaggregatseitigen Bereich eines Antriebsstrangs angebunden ist und die Sekundärseite an ein Getriebe oder den getriebeseitigen Bereich eines Antriebsstrangs angebunden ist. Zwischen der Primärseite und der Sekundärseite wirken elastische Elemente, wie z. B. Schraubendruckfedern, gegen deren Rückstellwirkung die Primärseite und die Sekundärseite bezüglich einander verdrehbar bzw. auslenkbar sind.

Eine allgemein als Tilger bezeichnete alternative Ausgestaltungsart einer Schwingungsdämpfungsanordnung umfasst einen Auslenkungsmassenträger und eine daran getragene Auslenkungsmassenanordnung. Der Auslenkungsmassenträger ist an eine Antriebsstrangkomponente angekoppelt und mit dieser zusammen um eine Drehachse der Antriebsstrangkomponente drehbar. Bei Auftreten von Drehungleichförmigkeiten bzw. Drehschwingungen wird der Auslenkungsmassenträger in eine der Rotationsbewegung überlagerte Schwingungsbewegung versetzt. Die Auslenkungsmassenanordnung ist durch eine Rückstellkrafterzeugungsanordnung mit dem Auslenkungsmassenträger gekoppelt, so dass bei Auftreten von Drehschwingungen und entsprechender Schwingungsbewegung des Auslenkungsmassenträgers die Auslenkungsmassenanordnung gegen die Rückstellkraft der Rückstellkrafterzeugungsanordnung bezüglich des Auslenkungsmassenträgers ausgelenkt und in eine zur Tilgung der auftretenden Schwingungen beitragende Schwingungsbewegung bezüglich des Auslenkungsmassenträgers versetzt wird. Charakteristisch für eine derartige Art

der Schwingungsdämpfungsanordnung ist, dass diese nicht im Drehmomentenfluss liegt, also die in einem Antriebsstrang zur übertragenden Drehmomente nicht über die Rückstellkraftherzeugungsanordnung und die Auslenkungsmassenanordnung derselben geleitet werden.

Aus der WO 2004/018897 ist eine derartige allgemein als Tilger bezeichnete Schwingungsdämpfungsanordnung für den Antriebsstrang eines Fahrzeugs bekannt. Diese bekannte, mit einem Feder-Masse-System aufgebaute Schwingungsdämpfungsanordnung ist mit ihrem Auslenkungsmassenträger beispielsweise im Bereich eines Hinterachsgetriebes, einer davon weg führenden Seitenwelle oder einer Gelenkwelle des Antriebsstrangs angeordnet.

Es ist die Aufgabe der vorliegenden Erfindung, eine gattungsgemäße Schwingungsdämpfungsanordnung so weiterzubilden, dass diese ein verbessertes Schwingungsdämpfungsverhalten aufweist.

Erfindungsgemäß wird diese Aufgabe gelöst durch eine Schwingungsdämpfungsanordnung für einen Antriebsstrang eines Fahrzeugs, umfassend einen in Schwingungsbewegung versetzbaren Auslenkungsmassenträger sowie eine an dem Auslenkungsmassenträger getragene Auslenkungsmassenanordnung.

Dabei ist weiter vorgesehen, dass die Auslenkungsmassenanordnung durch eine Rückstellkraftherzeugungsanordnung mit dem Auslenkungsmassenträger derart gekoppelt ist, dass bei unter einer Schwellenbeschleunigung liegender Beschleunigung des Auslenkungsmassenträgers die Auslenkungsmassenanordnung bezüglich des Auslenkungsmassenträgers in einer Ruhelage im Wesentlichen fest gehalten ist und bei über der Schwellenbeschleunigung liegender Beschleunigung des Auslenkungsmassenträgers die Auslenkungsmassenanordnung gegen eine durch die Rückstellkraftherzeugungsanordnung erzeugte Rückstellkraft und /oder durch eine durch eine Reibereinrichtung erzeugte Haltekraft bezüglich des Auslenkungsmassenträgers aus der Ruhelage auslenkbar ist. Dabei ist zu erwähnen, dass die Reibereinrichtung sich einerseits an dem Auslenkungsmassenträger und andererseits an der Auslenkungsmassenanordnung, die zum Auslenkungsmassenträger relativ verschiebbar ist, abstützt bzw. reibt.

Bei dem erfindungsgemäßen Aufbau einer Schwingungsdämpfungsanordnung findet abhängig von der Beschleunigung, mit welcher der Auslenkungsmassenträger insbesondere bei Durchführung von Schwingungsbewegungen beschleunigt wird, ein Umschalten statt. Bei vergleichsweise geringer Beschleunigung ist die gesamte Schwingungsdämpfungsanordnung mit dem Auslenkungsmassenträger und der daran getragenen Auslenkungsmassenanordnung als im Wesentlichen starre Masse wirksam, die als solche zur Erhöhung des Trägheitsmoments beiträgt. Nimmt die Beschleunigung zu und überschreitet die Schwellenbeschleunigung, so kann die Auslenkungsmassenanordnung eine Relativbewegung bezüglich des Auslenkungsmassenträgers, insbesondere also auch eine Relativschwingungsbewegung bezüglich diesem unter der Rückstellwirkung der Rückstellkrafterzeugungsanordnung und /oder durch eine durch eine Reibereinrichtung erzeugte Haltekraft ausführen, so dass die Schwingungsdämpfungsanordnung in diesem Zustand als Tilger wirksam ist. Grundlage dieses erfindungsgemäßen Aufbaus ist die Erkenntnis, dass derartige als Tilger mit einem Auslenkungsmassenträger und einer Auslenkungsmassenanordnung wirksame Schwingungsdämpfungsanordnungen grundsätzlich zum Auftreten eines Nebenmaximums bei höherer Frequenz, im Antriebsstrang also bei höherer Drehzahl bezüglich eines Hauptmaximums, führen. Da mit zunehmender Frequenz, also auch mit zunehmender Drehzahl in einem Antriebsstrang, im Allgemeinen auch die bei Auftreten von Drehungleichförmigkeiten entstehenden Beschleunigungen abnehmen, nutzt die Erfindung den Effekt, dass mit zunehmender Drehzahl und dementsprechend auch abnehmender Beschleunigung des Auslenkungsmassenträgers durch das Umschalten in einen im Wesentlichen starren Kopplungszustand das Auftreten des Nebenmaximums bei zunehmender Drehzahl bzw. Anregungsfrequenz vermieden wird.

Eine vorteilhafte Ausführungsform sieht vor, dass die Auslenkungsmassenanordnung zumindest aus einem Massering mit einer daran drehfest befestigten Zentralscheibe gebildet ist und der Auslenkungsmassenträger durch zumindest eine Deckscheibe gebildet ist. Vorteilhaft werden zwei Deckscheiben verwendet, die beidseitig der Zentralscheibe verbaut sind.

Auch kann es vorgesehen sein, dass die Auslenkungsmassenanordnung zumindest aus einer Deckscheibe gebildet wird. Vorzugsweise werden hier jedoch zwei Deckscheiben verbaut, die beidseitig der Zentralscheibe angeordnet sind und die eigentliche Auslenkungsmasse bilden.

Um einen stabilen, gleichwohl zuverlässig wirkenden Aufbau bereitstellen zu können, wird vorgeschlagen, dass eine Baugruppe von Auslenkungsmassenträger und Auslenkungsmassenanordnung eine Zentralscheibe und die andere Baugruppe von Auslenkungsmassenträger und Auslenkungsmassenanordnung beidseits der Zentralscheibe jeweils eine Deckscheibe umfasst oder/und dass die Rückstellkraftherzeugungsanordnung wenigstens eine in ihren beiden Endbereichen bezüglich der Zentralscheibe und wenigstens einer Deckscheibe abgestützte oder abstützbare Federeinheit umfasst.

Zur Zusammenwirkung der im Allgemeinen mit Schraubendruckfedern aufgebauten Federeinheiten mit der Zentralscheibe bzw. den Deckscheiben kann vorgesehen sein, dass in wenigstens einem, vorzugsweise beiden Endbereichen wenigstens eine Federeinheit über ein Abstützorgan bezüglich der Zentralscheibe und wenigstens einer Deckscheibe abgestützt oder abstützbar ist. Auf diese Art und Weise wird eine gleichmäßige und eine punktuelle Belastung der Federeinheiten bzw. der Zentralscheibe und der Deckscheibe vermeidende Abstützwechselwirkung erzielt.

Zur Bereitstellung des vorangehend angesprochenen Umschaltverhaltens kann erfindungsgemäß vorgesehen sein, dass durch die Rückstellkraftherzeugungsanordnung oder die Reibereinrichtung die Auslenkungsmassenanordnung unter Erzeugung einer Vorspannkraft bzw. Haltekraft in die Ruhelage bezüglich des Auslenkungsmassenträgers vorgespannt ist, wobei bei Überschreiten der Schwellenbeschleunigung die Auslenkungsmassenanordnung unter Überwindung der Vorspannkraft bzw. der Haltekraft aus der Ruhelage bezüglich des Auslenkungsmassenträgers auslenkbar ist. Durch das Vorspannen bzw. das Halten der Auslenkungsmassenanordnung in die Ruhelage ist gewährleistet, dass erst dann, wenn eine die Vorspannung überwindende Kraft auf die Auslenkungsmassenanordnung wirkt, diese beginnt, sich bezüglich des Auslenkungsmassenträgers zu bewegen bzw. zu schwingen. Die auf den Auslenkungsmassenträger wirkende Kraft ist im Wesentlichen bestimmt durch die Masse bzw. das Massenträgheitsmoment der Auslenkungsmassenanordnung und die Beschleunigung, mit welcher diese bzw. der Auslenkungsmassenträger in Bewegung versetzt wird.

Um in einfacher Art und Weise diese Vorspannung in die Ruhelage bereitstellen zu können, wird vorgeschlagen, dass wenigstens eine, vorzugsweise jede Federeinheit zur Bereitstellung der Vorspannkraft in der Ruhelage der Auslenkungsmassenanordnung bezüglich des Auslenkungsmassenträgers in ihren beiden Endbereichen unter Vorspannung bezüglich der Zentralscheibe oder/und wenigstens einer Deckscheibe abgestützt ist.

Zur definierten Vorgabe des Schwingungsverhaltens der Auslenkungsmassenanordnung kann vorgesehen sein, dass wenigstens eine, vorzugsweise jede Federeinheit eine Mehrzahl von parallel wirkenden Federn oder/und eine Mehrzahl von seriell wirkenden Federn umfasst.

