

(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
29. Januar 2015 (29.01.2015)



(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2015/010837 A1

- (51) Internationale Patentklassifikation:
F16H 41/24 (2006.01) *F16H 45/02* (2006.01)
- (21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP2014/063125
- (22) Internationales Anmeldedatum:
23. Juni 2014 (23.06.2014)
- (25) Einreichungssprache: Deutsch
- (26) Veröffentlichungssprache: Deutsch
- (30) Angaben zur Priorität:
10 2013 214 353.2 23. Juli 2013 (23.07.2013) DE
- (71) Anmelder: ZF FRIEDRICHSHAFEN AG [DE/DE];
Graf-von-Soden-Platz 1, 88046 Friedrichshafen (DE).
- (72) Erfinder: DIECKHOFF, Tobias; Frankenstr. 155, 97078
Würzburg (DE). DÖGEL, Thomas; An der Bünd 28,
97720 Nüdlingen (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, 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, KN, KP, KR,
KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, 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, 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, RS, SE,
SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA,
GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

Veröffentlicht:

— mit internationalem Recherchenbericht (Artikel 21 Absatz
3)

(54) Title: STARTER COMPONENT FOR A MOTOR VEHICLE

(54) Bezeichnung : ANFAHRELEMENT FÜR EIN KRAFTFAHRZEUG

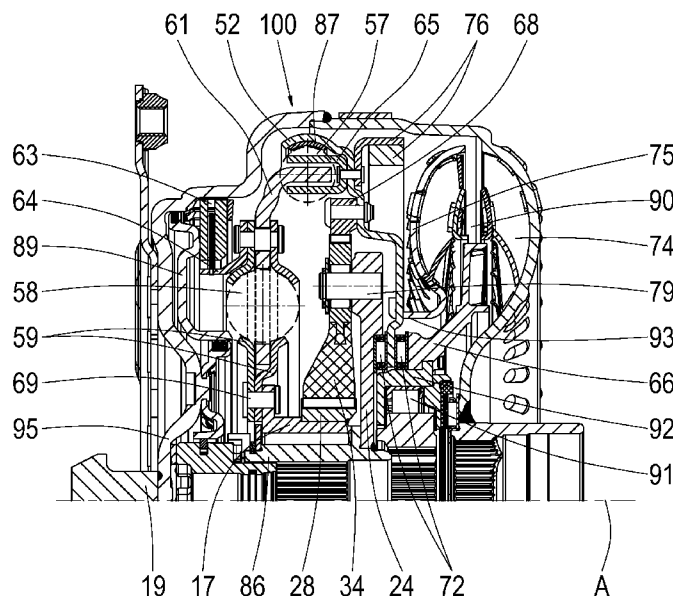


Fig. 11a

(57) Abstract: Embodiments of the invention concern a starter component for a motor vehicle, with: a torque converter (90) which can be operated via a drive member (12) and a housing arrangement (95) and which comprises a guide wheel (66) which can rotate about a rotational axis (A) and has a freewheel comprising a radial bearing (91, 92); and an assembly (100) disposed axially externally of the torque converter (90). The invention is characterized in that an axial mounting system (72) for the freewheel, by means of which the freewheel is supported axially against the assembly (100), is disposed radially externally of the radial bearing (91; 92) of the freewheel.

(57) Zusammenfassung: Ausführungsbeispiele beziehen sich auf ein Anfaehrelement für ein Kraftfahrzeug, mit einem über ein Antriebsorgan (12) und eine Gehäuseanordnung (95) betreibbaren Drehmomentwandler (90), der ein um eine Drehachse (A) drehbares Leitrad (66) mit einem ein Radiallager (91, 92) aufweisenden Freilauf umfasst; und einer axial außerhalb des Drehmomentwandlers (90) angeordnete Baugruppe (100), dadurch gekennzeichnet, dass eine axiale Lagerung (72) des Freilaufs, mit der sich der Freilauf axial gegen die Baugruppe (100) abstützt, radial außerhalb des

Radiallagers (91; 92) des Freilaufs angeordnet sitzt.

Anfahrelement für ein Kraftfahrzeug

Ausführungsbeispiele der vorliegenden Erfindung betreffen ein Anfahrelement für ein Kraftfahrzeug, mit einem über ein Antriebsorgan und eine Gehäuseanordnung betreibbaren Drehmomentwandler, der ein um eine Drehachse drehbares Leitrad mit einem ein Radiallager aufweisenden Freilauf umfasst, und einer axial außerhalb des Drehmomentwandlers angeordnete Baugruppe.

Aus der deutschen Patentanmeldung DE 10 2011 007 118 A1 ist eine Baugruppe in Form einer Drehschwingungsdämpfungsanordnung bekannt, welche ein in einen Eingangsbereich, beispielsweise durch eine Kurbelwelle eines Antriebsaggregats, eingeleitetes Drehmoment in einen über einen ersten Drehmomentübertragungsweg geleiteten Drehmomentenanteil und einen über einen zweiten Drehmomentübertragungsweg geleiteten Drehmomentenanteil aufteilt. Bei dieser Drehmomentenaufteilung wird nicht nur ein statisches Drehmoment aufgeteilt. Auch im zu übertragenden Drehmoment enthaltene Schwingungen bzw. Drehungleichförmigkeiten, beispielsweise generiert durch periodisch auftretende Zündungen in einem Antriebsaggregat, werden anteilig auf die beiden Drehmomentübertragungswege aufgeteilt. In einer Koppel- oder Überlagerungsanordnung, 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 einen Ausgangsbereich, beispielsweise eine Reibkupplung, ein Getriebe oder dergleichen, eingeleitet.

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

Schwingungssystem abgegebenen Schwingungsanteile bezüglich der vom Schwingungssystem 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 mittels der Koppelanordnung zusammengeführten Drehmomentanteilen enthaltenen und bezüglich einander dann phasenverschobenen Schwingungsanteile einander destruktiv überlagert werden, sodass im Idealfall das in den Ausgangsbereich eingeleitete Gesamtdrehmoment ein im Wesentlichen keine Schwingungsanteile enthaltendes statisches Drehmoment ist.

In Figur 1 ist schematisch eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung 10 dargestellt, welche nach dem Prinzip der Leistungs- bzw. Drehmomentaufzweigung arbeitet. Die Drehschwingungsdämpfungsanordnung 10 kann in einem Antriebsstrang eines Fahrzeugs zwischen einem Antriebsaggregat 12 und einem folgenden Teil des Antriebsstrangs, also beispielsweise einem Anfahrlement 14, wie z. B. eine Reibungskupplung, ein hydrodynamischer Drehmomentwandler oder dergleichen, angeordnet werden. Die Drehschwingungsdämpfungsanordnung 10 umfasst einen allgemein mit 16 bezeichneten Eingangsbereich. Im Eingangsbereich 16 zweigt sich ein von dem Antriebsaggregat 12 aufgenommenes Drehmoment in einen ersten Drehmomentübertragungsweg 18-1 und einen zweiten Drehmomentübertragungsweg 18-2 auf. Im Bereich einer allgemein mit dem Bezugszeichen 20 bezeichneten Überlagerungseinheit, die im nachfolgenden auch als Koppelanordnung bezeichnet wird, werden die über die beiden Drehmomentübertragungswege 18-1 und 18-2 geleiteten Drehmomentenanteile mittels eines ersten Koppelanordnungseingangsteils 22, welcher beispielsweise einen Planeten- oder Hohlradträger 24 umfassen kann und eines zweiten Koppelanordnungseingangsteils 26, welcher ein Antriebssonnenrad 28 aufweisen kann, in die Koppelanordnung 20 eingeleitet und dort wieder zusammengeführt. Anders aufgebaute Koppelanordnungseingangsteile und Koppelanordnungsausgangsteile sind ebenfalls möglich. Dabei kann die Koppelanordnung 20 beispielsweise als ein Planetengetriebe 30 ausgeführt sein. An dem Planetenradträger 22 können beispielsweise ein erstes Planetenrad 32 und ein zweites Planetenrad 34 radial nacheinander und axial überdeckend bzw. überlappend drehbar gelagert sein. Das erste Planetenrad 32 kann einerseits mit dem Antriebssonnenrad 28 und andererseits mit dem zweiten Planetenrad 34 kämmen. In der gemäß Figur 1 ledig-

lich exemplarisch dargestellten Anordnung dient das zweite Planetenrad 34 zur Drehrichtungsumkehr. Von dem zweiten Planetenrad 34 wird das zusammengeführte Drehmoment über ein Ausgangsteil 36, welches beispielsweise ein Abtriebshohlrad 38 umfassen kann, das ebenfalls mit dem zweiten Planetenrad 34 kämmt und mit einem Ausgangsbereich 40 drehfest verbunden ist, zu dem Anfahrerelement 14, wie beispielsweise einer Kupplung oder einem Getriebe geleitet.

In dem ersten Drehmomentübertragungsweg 18-1 ist ein allgemein mit dem Bezugszeichen 42 bezeichnetes Schwingungssystem integriert. Das Schwingungssystem 42 ist als eine Phasenschiebeanordnung wirksam und umfasst eine, beispielsweise an das Antriebsaggregat 12 anzubindende Primärmasse 44, ein mit der Primärmasse 44 drehfest verbundenes Eingangselement 46 sowie eine mit dem Eingangselement 46 verbundene Federanordnung 48. Ein Ausgangselement 50 der Federanordnung 48 ist weiter mit einem Zwischenelement 52 verbunden, welches hier beispielhaft den Planetenradträger 24 bildet und an dem das erste Planetenrad 32 und das zweite Planetenrad 34 drehbar gelagert ist. Somit ist gemäß der Drehschwingungsdämpfungsanordnung 10 nach Figur 1 der Planetenradträger 24 beispielhaft in dem ersten Drehmomentübertragungsweg 18-1 positioniert, der eine Phasenverschiebung von den über den ersten Drehmomentübertragungsweg 18-1 geleiteten Drehungleichförmigkeiten bezüglich den über den zweiten Drehmomentübertragungsweg 18-2 geleiteten Drehungleichförmigkeiten aufweist. Dadurch, dass das Ausgangselement 50 der Federanordnung 48 mit dem Planetenradträger 24 drehfest gekoppelt ist, bilden die Phasenschieberanordnung 42 und die Koppelanordnung 20 eine, in axialer Ausdehnung, kompakte Einheit. Weiter positiv für eine Entkopplungsgüte ist, dass Massenträgheitsmomente des Planetenradträgers 24 und des ersten und des zweiten Planetenrads 32, 34 in die Massenträgheit des Zwischenelementes 52 eingehen.

Ein Drehmomentverlauf im ersten Drehmomentübertragungsweg 18-1 kann von dem Antriebsaggregat 12 kommend über die Primärmasse 44 und das Eingangselement 46 in die Federanordnung 48 verlaufen. Von der Federanordnung 48 wird das erste Drehmoment über das Ausgangselement 50 der Federanordnung 48 und das Zwischenelement 52 zu dem Planetenradträger 24, welcher das erste Planetenrad 32 und das zwei-

te Planetenrad 34 primär aufnimmt, geführt. Dabei sind das Ausgangselement 50, das Zwischenelement 52 und der Planetenradträger 24 drehfest miteinander gekoppelt.

Im zweiten Drehmomentübertragungsweg 18-2 wird das zweite Drehmoment von dem Antriebsaggregat 12 in ein damit drehfest verbundenes Antriebssonnenrad 28 geleitet. Das Antriebssonnenrad 28 kämmt mit dem ersten Planetenrad 32 und führt dadurch das zweite Drehmoment zu dem ersten Planetenrad 32 der Koppelanordnung 20.

Folglich gelangen über die zwei Drehmomentübertragungswege 18-1 und 18-2 das erste und das zweite Drehmoment an das erste Planetenrad 32 und werden dort wieder zusammengeführt. Das zweite Planetenrad 34, das mit dem ersten Planetenrad 32 in Kämmeingriff steht, dient dabei zur Drehrichtungsumkehr, bevor das zusammengeführte Drehmoment von dem zweiten Planetenrad 34 über das Abtriebshohlrad 38 zu dem Ausgangsbereich 40 geführt wird, an den das Anfahrerelement 14, beispielsweise eine Reibkupplung, ein Getriebe oder ein Drehmomentwandler befestigt ist, die hier nicht gezeigt sind.

Für den Fall, dass die Massenträgheit des Zwischenelementes 52 zu Erreichung einer Entkopplungsgüte nicht ausreicht, kann ein Zusatzmassenelement 54 an dem Zwischenelement 52 drehfest befestigt werden. Eine zusätzliche Verbesserung der Entkopplung kann durch die Positionierung eines bekannten Massependels 56 an dem Zwischenelement 52 erreicht werden.

Derartige Drehschwingungsdämpfungsanordnungen 10 können neben hydrodynamischen Drehmomentwandlern zwischen eine Wandler-Überbrückungskupplung und ein Abtriebsaggregat, wie z. B. eine Getriebeantriebswelle, geschaltet werden. Dazu können sich Wandler-Überbrückungskupplung, Drehschwingungsdämpfungsanordnung und hydrodynamischer Drehmomentwandler in einem gemeinsamen Gehäuse, z. B. innerhalb einer Getriebeglocke, befinden. Während zu übertragende Motormomente einerseits stetig ansteigen, verkleinert sich ein zur Verfügung stehender Bauraum in der Getriebeglocke andererseits zusehends.

