

(10) **DE 10 2013 201 621 A1** 2014.07.31

(12)

Offenlegungsschrift

(21) Aktenzeichen: **10 2013 201 621.2**

(22) Anmeldetag: **31.01.2013**

(43) Offenlegungstag: **31.07.2014**

(51) Int Cl.: **F16F 15/133** (2006.01)

(71) Anmelder:

**ZF Friedrichshafen AG, 88046, Friedrichshafen,
DE**

(72) Erfinder:

Großgebauer, Uwe, 88046, Friedrichshafen, DE;
Dieckhoff, Tobias, 88046, Friedrichshafen, DE;
Höche, Tobias, 88046, Friedrichshafen, DE

(56) Ermittelter Stand der Technik:

DE 10 2011 007 116 A1

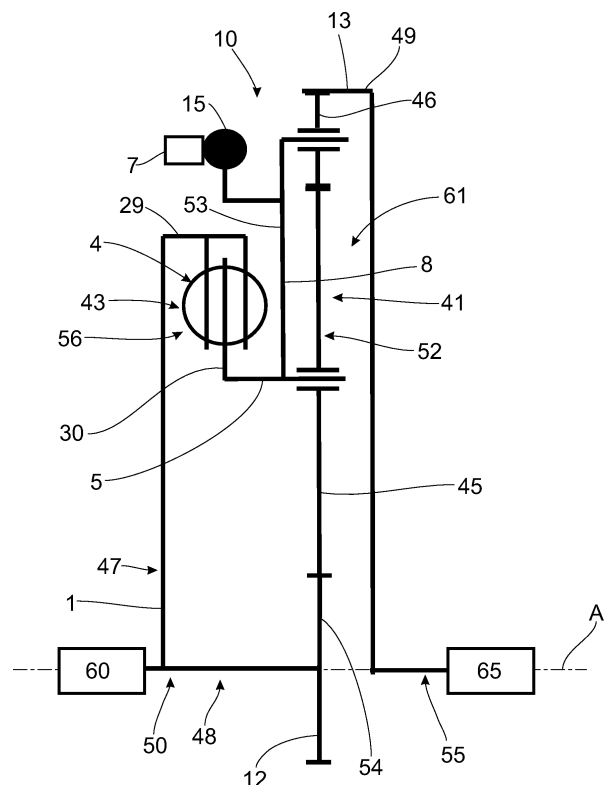
DE 10 2011 007 118 A1

Rechercheantrag gemäß § 43 Abs. 1 Satz 1 PatG ist gestellt.

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

(54) Bezeichnung: **Drehschwingungsdämpfungsanordnung für den Antriebsstrang eines Fahrzeugs**

(57) Zusammenfassung: Eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung für den Antriebsstrang eines Fahrzeugs, umfasst einen zur Drehung um eine Drehachse A anzutreibenden Eingangsbereich und einen Ausgangsbereich, sowie einen ersten Drehmomentübertragungsweg und parallel dazu einen zweiten Drehmomentübertragungsweg, die von dem Eingangsbereich ausgehen und eine, mit dem Ausgangsbereich in Verbindung stehende Koppelanordnung zur Überlagerung der über die beiden Drehmomentübertragungswege geleiteten Drehmomente und eine Phasenschieberanordnung für den ersten Drehmomentübertragungsweg zur Erzeugung einer Phasenverschiebung von über den ersten Drehmomentübertragungsweg geleiteten Drehungleichförmigkeiten bezüglich über den zweiten Drehmomentübertragungsweg geleiteten Drehungleichförmigkeiten. Dabei umfasst die Koppelanordnung ein Planetengetriebe mit zumindest einem ersten und einem zweiten Planetenrad, die radial zueinander und zumindest teilweise axial überdeckend angeordnet sind, wobei das erste Planetenrad mit dem zweiten Planetenrad kämmt und wobei das erste und das zweite Planetenrad an einem Planetenradträger drehbar gelagert sind.



Beschreibung

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung, für den Antriebsstrang eines Fahrzeugs, umfassend einen zur Drehung um eine Drehachse anzutreibenden Eingangsbereich und einen Ausgangsbereich, wobei zwischen dem Eingangsbereich und dem Ausgangsbereich ein erster Drehmomentübertragungsweg und parallel dazu ein zweiter Drehmomentübertragungsweg sowie eine Koppelanordnung zur Überlagerung der über die Drehmomentübertragungswege geleiteten Drehmomente vorgesehen sind, wobei im ersten Drehmomentübertragungsweg eine Phasenschieberanordnung zur Erzeugung einer Phasenverschiebung von über den ersten Drehmomentübertragungsweg geleiteten Drehungleichförmigkeiten bezüglich über den zweiten Drehmomentübertragungsweg geleiteten Drehungleichförmigkeiten vorgesehen ist.

[0002] Aus der deutschen Patentanmeldung DE 10 2011 007 118 A1 ist eine gattungsgemäße Drehschwingungsdämpfungsanordnung bekannt, welche das in einen Eingangsbereich beispielsweise durch eine Kurbelwelle eines Antriebsaggregates eingeleitete Drehmoment in einen über einen ersten Drehmomentübertragungsweg übertragenen Drehmomentenanteil und einen über einen zweiten Drehmomentübertragungsweg geleiteten Drehmomentenanteil aufteilt. Bei dieser Drehmomentenaufteilung wird nicht nur ein statisches Drehmoment aufgeteilt, sondern auch die im zu übertragenen Drehmoment enthaltenen Schwingungen bzw. Drehungleichförmigkeiten, beispielsweise generiert durch die periodisch auftretenden Zündungen in einem Antriebsaggregat, werden anteilig auf die beiden Drehmomentübertragungswege aufgeteilt. In einer Koppelanordnung, die als ein Planetengetriebe mit einem Planetenradträger ausgeführt sein kann, werden die über die beiden Drehmomentübertragungswege übertragenen Drehmomentenanteile wieder zusammengeführt und dann als ein Gesamtdrehmoment in den Ausgangsbereich, beispielsweise eine Reibkupplung oder dergleichen, eingeleitet.

[0003] In zumindest einem der Drehmomentübertragungswege ist eine Phasenschieberanordnung mit einem Eingangselement und einem Ausgangselement vorgesehen, welche nach Art eines Schwingungsdämpfers, also mit einer Primärseite und einer durch die Kompressibilität einer Federanordnung bezüglich dieser verdrehbaren Sekundärseite, aufgebaut ist. Insbesondere dann, wenn dieses Schwingungssystem in einen überkritischen Zustand übergeht, also mit Schwingungen angeregt wird, die über der Resonanzfrequenz des Schwingungssystems liegen, tritt eine Phasenverschiebung von bis zu 180° auf. Dies bedeutet, dass bei maximaler Phasenverschiebung die vom Schwingungssystem abgegebenen Schwingungsanteile bezüglich der vom Schwin-

gungssystem aufgenommenen Schwingungsanteile um 180° phasenverschoben sind. Da die über den anderen Drehmomentübertragungsweg geleiteten Schwingungsanteile keine oder ggf. eine andere Phasenverschiebung erfahren, können die in den zusammengeführten Drehmomentenanteilen enthaltenen und bezüglich einander dann phasenverschobenen Schwingungsanteile einander destruktiv überlagert werden, so dass im Idealfall das in den Ausgangsbereich eingeleitete Gesamtdrehmoment einem ein im Wesentlichen keine Schwingungsanteile enthaltenes statisches Drehmoment ist.

[0004] Ausgehend vom erläuterten Stand der Technik ist die Aufgabe der vorliegenden Erfindung, eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung so weiterzubilden, dass diese ein noch weiter verbessertes Schwingungsdämpfungsverhalten und einen kompakteren Bauraum aufweist.

[0005] Diese Aufgabe wird durch eine gattungsgemäße Drehschwingungsdämpfungsanordnung, welche zusätzlich das kennzeichnende Merkmal des Anspruchs 1 umfasst, gelöst.

[0006] Gemäß der Erfindung wird diese Aufgabe gelöst durch eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung für einen Antriebsstrang eines Fahrzeugs, umfassend einen zur Drehung um eine Drehachse A anzutreibenden Eingangsbereich und einen Ausgangsbereich, wobei zwischen dem Eingangsbereich und dem Ausgangsbereich ein erster Drehmomentübertragungsweg und parallel dazu ein zweiter Drehmomentübertragungsweg, sowie eine, mit dem Ausgangsbereich in Verbindung stehende Koppelanordnung zur Überlagerung der über die Drehmomentübertragungswege geleiteten Drehmomente vorgesehen sind und wobei im ersten Drehmomentübertragungsweg eine Phasenschieberanordnung zur Erzeugung einer Phasenverschiebung von über den ersten Drehmomentübertragungsweg geleiteten Drehungleichförmigkeiten bezüglich über den zweiten Drehmomentübertragungsweg geleiteten Drehungleichförmigkeiten vorgesehen ist. Dabei umfasst das Planetengetriebe zumindest ein erstes und ein zweites Planetenrad, die zumindest teilweise axial überdeckend angeordnet sind, wobei das erste Planetenrad (45) mit dem zweiten Planetenrad (46) kämmt und wobei das erste und das zweite Planetenrad (45; 46) an dem Planetenradträger (8) drehbar gelagert sind.

[0007] Dabei kann die Federanordnung der Phasenschieberanordnung zumindest aus einem Federsatz, der vorteilhaft eine Schraubenfeder umfassen kann, bestehen. Bei der Verwendung von zumindest zwei Federsätzen können diese sowohl in paralleler als auch in serieller Wirkweise angeordnet sein.

[0008] Das Drehmoment, das von einem Ausgang eines Antriebsaggregates, beispielsweise eine Kurbelwelle kommen kann, kann wie folgt mittels der Drehschwingungsdämpfungsanordnung aufgeteilt und weitergeleitet werden.

[0009] Bei einem Drehmomentverlauf in axialer Richtung um die Drehachse A von dem Eingangsbereich zu dem Ausgangsbereich wird im ersten Drehmomentübertragungsweg die Federanordnung über die Primärmasse mit einem ersten Drehmoment beaufschlagt. Von der Federanordnung gelangt das erste Drehmoment über ein Ausgangselement an einen, mit dem Ausgangselement drehfest verbundenen Planetenradträger. An dem Planetenradträger sind das erste und das zweite Planetenrad drehbar gelagert. Dabei sind die Planetenräder radial zueinander und zumindest teilweise axial überdeckend angeordnet und das erste Planetenrad kämmt mit dem zweiten Planetenrad.