Insbesondere bei Integration in einen Antriebsstrang eines Fahrzeugs ist aufgrund der darin im Allgemeinen auftretenden rotatorischen Bewegungen vorzugsweise vorgesehen, dass der Auslenkungsmassenträger in Drehbewegung um eine Drehachse versetzbar ist, und dass bei Auslenkung der Auslenkungsmassenanordnung aus der Ruhelage bezüglich des Auslenkungsmassenträgers die Auslenkungsmassenanordnung eine Rotationsbewegung bezüglich des Auslenkungsmassenträgers um die Drehachse D durchführt.

Um eine vorteilhafte Wirkweise der Federeinheit sicher zu stellen, wird vorgeschlagen, die Federn der Federeinheit in ihrer Wirkrichtung in Umfangsrichtung um die Drehachse D angeordnet sind.

Um ein möglichst hohes Massenträgheitsmoment der Auslenkungsmassenanordnung zu erhalten wird weiter vorgeschlagen, dass die eigentliche Auslenkungsmasse bildenden Deckscheiben radial außerhalb der Federeinheit zusammengeführt sind. Hierdurch kann ein hohes Massenträgheitsmoment bei einem gleichzeitig geringen axial notwendigen Bauraum erzielt werden.

Um die Funktion der Schwingungsdämpfungsanordnung weiter zu verbessern wird vorgeschlagen, dass die Deckscheiben radial außerhalb der Federeinheit drehfest miteinander verbunden sind. Gleichzeitig kann so eine axiale Sicherung der Auslen-

kungsmassenanordnung zu der Zentralscheibe erzielt werden, da die Deckscheiben, die die Auslenkungsmasse bilden, die Zentralscheibe an beiden Seiten begrenzen.

Für die drehfeste Verbindung der Deckscheiben wird weiter vorgeschlagen, dass dies durch eine Klebeverbindung und / oder eine Schweißverbindung und / oder eine Nietverbindung und / oder eine Verstemmung und / oder eine Verschraubung erfolgt. Dabei soll dies nicht abschließend sein, sondern nur beispielhaft.

Für eine kostengünstige Herstellung wird weiter vorgeschlagen, dass die beiden Deckscheiben baugleich sind.

Um das Massenträgheitsmoment der Auslenkungsmassenanordnung weiter zu erhöhen kann zwischen den beiden Deckscheiben eine zusätzliche Massescheibe positioniert werden.

Um die Massescheibe funktionssicher und drehfest mit den Deckscheiben zu verbinden wird weiter vorgeschlagen, dass dies mittels einer Klebeverbindung und / oder einer Schweißverbindung und / oder einer Nietverbindung und / oder einer Verstemmung und / oder einer Verschraubung erfolgt. Dabei soll diese Aufzählung nicht abschließend sondern nur beispielhaft sein.

Weiter wird vorgeschlagen, dass die Reibeinrichtung zwischen den beiden Deckscheiben positioniert wird.

Dabei kann die Reibeinrichtung zumindest eine Federscheibe umfassen, wobei die Federscheibe sich einerseits an einer der beiden Deckscheiben und andererseits an der Zentralscheibe abstützt.

Um eine weitere Verbesserung der Funktion der Reibeinrichtung zu gewährleisten wird weiter vorgeschlagen, dass die Reibeinrichtung zumindest eine zusätzliche Reibscheibe umfasst. Hierdurch kann ein Verschleiß der Reibeinrichtung verringert und damit die Haltbarkeit verbessert werden.

Um eine vorteilhafte Funktionsweise der Reibeinrichtung zu gewährleisten wird vorgeschlagen, dass die Reibeinrichtung radial außerhalb der Federeinheit angeordnet ist. Je größer der Reibdurchmesser ist, desto niedriger kann die axiale Kraft der Federscheibe ausgeführt sein, bei gleicher Reibkraft.

Es kann aber auch vorteilhaft sein, beispielsweise durch einen vorhandenen Bau-
raum, dass die Reibeinrichtung radial innerhalb der Federeinheit angeordnet ist.

Dabei ist die Reibereinrichtung vorteilhaft so auszulegen, dass eine axiale Kraft der Federscheibe der Reibereinrichtung in eingebautem Neuzustand nahezu gleich einer axialen Kraft der Federscheibe der Reibereinrichtung in einem maximalen Verschleißzustand ist. Hierzu ist eine typische Kraft- Weg- Kennlinie der Membranfeder vorteilhaft, die dieses Verhalten zeigt. Dabei kann die Federscheibe so eingebaut werden, dass bei einem beginnenden Verschleiß der Reibereinrichtung und damit eine Verringerung einer axialen Einbaulage der Federscheibe zunächst die Kraft ansteigt, um dann wieder abzusinken. Somit kann eine Einbaulage der Federscheibe so gewählt werden, dass die Federscheibe im Neuzustand nahezu die gleiche Kraft aufweist wie in einem maximalen Verschleißzustand.

Weiter wird vorgeschlagen, dass ein Element Stahl einen Volumenanteil an der gesamten Schwingungsdämpfungsanordnung von größer 90% hat.

Weiter wird vorgeschlagen, dass ein Gewichtsanteil von Stahl einen Volumenanteil von größer 90% an der Schwingungsdämpfungsanordnung hat.

Um eine optimale Funktionsweise der Schwingungsdämpfungsanordnung sicher zu stellen wird vorgeschlagen, dass das Vorspannmoment der Federeinheit maximal dem Produkt aus maximaler Eingangswellenbeschleunigung und der Massenträgheit der Schwingungsdämpfungsanordnung entspricht

Es wird weiter vorgeschlagen, dass ein Wert des Coulombschen Reibmoments der Reibereinrichtung maximal dem Produkt aus der maximalen Eingangswellenbeschleunigung und der Massenträgheit der Schwingungsdämpfungsanordnung entspricht.

Für die Funktionsweise kann es weiter vorteilhaft sein, dass eine Kennlinie der Rückstellkraftherzeugungsanordnung mehrstufig oder stufenlos degressiv verläuft.

Für die Funktionsweise kann es weiter vorteilhaft sein, dass eine Kennlinie der Rückstellkraftherzeugungsanordnung mehrstufig oder stufenlos progressiv verläuft.

Um die Funktionsweise der Federeinheit optimal zu gewährleisten kann diese aus Schraubenfedern und/oder aus Kunststofffedern und/oder aus Blattfedern bestehen.

Weiter wird ein Kupplungssystem für ein Fahrzeug beansprucht, das wenigstens eine Schwingungsdämpfungsanordnung in der vorangehend beschriebenen Ausführung enthält.

Dabei zeichnet sich das Kupplungssystem dadurch aus, dass es eine Schwungmasse, die mit einem Ausgangselement eines Antriebsaggregates drehfest verbunden ist und eine Reibfläche aufweist, sowie eine Druckplattenanordnung mit einer Druckplatte, die drehfest mit der Schwungmasse verbunden ist und durch eine Membranfeder mit einer axialen Kraft beaufschlagt werden kann, sowie einer Ausrückanordnung mit einem Ausrückring für die Membranfeder sowie einer Kupplungsscheibenanordnung umfassend eine Belaganordnung, die zwischen der Reibfläche der Schwungmasse und der Druckplatte einklemmbar ist, wobei die Kupplungsscheibenanordnung weiter ein Ausgangselement umfasst, das gegen die Wirkkraft einer Federeinheit und in Wirkverbindung eines Eingangselements, welches drehfest mit der Belaganordnung verbunden ist und um die Drehachse (D) verdrehbar ist, wobei das Ausgangselement der Kupplungsscheibenanordnung drehfest mit einer Getriebeeingangswelle einer Getriebeanordnung verbunden ist. Dabei handelt es sich hier

bei dem Kupplungssystem um ein bekanntes System mit einer gefederten Kupplungsscheibenanordnung. Dies bedeutet, dass die Kupplungsscheibenanordnung eine Primärseite und eine, gegen die Wirkkraft einer Federeinheit relativ verdrehbare Sekundärseite aufweist. Dabei ist die Schwingungsdämpfungsanordnung drehfest mit der Sekundärseite der Kupplungsscheibenanordnung verbunden, die wiederum mit einer Eingangsseite, vorteilhaft eine Getriebeeingangswelle, einer Getriebeanordnung wirkverbunden ist. Hierdurch kann die Tilgungswirkung der Schwingungs-

dämpfungsanordnung vorteilhaft wirken. Dabei kann die Schwingungsdämpfungsanordnung zu beiden Seiten der Kupplungsscheibenanordnung positioniert sein.

Eine weitere vorteilhafte Ausführungsform sieht vor, dass der Auslenkungsmassenträger der Schwingungsdämpfungsanordnung drehfest mit dem Ausgangselement der Kupplungsscheibenanordnung oder drehfest mit der Getriebeeingangswelle verbunden ist.

Dabei ist es vorteilhaft, wenn die drehfeste Verbindung des Auslenkungsmassenträgers mit dem Ausgangselement der Kupplungsscheibenanordnung oder der Getriebeeingangswelle durch eine Verzahnung oder/ und durch eine Vernietung oder/und durch eine Verschweißung oder/und durch ein Verstemmen oder/und durch ein Verschrauben oder/und durch eine Verklebung erfolgt. Dabei soll diese Aufzählung nicht abschließend, sondern nur beispielhaft sein.

Um weiter die Funktion optimal zu gewährleisten wird vorgeschlagen, dass die geringste axiale Erstreckung der Auslenkungsmassenanordnung sich radial außerhalb des Ausrückringes befindet.

Weiter kann es für die Wirkung der Drehschwingungsdämpfungsanordnung vorteilhaft sein, wenn die geringste axiale Erstreckung der Auslenkungsmassenanordnung sich im radialen Bereich der Federeinheit der Kupplungsscheibenanordnung befindet.

Weiter wird vorgeschlagen, dass die Federeinheit der Schwingungsdämpfungsanordnung radial innerhalb der Federeinheit der Kupplungsscheibenanordnung angeordnet ist.

Um eine sichere Funktion und eine einfache Montage zu gewährleisten wird vorgeschlagen, dass ein Außendurchmesser der Auslenkungsmassenanordnung geringer ist als ein Innendurchmesser der Reibfläche der Schwungmasse oder geringer ist als ein Innendurchmesser der Druckplatte.

Eine weitere vorteilhafte Variante sieht vor, dass der Außendurchmesser der Auslenkungsmassenanordnung das Produkt von einem Faktor 0,9 bis 1,1 und dem Außendurchmesser der Deckbleche der Kupplungsscheibenanordnung ist.