In Figur 2a ist eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung 10' nach einem ähnlichen Prinzip wie in Figur 1 beschrieben, als Anwendung in Verbindung mit einem hydrodynamischen Drehmomentwandler 90 als Anfaehrelement dargestellt. Das daraus resultierende Anfaehrelement umfasst vorwiegend den Drehmomentwandler 90 mit einer Wandler-Überbrückungskupplung 62 und die Drehschwingungsdämpfungsanordnung 10', welche zwischen der Wandler-Überbrückungskupplung 62 und einem Abtriebsaggregat, wie z. B. einer Getriebeeingangswelle angeordnet ist. Die Drehschwingungsdämpfungsanordnung 10' umfasst dabei, wie es bereits anhand der Figur 1 beschrieben wurde, einen ersten und einen zweiten Drehmomentübertragungsweg 18-1 und 18-2, eine Phasenschiebeanordnung 42 und eine Koppelanordnung 20 in Form eines Planetengetriebes. Zur besseren Verdeutlichung des Wirkprinzips des in Figur 2a dargestellten Anfaehrelementes zeigt die Figur 2b einen Drehmomentenverlauf bei geschlossener Wandler-Überbrückungskupplung 62, während die Figur 2c einen Drehmomentverlauf bei geöffneter Wandler-Überbrückungskupplung 62 darstellt. Die Figuren 2b und 2c sind in Bezug auf die Beschreibungen zur Figur 2a zu sehen.

Bei einer geschlossenen Wandler-Überbrückungskupplung 62 mit dem Drehmomentverlauf, wie er in Figur 2b dargestellt ist, gelangt ein Gesamtdrehmoment M_g , das von einem Antriebsaggregat 12, beispielsweise einem Verbrennungsmotor, kommen kann, über eine Kurbelwelle 19 an ein Wandlergehäuse 95. Weiter wird das Gesamtdrehmoment M_g von dem Wandlergehäuse 95 über einen Wandlerkupplungsantrieb 63 in die Wandler-Überbrückungskupplung 62 geleitet. Aufgrund einer gemäß Figur 2b geschlossenen Wandler-Überbrückungskupplung 62 wird das Gesamtdrehmoment M_g ferner über einen Wandlerkupplungsabtrieb 64 in die Drehschwingungsdämpfungsanordnung 10', hier an ein Führungsblech 59 eines radial inneren Federsatzes bzw. Innenfedersatz 58, welches drehfest mit dem Wandlerkupplungsabtrieb 64 verbunden ist, geleitet. Das Führungsblech 59 kann demnach auch als Eingangsbereich 16 der Drehschwingungsdämpfungsanordnung 10' angesehen werden. Von dem Führungsblech 59 wird das Gesamtdrehmoment M_g in ein erstes Drehmoment M_{g1} und ein zweites Drehmoment M_{g2} aufgeteilt. Das erste Drehmoment M_{g1} gelangt von dem Führungsblech 59 an einen Innenfedersatz 58. Von dem Innenfedersatz 58 wird das erste Drehmoment M_{g1} über eine Nabenscheibe 61 an einen Außenfedersatz 57 geleitet, der gegenüber dem Innenfedersatz 58 innerhalb des Wandlergehäuses 95 radial weiter außen angeordnet

ist. Von dem Außenfedersatz 57 gelangt das erste Drehmoment Mg_1 über ein Anschlagelement 65 und ein Zwischenelement 52, welches hier beispielhaft als ein Antriebshohlradträger des Planetengetriebes bzw. der Koppelanordnung 20 ausgeführt ist und drehfest mit dem Anschlagelement 65 verbunden ist, an ein Antriebshohlrad 68, das wiederum drehfest mit dem Antriebshohlradträger 52 verbunden ist und um eine Achse A drehbar ist. Dabei kämmt das Antriebshohlrad 68 mit einem ersten Verzahnungssegment 81-1 eines Planetenrads 34 und führt somit das erste Drehmoment Mg_1 an das Planetenrad 34.

Das zweite Drehmoment Mg_2 gelangt über das Führungsblech 59 an einen mit dem Führungsblech 59 drehfest verbundenen Antriebssonnenradträger 17. An dem Antriebssonnenradträger 17 ist ein Antriebssonnenrad 28 drehfest angebracht. Der Antriebssonnenradträger 17 und das Antriebssonnenrad 28 können dabei auch als ein Bauteil gefertigt sein. Folglich wird das zweite Drehmoment Mg_2 an das Antriebssonnenrad 28 geleitet. Dabei kämmt das Antriebssonnenrad 28 mit einem zweiten Verzahnungssegment 81-2 des Planetenrads 34 und führt somit das zweite Drehmoment Mg_2 an das Planetenrad 34. Somit werden an dem Planetenrad 34 das erste Drehmoment Mg_1 und das zweite Drehmoment Mg_2 wieder zusammengeführt. Dabei wird ein Schwingungsanteil im ersten Drehmoment Mg_1 , das über den ersten Drehmomentübertragungsweg 18-1 durch die Phasenschieberanordnung 42 geleitet wird, mittels der Phasenverschiebung im Idealfall um 180° zu dem Schwingungsanteil im zweiten Drehmoment Mg_2 , welches nicht über die Phasenschieberanordnung 42 geleitet wird, phasenverschoben. Folglich würde sich im Idealfall am Planetenrad 34 das erste Drehmoment Mg_1 mit einem um 180° phasenverschobenen Schwingungsanteil und das zweite Drehmoment Mg_2 destruktiv überlagern, so dass an einem hier ausgangsseitigen Planetenradträger 24 das Gesamtdrehmoment Mg ohne Drehschwingungsanteile anliegt. Der Planetenradträger 24 kann hier auch als Ausgangsbereich 40 der Drehschwingungsdämpfungsanordnung 10' angesehen werden. Der Planetenradträger 24 ist gemäß Figur 2a, b, c drehfest mit einem Abtriebsflansch 86 verbunden, an dem wiederum eine Getriebeeingangswelle, hier nicht dargestellt, drehfest angekoppelt sein kann und das Gesamtdrehmoment Mg , im Idealfall ohne Schwingungsanteile, an ein Getriebe, hier nicht dargestellt, weiterleiten kann.

Um ein Massenträgheitsmoment des Zwischenelementes bzw. des Antriebshohlradträgers 52 zu erhöhen, was sich positiv auf die Phasenverschiebung auswirken kann, ist über einen mit dem Zwischenelement 52 vernieteten Träger 71, der somit drehfest mit dem Zwischenelement 52 verbunden ist, ein Turbinenrad 75 drehfest mit dem Zwischenelement bzw. dem Antriebshohlradträger 52 gekoppelt. Zusätzlich können noch an den Träger 71 angekoppelte Zusatzmassen 76 vorgesehen werden, die das Massenträgheitsmoment des Zwischenelements 52 bzw. der Sekundärseite des Phasenschiebers 42 erhöhen und sich damit positiv auf die Phasenverschiebung auswirken können. Das Turbinenrad 75 des Drehmomentwandlers 90 bildet hier zudem auch eine Verbindung zu einer Axiallagerstelle 72. In der Darstellung gemäß Figur 2a, b, c wird zwischen einer Druckscheibe 77 und dem Abtriebsflansch 86 ein zusätzliches Axiallager 72 eingesetzt, sodass zusätzlich eine mit dem Turbinenrad 75 drehfest verbundene Lagerscheibe 78 zwischen Wälzkörpern der Lagerstelle 72 axial geführt wird. Somit wird nicht nur eine axiale Lagerung eines Leitrads 66, das drehfest mit der Druckscheibe 77 verbunden ist, gewährleistet, sondern auch zusätzlich eine axiale Lagerung des Turbinenrads 75 und der daran befestigten Bauteile, sowohl gegenüber dem Abtriebsflansch 86, als auch gegenüber einem Freilauf 91 des Leitrads 66 und dem Wandlergehäuse 95 erreicht. Eine Gleitlagerung oder eine anders ausgeführte Wälzlagerung wäre als Axiallager 72 ebenfalls möglich. Die axiale Lagerstelle 72 sollte aber im Wesentlichen die Axialkräfte des Turbinenrads 75 im Wandlerbetrieb aufnehmen und die axiale Position des Zwischenelements bzw. des Antriebshohlradträgers 52 definieren. Eine radiale Lagerung der Koppelanordnung 20, 30 erfolgt hier über die Verzahnungssegmente 81-1, 81-2 des Planetenrads 34 als sogenannte fliegende Lagerung.

Eine Möglichkeit, eine für die Funktion der Drehschwingungsdämpfungsanordnung 10' erforderliche Standübersetzung zwischen dem Antriebssonnenrad 28 und dem Abtriebshohlrad 68 mit einem geringeren radialen Bauraumbedarf als in Figur 1 dargestellt, realisieren zu können, ist eine Verwendung des Planetenrads 34 mit zwei unterschiedlichen Verzahnungssegmenten 81-1 und 81-2, wie in Fig. 2a gezeigt. Dabei bildet eine Mittelachse B eine Dreh- und Mittelachse sowohl für das Verzahnungssegment 81-1 als auch für das Verzahnungssegment 81-2. Weiter können sich die beiden Verzahnungssegmente 81-1 und 81-2 teilweise axial (d.h. in Richtung der Drehachse A oder B) überlappen, sodass die Verzahnungssegmente 81-1 und 81-2 mit jeweils 180 Winkel-

graden ausgeführt sein können. Die Verwendung des Planetenrads 34 mit zwei unterschiedlichen, sich teilweise axial überlappenden Verzahnungssegmenten 81-1 und 81-2 ist möglich, da ein Verdrehwinkel um die Drehachse B des Planetenrades 34 hinreichend gering ist. Dadurch, dass das Verzahnungssegment 81-2, das mit dem Antriebssonnenrad 28 kämmt, größer ist, als das Verzahnungssegment 81-1, das mit dem Antriebshohlrad 68 kämmt, vergrößert sich der Betrag der Standübersetzung im Vergleich zu einem Getriebe mit bekannten Planetenrädern bei gleichen Aus- und Abmessungen. Für eine bessere Ausnutzung des axialen Bauraums können die beiden Verzahnungssegmente 81-1 und 81-2 des Planetenrads 34 zudem, wie dargestellt, teilweise axial zueinander versetzt sein.

Bei einer geöffneten Wandlerkupplung 62 mit dem Drehmomentverlauf, gezeigt in Figur 2c, wird ein Gesamtdrehmoment M_o über das Wandlergehäuse 95 und ein Verbindungsblech 67 weiter an ein Pumpenrad 74 des Drehmomentwandlers 90 geleitet. Dabei ist das Pumpenrad 74 drehfest, beispielsweise mittels einer Schweißverbindung, mit dem Verbindungsblech 67 verbunden. Das Verbindungsblech 67 ist wiederum drehfest, beispielsweise mittels einer Schweißverbindung, mit dem Wandlergehäuse 95, verbunden. An dem Drehmomentwandler 90 liegt somit das Gesamtdrehmoment M_o am Pumpenrad 74 an. In Abhängigkeit einer Auslegung des hydrodynamischen Drehmomentwandlers 90, sowie des anliegenden Gesamtdrehmoments M_o und einer anliegenden Drehzahl am Pumpenrad 74, liegt ein Drehmoment M_t am Turbinenrad 75 an. Da das Turbinenrad 75 drehfest mit dem Antriebshohlradträger bzw. dem Zwischenelement 52 gekoppelt ist, wird das Drehmoment M_t vom Turbinenrad 75 an das Zwischenelement 52 weitergeleitet. Von dem Zwischenelement 52 wird das Drehmoment M_t in zwei Drehmomentanteile M_{t1} und M_{t2} aufgeteilt. Der eine Drehmomentanteil M_{t2} liegt an dem Antriebshohlrad 68 an, welches drehfest mit dem Zwischenelement 52 gekoppelt ist. Der andere Drehmomentanteil M_{t1} wird über das Zwischenelement 52 und das Anschlagenelement 65 an den Außenfedersatz 57 geleitet. Von dem Außenfedersatz 57 gelangt dieser Drehmomentanteil M_{t1} über die Nabenscheibe 61 an den Innenfedersatz 58 und weiter von dem Innenfedersatz 58 über die Führungsbleche 59 an den Antriebssonnenradträger 17 und folglich an das Antriebssonnenrad 28. Da sowohl das Antriebssonnenrad 28 als auch das Antriebshohlrad 68 mit dem Planetenrad 34 kämmen, werden die beiden Drehmomentanteile M_{t1} und M_{t2} an dem Planetenrad 34 wieder zu-

sammengeführt. Über den ausgangsseitigen Planetenradträger 24, an dem das Planetenrad 34 drehbar gelagert ist, wird das zusammengeführte Drehmoment M_t an den Antriebsflansch 86, der drehfest, beispielsweise mittels einer Schweißverbindung, mit dem Planetenradträger 24 verbunden ist, weitergeleitet. Es ist auch möglich, den ausgangsseitigen Abtriebsflansch 86 und den Planetenradträger 24 als ein ausgangsseitiges Bauteil auszuführen. Von dem ausgangsseitigen Abtriebsflansch 86 kann das zusammengeführte Drehmoment M_t an ein Getriebe, hier nicht dargestellt oder ein ähnliches Bauteil, weitergeleitet werden.