[0010] In dem zweiten Drehmomentübertragungsweg gelangt das zweite Drehmoment an ein Antriebssonnenrad, das drehfest mit dem Eingangsbereich verbunden ist. Das Antriebssonnenrad kämmt mit dem ersten Planetenrad. Folglich vereinen sich an dem ersten Planetenrad das erste und das zweite Drehmoment wieder. Da im ersten Drehmomentübertragungsweg das erste Drehmoment mittels der Phasenschieberanordnung eine Phasenverschiebung erfährt, werden am ersten Planetenrad im Idealfall das erste, phasenverschobene Drehmoment und das zweite, nicht phasenverschobene Drehmoment in der Form destruktiv überlagert, dass die Drehschwingungen, die vom Antriebsaggregat einer Verbrennungsmaschine kommen können, durch die Überlagerung ausgeglichen werden und es entsteht ein Drehmoment ohne Drehschwingungen.

[0011] Das zweite Planetenrad, das mit dem ersten Planetenrad kämmt, dient dabei zur Drehrichtungs-umkehr, bevor das zusammengeführte Drehmoment durch ein Abtriebshohlrad, das mit dem zweiten Planetenrad kämmt und drehfest mit dem Ausgangsbereich verbunden ist, an den Ausgangsbereich und damit an beispielsweise eine Reibkupplung, einen Wandler oder an ein ähnliches Anfahelement weitergeleitet wird.

[0012] Damit wird die Drehschwingung im Drehmoment, die im Eingangsbereich der Drehschwingungsdämpfungsanordnung vorhanden ist, durch eine Aufteilung des Drehmoments in ein erstes und ein zweites Drehmoment und damit in zwei Drehmomentübertragungswege durch die Phasenverschiebung mittels der Phasenschieberanordnung im ersten Drehmomentübertragungsweg, durch eine nicht phasenverschobene Weiterleitung des Drehmomentes im zweiten Drehmomentübertragungsweg und durch die destruktive Überlagerung des ersten und

des zweiten Drehmomentes in der Koppelanordnung ausgeglichen und es gelangt im Idealfall ein Drehmoment ohne Drehschwingungen an den Ausgangsbereich und damit an beispielsweise eine Reibkupplung, einen Wandler oder an ein ähnliches Bauteil.

[0013] Vorteilhafte Ausgestaltungen und Weiterbildungen der Erfindung sind in den abhängigen Ansprüchen angegeben.

[0014] In einer vorteilhaften Ausführung umfasst die Koppelanordnung ein erstes und ein zweites Eingangsteil, in die über den ersten und den zweiten Drehmomentübertragungsweg geführte Drehmomente eingeleitet werden, sowie eine Überlagerungseinheit, in der die eingeleiteten Drehmomente wieder zusammengeführt werden und ein Ausgangsteil, das das zusammengeführte Drehmoment zum Beispiel an eine Reibkupplung weiterführt. Das erste Eingangsteil ist in seiner Wirkrichtung auf der einen Seite mit der Phasenschieberanordnung und auf der anderen Seite mit der Überlagerungseinheit verbunden. Das zweite Eingangsteil ist in seiner Wirkrichtung auf der einen Seite mit dem Eingangsbereich und auf der anderen Seite mit der Überlagerungseinheit verbunden. Die Überlagerungseinheit wiederum ist in ihrer Wirkrichtung auf der einen Seite sowohl mit dem ersten als auch mit dem zweiten Eingangsteil und auf der anderen Seite mit dem Ausgangsteil verbunden. Das Ausgangsteil bildet den Ausgangsbereich und kann in einer vorteilhaften Ausgestaltung eine Reibkupplung aufnehmen.

[0015] Um in einfacher Art und Weise die Phasenverschiebung in einem der Drehmomentübertragungswege erlangen zu können, wird vorgeschlagen, dass die Phasenschieberanordnung ein Schwingungssystem mit einer Primärmasse und einer gegen die Wirkung einer Federanordnung bezüglich der Primärmasse um die Drehachse A drehbaren Sekundärmasse beziehungsweise Zwischenelement umfasst. Ein derartiges Schwingungssystem kann also nach Art eines an sich bekannten Schwingungsdämpfers aufgebaut sein, bei dem insbesondere durch Beeinflussung der primärseitigen Masse und der sekundärseitigen Masse bzw. auch der Steifigkeit der Federanordnung die Resonanzfrequenz des Schwingungssystems definiert eingestellt werden kann und damit auch festgelegt werden kann, bei welcher Frequenz ein Übergang in den überkritischen Zustand auftritt.

[0016] In einer weiteren günstigen Ausführungsform zu der vorangehend beschriebenen Ausführung ist an dem Zwischenelement ein Zusatzmasseelement drehfest verbunden. Ein Anbringen von Zusatzmasse an dem Zwischenelement wirkt sich positiv auf die Entkopplungsgüte aus und dient dabei auch als ein Abstimmungsparameter. Je nach einem vorhandenen Bauraum kann das Zusatzmasseelement weiter außen oder weiter innen angebracht werden. Da-

durch kann bei einer gleichen Masse des Zusatzmasseelementes ein unterschiedliches Massenträgheitsmoment des Zwischenelementes bewirkt werden.

[0017] In einer weiteren vorteilhaften Ausführungsform umfasst das Planetengetriebe ein Antriebssonnenrad und ein Abtriebshohlrad, wobei das Antriebssonnenrad drehfest mit der Primärmasse und das Abtriebshohlrad drehfest mit dem Ausgangsbereich verbunden sind und wobei das Antriebssonnenrad mit dem ersten Planetenrad und das Abtriebshohlrad mit dem zweiten Planetenrad kämmen. Durch diese Ausführungsform kann die Koppelanordnung axial kompakt ausgeführt werden, da das Antriebssonnenrad und das Abtriebshohlrad axial überdeckend angeordnet werden können. Weiter entstehen bei dieser Anordnung keine zusätzlichen Kippmomente in der Koppelanordnung, da die verwendeten Zahnräder alle auf einer axialen Ebene liegen. Dies ist besonders vorteilhaft für die Verzahnungsbelastung und wirkt sich daher positiv auf die Lebensdauer der Koppelanordnung aus. Weiter kann das Abtriebshohlrad höhere Kräfte als das Antriebssonnenrad übertragen, was auch hier konstruktiv durch die Anordnung ausgelegt wurde. Dabei beträgt die Momentenaufteilung für den ersten Drehmomentübertragungsweg über die Federanordnung ca. 75–85 % und wohin gegen das Antriebssonnenrad das restliche und erheblich geringere Drehmoment überträgt. Das Abtriebshohlrad überträgt dabei das volle Drehmoment.

[0018] Eine weitere günstige Ausführungsform sieht vor, dass der Planetenradträger drehfest mit dem Ausgangselement der Phasenschieberanordnung verbunden ist. Durch diese Ausführungsform kann der Planetenradträger mit den Planetenrädern als Zwischenmasse genutzt werden, was sich vorteilhaft auf die Entkopplungsgüte auswirken kann.

[0019] Somit kann die vorhandene Masse vorteilhaft als zusätzliche Zwischenmasse genutzt werden ohne eine weitere Masse einbringen zu müssen.

[0020] In einer weiteren vorteilhaften Ausführungsform umfasst das Planetengetriebe ein Antriebssonnenrad und ein Abtriebshohlrad, wobei das Antriebssonnenrad drehfest mit dem Zwischenelement und das Abtriebshohlrad drehfest mit dem Ausgangsbereich verbunden sind und wobei das Antriebssonnenrad mit dem ersten Planetenrad und das Abtriebshohlrad mit dem zweiten Planetenrad kämmen. Auch diese Anordnung kann eine axial kompakte Bauweise ermöglichen, da sowohl das Antriebssonnenrad, das erste und das zweite Planetenrad und das Abtriebshohlrad in einer axialen Ebene liegen können. Dadurch kann auch hier ein Kippmoment vermieden werden, was sich positiv auf die Beanspruchung der Verzahnung und damit auf die Lebensdauer auswirkt.

[0021] In einer weiteren günstigen Ausführungsform ist der Planetenradträger drehfest mit der Primärmasse verbunden. Dadurch wird ein direkter Momentenzweig über den Planetenradträger in die Koppelanordnung eingeleitet. Bei dieser Ausführung kann die Phasenschieberanordnung radial weit innen an die Drehachse A positioniert werden. Diese Ausführungsform kann besonders vorteilhaft in den Fällen sein, in denen die Funktion der Phasenschieberanordnung nur mit einem radial weit innen (unterhalb der Achse des Planetenrades) liegenden Federanordnung realisiert werden kann und die Einleitung des Momentes radial außerhalb einer Planetenradachse erfolgt, wie dies beispielsweise bei einer Wandler-Überbrückungskupplung der Fall sein könnte. Dadurch würde sich ein sehr direkter Kraftfluss ergeben und eine sehr gute Bauraumnutzung wäre erreichbar. Auch wenn es üblicherweise vorteilhaft ist auf der Sekundärseite der Federanordnung ein möglichst hohes Massenträgheitsmoment für die Phasenschiebung vorzusehen, könnten sich auch Fälle ergeben, in denen das Massenträgheitsmoment eher gering gehalten werden soll. Hierfür wäre diese Variante auch eine Vorzugslösung, da sich die entsprechenden Bauteile nahe der Drehachse befinden.

[0022] In einer weiteren vorteilhaften Ausführungsform umfasst das Planetengetriebe ein erstes Abtriebshohlrad und ein zweites Abtriebshohlrad, wobei das erste Abtriebshohlrad drehfest mit der Primärmasse und das zweite Abtriebshohlrad drehfest mit dem Ausgangselement der Phasenschieberanordnung verbunden ist, wobei das erste Abtriebshohlrad mit dem ersten Planetenrad und das zweite Abtriebshohlrad mit dem zweiten Planetenrad kämmt und wobei zumindest ein Planetenrad einen ersten und einen zweiten Verzahnungsdurchmesser umfasst, die axial gestaffelt angeordnet sind. Durch die Verwendung von zwei Abtriebshohlradern kann ein hohes Moment übertragen werden. Von daher kann die Verzahnung schwächer ausgelegt werden. Weiter kann durch diese Ausführungsform ein Bauraum nahe der Drehachse A gewonnen werden. Dies kann vorteilhaft sein, wenn beispielsweise eine groß dimensionierte Kurbelwellenschraubung vorhanden ist. Auch hier sind die beiden miteinander kämmenden Planeten zur Drehrichtungsumkehr notwendig, damit die Drehmomentverhältnisse passend dargestellt werden können.