Auch kann es günstig sein, wenn der Außendurchmesser der Auslenkungsmassenanordnung 0,9 bis 1,1 mal dem Innendurchmesser der Belaganordnung der Kupplungsscheibenanordnung ist.

Eine günstige Auslegung der Schwingungsdämpfungsanordnung kann vorsehen, dass ein Massenträgheitsmoment der Schwingungsdämpfungsanordnung zwischen 15% und 25% der Gesamtmassenträgheit von der Schwingungsdämpfungsanordnung und der Kupplungsscheibenanordnung (88) beträgt.

Um eine optimale Schwingungsdämpfung zu erhalten wird weiter vorgeschlagen, dass die Schwingungsdämpfungsanordnung auf eine Rassel-Eigenfrequenz abgestimmt wird.

Auch kann es vorteilhaft sein, wenn die Schwingungsdämpfungsanordnung auf eine Eigenfrequenz von 25 bis 60 Hz abgestimmt wird.

Daneben wird für unterschiedliche Antriebsaggregate vorgeschlagen, dass ein Massenträgheitsmoment der Auslenkungsmassenanordnung für Fahrzeuge mit einem Eingangsdrehmoment des Antriebsaggregates von mehr als 3000 Nm zwischen 0,02 kgm² und 0,1 kgm² beträgt.

Hingegen für Fahrzeuge mit einem Eingangsdrehmoment des Antriebsaggregates von mehr als 2000 Nm und weniger als 3000 Nm soll das Massenträgheitsmoment der Auslenkungsmassenanordnung zwischen 0,01 kgm² und 0,06 kgm² betragen.

Weiter wird vorgeschlagen, dass die Schwingungsdämpfungsanordnung an der Kupplungsscheibenanordnung auf der der Schwungmassenanordnung zugewandten Seite und/oder auf der der Membranfeder der Druckplattenanordnung zugewandten Seite angeordnet ist.

Die vorliegende Erfindung wird nachfolgend mit Bezug auf die beiliegenden Figuren detailliert beschrieben. Es zeigt:

Fig. 1 in perspektivischer Darstellung eine Schwingungsdämpfungsanordnung;

Fig. 2 einen Querschnitt der Schwingungsdämpfungsanordnung aus Figur 1;

Fig. 3 eine Seitenansicht der Figur 1;

Fig. 4 eine perspektivische Querschnittsdarstellung der explodierten Schwingungsdämpfungsanordnung der Figur 1;

Fig. 5 eine Querschnittsdarstellung der Schwingungsdämpfungsanordnung aus der Figur 1 in Verbindung mit einer Kupplungsscheibenanordnung;

Fig. 6 eine Querschnittsdarstellung der Schwingungsdämpfungsanordnung aus der Figur 1 in Verbindung mit einem Kupplungssystem.

Fig. 7 eine Querschnittsdarstellung einer Schwingungsdämpfungsanordnung mit alternativem Aufbau

Die Fig. 1 zeigt eine als Tilger ausgebildete Schwingungsdämpfungsanordnung 10 in einer explodierten perspektivischer Ansicht. Dabei umfasst die Schwingungsdämpfungsanordnung 10 einen Auslenkungsmassenträger 20 sowie eine an dem Auslenkungsmassenträger 20 getragene Auslenkungsmassenanordnung 22. Vermittels einer Rückstellkrafterzeugungsanordnung 24 ist die Auslenkungsmassenanordnung 22 am Auslenkungsmassenträger 20 getragen bzw. an diesen angekoppelt.

Der Auslenkungsmassenträger 20 ist hier als eine Zentralscheibe 26 ausgeführt. In ihrem radial inneren Bereich weist die allgemein ringartig aufgebaute Zentralscheibe 26 einen Montagedurchmesser 28 bzw. einen Zentrierdurchmesser 29 auf, um die Zentralscheibe mit einem anderen Bauteil, beispielsweise eine Kupplungsscheibe, hier nicht dargestellt, zu verbinden.

In ihrem radial äußeren Bereich weist die Zentralscheibe 26 eine Mehrzahl von Federfenstern 30 auf, welche in Umfangsrichtung jeweils durch Abstützbereiche 32, 34 für nachfolgend noch beschriebene Federeinheiten 60 begrenzt sind.

Die Zentralscheibe 26 wird zu beiden axialen Seiten von je einer Deckscheibe 38, 40 umgeben. Die Deckscheiben 38, 40 besitzen dabei zu der Zentralscheibe 26 korrespondierende Federfenster 35.

Die Rückstellkrafterzeugungsanordnung 24 umfasst eine Mehrzahl von Federeinheiten 60, die als Einzelfeder oder als geschachtelte Feder ausgeführt sein können, wie hier als Schraubendruckfeder gezeigt. Die Federeinheiten 60 sind jeweils in einem der Federfenster 30 der Zentralscheibe 26 und in jeweils einem der Federfenster 35 der Deckscheiben 38, 40 aufgenommen. Über die Abstützbereiche 32 der Zentralscheibe und der Abstützbereiche 34 der Deckscheiben 38, 40, jeweils an den Federfenstern 30, 35 angeordnet und integral mit der Zentralscheibe 26 bzw. der Deckscheiben 38, 40 ausgebildet, stützen sich die Federeinheiten 60 ab. Dabei sind die Federfenster 30 der Zentralscheibe 26 zu den Federfenstern 35 der Deckscheiben 38, 40 so versetzt, dass zumindest eine Federeinheit 60 in einer Ruhelage in einem vorgespannten Zustand zwischen der Zentralscheibe 26 und den Deckblechen 38, 40 verbaut. Hierdurch wird eine definierte Positionierung der Auslenkungsmassenanordnung 22 bezüglich des Auslenkungsmassenträgers 20 vorgegeben und es erfolgt kein Nulldurchgang der vorgespannten Federeinheit 60, was vorteilhaft für die Lebensdauer der Federeinheit 60 ist, eine degressive Kennlinie ermöglicht und eine radiale Lagerung der Auslenkungsmassenanordnung 22 verbessert.

Radial außerhalb der umfangsmäßig angeordneten Federeinheiten 60 laufen die beiden Deckscheiben 38, 40 zusammen. Dabei werden die beiden zusammengeführten Deckscheiben 38, 40 weiter radial nach außen geführt. Hierdurch entsteht eine axial schmal bauende Auslenkungsmasse mit einem möglichst großen Massenträgheitsmoment. Um das Massenträgheitsmoment weiter bei Bedarf zu erhöhen kann eine zusätzliche Massescheibe 39 zwischen die beiden Deckscheiben 38, 40 gesetzt werden. Dabei können die beiden Deckscheiben 38, 40 oder auch die zusätzliche Massescheibe 39 mittels bekannter Verfahren wie beispielsweise Verschrauben, Verschweißen, Verkleben, Vernieten, Verstemmen drehfest miteinander verbunden werden.

Eine Reibeinrichtung 71, die hier aus einer Federscheibe 73, und zwei Reibscheiben 75, 77 besteht ist radial außerhalb der Federeinheit 60 und axial zwischen den beiden Deckscheiben 38, 40 angebracht. Hierdurch können die Reibscheiben mit einem möglichst großen Durchmesser ausgeführt werden. Dabei stützt sich die Federscheibe 73 zum einen an der einen Deckscheibe 38 und zum anderen an dem Reibring 75 ab, der wiederum sich an der Zentralscheibe 26 abstützt. Der andere Reibring 77 ist zwischen der Zentralscheibe 26 und der anderen Deckscheibe 40 positioniert. Dabei ist die Reibeinrichtung mit der Federscheibe 73 so ausgelegt, dass in einem neuen Zustand der Reibeinrichtung 71 die axial wirkende Kraft der Federscheibe 73 einen Wert aufweist, der ebenfalls in einem Zustand eines maximalen Verschleißes der Reibeinrichtung 71 vorliegt. Dabei ist die typische Kennlinie einer Membranfeder, die hier als Federscheibe 73 verwendet wird von Vorteil, da diese so eingebaut werden kann, dass die axial wirkende Kraft über den Verschleiß erst ansteigt, um dann wieder bis auf die anfängliche Anpresskraft abzufallen.

Die Figur 2 zeigt einen Querschnitt der Schwingungsdämpfungsanordnung 10 aus der Figur 1 in einem zusammengebauten Zustand. Hier ist sehr gut zu erkennen, dass die Schwingungsdämpfungsanordnung 10 axial kompakt baut. Weiter ist gut zu erkennen, dass die zusammengeführten Deckscheiben 38, 40 mit der dazwischen liegenden Massescheibe 39 weiter nach radial außen geführt werden, um ein möglichst großes Massenträgheitsmoment bei gleichzeitig geringem axialen Bauraum zu erhalten.

Die Figur 3 zeigt eine Seitenansicht der Schwingungsdämpfungsanordnung 10, wie in der Figur 1 beschrieben und verdeutlicht anschaulich die radiale Positionierung der Federeinheit 60 im Verhältnis zu der Auslenkungsmassenanordnung 22.

Die Figur 4 zeigt eine perspektivische Querschnittsdarstellung der explodierten Schwingungsdämpfungsanordnung 10 der Figur 1. Gut zu sehen ist hier die kompakte Integration der Reibeinrichtung 71, gebildet durch die Federscheibe 73, und die beiden Reibscheiben 75, 77 in einen axialen Bauraum, der von den beiden Deckscheiben 38, 40 begrenzt wird. Dabei übernehmen die Bauteile 73, 75, 77 der Reibeinrichtung 71 auch eine axiale Führung der Auslenkungsmassenanordnung 22, hier gebildet durch die beiden Deckscheiben 38, 40 und die dazwischen positionier-

ten Massescheibe 39 zu der Zentralscheibe 26. Dabei stützt sich die Federscheibe 73 zum einen an der einen Deckscheibe 38 und zum anderen an der einen Reibscheibe 75 ab, die sich wiederum an der Zentralscheibe 26 axial abstützt. Dabei befinden sich die Federscheibe 73 und die eine Reibscheibe 75 an der einen Seitenfläche der Zentralscheibe 26. Auf der anderen Seitenfläche der Zentralscheibe 26 befindet sich die andere Reibscheibe 77, die zum einen sich gegen die Zentralscheibe 26 und zum anderen gegen die andere Deckscheibe 40 abstützt bzw. reibt.