Wie es aus der Figur 2a zu erkennen ist, kann der Teil 81-2 des Planetenrads 34, welcher mit dem Sonnenrad 28 kämmt, den mit dem Bezugszeichen 80 gekennzeichneten Raum radial innerhalb des inneren Federsatzes 58 und der zugehörigen Deckbleche nicht nutzen, wenn seine Drehachse B, wie dargestellt, parallel zur Drehachse A des Wandlers 90 liegt und wenn der Schwenkbereich des Planeten 34 einen bestimmten Winkel überschreitet, da es sonst zur Kollision mit dem Torsionsdämpfer 10' kommt. Dies steht dem Bedarf nach immer geringerem Bauraum entgegen.

Ausgehend davon ist es somit eine Aufgabe der vorliegenden Erfindung, eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung so weiterzubilden, dass sie gegenüber bekannten Drehschwingungsdämpfungsanordnungen verbessert wird und insbesondere einen kompakteren (axialen) Bauraum aufweist.

Diese Aufgabe wird durch eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung mit den Merkmalen des unabhängigen Anspruchs gelöst.

Einige vorteilhafte Ausführungsformung und Weiterbildungen sind Gegenstand der abhängigen Ansprüche.

Gemäß einem ersten Aspekt sehen Ausführungsbeispiele ein Anfahrlement für ein Kraftfahrzeug vor. Dabei umfasst das Anfahrlement ein über ein Antriebsorgan, wie z.B. ein Verbrennungsmotor, und eine Gehäuseanordnung betreibbaren (hydrodynamischen) Drehmomentwandler, der einen um eine Drehachse, z.B. Getriebeachse, drehbares Leitrad mit einem ein Radiallager aufweisenden Freilauf umfasst. Ferner weist

das Anfahrlement eine axial außerhalb des Drehmomentwandlers, z.B. daneben, angeordnete Baugruppe auf. Bei dieser Baugruppe kann es sich um weitere Teile eines Antriebsstrangs für ein Fahrzeug bzw. um weitere Teile des Anfahrlements handeln. Beispielsweise kann die Baugruppe eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung umfassen. Ausführungsbeispiele sind dadurch gekennzeichnet, dass eine axiale Lagerung des Freilaufs, mit der sich der Freilauf axial gegen die benachbarte Baugruppe abstützt, radial außerhalb des Radiallagers des Freilaufs angeordnet sitzt. Durch die Verlagerung der axialen Lagerung, mit der sich Teile des Drehmomentwandlers gegenüber der benachbarten Baugruppe abstützen, von einer Position axial neben dem Radiallager (axial gesehen zwischen dem Radiallager und der Baugruppe) zu einer Position radial außerhalb des Radiallagers ermöglichen Ausführungsbeispiele eine wesentlich kompakte axiale Bauweise des Anfahrlements. Eine axiale Erstreckung des Anfahrlements kann im Wesentlichen um die axiale Erstreckung der axialen Lagerung bzw. des Axiallagers reduziert werden.

Optional kann die axiale Lagerung des Freilaufs bzw. des Leitrads axial zumindest teilweise mit dem Radiallager des Freilaufs überlappen. Dadurch ergeben sich vorteilhafte Gestaltungs- bzw. Konstruktionsmöglichkeiten für eine optimale Anordnung von Drehmomentwandler und axial benachbarter Baugruppe. Maximaler axialer Bauraumgewinn kann bei Ausführungsbeispielen mittels maximaler axialer Überlappung der Axiallagerung und des Radiallagers erreicht werden. Dabei bedeutet maximale Überlappung geringstmöglichen axialen Versatz.

Das Radiallager des Freilaufs, mit welchem sich das Leitrad radial gegenüber der Drehachse (z.B. Welle) abstützt, kann gemäß Ausführungsbeispielen einen Außenring, einen Innenring und dazwischen abrollende Wälzkörper aufweisen, d.h. als Wälzlager ausgebildet sein. Andere Lagerarten sind aber ebenfalls denkbar. Dabei kann der Innenring mit einer die Drehachse bildenden Welle drehfest verbunden sein. Bei Ausführungsbeispielen ist die axiale Lagerung des Freilaufs radial außerhalb des Außenrings des Radiallagers angeordnet, mit dem sich das Leitrad gegen die Drehachse bzw. die Welle abstützt. Dadurch ergeben sich vorteilhafte konstruktive Möglichkeiten, den Außenring des Radiallagers mit der axialen Lagerung zu kombinieren. Beispielsweise kann der Außenring des Radiallagers zwischen seinen axialen Enden einen nach radial

außen weisenden bzw. gerichteten Bord aufweisen, welcher als Lauffläche für Wälzkörper der axialen Lagerung des Freilaufs ausgebildet sein kann. Auf einem derartigen Radialbord können die Wälzkörper der Axiallagerung in Umfangsrichtung, d.h. in Drehrichtung um die Drehachse, abrollen. In den Außenring können somit Laufflächen sowohl für das Radiallager als auch für das Axiallager eingeformt sein, wobei die Laufflächen im Wesentlichen aufeinander senkrecht stehen. Durch eine solche Konstruktion können sich eine vorteilhafte Bauteilersparnis und/oder eine besonders günstige Einsparung an axialem Bauraum ergeben.

Zusätzlich oder alternativ kann der Außenring des Radiallagers einen nach radial innen weisenden Bord umfassen, welcher das Radiallager in Richtung zu der axial benachbarten Baugruppe, welche beispielsweise eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung umfassen kann, abdeckt und einen axialen Anschlag für den Innenring des Radiallagers bildet. Dieser Bord kann im Wesentlichen senkrecht zu Wälzkörperlaufflächen des Radiallagers angeordnet sein. Dadurch kann auf ansonsten zusätzlich benötigte Bauteile, wie z.B. axial neben dem Radiallager angeordnete Druckplatten, verzichtet werden. Es ergibt sich eine Bauraum- und/oder eine Materialersparnis.

Gemäß manchen Ausführungsbeispielen kann die Baugruppe eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung umfassen, die derart zwischen einer Wandler-Überbrückungskupplung und einem Abtriebsorgan des Anfahrlements angeordnet ist, dass der durch ein Turbinenrad, das Leitrad und ein Pumpenrad gebildete Drehmomentwandler axial neben der Drehschwingungsdämpfungsanordnung angeordnet ist. Dabei kann das Turbinenrad wenigstens eine Lasche aufweisen oder damit gekoppelt sein, beispielsweise eine Blechlasche, welche axial in ein axial neben dem Turbinenrad angeordnetes abtriebseitiges Element der Drehschwingungsdämpfungsanordnung eingreifen kann, um das Turbinenrad und die Drehschwingungsdämpfungsanordnung drehfest um die Drehachse miteinander zu koppeln. Bei dem abtriebseitigen Element kann es sich beispielsweise um ein sekundärseitiges Element eines Federsatzes der Drehschwingungsdämpfungsanordnung, wie z.B. ein Führungsblech für den Federsatz, handeln. Ebenso kann unter dem abtriebseitigen Element ein abtriebseitiges Element einer Leistungs- bzw. Drehmomentwegverzweigung verstanden werden, wie beispielsweise ein Hohlrad- oder Planetenradträger eines Koppelgetriebes (welches als Plane-

tengetriebe ausgebildet sein kann). Das abtriebsseitige Element kann sich radial mit dem Turbinenrad soweit überlappen, dass der axiale Eingriff der Lasche möglich ist.

Für eine günstige Bauraumausnutzung schlagen einige Ausführungsbeispiele vor, dass die wenigstens eine Lasche radial oberhalb bzw. außerhalb der axialen Lagerung des Freilaufs in das abtriebsseitige Element der Drehschwingungsdämpfungsanordnung eingreift.

Für eine günstige und synergistische Bauraumausnutzung schlagen Ausführungsbeispiele ferner vor, dass das abtriebsseitige Element der Drehschwingungsdämpfungsanordnung, wie z.B. ein Führungsblech eines Außenfedersatzes, radial derart in die axiale Lagerung des Freilaufs eingreifen kann, dass Wälzkörper der axialen Lagerung bzw. des Axiallagers bei einer Drehung um die Drehachse auf dem abtriebseitigen Element, z.B. dem Führungsblech, bzw. einer dadurch gebildeten Lauffläche abrollen können. Das abtriebsseitige Element kann somit eine Radialfläche bereitstellen, auf der Wälzkörper des Axiallagers bei einer Drehung um die Drehachse abrollen können. Gemäß manchen Ausführungsbeispielen können Wälzkörper auf beiden Seiten des abtriebseitigen Elements abrollen. Ein erster Wälzkörperumlauf kann zwischen Freilauf/Leitrad und abtriebseitigem Element stattfinden. Ein zweiter, dazu paralleler, Wälzkörperumlauf kann zwischen dem abtriebseitigen Element und einer in ein Bauteil der benachbarten Baugruppe bzw. Drehschwingungsdämpfungsanordnung eingeformten Gegenlauf- fläche stattfinden. Somit kann das Axiallager vorteilhaft auch Bauteile der benachbarten Baugruppe axial abstützen.

Einige Ausführungsbeispiele können dadurch gekennzeichnet sein, dass die Baugruppe bzw. Drehschwingungsdämpfungsanordnung einen von der Wandlerüberbrückungs- kupplung zu dem Abtriebsorgan verlaufenden ersten Drehmomentübertragungsweg und einen von der Wandlerüberbrückungskupplung zu dem Abtriebsorgan verlaufenden zweiten Drehmomentübertragungsweg umfasst, also eine Leistungsverzweigung bereit- stellt. Die Drehschwingungsdämpfungsanordnung kann ferner eine Koppelanordnung zur Überlagerung von über die Drehmomentübertragungswege geleiteten Drehmomen- ten umfassen, wobei die Koppelanordnung ein Planetengetriebe mit einem sich von der Drehachse radial nach außen erstreckenden Planeten- oder Abtriebshohlradträger auf-

weisen kann, und wobei sich die axiale Lagerung des Freilaufs gegen den radial nach außen erstreckenden Planeten- oder Abtriebshohlräderträger abstützt. Dabei kann, wie oben bereits angedeutet, der sich radial nach außen erstreckende Planeten- oder Abtriebshohlräderträger eine Lauffläche für Wälzkörper der axialen Lagerung des Freilaufs bilden, so dass Wälzkörper der axialen Lagerung bzw. des Axiallagers bei einer Drehung um die Drehachse auf dem Planeten- oder Abtriebshohlräderträger abrollen können. Dadurch kann auch der Planeten- oder Abtriebshohlräderträger vorteilhaft axial abgestützt werden. Ferner findet eine optimale Ausnutzung des vorhandenen axialen Bauraums statt.

Die Koppelanordnung kann ein Planetengetriebe mit einem mit dem Abtriebsorgan gekoppelten Planetenradträger umfassen, der eine zweite Drehachse für ein Planetenrad definiert, wobei die Drehachse und die zweite Drehachse in einer von den beiden Drehachsen aufgespannten Ebene schräg zueinander verlaufen können, d. h. nicht parallel zueinander. Gemäß Ausführungsbeispielen wird also zusätzlich oder alternativ vorgeschlagen, die zweite Drehachse des Planetenrads der Koppelanordnung gegenüber der Drehachse des Getriebes (erste Drehachse) zu verkippen. Insbesondere kann die zweite Drehachse gegenüber der ersten Drehachse derart verkippt werden, dass ein Bauraum radial innerhalb des im Vorhergehenden beschriebenen Innenfedersatzes der Drehschwingungsdämpfungsanordnung und der zugehörigen Deck- bzw. Führungsbleche besser genutzt werden kann. Vermittels entsprechender Schrägstellung beziehungsweise Verkipfung kann das radial innen liegende Sonnenrad auf seinem Sonnenradträger axial näher an dem Innenfedersatz bzw. seinen Führungsblechen gebaut werden, wodurch für die Drehschwingungsdämpfungsanordnung und insbesondere das Drehschwingungsdämpfungsanordnung umfassende Anfaherelement axial schmaler gebaut werden können. Somit ermöglichen Ausführungsbeispiele dem Trend nach sich ständig verkleinernden Bauräumen in der Getriebeglocke zu folgen.

Ausgehend von einer axialen Richtung, welche durch die erste Drehachse definiert wird, kann die zweite Drehachse neben einer axialen Komponente parallel zu der ersten Drehachse eine zusätzliche Richtungskomponente aufweisen, welche senkrecht zu der durch die erste Drehachse definierten axialen Richtung orientiert ist. Das kann beispielsweise eine radiale Komponente sein. Je nach speziellen baulichen Anforderungen

kann ein Winkel zwischen den beiden Drehachsen betragsmäßig in einem Bereich von 0° bis 45° , insbesondere von 5° bis 20° liegen. Gemäß Ausführungsbeispielen ist eine Neigung beziehungsweise Verkippung der beiden Drehachsen zueinander derart gewählt, dass ein radial innen liegender Teil des Planetenrads bzw. ein damit in Kämmeingriff stehendes Sonnenrad axial näher mit dem Eingangsbereich beziehungsweise einen (Innen-)Federsatz der Drehschwingungsdämpfungsanordnung zusammenrücken kann.