[0023] In einer weiteren günstigen Ausführung zu der vorgehend beschriebenen Ausführung ist der Planetenradträger drehfest mit dem Ausgangsbereich verbunden. Dies ist insoweit vorteilhaft, da über keinen der Zahnkontakte das volle Motormoment geleitet wird, womit die Verzahnungen schwächer ausgelegt werden können.

[0024] In einer weiteren vorteilhaften Ausführungsform umfasst das Planetengetriebe ein erstes An-

triebssonnenrad und ein zweites Antriebssonnenrad, wobei das erste Antriebssonnenrad drehfest mit dem Ausgangselement der Phasenschieberanordnung verbunden ist und das zweite Antriebssonnenrad drehfest mit der Primärmasse verbunden ist und wobei das erste Antriebssonnenrad mit dem ersten Planetenrad und das zweite Antriebssonnenrad mit dem zweiten Planetenrad kämmt. Diese Ausführungsform ist besonders vorteilhaft, wenn die Funktion des Phasenschiebers nur mit einem radial weit innen, nahe der Drehachse A, liegenden Federanordnung realisiert werden kann. Auch kann es Fälle geben, bei denen das Massenträgheitsmoment des Zwischenelementes gering gehalten werden soll. Dafür wäre diese Ausführung eine Vorzugsausführung, da sich die entsprechenden Bauteile nahe an der Drehachse A befinden. Weiter wird durch die Verwendung von Sonnenrädern im Gegensatz zur Verwendung von Hohlrädern weniger radialer Bauraum benötigt. Ferner ist ein Fertigungsaufwand für die Sonnenräder geringer als bei Hohlrädern, so dass sich diese Ausführung positiv auf die Herstellungskosten auswirkt.

[0025] In einer weiteren günstigen Ausführung zu der vorgehend beschriebenen Ausführung ist der Planetenradträger drehfest mit dem Ausgangsbereich verbunden. Dies ist insoweit vorteilhaft, da über keinen der Zahnkontakte das volle Motormoment geleitet wird, womit die Verzahnungen schwächer ausgelegt werden können.

[0026] In einer weiteren vorteilhaften Ausführungsform zu den vorgehend beschriebenen Ausführungsformen umfasst zumindest ein Planetenrad zumindest einen ersten und einen zweiten Verzahnungsdurchmesser, wobei die Verzahnungsdurchmesser axial gestaffelt angeordnet sind. Dies bietet bezüglich des Bauraumes mehr gestalterischen Spielraum, so dass ein Antrieb und ein Abtrieb des Planetenrades nicht auf einer axialen Ebene sich befinden müssen.

[0027] In noch einer weiteren vorteilhaften Ausführungsform zu der vorgehend beschriebenen Ausführungsform sind die zumindest zwei Verzahnungsdurchmesser unterschiedlich. Durch eine Verwendung von Planetenrädern mit unterschiedlichen Verzahnungsdurchmessern kann eine günstigere Abstimmung erreicht werden, da es eine bessere Möglichkeit bietet, ein Übersetzungsverhältnis an die Erfordernisse anzupassen.

[0028] In einer weiteren vorteilhaften Ausführungsform umfasst zumindest ein Planetenrad zumindest ein erstes und ein zweites Verzahnungssegment, wobei das erste und das zweite Verzahnungssegment einen Verzahnungsdurchmesser aufweist. Durch die Verwendung von Planetenrädern, bei denen die Verzahnungen nur als ein Segment ausgeführt sind, kann der radiale und axiale Bauraum weiter reduziert

werden, was vorteilhaft für den benötigten Bauraum und für die Gesamtmasse der Drehschwingungsdämpfungsanordnung ist. Auch hinsichtlich der Herstellung von Planetenrädern kann die Ausführung mit Verzahnungssegmenten als vorteilhaft gesehen werden, da die Herstellung von Verzahnungssegmenten einfacher und damit kostengünstiger ist, als die Herstellung von vollen Verzahnungen, die sich über 360 Winkelgrade um die Planetenradachse erstrecken.

[0029] In einer weiteren vorteilhaften Ausführungsform zu der vorgehend beschriebenen Ausführungsform überdecken sich zumindest zwei Verzahnungssegmente eines Planetenrades teilweise. Dies kann besonders vorteilhaft sein, wenn der Antrieb und der Abtrieb des Planetenrades in einer axialen Ebene liegen sollen, das Übersetzungsverhältnis von Antrieb und Abtrieb aber unterschiedlich sein soll.

[0030] In einer weiteren günstigen Ausführungsform zu den vorgehend beschriebenen Ausführungsformen umfasst das Zwischenelement ein Massependel. Die Positionierung des Massependels an dem Zwischenelement ist besonders vorteilhaft für die Entkopplungsgüte. Dabei können verschiedene bekannte Massependel zur Anwendung kommen.

[0031] In einer weiteren vorteilhaften Ausführungsform zu den vorgehend beschriebenen Ausführungsformen ist die Phasenschieberanordnung und die Koppelanordnung zumindest teilweise in einem Nassraum aufgenommen, der zumindest teilweise mit einem Fluid befüllt ist. Dabei umfasst der Nassraum zumindest teilweise einen Innenbereich der Drehschwingungsdämpfungsanordnung. Die äußere Begrenzung des Nassraumes kann durch zumindest ein Gehäuseabschnitt bildendes Element, wie beispielsweise die Primärmasse und ein getriebeseitiges Deckblech erfolgen. Die Abdichtung erfolgt bevorzugt mittels Dichtelemente im radial inneren Bereich um die Drehachse A, um eine Reibungsreduzierung an den Dichtelementen durch einen geringeren Reibdurchmesser an den Dichtelementen zu erreichen. Die Positionierung der Dichtelemente kann bevorzugt so gewählt werden, dass eine Verschraubung der Drehschwingungsdämpfungsanordnung an beispielsweise die Kurbelwelle des Antriebsaggregates, durch eine Durchgriffsöffnung radial innerhalb der Dichtelemente mittels zumindest einer Kurbelwellenschraube erfolgen kann. Dies stellt einen Vorteil hinsichtlich der Montage der Drehschwingungsdämpfungsanordnung an das Antriebsaggregat dar. Der Nassraum kann zu einer Verschleiß- und Reibungsminimierung bevorzugt mit einem Schmiermittel wie Öl oder Fett zumindest teilweise befüllt werden.

[0032] Im Folgenden werden bevorzugte Ausführungsbeispiele der Erfindung anhand der beiliegenden Figuren erläutert. Es zeigt in:

[0033] Fig. 1 eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung als Prinzipskizze mit 2 Planetenrädern, die am Ausgang der Phasenschieberanordnung gelagert sind und einem Abtriebshohlrad.

[0034] Fig. 2 eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung wie in Fig. 1, jedoch als konstruktive Umsetzung.

[0035] Fig. 3 eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung wie in Fig. 2, jedoch als Axialschnitt im Bereich der Planetenräder.

[0036] Fig. 4 eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung als Prinzipskizze mit 2 Planetenrädern die an der Primärmasse gelagert sind und einem Abtriebshohlrad.

[0037] Fig. 5 eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung als Prinzipskizze mit 2 Planetenrädern die am Ausgangsbereich gelagert sind und mit zwei Abtriebshohlradern.

[0038] Fig. 6 eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung als Prinzipskizze mit 2 Planetenrädern die am Ausgangsbereich gelagert sind und mit zwei Abtriebssonnenrädern.

[0039] In Fig. 1 ist eine schematische Drehschwingungsdämpfungsanordnung 10 dargestellt, welche nach dem Prinzip der Leistungs- bzw. Drehmomentenaufzweigung arbeitet. Die Drehschwingungsdämpfungsanordnung 10 kann in einem Antriebsstrang eines Fahrzeugs zwischen einem Antriebsaggregat 60 und dem folgenden Teil des Antriebsstrangs, also beispielsweise ein Anfahrerelement 65, wie eine Reibungskupplung, ein hydrodynamischer Drehmomentwandler oder dergleichen, angeordnet werden.

[0040] Die Drehschwingungsdämpfungsanordnung 10 umfasst einen allgemein mit 50 bezeichneten Eingangsbereich. Im Eingangsbereich 50 zweigt sich das von dem Antriebsaggregat 60 aufgenommene Drehmoment in einen ersten Drehmomentübertragungsweg 47 und einen zweiten Drehmomentübertragungsweg 48 auf. Im Bereich einer allgemein mit der Bezugsziffer 52 bezeichneten Überlagerungseinheit, die auch als eine Koppelanordnung 41 bezeichnet werden kann, werden die über die beiden Drehmomentübertragungswege 47, 48 geleiteten Drehmomentenanteile mittels eines ersten Eingangsteils 53, hier durch einen Planetenradträger 8 gebildet und eines zweiten Eingangsteils 54, hier durch ein Abtriebssonnenrad 12 gebildet, in die Koppelanordnung 41 eingeleitet und dort wieder zusammengeführt. Dabei ist hier die Koppelanordnung 41 als ein Planetengetriebe 61 ausgeführt. Hierbei sind an dem Planetenradträger 8 ein erstes Planetenrad 45 und ein zweites Planetenrad 46 radial nacheinander und axi-

al überdeckend drehbar gelagert. Das erste Planetenrad 45 kämmt einerseits mit dem Abtriebssonnenrad 12 und andererseits mit dem zweiten Planetenrad 46. Dabei dient das zweite Planetenrad zur Drehrichtungsumkehr. Von dem zweiten Planetenrad wird das zusammengeführte Drehmoment über ein Ausgangselement 49, hier durch ein Abtriebshohlrad 13 gebildet, das ebenfalls mit dem zweiten Planetenrad 46 kämmt und mit dem Ausgangsbereich drehfest verbunden ist, zu einem Anfahrerelement 65, wie beispielsweise eine Kupplung oder ein Drehmomentwandler geleitet.

[0041] In dem ersten Drehmomentübertragungsweg 47 ist ein allgemein mit der Bezugsziffer 56 bezeichnetes Schwingungssystem integriert. Das Schwingungssystem 56 ist als eine Phasenschieberanordnung 43 wirksam und umfasst eine, beispielsweise an das Antriebsaggregat 60 anzubindende Primärmasse 1, ein mit der Primärmasse 1 drehfest verbundenes Eingangselement 29, sowie eine mit dem Eingangselement 29 verbundene Federanordnung 4. Ein Ausgangselement 30 der Federanordnung 4 ist weiter mit einem Zwischenelement 5 verbunden, welches hier den Planetenradträger 8 bildet und an dem das erste Planetenrad 45 und das zweite Planetenrad 46 drehbar gelagert ist.