Die Figuren 5 und 6 zeigen eine Querschnittsdarstellung der Schwingungsdämpfungsanordnung 10 aus der Figur 1 in Verbindung mit einer Kupplungsscheibenanordnung 88, wobei die Figur 6 diese Einheit von Schwingungsdämpfungsanordnung 10 mit Kupplungsscheibenanordnung 88 noch in einem Umfeld von einem Kupplungssystem 8, zusätzlich zu der Kupplungsscheibenanordnung 88 noch aus einer Schwungmasse 83 und einer Druckplattenanordnung bestehend, in Verbindung mit einem Antriebsaggregat 91 mit einem Ausgangselement und einer Getriebeanordnung 101 mit einer Getriebeeingangswelle 99.

Dabei ist die Kupplungsscheibenanordnung 88 als eine bekannte Ausführungsform mit einer Belaganordnung 89, die drehfest mit einem Eingangselement 94, das hier als ein Zentralscheibenelement 97 ausgebildet ist, verbunden. Ein Ausgangselement 86 der Kupplungsscheibenanordnung 88, das hier als eine Nabe 90 ausgebildet ist, ist drehfest mit der Getriebeeingangswelle 99 der Getriebeanordnung 101 verbunden. Dabei ist die Zentralscheibe 97 relativ zu der Nabe 90 mit an der Nabe 90 befestigten Deckblechen 54, 56 gegen die Wirkkraft einer Federeinheit 92 verdrehbar. Die Belaganordnung 89 mit der Zentralscheibe 97 stellt somit eine Primärseite der Kupplungsscheibenanordnung 88 und die Nabe 90 mit den daran drehfest befestigten Deckblechen 54, 56 die Sekundärseite der Kupplungsscheibenanordnung 88 dar. Die Schwingungsdämpfungsanordnung 10 ist hier mit der Zentralscheibe 26 drehfest mittels bekannter Verbindungsmethoden, wie beispielsweise Verstemmen, Verschrauben, Vernieten oder vergleichbare Verfahren, mit der Nabe 90 der Kupplungsscheibenanordnung 88 drehfest verbunden. Dabei ist die Schwingungsdämpfungsanordnung 10 auf der der Getriebeanordnung 101 zugewandten Seite der Kupplungsscheibenanordnung 88 befestigt. Hier nicht gezeigt, kann die Schwingungsdämpfungsanordnung 10 aber auch an der zu dem Antriebsaggregat 91 zugewandten Seite angeordnet sein.

Die Schwungmasse 83 ist dabei mit dem Ausgangselement 93 des Antriebsaggregates 91 drehfest verbunden. Die Druckplattenanordnung 85, die unter anderem aus einer Druckplatte 87 und einer Membranfeder 82 besteht, ist drehfest mit der Schwungmasse 83 verbunden. Dabei kann die Belaganordnung 89 zwischen einer Reibfläche 84 der Schwungmasse 83 und der Druckplatte 87 eingespannt werden, wobei eine dafür notwendige axiale Einspannkraft von der Membranfeder 82 bereitgestellt wird. Mit einer Ausrückanordnung 110, die hydraulisch und oder pneumatisch betrieben werden kann, kann der Einspannvorgang der Belaganordnung 89 zwischen der Schwungmasse 83 und der Druckplatte 87 gesteuert werden. In der Figur 6 ist weiter vorteilhaft eine Bauraumausnutzung für einen axialen Bauraum zwischen der Kupplungsscheibenanordnung 88 und der Membranfeder 82 zu sehen, der durch die Schwingungsdämpfungsanordnung 10 zumindest teilweise ausgefüllt wird. Um ein möglichst hohes Massenträgheitsmoment der Auslenkungsmassenanordnung 22 der Schwingungsdämpfungsanordnung 10 zu erzielen ist die Auslenkungsmassenanordnung 22 möglichst weit nach radial außen gezogen, was hier mit einem Außendurchmesser D3 der Auslenkungsmassenanordnung 22 dargestellt ist. Dabei bildet hier ein Innendurchmesser D1 der Reibfläche 84 der Schwungmasse 83 und ein Innendurchmesser D2 der Druckplatte 87 einen für die Auslenkungsmassenanordnung 22 maximalen Außendurchmesser.

Die Figur 7 zeigt eine Querschnittsdarstellung einer Schwingungsdämpfungsanordnung 10 mit alternativem Aufbau aber gleicher Wirkweise wie vorangehend beschrieben.

Dabei ist hier der grundsätzliche Aufbau der Schwingungsdämpfungsanordnung 10 in umgekehrter Weise zu den vorangehend beschriebenen Figuren aufgebaut. Eine Zentralscheibe 52 nimmt einen Massering 50 auf und bildet zusammen die Auslenkungsmassenanordnung 22. Zumindest ein, hier zwei Deckbleche 54, 56 bilden den Auslenkungsmassenträger 20, der gegen eine Rückstellkrafterzeugungsanordnung 24, hier durch eine Federeinheit 60 gebildet, relativ verdrehbar ist. Auch hier kann zwischen dem Auslenkungsmassenträger 20 und der Auslenkungsmassenanordnung 22 eine Reibeinrichtung, hier nicht dargestellt, verbaut sein, mit den vorangehend bereits beschriebenen Eigenschaften.

Mit dem oder den Deckblechen 54, 56 ist die Schwingungsdämpfungsanordnung 10 ebenfalls an der Sekundärseite der Kupplungsscheibenanordnung, hier nicht darge-

stellt, drehfest verbunden. Dabei können die Deckbleche 54, 56 nach radial innen auch zusammen laufen und miteinander drehfest verbunden werden, hier nicht dargestellt. Die so miteinander verbundenen Deckbleche 54, 56 können dann ebenfalls mit der Sekundärseite der Kupplungsscheibenanordnung drehfest verbunden werden.

Bezugszeichen

10	Schwingungsdämpfungsanordnung
20	Auslenkungsmassenträger
22	Auslenkungsmassenanordnung
24	Rückstellkraftherzeugungsanordnung
26	Zentralscheibe
28	Montagedurchmesser
29	Zentrierdurchmesser
30	Federfenster
32	Abstützbereich
34	Abstützbereich
35	Federfenster
38	Deckscheibe
39	Massescheibe
40	Deckscheibe
50	Massering
52	Zentralscheibe
54	Deckblech
56	Deckblech
60	Federeinheit
62	Feder
64	Feder
71	Reibeinrichtung
73	Federscheibe
75	Reibscheibe
77	Reibscheibe
81	Kupplungssystem
82	Membranfeder
83	Schwungmasse
84	Reibfläche
85	Druckplattenanordnung
86	Ausgangselement
87	Druckplatte

88	Kupplungsscheibenanordnung
89	Belaganordnung
90	Nabe
91	Antriebsaggregat
92	Federeinheit
93	Ausgangselement
94	Eingangselement
95	Deckblech
96	Deckblech
97	Zentralscheibe
99	Getriebeeingangswelle
101	Getriebeanordnung
110	Ausrückanordnung
115	Ausrückring
D1	Innendurchmesser Reibfläche
D2	Innendurchmesser Druckplatte
D3	Außendurchmesser Auslenkungsmassenanordnung
D	Drehachse

Patentansprüche

1. Schwingungsdämpfungsanordnung (10) für einen Antriebsstrang eines Fahrzeugs, umfassend einen in Schwingungsbewegung versetzbaren Auslenkungsmassenträger (20) sowie eine an dem Auslenkungsmassenträger (20) getragene Auslenkungsmassenanordnung (22), dadurch gekennzeichnet, dass die Auslenkungsmassenanordnung (22) durch eine Rückstellkraftherzeugungsanordnung (24) mit dem Auslenkungsmassenträger (20) derart gekoppelt ist, dass bei unter einer Schwellenbeschleunigung liegender Beschleunigung des Auslenkungsmassenträgers (20) die Auslenkungsmassenanordnung (22) bezüglich des Auslenkungsmassenträgers (20) in einer Ruhelage im Wesentlichen fest gehalten ist und bei über der Schwellenbeschleunigung liegender Beschleunigung des Auslenkungsmassenträgers (20) die Auslenkungsmassenanordnung (22) gegen eine durch die Rückstellkraftherzeugungsanordnung (24) erzeugte Rückstellkraft und /oder durch eine durch eine Reibeinrichtung (71) erzeugte Haltekraft bezüglich des Auslenkungsmassenträgers (20) aus der Ruhelage auslenkbar ist.

2. Schwingungsdämpfungsanordnung (10) nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Auslenkungsmassenanordnung (22) zumindest aus einem Massering (50) mit einer daran drehfest befestigten Zentralscheibe (52) gebildet ist und der Auslenkungsmassenträger (20) durch zumindest eine Deckscheibe (54; 55) gebildet ist.

3. Schwingungsdämpfungsanordnung (10) nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Auslenkungsmassenanordnung (22) zumindest aus einer Deckscheibe (38; 40) gebildet wird.

4. Schwingungsdämpfungsanordnung (10) nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, dass eine Baugruppe von Auslenkungsmassenträger (20) und Auslenkungsmassenanordnung (22) eine Zentralscheibe (26) umfasst und dass die zumindest eine Deckscheibe seitlich der Zentralscheibe (26) angeordnet ist, oder/und dass die Rückstellkraftherzeugungsanordnung (24) wenigstens eine in ihren beiden Endbereichen bezüglich der Zentralscheibe (26) und wenigstens einer Deckscheibe (38, 40) abgestützte oder abstützbare Federeinheit (60) umfasst.

5. Schwingungsdämpfungsanordnung (10) nach einem der Ansprüche 1-4, dadurch gekennzeichnet, dass durch die Rückstellkraftherzeugungsanordnung (24) die Auslenkungsmassenanordnung (22) unter Erzeugung einer Vorspannkraft oder über die Haltekraft der Reibeinrichtung (71) in die Ruhelage bezüglich des Auslenkungsmassenträgers (20) vorgespannt ist, wobei bei Überschreiten der Schwellenbeschleunigung die Auslenkungsmassenanordnung (22) unter Überwindung der Vorspannkraft oder der Haltekraft aus der Ruhelage bezüglich des Auslenkungsmassenträgers (20) auslenkbar ist.
6. Schwingungsdämpfungsanordnung (10) nach Anspruch 4 - 5, dadurch gekennzeichnet, dass wenigstens eine, vorzugsweise jede Federeinheit (60) zur Bereitstellung der Vorspannkraft in der Ruhelage der Auslenkungsmassenanordnung (22) bezüglich des Auslenkungsmassenträgers (20) in ihren beiden Endbereichen unter Vorspannung bezüglich der Zentralscheibe (26) oder/und wenigstens einer Deckscheibe (38, 40) abgestützt ist.
7. Schwingungsdämpfungsanordnung (10) nach einem der Ansprüche 4-6, dadurch gekennzeichnet, dass wenigstens eine, vorzugsweise jede Federeinheit (60) eine Mehrzahl von parallel wirkenden Federn (62, 64) oder/und eine Mehrzahl von seriell wirkenden Federn (62, 64) umfasst.
8. Schwingungsdämpfungsanordnung (10) nach einem der Ansprüche 1-7, dadurch gekennzeichnet, dass der Auslenkungsmassenträger (20) in Drehbewegung um eine Drehachse (D) versetzbar ist, und dass bei Auslenkung der Auslenkungsmassenanordnung (22) aus der Ruhelage bezüglich des Auslenkungsmassenträgers (20) die Auslenkungsmassenanordnung (22) eine Rotationsbewegung bezüglich des Auslenkungsmassenträgers (20) um die Drehachse (D) durchführt.
9. Schwingungsdämpfungsanordnung (10) nach einem der Ansprüche 7 - 8, dadurch gekennzeichnet, dass die Federn (62, 64) der Federeinheit (60) in ihrer Wirkrichtung in Umfangsrichtung um die Drehachse D angeordnet sind.