Gleichzeitig können eine Drehachse eines in dem ersten Drehmomentübertragungsweg befindlichen Antriebshohlrads des Planetengetriebes, welches mit dem Planetenrad kämmt und eine Drehachse eines in dem zweiten Drehmomentübertragungsweg befindlichen Sonnenrads des Planetengetriebes, welches mit dem Planetenrad kämmt, jeweils parallel zu der ersten Drehachse verlaufen. In anderen Worten bedeutet dies, dass lediglich die Drehachse des Planetenrads gegenüber der ersten Drehachse verkippt sein kann, wohingegen Drehachsen weiterer Elemente des Planetengetriebes, wie zum Beispiel Antriebssonnenrad, Antriebshohlrاد und/oder ein Abtriebshohlrاد im Wesentlichen parallel zu der ersten Drehachse verlaufen. Dies ermöglicht besonders vorteilhaft die Einsparung von axialem Bauraum bei gleichzeitig nur geringer Abweichung von bewährten Konstruktionsprinzipien.

Gemäß einigen Ausführungsbeispielen kann vorgesehen sein, dass der erste Drehmomentübertragungsweg eine Phasenschieberanordnung umfasst zur Erzeugung einer Phasenverschiebung von über den ersten Drehmomentübertragungsweg geleiteten Drehungleichförmigkeiten bezüglich von über den zweiten Drehmomentübertragungsweg geleiteten Drehungleichförmigkeiten. In zumindest einem der Drehmomentübertragungswege kann also eine Phasenschieberanordnung mit einem Eingangselement und einem Ausgangselement vorgesehen sein, welche nach Art eines Schwingungsdämpfers, also mit einer Primärseite und einer durch die Kompressibilität einer Federanordnung bezüglich dieser verdrehbaren Sekundärseite, aufgebaut sein kann. Insbesondere dann, wenn dieses Schwingungssystem in einem überkritischen Zustand übergeht, also mit Schwingungen angeregt wird, die über der Resonanzfrequenz des Schwingungssystems liegen, kann eine Phasenverschiebung zwischen den beiden Drehmomentübertragungswegen von bis zu 180° auftreten. Dies bedeutet, dass bei maximaler Pha-

senverschiebung die vom Schwingungssystem abgegebenen Schwingungsanteile bezüglich der vom Schwingungssystem 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 ein im Wesentlichen keine Schwingungsanteile enthaltendes statisches Drehmoment ist. Die Federanordnung der Phasenschieberanordnung kann zumindest einen Federsatz, der vorteilhaft eine Schraubenfeder umfasst, aufweisen. Bei der Verwendung von wenigstens zwei Federsätzen können diese sowohl in paralleler als auch in serieller Wirkweise angeordnet sein.

Um weitere Verbesserungen hinsichtlich eines benötigten axialen Bauraums zu bewirken, kann eine Sekundärseite der Phasenschieberanordnung, die mit deren Primärseite über die Federanordnung gekoppelt ist, im Wesentlichen durch einen einstückigen Massegrundkörper zur Bereitstellung eines gewünschten Masseträgheitsmoments gebildet werden. Gegenüber herkömmlicherweise mehrteiligen bzw. mehrstückigen Massen und/oder Zusatzmassen zur Bereitstellung des gewünschten Masseträgheitsmoments bietet ein einstückiger Massegrundkörper insbesondere Bauraumvorteile. Um noch mehr axialen und/oder radialen Bauraum einsparen zu können, schlagen manche Ausführungsbeispiele vor, in den sekundärseitigen einstückigen Massegrundkörper eine Hohlradverzahnung zum Kämmen mit dem Planetenrad einzuformen. Bei derartigen Ausführungsformen kann der einstückige Massegrundkörper also gleichzeitig als Antriebshohlrad zum Einleiten eines über den ersten Drehmomentübertragungsweg geleiteten Drehmoments in das Planetenrad dienen, in welchem die beiden Drehmomentübertragungswege zusammengeführt werden, bevor sie über einen ausgangsseitigen Planeten- oder Hohlradträger an einen Drehmomentausgang der Drehschwingungsdämpfungsanordnung weitergegeben werden.

Zur weiteren Bauraumoptimierung kann der einteilig ausgebildete Massegrundkörper weiterhin als radiale Abstützung für den (Außen-)Federsatz der Phasenschieberanordnung eingesetzt werden, wodurch herkömmliche Bauteile, wie z. B. Führungsbleche

und Anschlagelemente für die Federanordnung eingespart werden können. Zusätzlich oder alternativ kann der Massegrundkörper auch in einen Federkanal ragende Stege aufweisen, welche einer Feder der Federanordnung als Anschläge in Umfangsrichtung (d. h. tangential zur ersten Drehachse) dienen können. Somit können weitere Bauteile und damit letztlich auch weiterer Bauraum eingespart werden.

Weiteres Bauraumeinsparpotential, insbesondere in axialer Richtung, kann dadurch erreicht werden, dass eine Nabenscheibe einer Primärseite eines (äußeren) Torsionsschwingungsdämpfers bzw. Federsatzes von radial innen nach radial außen in den Federsatz eingreift. Im Vergleich zu herkömmlichen Konstruktionen ermöglicht diese Maßnahme, dass die Drehschwingungsdämpfungsanordnung und damit das Anfahrelement axial schmaler gebaut werden kann.

Eine durch Ausführungsbeispiele bereitstellbare Leistungsverzweigung benötigt für eine optimale Funktion einen leistungsfähigen Phasenschieber sowie das Leistungsverzweigungsgetriebe selbst. Diese beiden Komponenten werden in der Regel axial nebeneinander angeordnet, da insbesondere dann, wenn zweireihige Federspeicher als Phasenschieber zum Einsatz kommen, eine Verschachtelung im gleichen axialen Bauraum nicht möglich ist. Im Vergleich zu anderen Schwingungsreduzierungssystemen, wie beispielsweise einem drehzahladaptiven Tilger, der für eine Tilgermasse ebenfalls Bauraum in der Regel axial neben dem Federspeicher benötigt, kommt hier dazu, dass der axiale Bauraum auch speziell im inneren radialen Bereich, d. h. im Bereich der Welle, benötigt wird, um die Anbindung von Planetenträger und Sonnenrad bzw. Abtriebshohlrad, je nach Schaltungsvariante, zu ermöglichen. Ferner sollte auch die Sekundärseite des Phasenschiebers mit den dazugehörigen Bauteilen, wie z. B. Eingangshohlrad und ggf. Zusatzmasse und Turbine gelagert werden, was in der Regel auch in diesem Bauraumbereich geschieht. Gerade neue Konstruktionen des Drehmomentwandlers zeichnen sich jedoch dadurch aus, dass der axiale Bauraum im Bereich der Welle klein ist gegenüber dem Bauraum radial weiter außen, da beispielsweise durch den Einsatz eines oval geformten hydrodynamischen Kreislaufs radial außen Platz für Komponenten eines drehzahladaptiven Tilgers geschaffen wurde. Gemäß Ausführungsbeispielen kann diese Problematik deutlich entschärft werden, indem die Axiallagerstelle zwischen einem Abtriebsflansch zur Getriebeeingangswelle und einem Freilauf bzw. Leitrad des

Drehmomentwandler, in die auch die Lagerung der Sekundärseite des Phasenschiebers integriert sein kann, von ihrer bisherigen Position axial neben dem Freilauf auf einen größeren Radius radial außerhalb des Freilaufs und zu diesem axial geschachtelt verlegt wird.

Gemäß einem weiteren Aspekt sehen weitere Ausführungsbeispiele auch ein Kraftfahrzeug mit einer ausführungsbeispielgemäßen Drehschwingungsdämpfungsanordnung vor.

Im Nachfolgenden werden einige exemplarische Ausführungsbeispiele anhand der beiliegenden Figuren näher erläutert. Es zeigen:

Figur 1 eine Prinzipskizze einer Drehschwingungsdämpfungsanordnung mit zwei Planetenrädern, die am Ausgang einer Phasenschieberanordnung gelagert sind;

Figur 2a eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung in Anwendung in Verbindung mit einem hydrodynamischen Drehmomentwandler;

Figur 2b einen Drehmomentenverlauf der Anordnung gemäß Figur 2a bei geschlossener Wandlerkupplung;

Figur 2c einen Drehmomentverlauf der Anordnung gemäß Figur 2a bei geöffneter Wandlerkupplung;

Figur 3 einen Schnitt durch eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einem Ausführungsbeispiel;

Figur 4 a, b eine Schnittansicht eines segmentierten Planetenrads mit zwei unterschiedlichen Verzahnungsdurchmessern gemäß einem Ausführungsbeispiel;

Figur 5 ein Anfaehrelement mit einer Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einem weiteren Ausführungsbeispiel, welche zwischen einer Wandler-Überbrückungskupplung und einem Drehmomentwandler angeordnet ist;

Figur 6 ein Anfahrerelement mit einer Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einem weiteren Ausführungsbeispiel;

Figur 7 ein Anfahrerelement mit einer Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einem Ausführungsbeispiel mit einem einstückigen Massegrundkörper zur Bereitstellung eines Massenträgheitsmoments;

Figur 8 ein Anfahrerelement mit einer Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einem Ausführungsbeispiel mit einer Nabenscheibe, welche von radial innen nach radial außen in eine Federanordnung einer Phasenschieberanordnung eingreift;

Figur 9, 10 weitere Ausführungsbeispiele von Anfahrerelementen mit einer Drehschwingungsdämpfungsanordnung zur Gewinnung weiteren axialen Bauraums;

Figur 11a eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einem Ausführungsbeispiel mit einem Drehmomentwandler, wobei eine axiale Lagerung eines Freilaufs eines Leittrads des Drehmomentwandlers radial außerhalb des Freilaufs angeordnet ist;

Figur 11b ein weiteres Ausführungsbeispiel für das Axiallager gemäß Figur 11a;

Figur 12 eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einem weiteren Ausführungsbeispiel mit einem Drehmomentwandler, bei der eine axiale Lagerung eines Freilaufs eines Leittrads des Drehmomentwandlers radial außerhalb des Freilaufs angeordnet ist; und

Figur 13 zwischen einem Ausgangsbereich einer Drehschwingungsdämpfungsanordnung und einem Ausgangsbereich einer Koppelanordnung vorgesehene Mittel, welche eine Relativverdrehung zwischen dem ersten Ausgangsbereich der Drehschwingungsdämpfungsanordnung und dem Ausgangsbereich der Koppelanordnung um die Drehachse begrenzen.

Verschiedene Ausführungsbeispiele werden nun ausführlicher unter Bezugnahme auf die beiliegenden Figuren beschrieben, in denen einige Ausführungsbeispiele dargestellt sind. In den Figuren können die Dickenabmessungen von Linien, Schichten und/oder Regionen um der Deutlichkeit Willen übertrieben dargestellt sein.

Bei der nachfolgenden Beschreibung der beigefügten Figuren, die lediglich einige exemplarische Ausführungsbeispiele zeigen, können gleiche Bezugszeichen gleiche oder vergleichbare Komponenten bezeichnen. Ferner können zusammenfassende Bezugszeichen für Komponenten und Objekte verwendet werden, die mehrfach in einem Ausführungsbeispiel oder in einer Zeichnung auftreten, jedoch hinsichtlich eines oder mehrerer Merkmale gemeinsam beschrieben werden. Komponenten oder Objekte, die mit gleichen oder zusammenfassenden Bezugszeichen beschrieben werden, können hinsichtlich einzelner, mehrerer oder aller Merkmale, beispielsweise ihrer Dimensionierungen, gleich, jedoch gegebenenfalls auch unterschiedlich ausgeführt sein, sofern sich aus der Beschreibung nicht etwas anderes explizit oder implizit ergibt.

Obwohl Ausführungsbeispiele auf verschiedene Weise modifiziert und abgeändert werden können, sind Ausführungsbeispiele in den Figuren als Beispiele dargestellt und werden hierin ausführlich beschrieben. Es sei jedoch klargestellt, dass nicht beabsichtigt ist, Ausführungsbeispiele auf die jeweils offenbarten Formen zu beschränken, sondern dass Ausführungsbeispiele vielmehr sämtliche funktionale und/oder strukturelle Modifikationen, Äquivalente und Alternativen, die im Bereich der Erfindung liegen, abdecken sollen.

Man beachte, dass ein Element, das als mit einem anderen Element „verbunden“ oder „verkoppelt“ bezeichnet wird, mit dem anderen Element direkt verbunden oder verkoppelt sein kann oder dass dazwischenliegende Elemente vorhanden sein können. Wenn ein Element dagegen als „direkt verbunden“ oder „direkt verkoppelt“ mit einem anderen Element bezeichnet wird, sind keine dazwischenliegenden Elemente vorhanden. Andere Begriffe, die verwendet werden, um die Beziehung zwischen Elementen zu beschreiben, sollten auf ähnliche Weise interpretiert werden (z.B., „zwischen“ gegenüber „direkt dazwischen“, „angrenzend“ gegenüber „direkt angrenzend“ usw.).