[0042] Somit ist in der hier beschriebenen Ausführungsform der Planetenradträger 8 in dem Drehmomentübertragungsweg, hier in dem ersten Drehmomentübertragungsweg 47, positioniert, der eine Phasenverschiebung von den, über den ersten Drehmomentübertragungsweg 47 geleiteten Drehungleichförmigkeiten bezüglich den, über den zweiten Drehmomentübertragungsweg 48 geleiteten Drehungleichförmigkeiten aufweist. Dadurch, dass das Ausgangselement 30 der Federanordnung 4 mit dem Planetenradträger 8 drehfest verbunden ist, bilden die Phasenschieberanordnung 43 und Koppelanordnung 41 eine, in axialer Ausdehnung, kompakte Einheit. Weiter positiv für die Entkopplungsgüte ist, dass die Massenträgheitsmomente des Planetenradträgers 8 und des ersten und des zweiten Planetenrades 45; 46 in die Massenträgheit des Zwischenelementes 5 eingehen.

[0043] Ein Drehmomentverlauf im ersten Drehmomentübertragungsweg 47 kann von dem Antriebsaggregat 60 kommend über die Primärmasse 1 und das Eingangselement 29 in die Federanordnung 4 verlaufen. Von der Federanordnung 4 wird das erste Drehmoment über das Ausgangselement 30 und das Zwischenelement 5 zu dem Planetenradträger 8, der das erste Planetenrad 45 und das zweite Planetenrad 46 drehbar aufnimmt, geführt. Dabei sind das Ausgangselement 30, das Zwischenelement 5 und der Planetenradträger 8 drehfest miteinander verbunden.

[0044] Im zweiten Drehmomentübertragungsweg 48 wird das zweite Drehmoment von dem Antriebsag-

gregat **60** in ein damit drehfest verbundenes Antriebs-
sonnenrad **12** geleitet. Das Antriebssonnenrad **12**
kämmt mit dem ersten Planetenrad **45** und führt da-
durch das zweite Drehmoment zu dem Planetenrad
45 der Koppelanordnung **41**.

[0045] Folglich gelangen über die zwei Drehmo-
mentübertragungswege **47** und **48** das erste und das
zweite Drehmoment an das erste Planetenrad **45** und
werden dort wieder zusammen geführt. Das zweite
Planetenrad **46**, das mit dem ersten Planetenrad **45**
kämmt, dient dabei zur Drehrichtungsumkehr, bevor
das zusammengeführte Drehmoment von dem zwei-
ten Planetenrad **46** über das Abtriebshohlrad **13** zu
dem Ausgangsbereich **55**, an dem das Anfahrle-
ment **65**, beispielsweise eine Reibkupplung oder ein
Drehmomentwandler befestigt ist, die hier nicht ge-
zeigt sind, geführt wird.

[0046] Diese Ausführung der Drehschwingungs-
dämpfungsanordnung **10** zeichnet sich daher durch
eine höhere Massenträgheit im Zwischenelement **5**
aus, ohne die Gesamtmassenträgheit zu erhöhen,
da die Massenträgheit des Planetenradträgers **8** und
des Planetenrades **46** in die Massenträgheit des Zwi-
schenelementes **5** mit eingehen. Diese Ausführungs-
form der Drehschwingungsdämpfungsanordnung **10**
eignet sich wegen seiner kompakten axialen Bauform
besonders für den Einbau in Fahrzeugen mit querlie-
gendem Frontmotor, da der zu Verfügung stehende
axiale Bauraum oftmals geringer ist, als bei längs ein-
gebauten Motoren. Die Anwendung ist aber nicht dar-
auf beschränkt, sondern kann auch in jeden anderen
Fahrzeugbauraum ausgeführt werden.

[0047] Zudem bietet diese Ausführungsform den
Vorteil, dass kein zusätzliches Kippmoment durch
eine axial versetzte Getriebestufen auftritt, wie es
bei Verwendung eines Stufenplanetenrades der Fall
wäre. Dadurch entsteht bei dieser Ausführungsform
keine zusätzliche, durch ein Kippmoment erzwunge-
ne, Schiefstellung der Zahnräder mit daraus resultie-
render ungleichmäßiger Belastung der Zähne, was
sich günstig auf die Lebensdauer auswirkt. Weiter-
hin spart eine Anordnung aller Zahnräder in einer
Ebene axialen Bauraum. Der zur Verfügung stehen-
de Bauraum wird durch die Verwendung eines An-
triebssonnenrades **12** radial innen, der zwei Plane-
tenräder **45**; **46** und eines Abtriebshohlrades **13** vor-
teilhaft genutzt. Alle verbleibenden Zwischenräume
können vom Planetenradträger **8** ausgefüllt werden,
da dessen Masse als Zwischenmassenträgheit posi-
tiven Einfluss auf die Phasendrehung und damit auf
die Entkopplungsgüte hat.

[0048] Für den Fall, dass die Massenträgheit des
Zwischenelementes zur Erreichung der Entkopp-
lungsgüte nicht ausreicht, kann ein Zusatzmasseele-
ment **7** an das Zwischenelement **5** drehfest befestigt
werden. Eine zusätzliche Verbesserung der Entkopp-

lung kann durch die Positionierung eines bekann-
ten Massependels **15** an dem Zwischenelement **5** er-
reicht werden.

[0049] In **Fig. 2** ist eine Drehschwingungsdämp-
fungsanordnung **10** wie in **Fig. 1** dargestellt, jedoch
als mögliche konstruktive Umsetzung. An einer Kur-
belwelle **19** ist ein Primärblech **16** drehfest verbun-
den. Diese Verbindung ist hier mit einer Kurbelwellen-
verschraubung **17** dargestellt. Hier nicht dargestellt,
aber ebenso möglich ist eine Verbindung mittels ei-
ner bekannten Hirth-Verzahnung und einer Zentral-
schraube oder eine Anbindung mittels einer Flexpla-
te möglich. Über das Primärblech **16** wird eine Fe-
deranordnung **4** mittels eines Gleitschuhes und ei-
nes Federtellers **11** geführt. Ein Planetenradträger **8**
ist hier mit einer Nabenscheibe **3** der Federanord-
nung **4** drehfest verbunden. Wie bereits beschrieben,
ist das Massenträgheitsmoment des Planetenradträ-
gers **8** gleichzeitig das Massenträgheitsmoment des
Zwischenelementes **5** und damit ein entschei-
dender Faktor für die Entkopplungsgüte. Im dargestellten
Entwurf sind noch einige Hohlräume erkennbar, die
mit zusätzlichen Massen zur Erhöhung des Massen-
trägheitsmoments z.B. das Zwischenelement **5** ge-
nutzt werden können. Weiterhin ist hier der Planeten-
radträger **8** in diesem Entwurf fliegend gelagert und
zentriert sich alleine über die Verzahnung. Falls erfor-
derlich kann der Planetenradträger auch zur Primär-
seite **100** z.B. auf einem Absatz am Primärblech **16**
oder auf der Sekundärseite **110** z.B. auf einem Ab-
satz am Abtriebshohlrad **13** gelagert werden.

[0050] Das erste Planetenrad **45** ist in dieser Ausführ-
ung in Reihe mit dem zweiten Planetenrad **46**, das
zur Drehrichtungsumkehr dient, geschaltet. Das An-
triebssonnenrad **12** ist mit dem Primärblech **16** mittels
einer Verschraubung, hier nicht dargestellt, verbun-
den, kann aber auch durch Nieten, Schweißen, oder
gleichwertige Verfahren verbunden werden. Denkbar
ist auch eine einteilige Ausführung von dem Primär-
blech **16** und dem Antriebssonnenrad **12**. Das Ab-
triebshohlrad **13** ist mit einem Sekundärschwungrad
21 das den Ausgangsbereich **55** der Drehschwin-
gungsdämpfungsanordnung **10** bildet, vorteilhaft mit-
tels einer Schraubverbindung **64** verschraubt, oder,
hier nicht gezeigt, vernietet oder verschweißt, bzw.
mit einem gleichwertigen Fügeverfahren verbunden.
Um das System vorteilhaft mit einem Öl oder einem
Fett füllen zu können, um eine ausreichende Schmie-
rung der Verzahnung sicherzustellen, ist ein Innen-
raumbereich **69** der Drehschwingungsdämpfungsan-
ordnung **10** im Bereich zwischen zwei sich relativ
zueinander bewegenden Teilen, hier mit den Bau-
teilen des Starterzahnkranzes **23** und des Abtriebs-
hohlradträgers **44** ausgeführt, mittels eines Dichtble-
ches **22** gegenüber einer Umgebung **75** in der Form
abgedichtet, dass sich der Starterzahnkranz **23** und
der Abtriebshohlradträger **44** relativ zueinander ver-
drehen können, das Schmiermittel im Innenraumbereich

reich **69** der Drehschwingungsdämpfungsanordnung **10** aber nicht an die Umgebung gelangen kann. In der hier gezeigten Ausführung ist das Dichtblech **22** vorzugsweise durch Schweißen am Starterzahnkranz **23** befestigt. Es können aber auch andere ähnliche Verbindungen wie durch Löten, Pressen, Kleben oder Schrauben angewendet werden. In einem Kontaktbereich von dem Dichtblech **22** und dem Abtriebshohlradträger **44** ist hier ein Dichtelement **24** positioniert, das vorteilhaft als Simmerring ausgeführt sein kann und damit trotz einer Relativbewegung zwischen dem Dichtblech **22** und dem Abtriebshohlradträger **44** den Innenraum mit dem Schmiermittel gegen die Umgebung **75** abdichtet. Ein weiteres Dichtelement ist nur erforderlich, wenn zwischen einer Getriebeeingangswelle **74** und dem Sekundärschwungrad **21** kein abgedichtetes Lager wie beispielsweise ein Pilotlager, vorhanden ist, bzw. wenn kein Stopfen oder ein ähnlicher Verschluss mittig am Sekundärschwungrad angebracht werden kann.

[0051] Die in dieser **Fig. 2** dargestellte Ausführungsform zeichnet sich daher durch eine vorteilhafte Nutzung der vorhandenen Massen, besonders als Zwischenmassenträgheit aus. Weiter ist der axiale Bauraum gering, da die Getriebeschaltung auf einer axialen Ebene liegt. Der Dichtungsaufbau ist durch die Anordnung einfach und damit kostengünstig ausgeführt. Es entsteht kein Kippmoment, da keine gestuften Planetenräder **45; 46** verwendet werden. Dadurch sinkt eine Zahnbelastung der Zahnräder, was sich auf die Lebensdauer positiv auswirkt.