10. Schwingungsdämpfungsanordnung (10) nach einem der Ansprüche 1 oder 3 - 9, dadurch gekennzeichnet, dass die Deckscheiben (38, 40) radial außerhalb der Federeinheit (60) zusammengeführt sind.

11. Schwingungsdämpfungsanordnung (10) nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, dass die Deckscheiben (38, 40) radial außerhalb der Federeinheit (60) drehfest miteinander verbunden sind.

12. Schwingungsdämpfungsanordnung (10) nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, dass die drehfeste Verbindung der Deckscheiben (38, 40) eine Klebeverbindung und / oder eine Schweißverbindung und / oder eine Nietverbindung und / oder eine Verstemmung und / oder eine Verschraubung ist.

13. Schwingungsdämpfungsanordnung (10) nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, dass die beiden Deckscheiben (38, 40) baugleich sind.

14. Schwingungsdämpfungsanordnung (10) nach einem der Ansprüche 1-11, dadurch gekennzeichnet, dass zwischen den beiden Deckblechen (38, 40) eine zusätzliche Massescheibe (39) positioniert ist.

15. Schwingungsdämpfungsanordnung (10) nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, dass die Massescheibe (39) drehfest mit den beiden Deckblechen (38, 40) mittels einer Klebeverbindung und / oder einer Schweißverbindung und / oder einer Nietverbindung und / oder einer Verstemmung und / oder einer Verschraubung verbunden ist.

16. Schwingungsdämpfungsanordnung (10) nach einem der Ansprüche 10-15, dadurch gekennzeichnet, dass eine Reibeinrichtung (71) zwischen den beiden Deckscheiben (38, 40) positioniert ist.

17. Schwingungsdämpfungsanordnung (10) nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet, dass die Reibeinrichtung zumindest eine Federscheibe (73) umfasst, wobei die Federscheibe (73) sich einerseits an einer der beiden Deckscheiben (38, 40) und andererseits an der Zentralscheibe (26) abstützt.

18. Schwingungsdämpfungsanordnung (10) nach Anspruch 16 oder 17, dadurch gekennzeichnet, dass die Reibeinrichtung (71) zumindest eine zusätzliche Reibscheibe (75, 77) umfasst.

19. Schwingungsdämpfungsanordnung (10) nach einem der Ansprüche 16 - 18, dadurch gekennzeichnet, dass die Reibeinrichtung (71) radial außerhalb der Federeinheit (60) angeordnet ist.

20. Schwingungsdämpfungsanordnung (10) nach einem der Ansprüche 16 - 18, dadurch gekennzeichnet, dass die Reibeinrichtung (71) radial innerhalb der Federeinheit (60) angeordnet ist.

21. Schwingungsdämpfungsanordnung (10) nach einem der Ansprüche 16 - 20, dadurch gekennzeichnet, dass eine axiale Kraft der Federscheibe (73) der Reibeinrichtung (71) in eingebautem Neuzustand nahezu gleich einer axialen Kraft der Federscheibe (73) der Reibeinrichtung (71) in einem maximalen Verschleißzustand ist.

22. Schwingungsdämpfungsanordnung (10) nach einem der Ansprüche 1 - 21, dadurch gekennzeichnet, dass ein Element Stahl einen Volumenanteil von größer 90% hat.

23. Schwingungsdämpfungsanordnung (10) nach einem der Ansprüche 1 - 21, dadurch gekennzeichnet, dass ein Gewichtsanteil von Stahl einen Volumenanteil von größer 90% hat.

24. Schwingungsdämpfungsanordnung (10) nach einem der Ansprüche 1 - 23, dadurch gekennzeichnet, dass das Vorspannmoment der Federeinheit (60) maximal dem Produkt aus maximaler Eingangswellenbeschleunigung und der Massenträgheit der Schwingungsdämpfungsanordnung (10) entspricht.

25. Schwingungsdämpfungsanordnung (10) nach einem der Ansprüche 1 - 24, dadurch gekennzeichnet, dass ein Wert des Coulombschen Reibmoments der Reibeinrichtung (71) maximal dem Produkt aus maximaler Eingangswellenbeschleu-

nigung und der Massenträgheit der Schwingungsdämpfungsanordnung (10) entspricht.

26. Schwingungsdämpfungsanordnung (10) nach einem der Ansprüche 1 - 25, dadurch gekennzeichnet, dass eine Kennlinie der Rückstellkraftherzeugungsanordnung (24) mehrstufig oder stufenlos degressiv verläuft.

27. Schwingungsdämpfungsanordnung (10) nach einem der Ansprüche 1 - 25, dadurch gekennzeichnet, dass eine Kennlinie der Rückstellkraftherzeugungsanordnung (24) mehrstufig oder stufenlos progressiv verläuft.

28. Schwingungsdämpfungsanordnung (10) nach einem der Ansprüche 1 - 27, dadurch gekennzeichnet, dass die Federeinheit (60) aus Schraubenfedern und/oder aus Kunststofffedern und/oder aus Blattfedern besteht.

29. Kupplungssystem (81) für ein Fahrzeug, umfassend wenigstens eine Schwingungsdämpfungsanordnung (10) nach einem der Ansprüche 1 oder 2 - 28.

30. Kupplungssystem (81) nach Anspruch 29, gekennzeichnet durch eine Schwungmasse (83), die mit einem Ausgangselement (93) eines Antriebsaggregates (91) drehfest verbunden ist und eine Reibfläche (84) aufweist, sowie eine Druckplattenanordnung (85) mit einer Druckplatte (87), die drehfest mit der Schwungmasse (83) verbunden ist und durch eine Membranfeder (82) mit einer axialen Kraft beaufschlagt werden kann, sowie einer Ausrückanordnung (110) mit einem Ausrückring (115) für die Membranfeder (82) sowie einer Kupplungsscheibenanordnung (88) umfassend eine Belaganordnung (89), die zwischen der Reibfläche (84) der Schwungmasse (83) und der Druckplatte (87) einklemmbar ist, wobei die Kupplungsscheibenanordnung (88) weiter ein Ausgangselement (86) umfasst, das gegen die Wirkkraft einer Federeinheit (92) und in Wirkverbindung eines Eingangselements (94), welches drehfest mit der Belaganordnung (89) verbunden ist und um die Drehachse (D) verdrehbar ist, wobei das Ausgangselement (86) der Kupplungsscheibenanordnung (88) drehfest mit einer Getriebeeingangswelle (99) einer Getriebeanordnung (101) verbunden ist.

31. Kupplungssystem (81) nach Anspruch 30, dadurch gekennzeichnet, dass der Auslenkungsmassenträger (20) der Schwingungsdämpfungsanordnung (10) drehfest mit dem Ausgangselement (86) der Kupplungsscheibenanordnung (88) oder drehfest mit der Getriebeeingangswelle (99) verbunden ist.

32. Kupplungssystem (81) nach Anspruch 31, dadurch gekennzeichnet, dass die drehfeste Verbindung des Auslenkungsmassenträgers (20) mit dem Ausgangselement (86) der Kupplungsscheibenanordnung (88) oder der Getriebeeingangswelle (99) durch eine Verzahnung oder/ und durch eine Vernietung oder/und durch eine Verschweißung oder/und durch ein Verstemmen oder/und durch ein Verschrauben oder/und durch eine Verklebung erfolgt.

33. Kupplungssystem (81) nach einem der Ansprüche 30 - 32, dadurch gekennzeichnet, dass die geringste axiale Erstreckung der Auslenkungsmassenanordnung (22) sich radial außerhalb des Ausrückringes (115) befindet.

34. Kupplungssystem (81) nach einem der Ansprüche 30 - 33, dadurch gekennzeichnet, dass die geringste axiale Erstreckung der Auslenkungsmassenanordnung (22) sich im radialen Bereich der Federeinheit (92) der Kupplungsscheibenanordnung (88) befindet.

35. Kupplungssystem (81) nach einem der Ansprüche 30 - 34, dadurch gekennzeichnet, dass die Federeinheit (60) der Schwingungsdämpfungsanordnung (10) radial innerhalb der Federeinheit (92) der Kupplungsscheibenanordnung (88) angeordnet ist.

36. Kupplungssystem (81) nach einem der Ansprüche 30 - 35, dadurch gekennzeichnet, dass ein Außendurchmesser (D3) der Auslenkungsmassenanordnung (22) geringer ist als ein Innendurchmesser (D1) der Reibfläche (84) der Schwungmasse (83) oder geringer ist als ein Innendurchmesser (D2) der Druckplatte (87).

37. Kupplungssystem (81) nach einem der Ansprüche 30 - 36, dadurch gekennzeichnet, dass der Außendurchmesser (D3) der Auslenkungsmassenanordnung (22) das

Produkt von einem Faktor 0,9 bis 1,1 und dem Außendurchmesser der Deckbleche (95, 96) der Kupplungsscheibenanordnung (88) ist.

38. Kupplungssystem (81) nach einem der Ansprüche 30 - 36, dadurch gekennzeichnet, dass der Außendurchmesser (D3) der Auslenkungsmassenanordnung (22) 0,9 bis 1,1 mal dem Innendurchmesser der Belaganordnung (89) der Kupplungsscheibenanordnung (88) ist.

39. Kupplungssystem (81) nach einem der Ansprüche 30 - 38, dadurch gekennzeichnet, dass ein Massenträgheitsmoment der Schwingungsdämpfungsanordnung (10) zwischen 15% und 25% der Gesamtmassenträgheit von der Schwingungsdämpfungsanordnung (10) und der Kupplungsscheibenanordnung (88) beträgt.