Die Terminologie, die hierin verwendet wird, dient nur der Beschreibung bestimmter Ausführungsbeispiele und soll die Ausführungsbeispiele nicht beschränken. Wie hierin verwendet, sollen die Singularformen „einer,“ „eine“, „eines“ und „der, die, das“ auch die Pluralformen beinhalten, solange der Kontext nicht eindeutig etwas anderes angibt. Ferner sei klargestellt, dass die Ausdrücke wie z.B. „beinhaltet“, „beinhaltend“, „aufweist“ und/oder „aufweisend“, wie hierin verwendet, das Vorhandensein von genannten Merkmalen, ganzen Zahlen, Schritten, Arbeitsabläufen, Elementen und/oder Komponenten angeben, aber das Vorhandensein oder die Hinzufügung von einem bzw. einer oder mehreren Merkmalen, ganzen Zahlen, Schritten, Arbeitsabläufen, Elementen, Komponenten und/oder Gruppen davon nicht ausschließen.

Solange nichts anderes definiert ist, haben sämtliche hierin verwendeten Begriffe (einschließlich von technischen und wissenschaftlichen Begriffen) die gleiche Bedeutung, die ihnen ein Durchschnittsfachmann auf dem Gebiet, zu dem die Ausführungsbeispiele gehören, beimisst. Ferner sei klargestellt, dass Ausdrücke, z.B. diejenigen, die in allgemein verwendeten Wörterbüchern definiert sind, so zu interpretieren sind, als hätten sie die Bedeutung, die mit ihrer Bedeutung im Kontext der einschlägigen Technik konsistent ist, und nicht in einem idealisierten oder übermäßig formalen Sinn zu interpretieren sind, solange dies hierin nicht ausdrücklich definiert ist.

Die Figur 3 zeigt ein Ausführungsbeispiel einer Drehschwingungsdämpfungsanordnung 100, welche exemplarisch zusammen mit einer Wandler-Überbrückungskupplung 62 und einem hydrodynamischen Drehmomentwandler 90 in ein Wandlergehäuse 95 integriert ist und ein Anfaherelement bildet. Die Drehschwingungsdämpfungsanordnung 100 bildet somit eine axial neben bzw. benachbart zu dem Wandler 90 angeordnete Baugruppe eines Antriebsstrangs. Ein Abtrieb 64 der Wandlerkupplung 62 bildet einen zur Drehung um eine erste Drehachse A anzutreibenden bzw. antreibbaren Eingangsbereich 16 der Drehschwingungsdämpfungsanordnung 100. Ein Planetenradträger 24, der beispielsweise mittels einer Schweißverbindung mit einem Abtriebsflansch 86 zur Getriebeeingangswelle gekoppelt sein kann, bildet einen Ausgangsbereich 40 der Drehschwingungsdämpfungsanordnung 100. Wie es eingangs anhand der Figuren 1 und 2 bereits beschrieben wurde, umfasst auch die Drehschwingungsdämpfungsanordnung 100 gemäß Figur 3 einen von dem Eingangsbereich 16 zu dem Ausgangsbereich 40

verlaufenden ersten Drehmomentübertragungsweg 18-1, sowie einen von dem Eingangsbereich 16 zu dem Ausgangsbereich 40 verlaufenden zweiten Drehmomentübertragungsweg 18-2 und stellt damit eine Leistungsverzweigung bereit. Mit dem Ausgangsbereich 40 ist eine Koppelanordnung 20 zur Überlagerung von über die beiden Drehmomentübertragungswege 18-1, 18-2 geleiteten Drehmomenten verbunden. Gemäß Ausführungsbeispielen umfasst die Koppelanordnung 20 ein Planetengetriebe 30 mit einem Planetenrad 34, das um eine zweite Drehachse B drehbar ist, die gegenüber der ersten Drehachse A, die beispielsweise durch eine Getriebeeingangswelle gebildet werden kann, radial außerhalb angeordnet ist. Die Drehschwingungsdämpfungsanordnung 100 gemäß Figur 3 unterscheidet sich von der Drehschwingungsdämpfungsanordnung 10' gemäß Figur 2a, b, c insbesondere dadurch, dass die erste Drehachse A und die zweite Drehachse B schräg zueinander verlaufen. Ansonsten sind die Funktionen ähnlich, weshalb auf eine wiederholte detaillierte Erläuterung der Funktionsweise abgesehen wird. Der Leser sei dazu auf die Beschreibung der Figuren 2a – c verwiesen. Der Begriff "schräg" kann so verstanden werden, dass die erste Drehachse A und die zweite Drehachse B in einer durch die beiden Drehachsen A, B aufgespannten Ebene schräg bzw. verkippt zueinander verlaufen. Die beiden Drehachsen A, B können also gemäß Ausführungsbeispielen derart angeordnet sein, dass sie eine gemeinsame Ebene aufspannen. Diese Ebene kann eine axiale Komponente (in Richtung der ersten Drehachse A) und eine radiale Komponente (radial weg von der ersten Drehachse A hin zur zweiten Drehachse B) aufweisen. In dieser gemeinsamen Ebene können die beiden Drehachsen A, B einen von 0° verschiedenen Winkel einschließen. Insbesondere kann der von den beiden Drehachsen A, B eingeschlossene Winkel betragsmäßig in einem Bereich von 0° bis 45° liegen, insbesondere von 5° bis 20° .

Wie sich anhand des Ausführungsbeispiels der Figur 3 weiterhin erkennen lässt, kann eine Drehachse eines in dem ersten Drehmomentübertragungsweg 18-1 befindlichen Antriebshohlrads 68 der Koppelanordnung 20, welches mit dem schräg angestellten Planetenrad 34 kämmt, parallel zu der ersten Drehachse A verlaufen. Gleichermaßen kann eine Drehachse eines in dem zweiten Drehmomentübertragungsweg 18-2 angeordneten Sonnenrads 28 der Koppelanordnung 20, welches mit dem schräg angestellten Planetenrad 34 kämmt, auch parallel zu der ersten Drehachse A verlaufen. Bei manchen Ausführungsbeispielen können die Drehachsen des Antriebshohlrads 68

und/oder des Sonnenrads 28 mit der Drehachse A, die z.B. durch eine Getriebeeingangswelle gebildet werden kann, zusammenfallen. Aufgrund der Schrägstellung des Planetenrades 34 können sich Sonnenrad 28 und Antriebshohlrad 68 in unterschiedlichen axial angeordneten Ebenen befinden, d. h. in unterschiedlichen axial entlang der Drehachse A versetzten Ebenen. Gegenüber der anhand der Figur 2a-c erläuterten Anordnung befindet sich gemäß der Anordnung der Figur 3 das Sonnenrad 28 in axialer Richtung (d. h. in Richtung Drehachse A) wesentlich näher an den sich in radialer Richtung erstreckenden inneren Führungsblechen 59 des inneren Torsionsschwingungsdämpfers 58. Insbesondere kann sich das Sonnenrad 28 nun in unmittelbarer axialer Nachbarschaft zu einem Verbindungsbolzen 69 zwischen den Innendämpfer-Führungsblechen 59 und dem Lagerflansch 17 befinden. Gerade in radialer Nähe zur ersten Drehachse A kann somit erheblicher axialer Bauraum eingespart werden.

Aufgrund der Schrägstellung des Planetenrades 34 bzw. seiner Drehachse B, welche durch einen Bolzen 79 definiert werden kann, können eine Innenverzahnung des Antriebshohlrades 68 und/oder eine Außenverzahnung des Sonnenrades 28 ebenfalls schräg ausgebildet werden. In anderen Worten ausgedrückt bedeutet dies, dass eine durch einen Teilkreis der Innenverzahnung des Antriebshohlrades 68 und/oder ein Teilkreis der Außenverzahnung des Sonnenrads 28 gebildete Ebene senkrecht zu der zweiten Drehachse B (und damit schräg zur der Drehachse A) verläuft, ebenso wie der oder die Teilkreise der Außenverzahnungen des Planetenrades 34.

Wie sich aus der Figur 3 erkennen lässt, sehen manche Ausführungsbeispiele ein Planetenrad 34 vor, welches einen ersten Planetenradteil (oberhalb der zweiten Drehachse B) mit einem ersten Verzahnungsdurchmesser und einen zweiten Planetenradteil (unterhalb der zweiten Drehachse B) mit einem zweiten, von dem ersten verschiedenen, Verzahnungsdurchmesser umfasst. Während, abweichend von der hier dargestellten Ausführungsform, auch unterschiedlich große und entlang der zweiten Drehachse B axial versetzt zueinander angeordnete Planetenräder denkbar sind, von denen beispielsweise das größere mit dem Sonnenrad 28 und das kleinere mit dem Antriebshohlrad 68 in Kämmeingriff stehen kann, schlagen Ausführungsbeispiele bevorzugt vor, dass der erste Planetenradteil durch ein erstes Kreissegment des Planetenrads 34 mit dem ersten Verzahnungsdurchmesser und der zweite Planetenradteil durch ein zweites

Kreissegment des Planetenrads 34 mit dem zweiten Verzahnungsdurchmesser gebildet wird.

In Figur 4a ist eine mögliche Ausführung des Planetenrads 34 mit zwei unterschiedlichen Verzahnungssegmenten 81-1 und 81-2 in Draufsicht gezeigt. Dabei kann die Mittel- bzw. Drehachse B der Verzahnungssegmente 81-1 und 81-2 dieselbe sein. In der hier gezeigten Ausführung ist das jeweilige Verzahnungs(kreis)segment 81-1 und 81-2 mit 180 Winkelgraden ausgeführt. Hier nicht abgebildet, können aber auch die Verzahnungssegmente 81-1 und 81-2 mit unterschiedlichen Winkelgraden ausgeführt werden, wie beispielsweise das Verzahnungssegment 81-1 mit 150 Winkelgraden und das Verzahnungssegment 81-2 mit 210 Winkelgraden. Die Summe der Winkelgrade von den Verzahnungssegmenten 81-1 und 81-2 kann dabei auch weniger als 360 Winkelgrade betragen, aber maximal zusammen 360 Winkelgrade.

In Figur 4b ist ein mögliches Planetenrad 34 mit zwei unterschiedlichen Verzahnungssegmenten 81-1 und 81-2 im Schnitt und in der Draufsicht zu sehen. Beide Verzahnungssegmente 81-1 und 81-2 haben dieselbe Mittelachse bzw. Drehachse B. Dabei kann das Verzahnungssegment 81-1 mit ca. 90 Winkelgraden und das Verzahnungssegment 81-2 mit ca. 100 Winkelgraden ausgebildet sein. Beide Verzahnungssegmente 81-1 und 81-2 können sich teilweise in axialer Richtung (entlang der Drehachse B) überlappen (siehe Figur 4b, links). Es ist gut zu erkennen, dass vergleichsweise viel Masse und/oder Material bei der Verwendung von Verzahnungssegmenten eingespart werden kann.

Die Figuren 3 und 4 zeigen auf, wie durch Ausführungsbeispiele axialer Bauraum bei Drehschwingungsdämpfungsanordnungen und damit gekoppelten Anfahr-elementen eingespart werden kann. Hierbei wird die Drehachse B des Planeten 34 der Kopplungsanordnung 20 gegenüber der Drehachse A des Getriebes leicht gekippt. Auf diese Weise kann der Bauraum radial innerhalb des Innenfedersatzes 58 teilweise für das Sonnenrad 28 und das dazu korrespondierende Verzahnungssegment 81-2 des Planeten 34 genutzt werden, was eine größere Breite der Verzahnung erlaubt.

Bei den bisher vorgestellten konstruktiven Ausführungen der Leistungsverzweigung im Drehmomentwandler wurden die Funktionselemente auf der Sekundärseite des Phasenschiebers 42, d.h. Deckblech 52 des Federsatzes 57, Hohlrad 68 und Zusatzmasse 76 als getrennte Bauteile betrachtet die durch ein Fügeverfahren, z.B. Nieten, direkt oder über Verbindungsbleche miteinander verbunden wurden. Beim Einsatz von Blechbiegeteilen kommt es durch die Biegeradien und sonstige Einschränkungen in der Formgebung zu Freiräumen zwischen den Teilen. Das ist dann von Nachteil, wenn Masse möglichst effektiv für Massenträgheitsmoment genutzt werden soll, da dies bedeutet, den Bauraum radial weit außen möglichst dicht mit Material auszufüllen und dort keine Freiräume zu lassen. Die Zusatzmasse 76 ist außerhalb des Kraftflusses angeordnet und wirkt somit nur in Ihrer Funktion das Massenträgheitsmoment der Sekundärseite des Phasenschiebers 42 zu erhöhen. Das Material trägt weder zur Festigkeit noch zur Steifigkeit der Konstruktion bei, sondern bewirkt auch noch eine zusätzliche Belastung auf die Umgebungsteile. Die Anbindung des Eingangshohlrades 68 mit einer separaten, radial innerhalb des äußeren Dämpfers 57 gelegenen Verbindung mit dem Deckblech 52 schränkt den Durchmesser des Verzahnungsteilkreises ein und führt somit auch dazu, dass die Masse des Hohlrades 68 auf einem radial kleineren Radius angeordnet ist und somit nicht so viel Massenträgheitsmoment erzeugt wie auf einem größeren Radius. Als Lösung werden im Folgenden Ansätze zur optimierten Gestaltung der entsprechenden Bauteile vorgestellt, bei denen insbesondere die Massenordnung in Bezug auf Massenträgheitsmoment und Kraftleitung optimiert ist.