[0052] Diese kompakte Ausführungsform der Drehschwingungsdämpfungsanordnung **10** eignet sich besonders für Front-Quer Bauräume, ist aber natürlich nicht darauf beschränkt. Sie kann ebenso in Front-Längs, Heck-Längs, Front-Heck- und Allradantriebssträngen, als Handschalter, Automat oder Hybridvariante verwendet werden.

[0053] In **Fig. 3** ist eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung **10** wie in **Fig. 2**, jedoch als Axialschnitt im Bereich der Planetenräder **45; 46** dargestellt.

[0054] In der **Fig. 3** sind die Planetenräder **45** und **46**, sowie das Antriebssonnenrad **12** und das Abtriebshohlrad **13** gut zu sehen. Am Planetenradträger **8** befinden sich die Planetenradachsen **18; 20**, die über eine Planetenradlagerung **26; 27**, welche als Wälzlager oder Gleitlager ausgeführt sein kann, das erste und das zweite Planetenrad **45; 46** am Planetenradträger **8** drehbar lagert. Dabei ist das zweite Planetenrad **46** vornehmlich für die Drehrichtungs-umkehr und zur besseren Abstimmung des Übersetzungsverhältnisses von dem Antriebssonnenrad **12** zu dem Abtriebshohlrad **13**.

[0055] In **Fig. 4** ist eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung **10** als Prinzipskizze mit einem Planetengetriebe **61**, das ein erstes und ein zweites Planetenrad **45; 46** umfasst und mit einem Abtriebshohlrad **13**, das drehfest mit dem Ausgangsteil **49** verbunden ist, dargestellt. Der Planetenradträger **8**, an dem die Planetenräder **45; 46** drehbar gelagert sind, ist drehfest mit der Primärmasse **1** verbunden. Die **Fig. 4** zeigt eine alternative Schaltung zum Erreichen einer in axialer Richtung schmalen Bauweise und eine weitere vorteilhafte Koppelanordnung **41** in einer axialen Ebene, um einen Wegfall von Kippmomenten an den Planetenrädern **45; 46** zu erreichen. Hier wird ein direkter Momentenzweig über den Planetenradträger **8** eingeleitet. Die Phasenschieberanordnung **43** ist zwischen der Primärmasse **1** und dem Antriebssonnenrad **12** positioniert. Der Abtrieb erfolgt über das Abtriebshohlrad **13**. Die Funktionsweise dieser Schaltung als eine Überlagerungseinheit **52** in der Drehschwingungsdämpfungsanordnung **10** wird auch hier erst durch den Einsatz eines zusätzlichen Planetenrades **45** zur Drehrichtungs-umkehr ermöglicht. Eine Reduzierung des radialen Bauraumes ließe sich, wenn erforderlich, um eine weitere Übersetzungsstufe zwischen Antriebssonnenrad **12** und Abtriebshohlrad **13** erreichen. Diese könnte als Stufenplanetenrad mit zwei unterschiedlich großen, axial nebeneinander liegend und fest miteinander verbundenen Planetenrädern, von denen das eine z.B. mit dem Antriebssonnenrad **12** und das andere mit dem ersten Planetenrad **45** kämmt, ausgeführt werden. Wenn ein durch die Phasenschieberanordnung **43** begrenzter Verdrehwinkel des Zwischenelementes **5** so klein ist, dass die Planetenräder **45; 46** nur auf einem geringen Teil ihres Umfangs abwälzen, könnten diese auch aus zwei Segmenten, hier nicht abgebildet, unterschiedlicher Radien in einer Ebene ausgeführt werden, um keinen zusätzlichen axialen Bauraum für axial gestaffelte Verzahnungsdurchmesser des Planetenrades zu benötigen. Vorteile gegenüber der oben beschriebenen Ausführungsvariante würde diese Variante insbesondere in den Fällen bieten, in denen die Funktion der Phasenschieberanordnung **43** nur mit einem radial weit innen (unterhalb der Achse der Planetenräder **45; 46**) liegenden Federanordnung **4** realisiert werden kann und die Einleitung des Drehmomentes radial außerhalb der Planetenradachse erfolgt, wie dies beispielsweise bei einer Wandler-Überbrückungskupplung der Fall sein könnte. Dadurch würde sich ein sehr direkter Kraftfluss ergeben und eine sehr gute Bauraumnutzung wäre erreichbar.

[0056] Auch wenn es normalerweise vorteilhaft ist auf der Sekundärseite **110** der Federanordnung **4**, hier mit dem Zwischenelement **5** gebildet, ein möglichst hohes Massenträgheitsmoment vorzusehen, könnten sich auch Fälle ergeben, in denen das Massenträgheitsmoment eher gering gehalten werden soll. Hierfür wäre diese Variante auch eine Vorzugs-

lösung, da sich die entsprechenden Bauteile nahe der Drehachse A befinden.

[0057] Für die Fälle, dass das Massenträgheitsmoment des Zwischenelementes **5** vergrößert werden soll, können auch bei dieser Ausführungsvariante Zusatzmasselemente **7**; **7a**; **7b**; **7c** optional angebracht werden. Vorzugsbauräume hierfür wären radial außerhalb der Federanordnung **4** und im Raumbereich zwischen dem Antriebssonnenrad **12** und dem Abtriebshohlräder **13**, vorzugsweise möglichst weit radial außen.

[0058] In **Fig. 5** ist eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung **10** als Prinzipskizze mit einem Planetengetriebe **61**, das ein erstes und ein zweites Planetenrad **45**; **46** umfasst, die an einem Planetenradträger **8** drehbar gelagert sind und mit zwei Antriebshohlrädern **58**, **59** dargestellt. In dieser gezeigten Schaltung ist der Planetenradträger **8** drehfest mit dem Ausgangsteil **49** verbunden. Diese Ausführungsvariante ist vorteilhaft, da somit über keinen der Zahnkontakte das volle Motormoment geleitet wird, womit die Verzahnungen schwächer ausgelegt werden können. Der direkte Momentenzweig, hier der zweite Drehmomentübertragungsweg **48** wird über das erste Antriebshohlräder **58** an die Koppelanordnung **41** geleitet. Dabei kämmt das erste Antriebshohlräder **58** mit dem ersten Planetenrad **45**, welches hier mit zwei axial gestaffelten Verzahnungsdurchmessern **80a**; **80b** ausgeführt ist.

[0059] In dem ersten Drehmomentübertragungsweg **47** ist die Phasenschieberanordnung **43** mit der Federanordnung **4** positioniert. Der phasenverschobene Momentenzweig wird über das zweite Antriebshohlräder **59** an die Koppelanordnung **41** geleitet. Dabei kämmt das zweite Antriebshohlräder **59** mit dem zweiten Planetenrad **46**, das hier mit zwei axial gestaffelten Verzahnungsdurchmesser **81a**; **81b** ausgeführt ist. Die jeweiligen Verzahnungsdurchmesser **80b**; **81b** des ersten und des zweiten Planetenrades **45**; **46**, die nicht mit dem ersten bzw. dem zweiten Antriebshohlräder **58**; **59** kämmen, kämmen miteinander.

[0060] In dieser Ausführungsvariante kann das Zwischenelement **5**, das in den meisten Anwendungsfällen ein großes Massenträgheitsmoment aufweisen soll, durch ein massearmes Zusatzmasselement **7** ein großes Massenträgheitsmoment aufweisen, da das Zusatzmasselement **7** weit radial außerhalb angebracht werden kann und damit trotz geringer Masse ein großes Massenträgheitsmoment aufweisen kann.

[0061] Eine Verwendung eines Planetenrades **45** mit zwei axial gestuften Verzahnungsdurchmessern **80a**; **80b** ist in dieser Ausführungsform durch die Verwendung von zwei Antriebshohlräder **58**; **59** be-

dingt systemimmanent. Um eine möglichst völlige Auslöschung der Drehungleichförmigkeiten im Drehmoment zu erreichen wird auch hier in der Koppelanordnung **41** die Verwendung eines zusätzlichen Planetenrades **46** zur Drehrichtungsumkehr benötigt, damit die Drehmomentverhältnisse von dem ersten Drehmomentübertragungsweg **47** und dem zweiten Drehmomentübertragungsweg **48** passend dargestellt werden können. Um diese Ausführungsform an einen bekannten Fahrzeugbauraum anpassen zu können, empfiehlt es sich wie in **Fig. 5** dargestellt, das zweite Planetenrad **46** ebenfalls mit zwei axial gestaffelten Verzahnungsdurchmesser **81a**; **81b** auszuführen. Wenn der durch die Phasenschieberanordnung **43** begrenzte Verdrehwinkel des Zwischenelementes **5** so gering ist, dass das zweite Planetenrad **46** nur auf einem geringen Teil seines Umfanges abwälzt, könnten diese auch aus zwei Segmenten mit unterschiedlichen Radien in einer Ebene ausgeführt werden, um keinen zusätzlichen axialen Bauraum zu benötigen.

[0062] In **Fig. 6** ist eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung **10** als Prinzipskizze mit einem ersten und einem zweiten Planetenrad **45**; **46** die am Ausgangsbereich **55** gelagert sind und mit einem ersten und einem zweiten Antriebssonnenrad **62**; **63** dargestellt. Dabei wird das Drehmoment, das vom Eingangsbereich **50** von einem Antriebsaggregat **60**, beispielsweise von einer Verbrennungsmaschine kommt, im ersten Drehmomentübertragungsweg **47** über das erste Antriebssonnenrad **62** und im zweiten Drehmomentübertragungsweg **48** über das zweite Antriebssonnenrad **63** an die Koppelanordnung **41** übertragen. Dabei umfasst die Koppelanordnung **41** das erste und das zweite Planetenrad **45**; **46**. Die zwei Planetenräder **45**; **46** sind an dem Planetenradträger **8** drehbar gelagert und kämmen miteinander. Der Planetenradträger **8** ist drehfest mit dem Ausgangsteil **49** verbunden. Von dem Ausgangsteil **49** wird das Drehmoment an den Ausgangsbereich **55** geleitet, der ein Anfahrlelement **65**, beispielsweise eine Anfahrkupplung oder ein ähnliches Anfahrlelement umfassen kann. Dies ist vorteilhaft, da somit über keinen der Zahnkontakte das volle Drehmoment geleitet wird, wodurch die Verzahnungen schwächer ausgelegt werden können.