40. Kupplungssystem (81) nach einem der Ansprüche 30 - 39, dadurch gekennzeichnet, dass die Schwingungsdämpfungsanordnung (10) auf eine Rassel-Eigenfrequenz abgestimmt wird.

41. Kupplungssystem (81) nach einem der Ansprüche 30 - 40, dadurch gekennzeichnet, dass die Schwingungsdämpfungsanordnung (10) auf eine Eigenfrequenz von 25 bis 60 Hz abgestimmt wird.

42. Kupplungssystem (81) nach einem der Ansprüche 30 - 41, dadurch gekennzeichnet, dass ein Massenträgheitsmoment der Auslenkungsmassenanordnung (22) für Fahrzeuge mit einem Eingangsdrehmoment des Antriebsaggregates (91) von mehr als 3000 Nm zwischen 0,02 kgm² und 0,1 kgm² beträgt.

43. Kupplungssystem (81) nach einem der Ansprüche 30 - 42, dadurch gekennzeichnet, dass ein Massenträgheitsmoment der Auslenkungsmassenanordnung (22) für Fahrzeuge mit einem Eingangsdrehmoment des Antriebsaggregates (91) von mehr als 2000 Nm und weniger als 3000Nm zwischen 0,01 kgm² und 0,06 kgm² beträgt

44. Kupplungssystem (81) nach einem der Ansprüche 30 - 43, dadurch gekennzeichnet, dass die Schwingungsdämpfungsanordnung (10) an der Kupplungsscheibenanordnung (88) auf der der Schwungmassenanordnung (83) zugewandten Seite

und/oder auf der der Membranfeder (82) der Druckplattenanordnung (85) zugewandten Seite angeordnet ist.

1/6

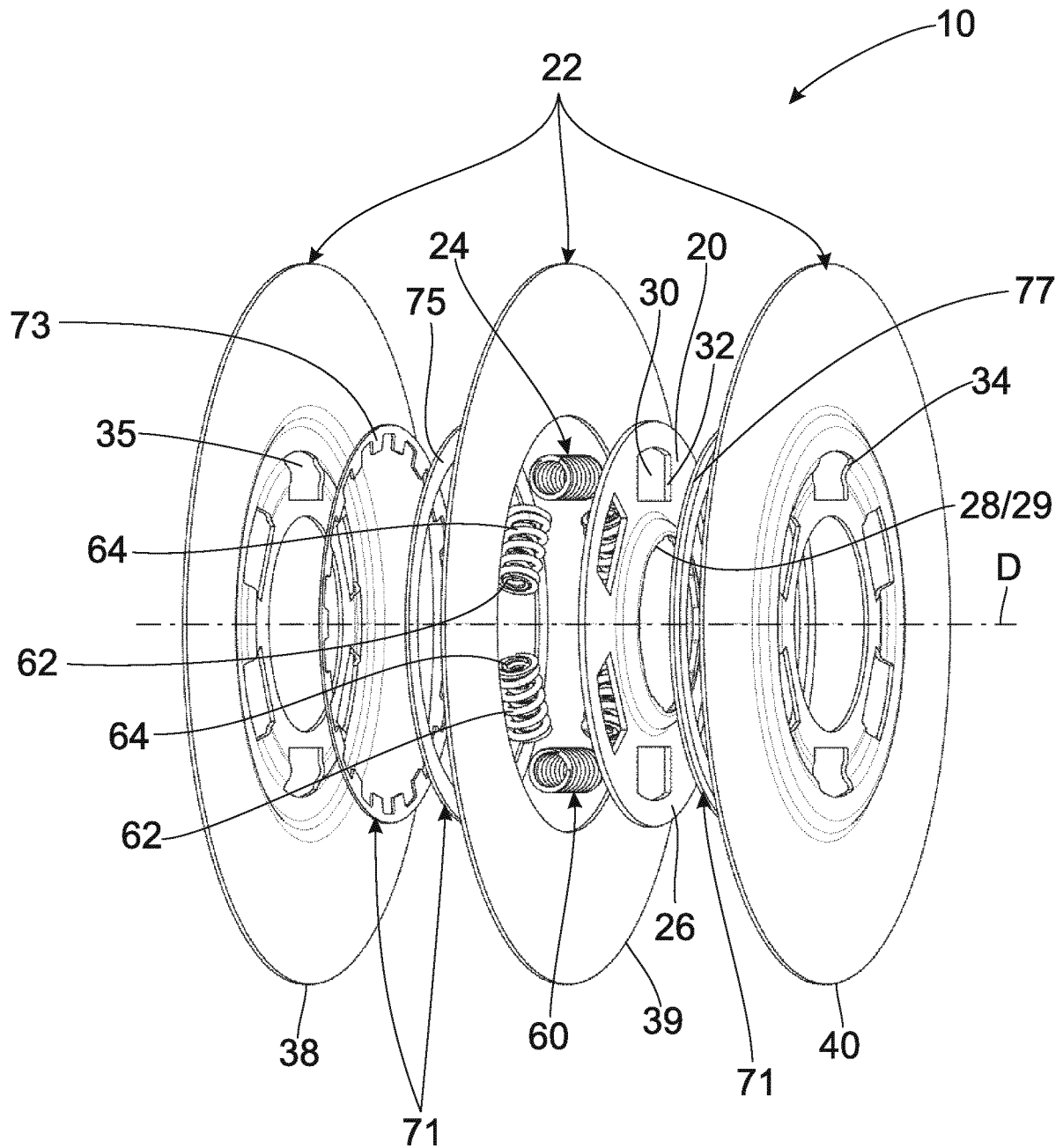


Fig. 1

2/6

Fig. 2

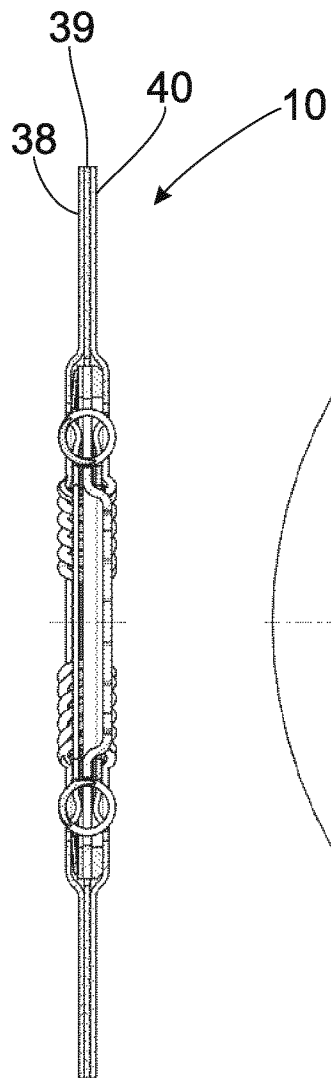
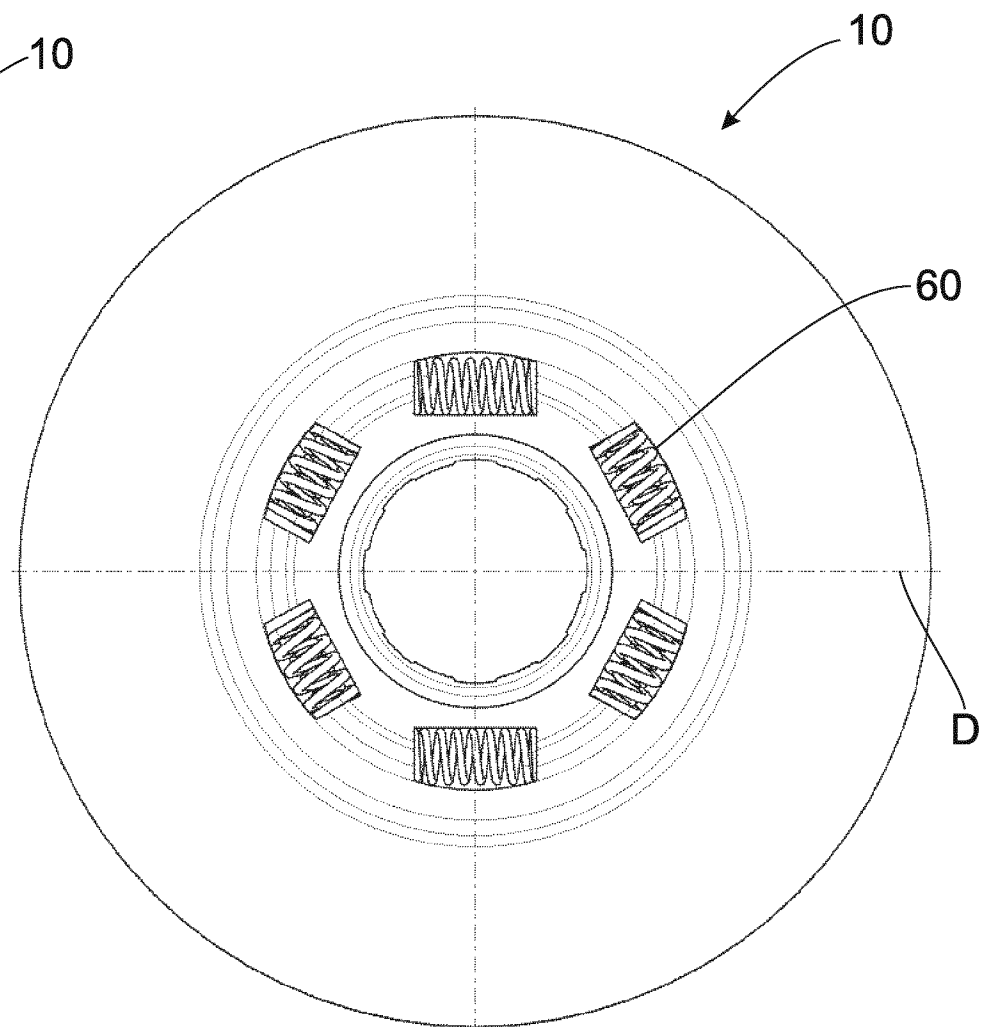