Das Massenträgheitsmoment auf der Ausgangsseite des radial außen liegenden Federspeichers 57 ist bei der Drehungleichförmigkeiten-Reduzierung (DU-Reduzierung) durch Leistungsverzweigung eine funktionskritische Größe, die sowohl die Güte der Phasenverschiebung als auch die Entkoppelung der Schwingungsanteile des über den Phasenschieber 42 geleiteten Momentenzweigs 18-1 maßgeblich beeinflusst. Generell lassen sich mit hohen Massenträgheitsmomenten und darauf abgestimmten Federsätzen und Getriebeübersetzungen bessere Entkopplungsergebnisse erreichen als mit niedrigen. Dem gegenüber stehen jedoch die Forderungen nach möglichst geringem Gewicht des gesamten Wandlers und geringem Gesamt-Massenträgheitsmoment aus Gründen der Fahrdynamik. Es gilt also ein maximal zulässiges Massenträgheitsmoment mit möglichst wenig Masse am Ausgang des Phasenschiebers 42 bereitzustellen. Im

Sinne eines Baukastenprinzips kann zudem die Option vorgesehen werden, durch Hinzufügen oder Weglassen von Elementen das Massenträgheitsmoment zu variieren. Bei einer Konstruktion nach Figur 2a-c werden diese Forderungen bereits dadurch berücksichtigt, dass ohnehin vorhandene Massen bzw. Massenträgheitsmomente wie die der Turbine 75 mit der Ausgangsseite des Phasenschiebers 42 verbunden werden und dass eine zusätzliche, in unterschiedlichen Größen ausführbare Zusatzmasse 76, beispielsweise in Form eines Blechs und/oder eines Masserings vorgesehen wurde. Die herkömmliche Fertigungsweise aus überwiegend miteinander vernieteten Blechbiegeteilen lässt jedoch eine optimale Raumnutzung, bei der möglichst viel Masse auf einem großen Radius sitzt, nur bedingt zu. Außerdem findet durch die als separates Bauteil angebundene Zusatzmasse 76 kein Kraftfluss statt, somit trägt die sehr massiv ausgeführte Zusatzmasse 76 nicht zur Festigkeit oder Versteifung der Baugruppe bei.

Ein weiteres Ausführungsbeispiel ist in der Figur 5 dargestellt, welches sich insbesondere durch einen kompakteren Aufbau der Sekundärseite der Phasenschieberanordnung 42 bzw. des Außenfedersatzes 57 von bisher erläuterten Ausführungsformen unterscheidet. Des Weiteren ist das Eingangs- bzw. Antriebshohlrad 68 radial außerhalb eines Innendurchmessers des äußeren Dämpfers 57 an die Sekundärseite des Dämpfers 57 angebunden, was zu einem höheren Massenträgheitsmoment führt.

Wie es eingangs unter Bezugnahme auf Figur 2a-c bereits erläutert wurde, kann der erste Drehmomentübertragungsweg 18-1 eine Phasenschieberanordnung 42 zur Erzeugung einer Phasenverschiebung von über den ersten Drehmomentübertragungsweg 18-1 geleiteten Drehungleichförmigkeiten bezüglich der von über den zweiten Drehmomentübertragungsweg 18-2 geleiteten Drehungleichförmigkeiten umfassen. Die Funktionsweise der Phasenschieberanordnung 42 wurde eingangs bereits eingehend erläutert, weshalb an dieser Stelle auf eine erneute Erläuterung verzichtet wird. Die Phasenschieberanordnung 42 weist einen radial außen gelegenen (Außen-)Federsatz 57 auf. Dieser Außenfedersatz 57 koppelt eine durch die Nabenscheibe 61 gebildete Primärseite mit einer durch das Zwischenelement 52 gebildeten Sekundärseite. Das mit einem Anslageelement 65 gekoppelte Zwischenelement 52 ist mit einem sekundärseitigen Massegrundkörper 82, beispielsweise mittels einer Schweißverbindung, verbunden. Um ein Massenträgheitsmoment des einstückig ausgebildeten Massegrundkörpers 82 zu

erhöhen, was sich positiv auf die Phasenverschiebung auswirken kann, ist er über einen mit dem Massegrundkörper 82 gekoppelten und von radial außen nach radial innen verlaufenden Träger 71, der drehfest mit dem Massegrundkörper 82 verbunden ist, mit einem Turbinenrad 75 eines axial benachbart angeordneten Drehmomentwandlers drehfest verbunden. Zusätzlich können auch hier noch Zusatzmassen 76 vorgesehen werden, die das Massenträgheitsmoment des Grundkörpers 82 erhöhen und sich damit positiv auf die Phasenverschiebung auswirken können.

Ein Großteil der Masse der dem Federsatz 57 nachgeschalteten Baugruppe wird durch den einstückigen Massegrundkörper 82 gebildet, der beispielsweise durch Massiv-Umformen oder Gießen hergestellt sein kann. Der Massegrundkörper 82 stellt ein Verbindungsglied dar zwischen dem Führungsblech bzw. Zwischenelement 52 des äußeren Federsatzes 57, der hier einfacher aufgebaut werden kann, als bei der ursprünglichen Konstruktion gemäß Figur 2a-c, die nach dem Baukastenprinzip erlaubt, das Massenträgheitsmoment der Baugruppe an verschiedene Anwendungsfälle anzupassen. In dem in Figur 5 dargestellten Schnitt verbindet ein gemeinsamer axial verlaufender Niet 83 die Bauteile 65, 68, 82 und 76 radial außerhalb eines Innendurchmessers des äußeren Dämpfers 57. An weiteren Stellen längs des Umfangs des Außenfedersatzes 57, an denen kein Anschlagelement 65 positioniert ist, kann es weitere derartige Verbindungsstellen geben, an denen dann entsprechend nur die anderen Teile miteinander verbunden werden. Ein Torsionsanschlag 70, der einen Verdrehwinkel des äußeren Federspeichers 57 begrenzt und somit den Federsatz 57 gegen Blockbelastung schützt, kann hier vorzugsweise zwischen der eingangsseitigen Nabenscheibe 61 und dem ausgangssseitigen Führungsblech bzw. Zwischenelement 52 vorgesehen werden und kann sich motorseitig (bzw. drehmomentflussaufwärts) vom Federsatz 57 befinden. Dabei können z. B. an beiden Bauteilen 61 und 52 motorseitig entsprechende Laschen ausgeformt werden, die sich auf gleichem Umfang überdecken und somit nach einem definierten Verdrehwinkel aneinander stoßen.

Figur 6 zeigt eine weitere optionale Abwandlung der Konstruktion, bei der eine Integration einer Hohlradverzahnung 68a in den einstückigen Massegrundkörper 82 erfolgt ist. Ein Innendurchmesser des Massegrundkörpers 82 und damit auch der Hohlradverzahnung 68a kann dabei größer sein als ein Innendurchmesser des Außenfedersatzes 57,

was zu einem höheren Massenträgheitsmoment führt. Das Führungsblech 52 des Außenfedersatzes 57 kann so gestaltet sein, dass es getriebeseitig vom Außenfedersatz 57 neben diesem und zwischen diesem und dem Massegrundkörper 82 radial in Richtung Drehachse A gezogen ist und mit einem radial nach innen weisenden Abschnitt an einer axialen Planfläche des axial benachbarten Massegrundkörpers 82 anliegt. An den Stellen seines Umfangs, an denen die Anschlagenelemente 65 positioniert sind, können entsprechende Aussparungen vorgesehen sein, sodass eine Verschachtelung mit den Anschlagenelementen 65 in Umfangsrichtung möglich ist. Das Trägerblech 71, welches axial zwischen Massegrundkörper 82 und einer Zusatzmasse 76 angeordnet ist, kann in axialer Richtung soweit in Richtung Turbinenrad 75 gezogen sein, dass eine Verbindung des Trägerblechs 71 mit dem Massegrundkörper 82, der Zusatzmasse 76 und - je nach Position auf dem Umfang - entweder dem Führungsblech 52 oder dem Anschlagenelement 65 - beispielsweise durch Vernieten - auf einem Teilkreis mit durch alle der genannten Bauteile axial durchgreifende Nieten möglich ist.

Figur 6 zeigt auch eine alternative Gestaltung des Anschlags 65 zum Schutz des Außenfedersatzes 57, wobei radial innerhalb des Außenfedersatzes 57 ausgebogene und zusammenwirkende Laschen 84 und 85 der Bauteile 61 und 65 einen Verdrehwinkel begrenzen. Dabei zeigt eine ausgebogene Lasche 84 der primärseitigen Nabenscheibe 61 im Wesentlichen in Richtung Planetenrad 34. Eine dazu korrespondierende Lasche 85 des Anschlagenelements 65 wird durch einen radial nach innen weisenden Endabschnitt des sich darüber axial erstreckenden Anschlagenelementes 65 gebildet. Andere konkrete Ausgestaltungen sind natürlich möglich.

Die Figur 7 zeigt eine weitere optionale Abwandlung der Konstruktion, bei der wiederum eine noch weitergehende Funktions- bzw. Bauteileintegration realisiert wurde, um Bau-raumnutzung, Montage und Herstellbarkeit zu vereinfachen. Obwohl gemäß der Figur 7 die zweite Drehachse B gegenüber der ersten Drehachse A nur unwesentlich bzw. gar nicht verkippt dargestellt ist, lässt sich die in Figur 7 dargestellte Konstruktion ohne Weiteres auf Ausführungsbeispiele mit schräg zueinander laufenden ersten und zweiten Drehachsen A, B kombinieren. Gemäß der Figur 7 ist der einstückige Massegrundkörper 82 wiederum vorzugsweise als Massivumformteil hergestellt. Im Vergleich zu anderen Ausführungsformen bildet hier der Massegrundkörper 82 quasi alleinig die Sekun-

därseite des Außenfedersatzes 57 und übernimmt Funktionen des Zwischenelements 52 und Anslageelemente 65. Der Massegrundkörper 82 ist hier so ausgeformt, dass er sowohl eine radiale Abstützung des Außenfedersatzes 57 gewährleisten kann, als auch in den Federkanal ragende Stege aufweisen kann, die den Federn einen Anschlag in deren Umfangsrichtung bieten. Gemäß Ausführungsbeispielen kann der Massegrundkörper 82 also in einen Federkanal der Federanordnung 57 ragende Stege aufweisen, welche einer Feder der Federanordnung 57 als Anschläge in Umfangsrichtung dienen. Die Feder selbst kann, wie im unteren Ausschnitt, in der Figur 7 dargestellt, in einem Gleitbahnblech 87 laufen, welches radial innerhalb einer in Richtung Motor weisenden axialen Lippe des Massegrundkörpers 82 angeordnet sein kann. Dadurch kann der Grundkörper 82 einfacher ausgestaltet werden, da keine sphärische Kontur nötig ist. Um das Gleitbahnblech 87 zu halten, damit es axial motorseitig nicht herausrutschen kann, kann an mehreren Stellen am Umfang - abseits der Stege für den Federanschlag – die axiale Lippe des Grundkörpers 82 in diesen Bereichen radial nach innen eingebogen werden, wie es im unteren Ausschnitt der Figur 7 zu erkennen ist.

Das Hohlrad 68 kann hier wieder als separates Bauteil ausgeführt und mit dem Massegrundkörper 82 verpresst sein, wobei ein zusätzlicher Formschluss, beispielsweise mittels einer Steckverzahnung, die Position bestimmen und gegen Verdrehen sichern kann. Ein Innendurchmesser des Massegrundkörpers 82 und damit auch der Hohlradverzahnung 68a kann dabei wieder größer sein als ein Innendurchmesser des Außenfedersatzes 57. Die Steckverzahnung (auch Passverzahnung genannt) ist eine mögliche Formgebung in einer Welle-Nabe-Verbindung. Es handelt sich um eine Vielfach-Mitnehmerverbindung, wobei das Drehmoment von den Zahnflanken übertragen wird. Die Welle ist außen- und die Nabe ist innen-verzahnt. Andere Füge- bzw. Verbindungsverfahren zwischen Massegrundkörper 82 und Hohlrad 68 oder eine Integration als ein einziges Bauteil sind natürlich ebenfalls denkbar.

Gemäß der Ausführungsform der Figur 7 kann ein Torsionsanschlag zum Blockschutz des äußeren Federsatzes 57 derart bereitgestellt werden, dass Finger der primärseitigen Nabenscheibe 61, welche zwischen den einzelnen Federn des äußeren Federsatzes 57 hindurchgreifen, um diese anzusteuern, mit ihren Spitzen in eine Axialnut 88 im

Grundkörper 82 eintauchen, welche durch Unterbrechungen in Umfangsrichtung den Verdrehbereich entsprechend begrenzen kann.