[0063] In der hier gezeigten Ausführungsform ist das erste Planetenrad **45** mit einem einzigen Verzahnungsdurchmesser **82** ausgeführt. In einer hier nicht gezeigten Ausführungsform kann das erste Planetenrad aber auch zwei axial gestaffelt angeordnete Verzahnungsdurchmesser oder bei entsprechend geringen Verdrehwinkeln der Phasenschieberanordnung **43**, auch nur Segmente als Verzahnungsdurchmesser umfassen, die sowohl axial gestaffelt, als auch in einer axialen Ebene positioniert sein können. Das zweite Planetenrad **46** ist mit zwei Verzahnungsdurchmessern **83a**, **83b** ausgeführt. Dabei kämmt der

erste Verzahnungsdurchmesser **83a** mit dem ersten Planetenrad **45** und der zweite Verzahnungsdurchmesser **83b** kämmt mit dem zweiten Antriebssonnenrad **63**.

[0064] Die Phasenschieberanordnung **43** ist zwischen der Primärmasse **1** und dem ersten Antriebssonnenrad **62** positioniert. Dabei kann die Phasenschieberanordnung **43** nah an der Drehachse A positioniert werden. Dies ist besonders vorteilhaft für die Ausführungsformen, bei denen die Federanordnung **4** der Phasenschieberanordnung **43** nahe an der Drehachse A positioniert werden soll. Dies kann der Fall sein, wenn nur niedrige Fliehkräfte auf die Federanordnung **4** wirken sollen. Auch für die Fälle, in denen ein nur geringes Massenträgheitsmoment des Zwischenelementes **5** gewünscht ist, ist diese Ausführungsform vorteilhaft, da hier das Zwischenelement **5** nahe an der Drehachse A positioniert werden kann. Sollte ein höheres Massenträgheitsmoment am Zwischenelement **5** benötigt werden, so kann hier auch ein Zusatzmasseelement **7** drehfest mit dem Zwischenelement **5** verbunden werden.

[0065] Durch die Verwendung von zwei Antriebssonnenrädern **62**; **63** kann ein kompakter radialer Bauraum ausgeführt werden. Um die Drehmomentverhältnisse von dem ersten Drehmomentübertragungsweg **47** und dem zweiten Drehmomentübertragungsweg **48** in der Koppelanordnung **41** passend darstellen zu können und eine möglichst hohe Auslöschung der Drehungleichförmigkeiten im Drehmoment realisieren zu können ist die Verwendung eines zusätzlichen Planetenrades **45** zu einer Drehrichtungsumkehr erforderlich.

Bezugszeichenliste

1	Primärmasse
3	Nabenscheibe
4	Federanordnung
5	Zwischenelement
7	Zusatzmasseelement
8	Planetenradträger
10	Drehschwingungsdämpfungsanordnung
11	Federteller
12	Antriebssonnenrad
13	Abtriebshohlrad
14	Sekundärmasse
15	Massependel
16	Primärblech
17	Kurbelwellenschraubung
18	Planetenradachse
19	Kurbelwelle
20	Planetenradachse
21	Sekundärschwungrad
22	Dichtblech
23	Starterzahnkranz
24	Dichtelement
25	weiteres Dichtelement

26	Planetenradlagerung
27	Planetenradlagerung
29	Eingangselement
30	Ausgangselement
41	Koppelanordnung
43	Phasenschieberanordnung
44	Abtriebshohlradträger
45	erstes Planetenrad
46	zweites Planetenrad
47	erster Drehmomentübertragungsweg
48	zweiter Drehmomentübertragungsweg
49	Ausgangsteil
50	Eingangsbereich
52	Überlagerungseinheit
53	erstes Eingangsteil
54	zweites Eingangsteil
55	Ausgangsbereich
56	Schwingungssystem
58	erstes Antriebshohlrad
59	zweites Antriebshohlrad
60	Antriebsaggregat
61	Planetengetriebe
62	erstes Antriebssonnenrad
63	zweites Antriebssonnenrad
64	Schraubverbindung
65	Anfahrelement
69	Innenraumbereich
74	Getriebeeingangswelle
75	Umgebung
80a	Verzahnungsdurchmesser
80b	Verzahnungsdurchmesser
81a	Verzahnungsdurchmesser
81b	Verzahnungsdurchmesser
82	Verzahnungsdurchmesser
83a	Verzahnungsdurchmesser
83b	Verzahnungsdurchmesser
84a	Verzahnungssegment
84b	Verzahnungssegment
85a	Verzahnungssegment
85b	Verzahnungssegment
100	Primärseite
110	Sekundärseite
A	Drehachse

ZITATE ENTHALTEN IN DER BESCHREIBUNG

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

Zitierte Patentliteratur

- DE 102011007118 A1 [0002]

Patentansprüche

1. Drehschwingungsdämpfungsanordnung (10) für den Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs, umfassend

- einen zur Drehung um eine Drehachse (A) anzutreibenden Eingangsbereich (50) und einen Ausgangsbereich (55) und
- einen ersten Drehmomentübertragungsweg (47) und parallel dazu einen zweiten Drehmomentübertragungsweg (48), die beide von dem Eingangsbereich (50) ausgehen und
- eine, mit dem Ausgangsbereich (55) in Verbindung stehende Koppelanordnung (41) zur Überlagerung der über die Drehmomentübertragungswege (47; 48) geleiteten Drehmomente, wobei die Koppelanordnung (41) ein Planetengetriebe (61) mit einem Planetenradträger (8) umfasst und
- eine Phasenschieberanordnung (43) für den ersten Drehmomentübertragungsweg (47) zur Erzeugung einer Phasenverschiebung von über den ersten Drehmomentübertragungsweg (47) geleiteten Drehungleichförmigkeiten bezüglich der, über den zweiten Drehmomentübertragungsweg (48) geleiteten Drehungleichförmigkeiten, wobei die Phasenschieberanordnung (43) ein Eingangselement (29) und ein Ausgangselement (30) umfasst,

dadurch gekennzeichnet, dass das Planetengetriebe (61) zumindest ein erstes und ein zweites Planetenrad (45; 46) umfasst, die zumindest teilweise axial überdeckend angeordnet sind, wobei das erste Planetenrad (45) mit dem zweiten Planetenrad (46) kämmt und wobei das erste und das zweite Planetenrad (45; 46) an dem Planetenradträger (8) drehbar gelagert sind.

2. Drehschwingungsdämpfungsanordnung (10) nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Koppelanordnung (41) ein erstes Eingangsteil (53), ein zweites Eingangsteil (54), eine Überlagerungseinheit (52) und ein Ausgangsteil (49) umfasst, wobei das erste Eingangsteil (53) mit dem Ausgangselement (30) der Phasenschieberanordnung (43) und der Überlagerungseinheit (52) wirkverbunden ist und das zweite Eingangsteil (54) mit dem Eingangsbereich (50) und der Überlagerungseinheit (52) wirkverbunden ist und die Überlagerungseinheit (52) sowohl mit dem ersten Eingangsteil (53), als auch mit dem zweiten Eingangsteil (54) und dem Ausgangsteil (49) wirkverbunden ist und wobei das Ausgangsteil (49) den Ausgangsbereich (55) bildet.

3. Drehschwingungsdämpfungsanordnung (10) nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Phasenschieberanordnung (43) ein Schwingungssystem (56) mit einer Primärmasse (1) und ein gegen die Wirkung einer Federanordnung (4) bezüglich der Primärmasse (1) um die Drehachse (A) drehbares Zwischenelement (5) umfasst, wobei das

Zwischenelement (5) das Ausgangselement (30) der Phasenschieberanordnung (43) bildet.

4. Drehschwingungsdämpfungsanordnung (10) nach Anspruch 3, **dadurch gekennzeichnet**, dass zumindest ein Zusatzmasseelement (7) mit dem Zwischenelement (5) drehfest verbunden ist.

5. Drehschwingungsdämpfungsanordnung (10) nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Planetengetriebe (61) ein Antriebssonnenrad (12) und ein Abtriebshohlrad (13) umfasst, wobei das Antriebssonnenrad (12) drehfest mit der Primärmasse (1) und das Abtriebshohlrad (13) drehfest mit dem Ausgangsbereich (55) verbunden ist und wobei das Antriebssonnenrad (12) mit dem ersten Planetenrad (45) und das Abtriebshohlrad (13) mit dem zweiten Planetenrad (46) kämmt.

6. Drehschwingungsdämpfungsanordnung (10) nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Planetenradträger (8) drehfest mit dem Ausgangselement (30) der Phasenschieberanordnung (43) verbunden ist.

7. Drehschwingungsdämpfungsanordnung (10) nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Planetengetriebe (61) ein Antriebssonnenrad (12) und ein Abtriebshohlrad (13) umfasst, wobei das Antriebssonnenrad (12) drehfest mit dem Zwischenelement (5) und das Abtriebshohlrad (13) drehfest mit dem Ausgangsbereich (55) verbunden ist und wobei das Antriebssonnenrad (12) mit dem ersten Planetenrad (45) und das Abtriebshohlrad (13) mit dem zweiten Planetenrad (46) kämmt.

8. Drehschwingungsdämpfungsanordnung (10) nach Anspruch 7, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Planetenradträger (8) drehfest mit der Primärmasse (1) verbunden ist.

9. Drehschwingungsdämpfungsanordnung (10) nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Planetengetriebe (61) ein erstes Antriebshohlrad (58) und ein zweites Antriebshohlrad (59) umfasst, wobei das erste Antriebshohlrad (58) drehfest mit der Primärmasse (1) und das zweite Antriebshohlrad (59) drehfest mit dem Ausgangselement (30) der Phasenschieberanordnung (43) verbunden ist, wobei das erste Antriebshohlrad (58) mit dem ersten Planetenrad (45) und das zweite Antriebshohlrad (59) mit dem zweiten Planetenrad (46) kämmt und wobei zumindest ein Planetenrad einen ersten und einen zweiten Verzahnungsdurchmesser (80a, 80b) umfasst, die axial gestaffelt angeordnet sind.

10. Drehschwingungsdämpfungsanordnung (10) nach Anspruch 9, **dadurch gekennzeichnet**, dass

der Planetenradträger (8) drehfest mit dem Ausgangsbereich (55) verbunden ist.

men werden, der zumindest teilweise mit einem Fluid befüllt ist.

Es folgen 6 Seiten Zeichnungen

11. Drehschwingungsdämpfungsanordnung (10) nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Planetengetriebe (61) ein erstes Antriebssonnenrad (62) und ein zweites Antriebssonnenrad (63) umfasst, wobei das erste Antriebssonnenrad (62) drehfest mit dem Ausgangselement (30) der Phasenschieberanordnung (43) verbunden ist und das zweite Antriebssonnenrad (63) drehfest mit der Primärmasse (1) verbunden ist und wobei das erste Antriebssonnenrad (62) mit dem ersten Planetenrad (45) und das zweite Antriebssonnenrad (63) mit dem zweiten Planetenrad (46) kämmt.