Fig. 3



3/6

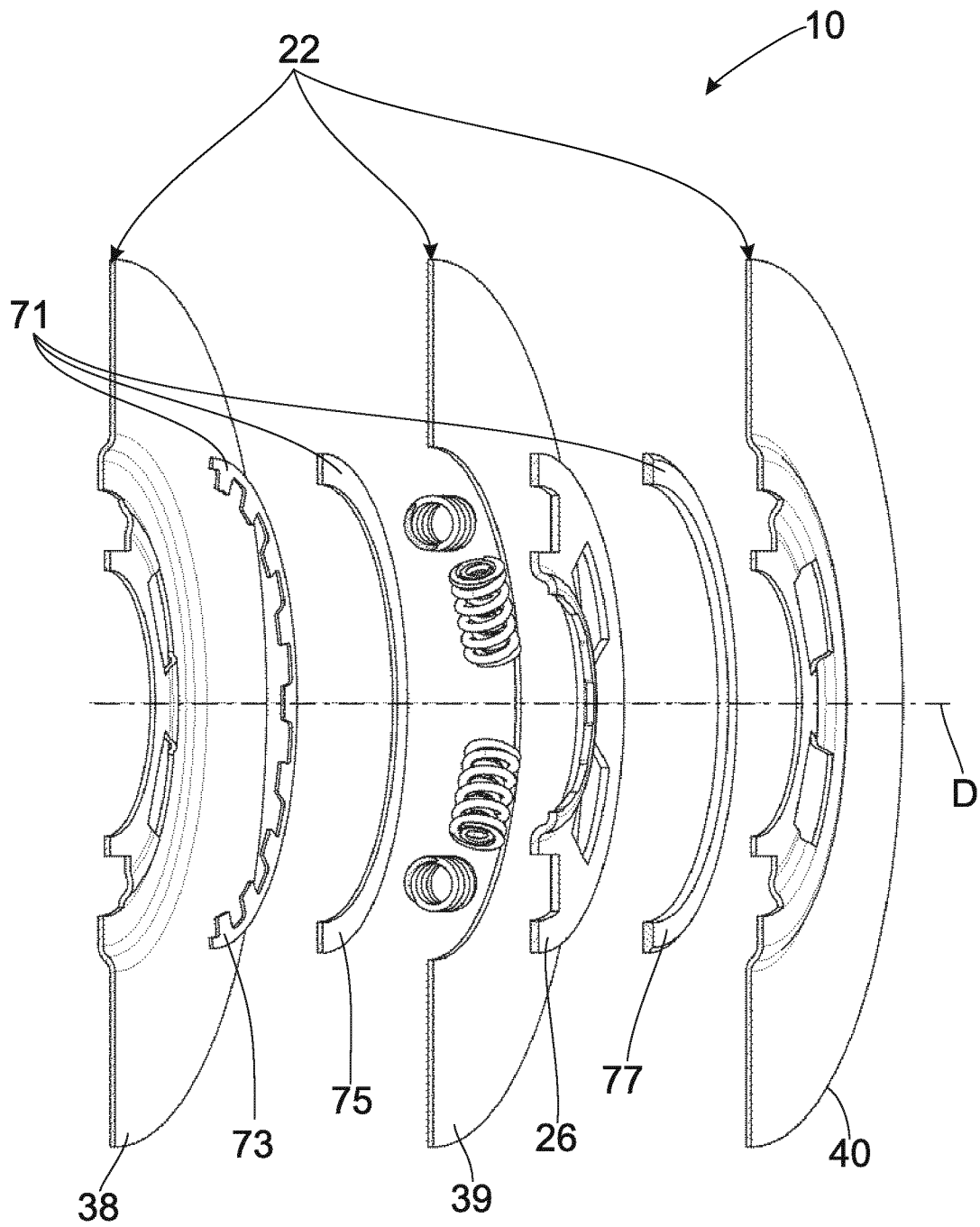


Fig. 4

4/6

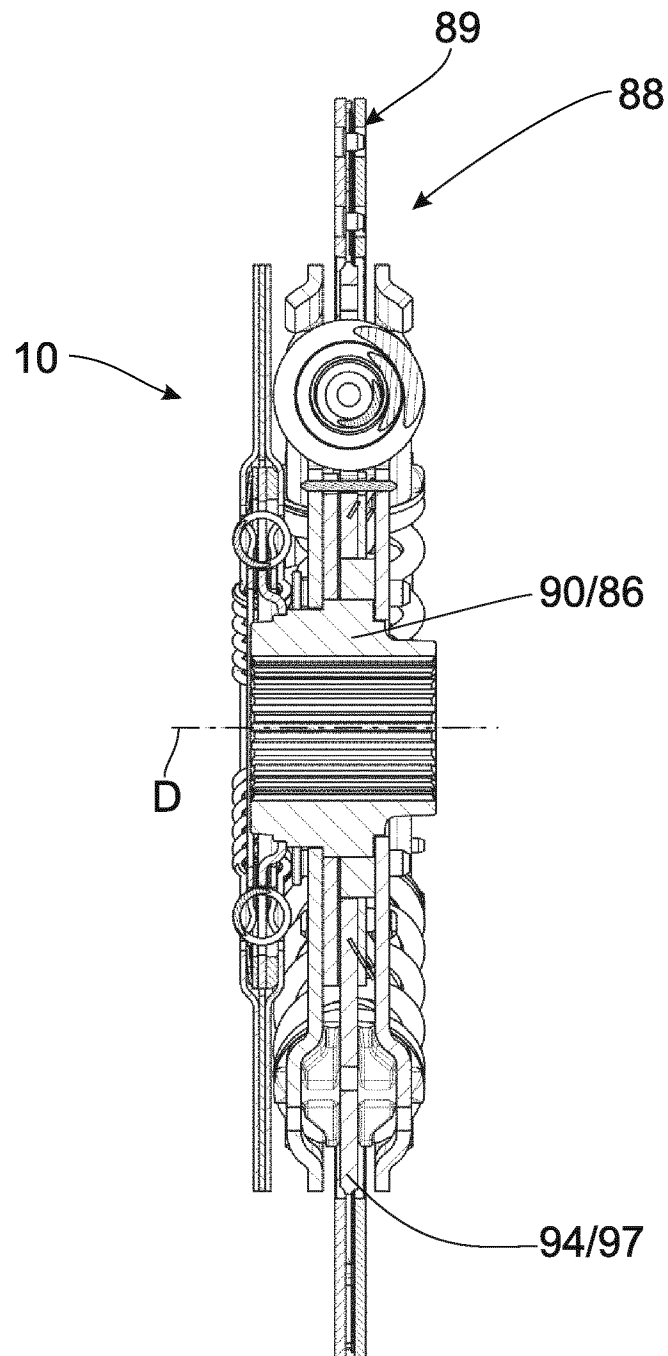
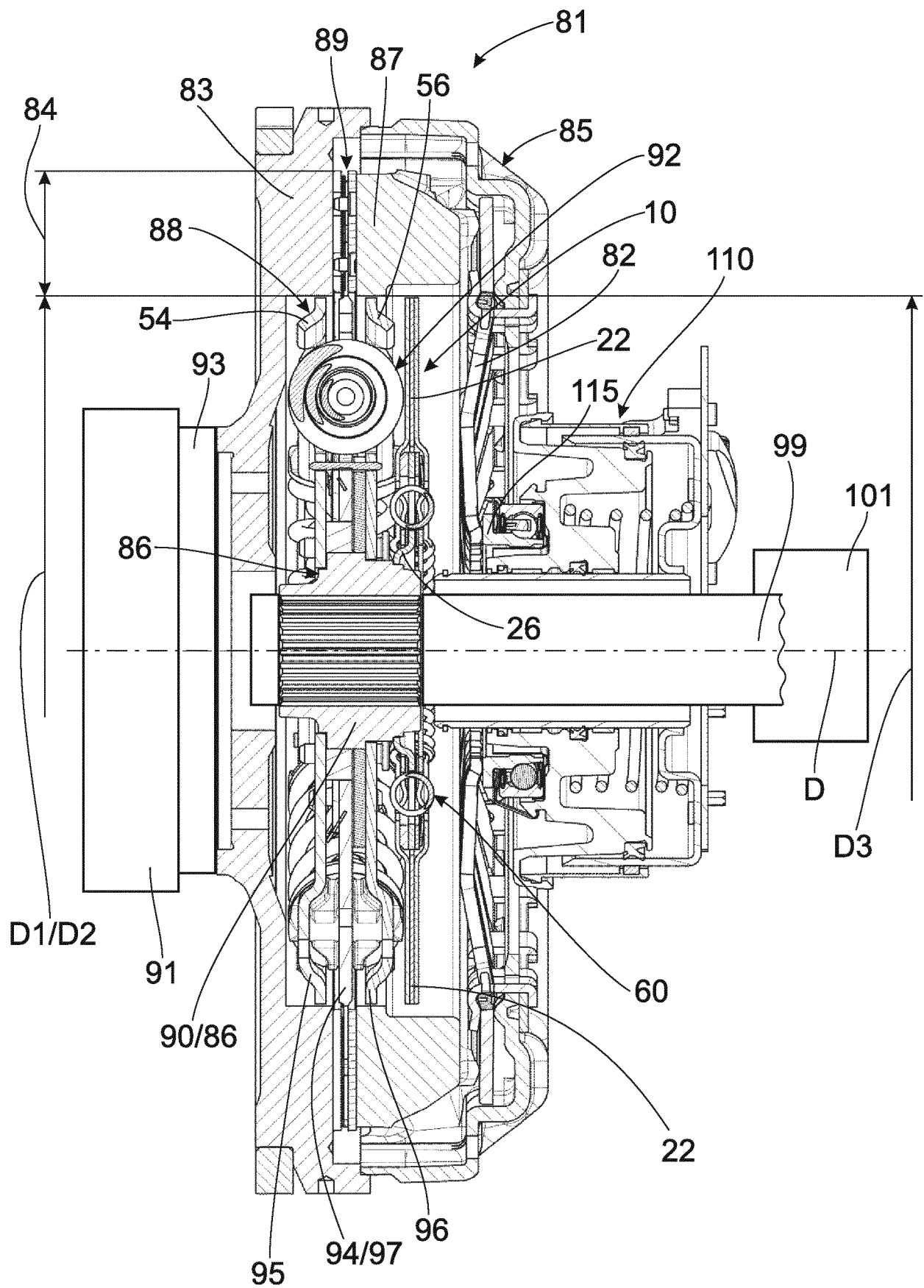


Fig. 5

5/6



6/6

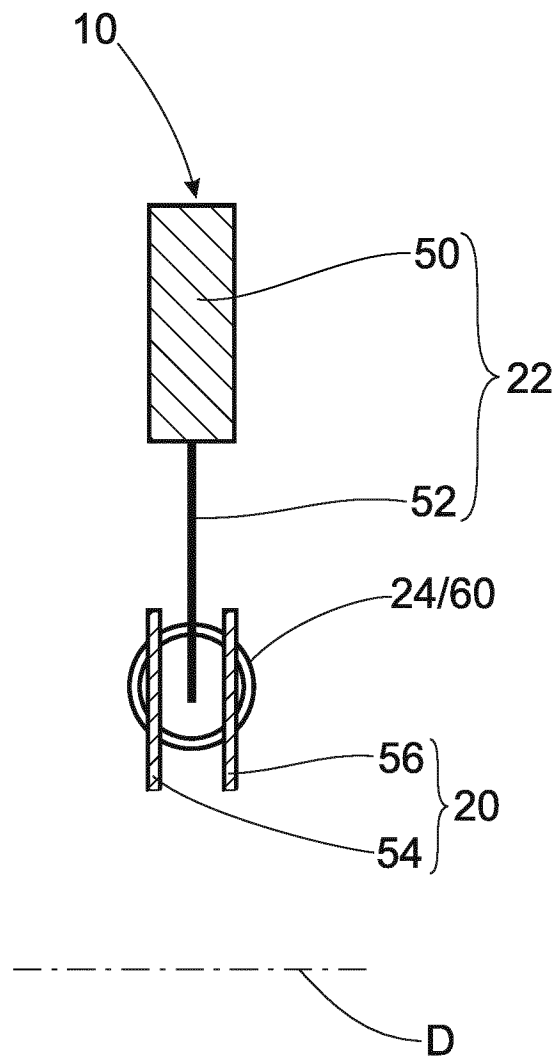


Fig. 7

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No

PCT/EP2017/055110

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
 INV. F16F15/14
 ADD.