Die Figur 8 zeigt eine weitere Ausführungsform, die sich von den im vorhergehenden beschriebenen Ausführungsbeispielen dadurch unterscheidet, dass die primärseitige Nabenscheibe 61, die eingangsseitig mit dem Abtrieb 64 der Wandler-Überbrückungskupplung 62 gekoppelt ist und sich von dem Innenfedersatz 58 nach radial außen in Richtung des Außenfedersatzes 57 erstreckt, radial von innen nach außen in den äußeren Federsatz 57 des äußeren Torsionsschwingungsdämpfers eingreift. Dabei kann das Führungsblech bzw. Zwischenelement 52 des äußeren Federsatzes 57 so geformt sein, dass es die Federn radial und motorseitig axial führt. Gemäß der in Figur 8 gezeigten Ausführungsform weist das Führungsblech 52 einen im Wesentlichen Ω -förmigen Querschnitt auf. Um den Federn in Umfangsrichtung einen Anschlag zu bieten, können zudem an mehreren Stellen in Umfangsrichtung (beispielsweise zwischen zwei Federn oder in Reihe geschalteten Federsätzen) – Segmente des Führungsblechs 52 nach radial innen in den Federkanal gebogen sein. Ein separates Anschlagelement ist somit nicht nötig. Eine Verbindung mit dem Massegrundkörper 82 kann beispielsweise, wie dargestellt, durch Aufpressen und/oder Verschweißen erfolgen. Ein Torsionsanschlag kann hier, analog zur Ausführungsform gemäß Figur 6, durch zueinander korrespondierende Ausformungen an der Nabenscheibe 61 und dem Führungsblech 52 erfolgen. Das Verbindungsglied der sekundärseitigen Bauteile untereinander bildet wiederum der Massegrundkörper 82. Neben der bereits beschriebenen Verbindung zum Führungsblech 52 können das Hohlrad 68 und gegebenenfalls eine Zusatzmasse 76 durch ein Fügeverfahren, beispielsweise Pressen und/oder Verstiften, an den Massegrundkörper 82 angebunden sein. Der Innendurchmesser des Massegrundkörpers 82 und damit auch der Hohlradverzahnung kann dabei deutlich größer sein als ein Innendurchmesser des Außenfedersatzes 57. Das Trägerteil 71, welches die Verbindung zur Turbine 75 und zur Axiallagerstelle 72 bildet, kann ebenfalls an dem Grundkörper 82 befestigt sein, beispielsweise durch Aufpressen und/oder Verschweißen, wie es in der Figur 8 dargestellt ist.

Die Figuren 9 und 10 zeigen weitere Ausführungsformen von Baugruppen mit Drehschwingungsdämpfungsanordnungen, welche mit einem Drehmomentwandler 90 ge-

koppelt sind. Obwohl in der Darstellung der Figuren 9 und 10 die beiden Drehachsen A, B nicht oder nur unwesentlich zueinander verkippt dargestellt sind, lassen sich die Konstruktionen gemäß Figur 9 und 10 unproblematisch mit Ausführungsbeispielen der kombinieren, bei denen die beiden Achsen A, B schräg zueinander verlaufen.

Mit dem Ziel, axialen Bauraum für die Verzahnung des Koppelgetriebes 20, 30 freizugeben, können auch verschiedene Maßnahmen getroffen werden, um den inneren Federsatz 58 weiter Richtung Motor bzw. Kurbelwelle 19 zu verlagern und dabei insbesondere den Freiraum radial innerhalb bzw. unterhalb der Wandlerkupplung 62 besser zu nutzen. Die beiden Figuren 9 und 10 stellen solche Varianten dar, welche unproblematisch mit anderen Ausführungsbeispielen kombinierbar sind.

Die Figur 9 zeigt eine Modifikation der Ansteuerung der Wandlerkupplung 62. Ein Kanal für ein Fluid (z. B. Öl), welches zur Betätigung der Kupplung 62 einen Betätigungskolben 89 gegen die Kupplung 62 drückt, wird üblicherweise durch Sicken im Kolbenträger 99 gebildet. Dabei bezeichnen Sicken manuell oder maschinell hergestellte rinnenförmige Vertiefungen. Gemäß einem Ausführungsbeispiel kann der Fluidkanal jedoch in das Gehäuse 95 verlagert werden, sodass der Kolbenträger 99 axial flacher ausgeführt werden kann und dadurch um die Höhe des Kanals schmaler wird. Dementsprechend kann der innere Federsatz 58 Richtung Motor verschoben werden und es ergibt sich für das Getriebe 20 der in Figur 9 gekennzeichnete Bauraumgewinn. Zudem kann für eine leichter Montage der Niet 69 auf einen Radius außerhalb des Sonnenrad-Kopfkreises verlagert werden und dafür die radial nach innen weisenden Führungsbleche 59 des inneren Federsatzes 58 und unter Umständen die Nabenscheibe 61 angepasst werden.

Die Figur 10 zeigt eine weitere optionale Modifikation der Wandlerkupplung 62, bei der neben der oben vorgestellten Verlagerung des Ölkanals in das Gehäuse 95 die Kupplung 62 selbst radial weiter nach außen versetzt ist, so dass es keine radiale Überlappung zwischen der Wandlerkupplung 62 und dem Innenfedersatz 58 bzw. dessen Führungsblechen 59 gibt. Durch den dadurch gewonnenen zusätzlichen Bauraum kann ein Berührungspunkt zwischen dem Betätigungskolben 89 und dem Kolbenträger 99 ebenfalls radial nach außen (etwa auf radiale Höhe des Innenfedersatzes 58) und axial in Richtung Motor bzw. Kurbelwelle 19 verschoben werden. Der Innenfedersatz 58 kann

dann dementsprechend ebenfalls axial in Richtung Motor verschoben werden und den in Figur 10 gekennzeichneten zusätzlichen Bauraum für das Koppelgetriebe 20, 30 freigeben. Als weiterer Vorteil kann bei der Anordnung gemäß Figur 10 die Anbindung der Wandlerkupplung 62 an den Federspeicher, d. h. der Kupplungsabtrieb 64, durch entsprechende Gestaltung des Federspeicherdeckblechs 59 selbst erfolgen. Gemäß Figur 10 sind Wandlerkupplungsabtrieb 64 und Deckblech 59-1 als einziges Bauteil ausgebildet, welches mittels eines Axialbolzens 98 drehfest an die Nabenscheibe 61 angekoppelt werden kann.

Eine weitere Maßnahme, welche noch mehr axialen Bauraum für das Koppelgetriebe 20 bereitstellen kann, und welche im Nachfolgenden weiter erläutert wird, besteht in einer Verlagerung der axialen Lagerstelle 72 des Freilaufs und der zum Phasenschieber 42 sekundärseitigen Bauteile.

Die Figur 11a zeigt dazu ein Anfaehrelement für ein Kraftfahrzeug mit einem über ein Antriebsorgan und eine Gehäuseanordnung 95 betreibbaren Drehmomentwandler 90, der ein um eine Drehachse A drehbares Leitrad 66 mit einem ein Radiallager 91, 92 weisenden Freilauf umfasst, und einer axial außerhalb des Drehmomentwandlers 90 angeordneten Baugruppe in Form einer Drehschwingungsdämpfungsanordnung, welche im Vorhergehenden bereits eingehend erläutert wurde. Alternativ oder zusätzlich kann die Baugruppe auch andere als die dargestellten Bauteile aufweisen. Obwohl in der Darstellung der Figur 11a die beiden Drehachsen A, B nicht oder nur unwesentlich zueinander verkippt dargestellt sind, lässt sich die Konstruktion gemäß Figur 11a unproblematisch mit Ausführungsbeispielen der vorliegenden Erfindung, bei denen die beiden Achsen A, B schräg zueinander verlaufen, kombinieren.

Das in Figur 11a gezeigte Anfaehrelement ist gegenüber den im vorhergehenden beschriebenen Ausführungsformen dadurch gekennzeichnet, dass eine axiale Lagerung beziehungsweise die axiale Lagerstelle 72 des Freilaufs mit der sich der Freilauf bzw. das Leitrad 66 axial gegen die Drehschwingungsdämpfungsanordnung abstützt, radial außerhalb des Radiallagers 91, 92 des Freilaufs angeordnet sitzt. Insbesondere kann die axiale Lagerung 72 des Freilaufs radial außerhalb eines Außenrings 92 des Radiallagers angeordnet sein, mit dem sich das Leitrad 66 radial gegen die Drehachse A ab-

stützt und den Freilauf bildet. Durch die Verlagerung der Axiallagerstelle 72 von axial neben bzw. benachbart zum Radiallager 91, 92 des Freilaufs hin zu einer Position radial oberhalb bzw. außerhalb des Radiallagers 91, 92 des Freilaufs kann der von der Axiallagerung 72 benötigte axiale Bauraum eingespart bzw. freigegeben werden.

Die radial nach außen verlegte Axiallagerstelle 72 kann, wie bei der Ausgangskonstruktion gemäß Fig. 2, zwei Axiallager umfassen, welche sich im Kraftfluss zwischen dem Außenring 92 des Freilaufs, bzw. dem Leitrad 66 auf der einen und dem Planetenradträger 24 bzw. einem Abtriebsflansch 86 zur Getriebeeingangswelle auf der anderen Seite befinden und die zwischen sich noch Bauteile der Sekundärseite des Phasenschiebers 42, wie z. B. das Deckblech 52, das Hohlrad 68, und gegebenenfalls die Zusatzmasse 76 und die Turbine 75 – axial lagern. Ein Unterschied ist jedoch, dass sich die Axiallagerstelle 72 nicht axial neben dem Freilauf befindet, sondern radial außerhalb des Freilaufs und zumindest teilweise der gleichen axialen Ebene. Das heißt, die axiale Lagerung 72 des Freilaufs kann zumindest teilweise axial mit dem Radiallager 91, 92 des Freilaufs überlappen. Durch diese Schachtelung kann der Bauraum motorseitig neben dem Freilauf freigegeben werden und kann genutzt werden, um beispielsweise ein wesentlich breiteres Sonnenrad 28 und/oder entsprechend breitere Zahnsegmente eines korrespondierenden Planeten 34 (siehe Fig. 11a) zu realisieren oder aber den Wandler 90 insgesamt schmaler zu bauen.

Gemäß Ausführungsbeispielen kann eine Anbindung der Turbine 75 an die Sekundärseite des Phasenschiebers 42 so realisiert werden, dass am radial innen liegenden Fuß der Turbine 75 Blechlaschen 93 ausgeformt sind, welche durch entsprechende Fenster im radial nach innen bis in die Axiallagerstelle 72 gezogenen Deckblech 52 hindurchgeführt und dann umgebogen bzw. verrollt werden können, um die beiden Teile 52, 75 formschlüssig miteinander zu verbinden. In anderen Worten ausgedrückt, kann der durch das Turbinenrad 75, das Leitrad 66 und das Pumpenrad 74 gebildete Drehmomentwandler 90 axial neben der Drehschwingungsdämpfung angeordnet sein, wobei das Turbinenrad 75 wenigstens eine Lasche 93 aufweist, welche axial in ein abtriebseitiges Element 52 der Drehschwingungsdämpfungsanordnung eingreift, um das Turbinenrad 75 und die Drehschwingungsdämpfungsanordnung bzw. deren Ausgangsbereich drehfest um die Drehachse A miteinander zu koppeln.

Durch die Ausführungsform der Figur 11a ergeben sich folgende Vorteile:

- Die deutliche Steigerung des verfügbaren axialen Bauraums der Verzahnung am/zum Sonnenrad 28 erlaubt den Einsatz weniger tragfähiger Werkstoffe, wie z.B. Kunststoff.
- Dadurch, dass die Axiallagerstelle 72 auf einem größeren radialen Durchmesser sitzt, wird der Abstand zwischen dem Lager 72 und den abzustützensen Massen geringer. Die Anbindung dieser Teile, hier realisiert mittels des Führungsblechs 52 des äußeren Federsatzes 57, welches radial bis in das Lager 72 runtergezogen ist, wird dementsprechend kürzer und damit steifer und genauer.
- Der Planetenradträger 24 bzw. ein anderes Ausgangselement kann für eine optimale Funktion der Leistungsverzweigung möglichst steif sein. Ihn auf die Festigkeit zur Aufnahme axialer Lagerkräfte auszulegen, kommt also auch seiner Funktion für die DU-Reduzierung zugute. Durch die zusätzliche Stützstelle mittels des Lagers 72 wird der Planetenradträger 24 selbst zusätzlich versteift.
- Der freie Bauraum über dem Freilauf entsteht durch eine ovale Ausführung des hydrodynamischen Kreislaufrs und einem höheren axialen Versatz zwischen den Leitschaufeln und Freilauf und dient bislang der Aufnahme der Massen eines drehzahladaptiven Tilgers. Bei der DU-Reduzierung durch Leistungsverzweigung wird dieser Bauraum jedoch im radial inneren Bereich nicht benötigt und kann durch die Verlegung der Lagerstelle dorthin sinnvoll genutzt werden.
- Auf das Bauteil Druckscheibe 77 kann verzichtet werden. Stattdessen kann, wie dargestellt, der Außenring 92 des Freilaufs entsprechend ausgebildet werden, so dass er eine Abdeckung zur Seite (in Richtung Planetenradträger 24) bereitstellt und als axialer Anschlag für den Innenring dient. Der Außenring 92 kann also einen radial nach innen weisenden Bord umfassen, welcher das Radiallager des Freilaufs in Richtung zu der axial benachbarten Drehschwingungsdämpfungsanordnung abdeckt und einen axialen Anschlag für einen Innenring des Radiallagers bildet.