12. Drehschwingungsdämpfungsanordnung (10) nach Anspruch 11, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Planetenradträger (8) drehfest mit dem Ausgangsbereich (55) verbunden ist.

13. Drehschwingungsdämpfungsanordnung (10) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass zumindest ein Planetenrad ((45; 46) zumindest einen ersten und einen zweiten Verzahnungsdurchmesser (80a; 80b) umfasst, wobei die Verzahnungsdurchmesser (80a; 80b) axial gestaffelt angeordnet sind.

14. Drehschwingungsdämpfungsanordnung (10) nach Anspruch 13, **dadurch gekennzeichnet**, dass der erste und der zweite Verzahnungsdurchmesser (80a; 80b) unterschiedlich sind.

15. Drehschwingungsdämpfungsanordnung (10) nach einem der Ansprüche 1 bis 8 oder 10 bis 12, **dadurch gekennzeichnet**, dass zumindest ein Planetenrad (45; 46) zumindest ein erstes und ein zweites Verzahnungssegment (84a, 84b; 85a, 85b) umfasst, wobei das erste und das zweite Verzahnungssegment (84a, 84b; 85a, 85b) einen Verzahnungsdurchmesser (80a, 80b; 81a, 81b) aufweist.

16. Drehschwingungsdämpfungsanordnung (10) nach Anspruch 15, **dadurch gekennzeichnet**, dass sich zumindest zwei Verzahnungssegmente (84a, 84b; 85a, 85b) eines Planetenrades (45; 46) zumindest teilweise axial überdecken.

17. Drehschwingungsdämpfungsanordnung (10) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Zwischenelement (5) ein Massependel (15) umfasst.

18. Drehschwingungsdämpfungsanordnung (10) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Phasenschieberanordnung (43) und die Koppelanordnung (41) zumindest teilweise in einem Nassraum (63) aufgenom-