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
 F16F

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

EPO-Internal, WPI Data

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	US 2002/017443 A1 (DIEMER MATTHIAS [DE] ET AL) 14 February 2002 (2002-02-14)	1,3-5, 7-18, 20-33, 37,39-43
A	figures 1,2	2,6,19, 34-36, 38,44
X	----- US 2011/031083 A1 (MATSUOKA YOSHIHIRO [JP] ET AL) 10 February 2011 (2011-02-10)	1,2,4,5, 7-12,16, 18,20, 22,23, 25-29
A	figure 2 page 4, paragraph 57 -----	3,6, 13-15, 17,19, 21,24, 30-44
	-/-	



Further documents are listed in the continuation of Box C.



See patent family annex.

* Special categories of cited documents :

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

8 June 2017

Date of mailing of the international search report

19/06/2017

Name and mailing address of the ISA/

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2
 NL - 2280 HV Rijswijk
 Tel. (+31-70) 340-2040,
 Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Kovács, Endre

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No

PCT/EP2017/055110

C(Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	DE 10 2010 049929 A1 (SCHAEFFLER TECHNOLOGIES GMBH [DE]) 19 May 2011 (2011-05-19)	1,2,4-9, 22,23, 25, 27-30, 36,38-44
A	figures 1,2,3a,3b,5 paragraphs [0009], [0011], [0015], [0028] - [0032], [0035], [0039]	3,10-21, 24,26, 31-35,37
X	DE 101 10 671 A1 (ZF SACHS AG [DE]) 12 September 2002 (2002-09-12)	1,8,9, 22,23, 29,30, 34,38-44
A	paragraphs [0028], [0029]; figure 1	2-6, 10-21, 24-28, 31-33, 35-37
X	DE 37 41 701 A1 (FICHTEL & SACHS AG [DE]) 22 June 1989 (1989-06-22)	1,2,4,5, 8,22-25, 29
A	figures 3,6 page 1, column 2, line 43 - line 57	3,6,7, 9-21, 26-28, 30-44
X	DE 10 2012 214680 A1 (SCHAEFFLER TECHNOLOGIES AG [DE]) 4 April 2013 (2013-04-04)	1-5,7-9, 22-29
A	figures 3,6a-6d, 7a-7c paragraphs [0049], [0053], [0056]	6,10-21, 30-44
X	GB 2 149 060 A (DAIKIN MFG CO LTD) 5 June 1985 (1985-06-05)	1,3,5, 7-9, 22-25, 28-44
A	figures 2,4,7 page 1, lines 5-8 page 1, line 127 - page 2, line 90	2,4,6, 10-21, 26,27
X	DE 10 2010 049553 A1 (SCHAEFFLER TECHNOLOGIES GMBH [DE]) 12 May 2011 (2011-05-12)	1,5,7, 22-26, 28,29
A	figures 1,2 paragraphs [0013], [0014]	2-4,6, 8-21,27, 30-44
X	DE 102 48 133 A1 (ZF SACHS AG [DE]) 29 April 2004 (2004-04-29) figure 1 page 7, paragraph 39	1,19,29

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No

PCT/EP2017/055110

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
US 2002017443 A1	14-02-2002	DE 10037897 A1 FR 2812696 A1 US 2002017443 A1	14-02-2002 08-02-2002 14-02-2002
US 2011031083 A1	10-02-2011	CN 102047008 A DE 112009001267 T5 JP 4648428 B2 JP 2009293671 A KR 20100137548 A US 2011031083 A1 WO 2009147986 A1	04-05-2011 01-06-2011 09-03-2011 17-12-2009 30-12-2010 10-02-2011 10-12-2009
DE 102010049929 A1	19-05-2011	CN 102612613 A DE 102010049929 A1 DE 112010004468 A5 WO 2011060752 A1	25-07-2012 19-05-2011 06-09-2012 26-05-2011
DE 10110671 A1	12-09-2002	NONE	
DE 3741701 A1	22-06-1989	NONE	
DE 102012214680 A1	04-04-2013	NONE	
GB 2149060 A	05-06-1985	DE 3439701 A1 FR 2554196 A1 GB 2149060 A JP S6098227 A US 4569668 A	09-05-1985 03-05-1985 05-06-1985 01-06-1985 11-02-1986
DE 102010049553 A1	12-05-2011	NONE	
DE 10248133 A1	29-04-2004	NONE	

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES
INV. F16F15/14
ADD.

Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPC) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPC

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)
F16F

Recherchierte, aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

EPO-Internal, WPI Data

C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	US 2002/017443 A1 (DIEMER MATTHIAS [DE] ET AL) 14. Februar 2002 (2002-02-14)	1,3-5, 7-18, 20-33, 37,39-43
A	Abbildungen 1,2	2,6,19, 34-36, 38,44
X	US 2011/031083 A1 (MATSUOKA YOSHIHIRO [JP] ET AL) 10. Februar 2011 (2011-02-10)	1,2,4,5, 7-12,16, 18,20, 22,23, 25-29
A	Abbildung 2 Seite 4, Absatz 57	3,6, 13-15, 17,19, 21,24, 30-44
	----- -/-	



Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen



Siehe Anhang Patentfamilie

* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :

"A" Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist

"E" frühere Anmeldung oder Patent, die bzw. das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist

"L" Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)

"O" Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht

"P" Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist

"T" Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist

"X" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden

"Y" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist

"&" Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

8. Juni 2017

Absendedatum des internationalen Recherchenberichts

19/06/2017

Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde
Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040,
Fax: (+31-70) 340-3016

Bevollmächtigter Bediensteter

Kovács, Endre

C. (Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN		
Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	DE 10 2010 049929 A1 (SCHAEFFLER TECHNOLOGIES GMBH [DE]) 19. Mai 2011 (2011-05-19)	1,2,4-9, 22,23, 25, 27-30, 36,38-44
A	Abbildungen 1,2,3a,3b,5 Absätze [0009], [0011], [0015], [0028] - [0032], [0035], [0039] -----	3,10-21, 24,26, 31-35,37
X	DE 101 10 671 A1 (ZF SACHS AG [DE]) 12. September 2002 (2002-09-12)	1,8,9, 22,23, 29,30, 34,38-44
A	Absätze [0028], [0029]; Abbildung 1 -----	2-6, 10-21, 24-28, 31-33, 35-37
X	DE 37 41 701 A1 (FICHTEL & SACHS AG [DE]) 22. Juni 1989 (1989-06-22)	1,2,4,5, 8,22-25, 29
A	Abbildungen 3,6 Seite 1, Spalte 2, Zeile 43 - Zeile 57 -----	3,6,7, 9-21, 26-28, 30-44
X	DE 10 2012 214680 A1 (SCHAEFFLER TECHNOLOGIES AG [DE]) 4. April 2013 (2013-04-04)	1-5,7-9, 22-29
A	Abbildungen 3,6a-6d, 7a-7c Absätze [0049], [0053], [0056] -----	6,10-21, 30-44
X	GB 2 149 060 A (DAIKIN MFG CO LTD) 5. Juni 1985 (1985-06-05)	1,3,5, 7-9, 22-25, 28-44
A	Abbildungen 2,4,7 Seite 1, Zeilen 5-8 Seite 1, Zeile 127 - Seite 2, Zeile 90 -----	2,4,6, 10-21, 26,27
X	DE 10 2010 049553 A1 (SCHAEFFLER TECHNOLOGIES GMBH [DE]) 12. Mai 2011 (2011-05-12)	1,5,7, 22-26, 28,29
A	Abbildungen 1,2 Absätze [0013], [0014] -----	2-4,6, 8-21,27, 30-44
X	DE 102 48 133 A1 (ZF SACHS AG [DE]) 29. April 2004 (2004-04-29) Abbildung 1 Seite 7, Absatz 39 -----	1,19,29

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2017/055110

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
US 2002017443 A1	14-02-2002	DE 10037897 A1	14-02-2002
		FR 2812696 A1	08-02-2002
		US 2002017443 A1	14-02-2002
US 2011031083 A1	10-02-2011	CN 102047008 A	04-05-2011
		DE 112009001267 T5	01-06-2011
		JP 4648428 B2	09-03-2011
		JP 2009293671 A	17-12-2009
		KR 20100137548 A	30-12-2010
		US 2011031083 A1	10-02-2011
		WO 2009147986 A1	10-12-2009
DE 102010049929 A1	19-05-2011	CN 102612613 A	25-07-2012
		DE 102010049929 A1	19-05-2011
		DE 112010004468 A5	06-09-2012
		WO 2011060752 A1	26-05-2011
DE 10110671 A1	12-09-2002	KEINE	
DE 3741701 A1	22-06-1989	KEINE	
DE 102012214680 A1	04-04-2013	KEINE	
GB 2149060 A	05-06-1985	DE 3439701 A1	09-05-1985
		FR 2554196 A1	03-05-1985
		GB 2149060 A	05-06-1985
		JP S6098227 A	01-06-1985
		US 4569668 A	11-02-1986
DE 102010049553 A1	12-05-2011	KEINE	
DE 10248133 A1	29-04-2004	KEINE	