Anhängende Zeichnungen

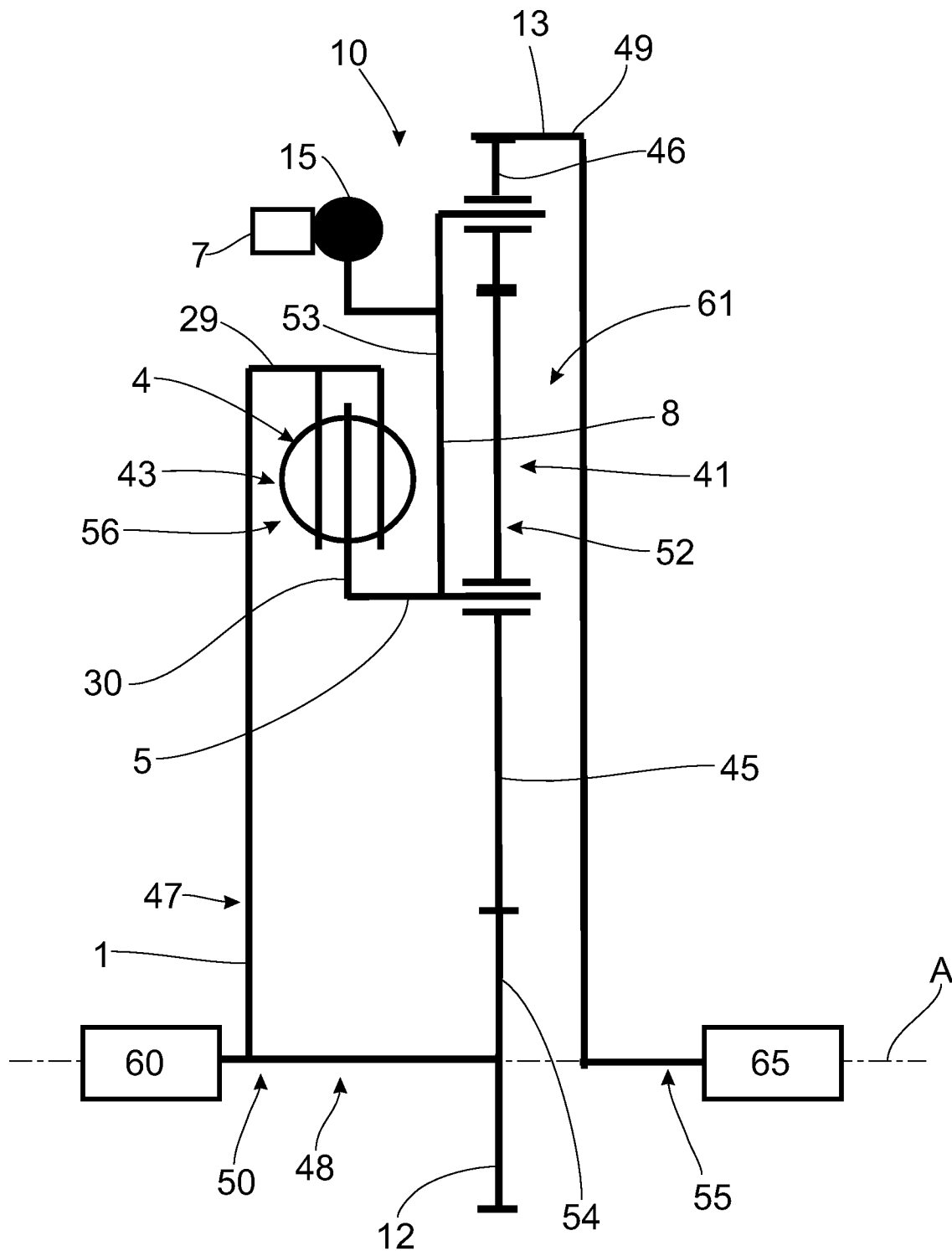


Fig. 1

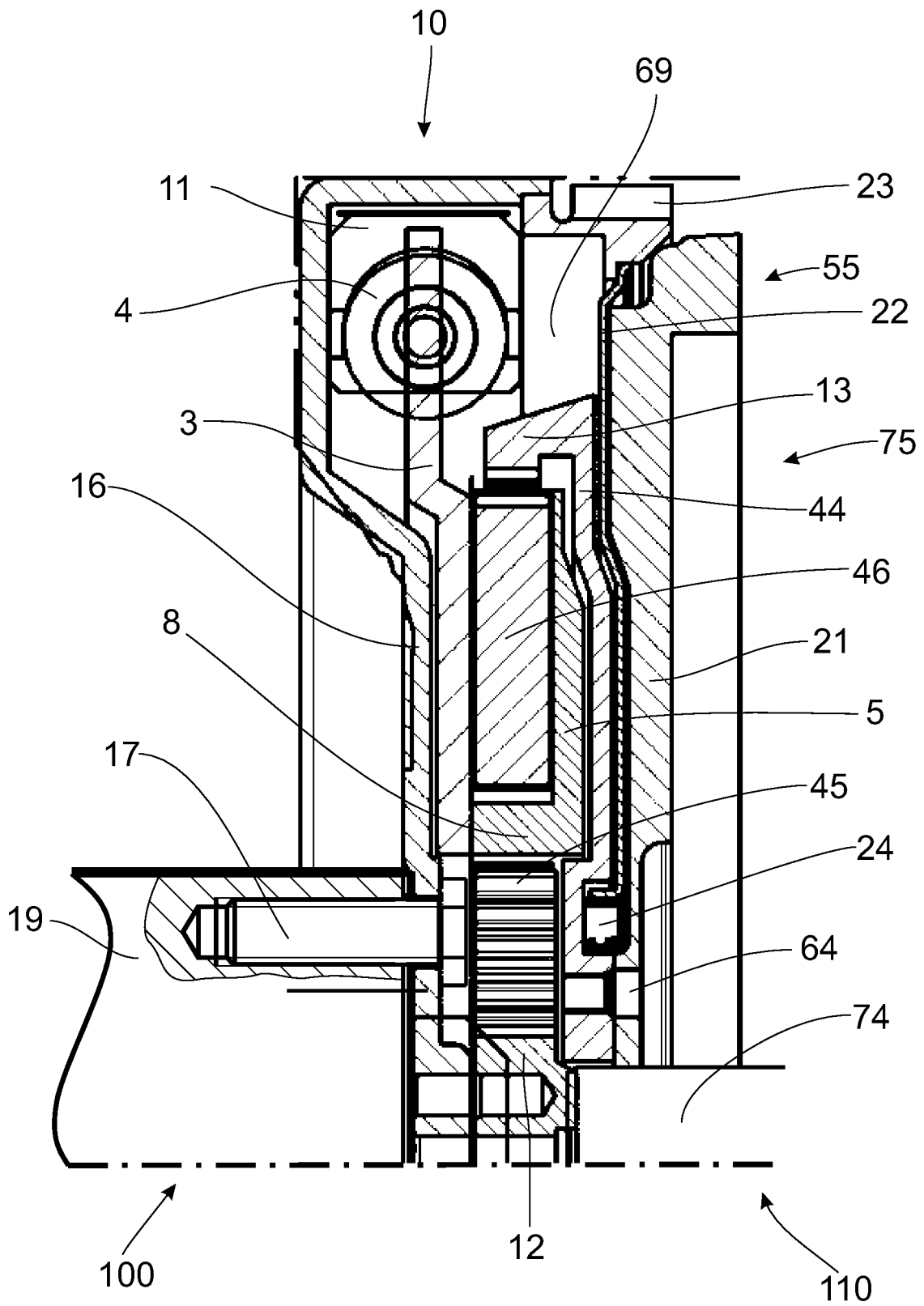


Fig. 2

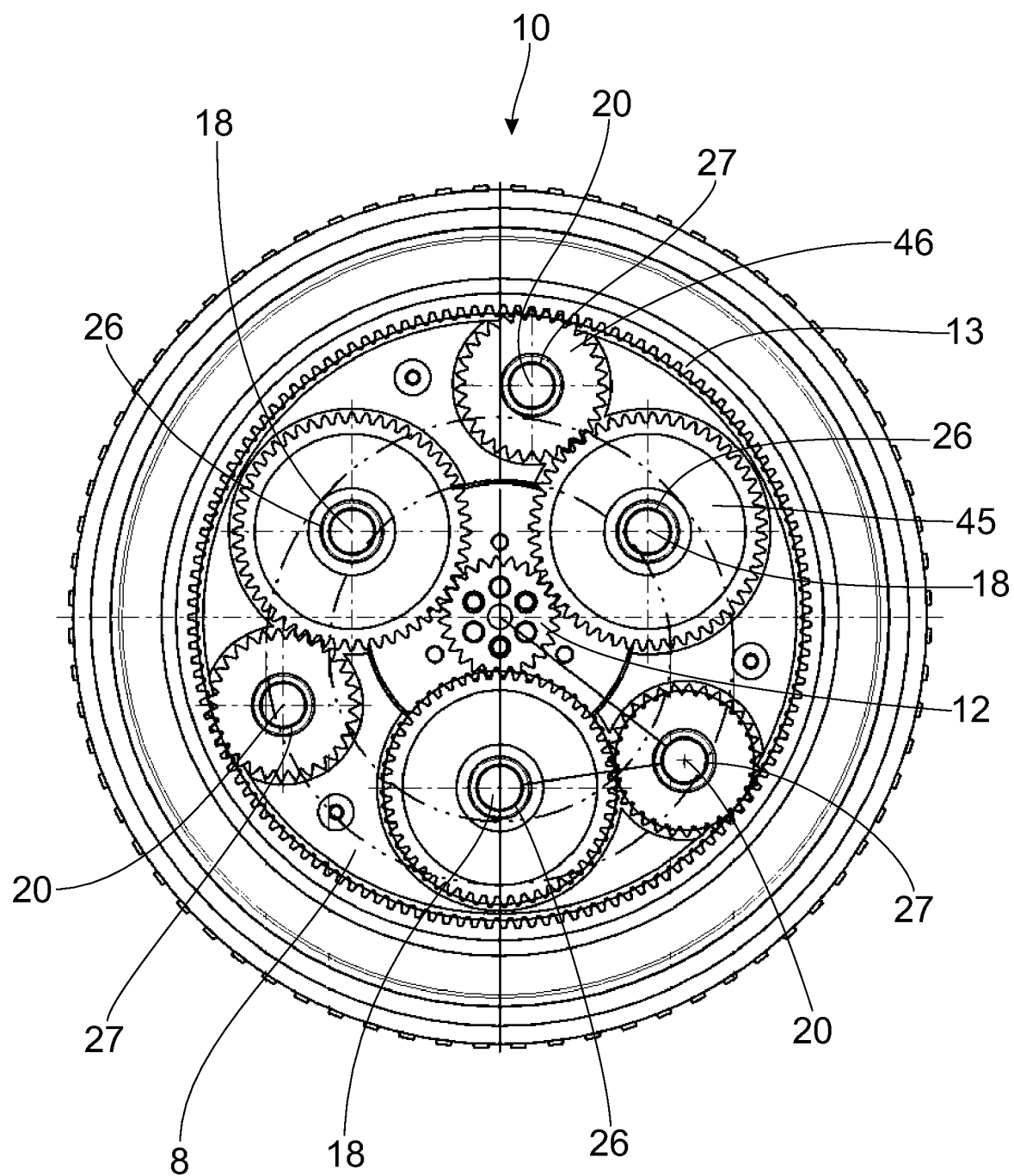


Fig. 3

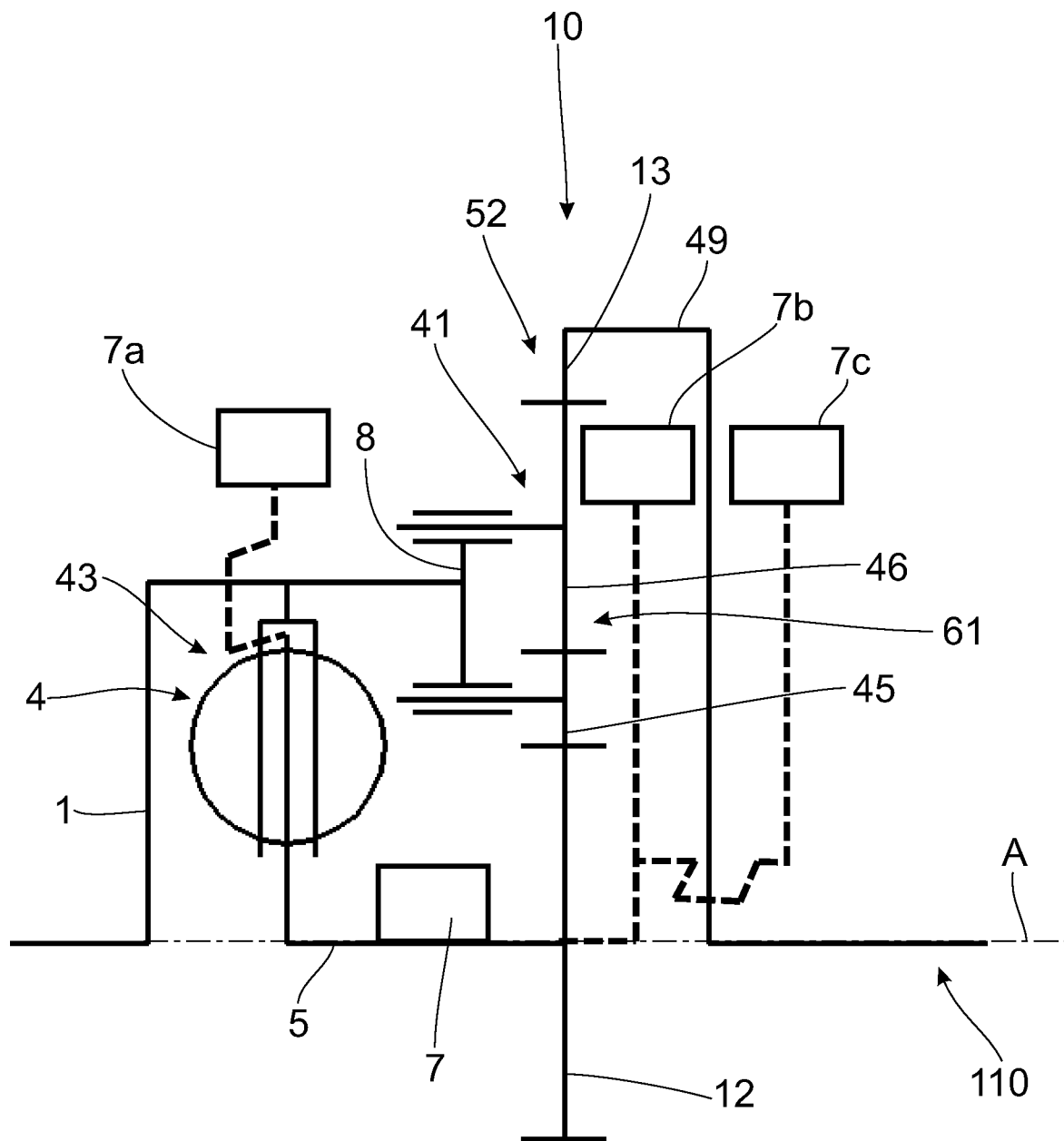


Fig. 4

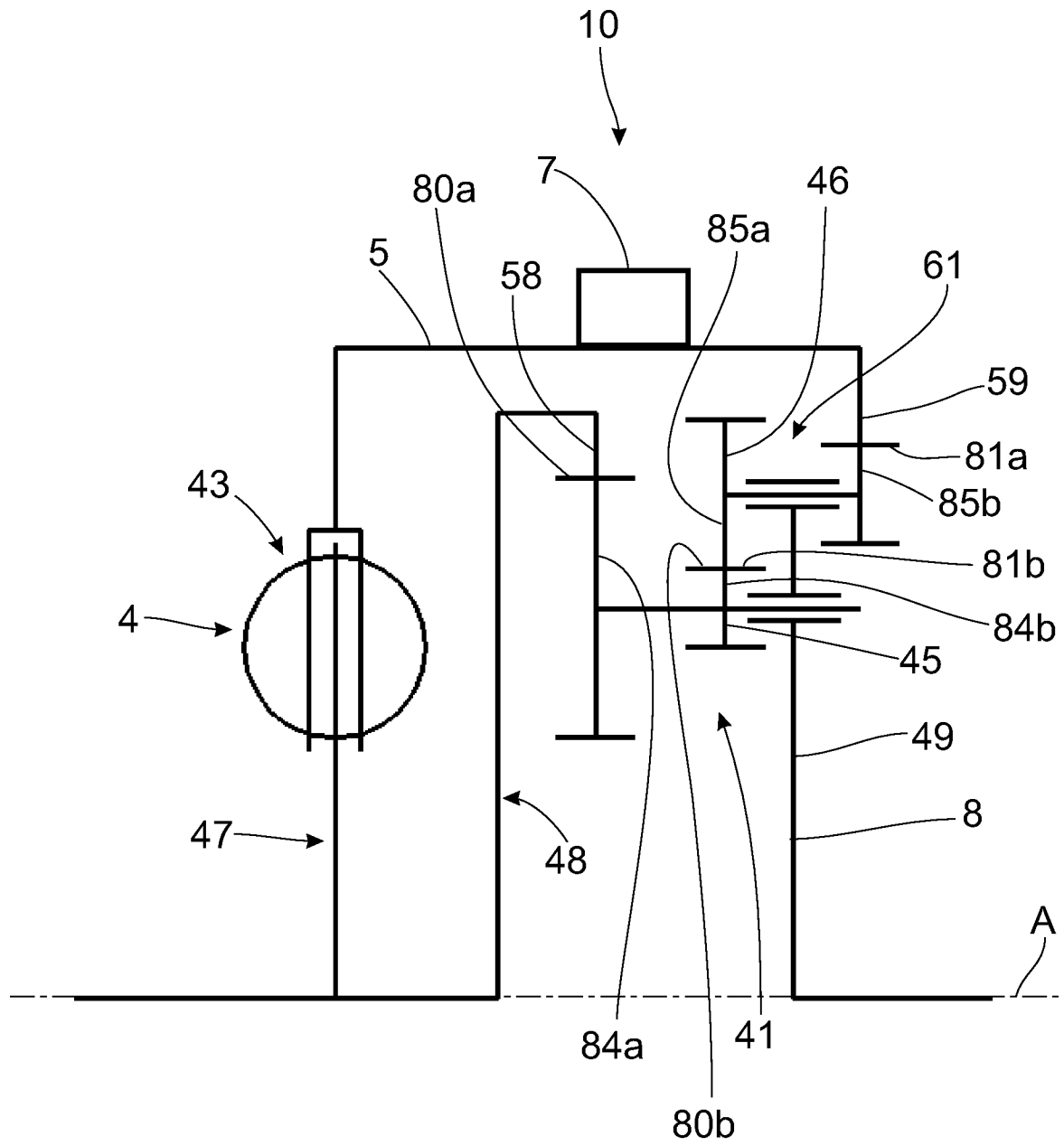


Fig. 5