Gemäß der Ausführungsform der Fig. 11a ist das Axiallager 72 radial außerhalb des Radiallagers 91, 92 und axial zwischen einem abtriebsseitigen Bauteil 24 der Baugruppe (Drehschwingungsdämpfungsanordnung) und einer sich radial erstreckenden Plan-

fläche des Leitrads 66 angeordnet. In anderen Worten stellt eine axiale Planfläche des Leitrads 66 eine Lauffläche für Wälzkörper des Axiallagers 72 bereit. Ebenso wird eine weitere Gegenlauffläche durch eine Planfläche des Planetenradträgers 24 bereitgestellt. Zwischen den Wälzkörpern befindet sich zudem ein radial inneres Ende des Zwischenelements 52, auf dem die Wälzkörper abrollen können.

Die Figur 11b zeigt ein weiteres Ausführungsbeispiel, wie die Lagerstelle 72 auch anders ausgestaltet werden kann. Hier bildet eine radial noch außen weisende Seitenfläche 94 am gehärteten Außenring 92 des Freilaufs direkt eine Laufbahn eines der beiden Axiallager 72. Der Außenring 92 des Radiallagers des Freilaufs kann zwischen seinen axialen Enden also einen nach radial außen weisenden Bord 94 aufweisen, welcher als Lauffläche für Wälzkörper der axialen Lagerung 72 des Freilaufs ausgebildet ist. Der Bord 94 kann also zwischen den Wälzkörpern und der axialen Planfläche des Leitrads 66 angeordnet sein. Alternativ zu den dargestellten Axial-Nadellagern sind auch andere Axial- beziehungsweise Axial-Radial-Wälz- oder Gleitlager möglich.

Die Figur 12 zeigt eine weitere Möglichkeit, den durch die Verlegung der Lagerstelle 72 gewonnenen Bauraum zu nutzen. Durch den gewonnenen Bauraum kann auch eine Schaltung eines Umlaufräder-Koppelgetriebes 20 mit zwei Hohlrädern 68, 96, einem Antriebshohlrاد 68 und einem Abtriebshohlrاد 96, trotz des größeren axialen Bauraumbedarfs eingesetzt werden, ohne die Außenabmessungen des Wandlers 90 zu vergrößern. Wie es in der Figur 12 zu erkennen ist, stützt sich bei dieser Ausführungsform das Leitrad 66 über die radial außerhalb des Freilaufs 91, 92 liegende Axiallagerung 72 gegen einen mit dem Abtriebsflansch 86 zur Getriebeeingangswelle gekoppelten Abtriebshohlrادträger 96 ab. Demnach kann sich gemäß Ausführungsbeispielen das Leitrad 66 über die Axiallagerung 72 gegen sich von der Drehachse A nach radial außen erstreckende Planeten- und/oder Abtriebshohlrادträger 52, 96 abstützen. Dabei kann sich der radial nach außen erstreckende Planeten- und/oder Abtriebshohlrادträger 24, 96 eine Lauffläche für Wälzkörper der axialen Lagerung 72 des Freilaufs bilden.

Wenn die Turbine 75 des Wandlers 90 mit der Ausgangsseite des Phasenschiebers 42 verbunden ist, um deren Massenträgheitsmoment für die Phasenverschiebung zu nutzen, wird auch bei offener Wandlerkupplung – d.h. im eigentlichen Wandlerbetrieb – der

Momentenfluss über die Leistungsverzweigung zur Getriebeeingangswelle übertragen. Das über die Turbine 75 in das Hohlrad 68 eingeleitete Moment bewirkt ein gleichgerichtetes Moment auf das Planetenrad 34 und dieses ein entgegen gerichtetes Moment auf das Sonnenrad 28. Durch die entgegen gerichteten Momente auf Hohl- und Sonnenrad verdrehen sich diese beiden Teile gegeneinander und der zwischen ihnen liegende Federsatz 57, 58 wird gespannt, bis sich ein Momentengleichgewicht zwischen dem Torsionsschwingungsdämpfer und dem eingeleiteten Moment eingestellt hat bzw. bis der Torsionsanschlag des Schwingungsdämpfers erreicht ist. Ab diesem Punkt ist das Getriebe 30 gesperrt und das Moment der Turbine 75 wird über den Planetenradträger 24 auf den Abtriebsflansch 86 zur Getriebeeingangswelle übertragen. Es ergeben sich dabei folgende Probleme:

- Es schadet der Dynamik des Antriebs dass der Federspeicher 57, 58 vor einer Kraftübertragung zum Getriebe gespannt werden muss.
- Durch die Krafteinleitung direkt auf das Hohlrad 68 liegt dort nicht mehr nur ein Teil des Motormoments an, sondern das volle Eingangsmoment. Das Motormoment wurde dabei aber auch noch um die Wandlerüberhöhung verstärkt. Auch wenn der Federsatz 57, 58 von entsprechenden Anschlägen gegen Überlastung durch ein zu hohes Moment geschützt ist, steigt die Belastung auf die Verzahnungen auf ein Vielfaches an.

Gelöst werden kann diese Problematik dadurch, dass zwischen dem Ausgangsbereich 52 der Drehschwingungsdämpfungsanordnung und dem Ausgangsbereich 24 der Koppelanordnung 20, 30 Mittel vorgesehen sind, welche eine Relativverdrehung zwischen dem Ausgangsbereich 52 der Drehschwingungsdämpfungsanordnung und dem Ausgangsbereich 24 der Koppelanordnung 20, 30 um die Drehachse A begrenzen. Beispielsweise kann gemäß Fig. 12 ein zusätzlicher Anschlag zwischen der Ausgangsseite 52 des Federspeichers, an der die Turbine 75 befestigt ist, und dem Abtrieb 24, 86 zum Getriebe, vorzugsweise dem Planetenradträger 24 vorgesehen werden. Durch diesen kann der Kraftfluss über das Leistungsverzweigungsgetriebe 30 und den Phasenschieber 42 überbrückt werden.

In Figur 13 wird eine andere Umsetzung in Kombination mit einer Koppelgetriebebeschaltung mit Abtriebshohlrad anstatt Planetenrad(träger) gezeigt. Der angesprochene Anschlag kann beispielsweise in der Form umgesetzt werden, dass aus dem Führungs-

blech 52 eine Lasche 97 ausgeformt werden kann, die axial in ein dazu korrespondierendes Langloch im Träger 96 des Abtriebshohlrades eingreifen kann. In dem Bereich des Anschlags bzw. der Lasche 97 überlappen sich in radialer Richtung verlaufende Abschnitte des Ausgangsbereich 52 der Drehschwingungsdämpfungsanordnung bzw. des Führungsblechs 52 und des Ausgangsbereichs der Koppelanordnung 20, 30 bzw. des Abtriebshohlradträgers 96. Es sei betont, dass die beschriebenen Mittel, welche eine Relativverdrehung zwischen dem Ausgangsbereich 52 der Drehschwingungsdämpfungsanordnung und dem Ausgangsbereich der Koppelanordnung 20, 30 um die Drehachse A begrenzen, unabhängig von der Position des Axiallagers 72 eingesetzt werden können, so dass der Anschlag auch mit anderen im Vorhergehenden Ausführungsformen kombiniert werden kann.

Zusammenfassend wurden unterschiedliche aber miteinander kombinierbare Maßnahmen vorgestellt um grundlegende Problemstellungen beim Einsatz der DU-Reduzierung durch Leistungsverzweigung, insbesondere in der Anwendung im Drehmomentwandler, zu lösen.

Die in der vorstehenden Beschreibung, den nachfolgenden Ansprüchen und den beigelegten Figuren offenbarten Merkmale können sowohl einzeln wie auch in beliebiger Kombination für die Verwirklichung eines Ausführungsbeispiels in ihren verschiedenen Ausgestaltungen von Bedeutung sein und implementiert werden.

Obwohl manche Aspekte im Zusammenhang mit einer Vorrichtung beschrieben wurden, versteht es sich, dass diese Aspekte auch eine Beschreibung des entsprechenden Verfahrens darstellen, sodass ein Block oder ein Bauelement einer Vorrichtung auch als ein entsprechender Verfahrensschritt oder als ein Merkmal eines Verfahrensschrittes zu verstehen ist. Analog dazu stellen Aspekte, die im Zusammenhang mit einem oder als ein Verfahrensschritt beschrieben wurden, auch eine Beschreibung eines entsprechenden Blocks oder Details oder Merkmals einer entsprechenden Vorrichtung dar.

Die oben beschriebenen Ausführungsbeispiele stellen lediglich eine Veranschaulichung der Prinzipien der vorliegenden Erfindung dar. Es versteht sich, dass Modifikationen

und Variationen der hierin beschriebenen Anordnungen und Einzelheiten anderen Fachleuten einleuchten werden. Deshalb ist beabsichtigt, dass die Erfindung lediglich durch den Schutzbereich der nachstehenden Patentansprüche und nicht durch die spezifischen Einzelheiten, die anhand der Beschreibung und der Erläuterung der Ausführungsbeispiele hierin präsentiert wurden, beschränkt sei.

Bezugszeichen

10,10' herkömmliche Drehschwingungsdämpfungsanordnung

12 Antriebsaggregat

14 Abtriebsaggregat

16 Eingangsbereich

17 Antriebssonnenradträger

18 Drehmomentübertragungsweg

19 Kurbelwelle

20 Koppelanordnung

22 erstes Koppelanordnungseingangsteil

24 Planeten-/Hohlrادträger

26 zweites Koppelanordnungseingangsteil

28 Antriebssonnenrad

30 Planetengetriebe

32 erstes Planetenrad

34 zweites Planetenrad, Planetenrad

36 Ausgangsteil

38 Abtriebshohlrاد

40 Ausgangsbereich

42 Schwingungssystem, Phasenschiebeanordnung

44 Primärmasse

46 Eingangselement

48 Federanordnung

50 Ausgangselement

52 Zwischenelement

54 Zusatzmassenelement

56 Massependel

57 Außenfedersatz

58 Innenfedersatz

59 Führungsblech

61 Nabenscheibe

62 Wandler-Überbrückungskupplung

- 63 Wandlerkupplungsantrieb
- 64 Wandlerkupplungsabtrieb
- 65 Anschlagelement
- 66 Leitrad
- 67 Verbindungsblech
- 68 Antriebshohlrad
- 69 Verbindungsbolzen
- 70 Torsionsanschlag
- 71 Trägerblech
- 72 Axiallagerstelle
- 74 Pumpenrad
- 75 Turbinenrad
- 76 Zusatzmasse
- 77 Druckscheibe
- 78 Lagerscheibe
- 79 Lagerbolzen
- 80 axialer Bauraum
- 81 Verzahnungssegment
- 82 Massegrundkörper
- 83 Niet
- 84 Lasche
- 85 Lasche
- 86 Abtriebsflansch
- 87 Gleitbahnblech
- 88 Axialnut
- 89 Betätigungskolben
- 90 Drehmomentwandler
- 91 Freilauf, Wälzkörper
- 92 Außenring
- 93 Blechlasche
- 94 Seitenfläche, Bord
- 95 Wandlergehäuse
- 96 Abtriebshohlradträger

- 97 Lasche
- 98 Axialbolzen
- 99 Kolbenträger
- 100 Drehschwingungsdämpfungsanordnung

Patentansprüche

1. Anfahrelement für ein Kraftfahrzeug, mit folgenden Merkmalen:
einem über ein Antriebsorgan (12) und eine Gehäuseanordnung (95) betreibbaren Drehmomentwandler (90), der ein um eine Drehachse (A) drehbares Leitrad (66) mit einem ein Radiallager (91, 92) aufweisenden Freilauf umfasst; und
einer axial außerhalb des Drehmomentwandlers (90) angeordnete Baugruppe (100),
dadurch gekennzeichnet, dass eine axiale Lagerung (72) des Freilaufs, mit der sich der Freilauf axial gegen die Baugruppe (100) abstützt, radial außerhalb des Radiallagers (91; 92) des Freilaufs angeordnet sitzt.
2. Anfahrelement nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die axiale Lagerung (72) des Freilaufs zumindest teilweise axial mit dem Radiallager (91; 92) des Freilaufs überlappt.
3. Anfahrelement nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass die axiale Lagerung (72) des Freilaufs radial außerhalb eines Außenrings (92) des Radiallagers angeordnet ist, mit dem sich das Leitrad (66) gegen die Drehachse (A) abstützt.
4. Anfahrelement nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, dass der Außenring (92) des Radiallagers einen nach radial innen weisenden Bord umfasst, welcher das Radiallager (91; 92) in Richtung zu der axial benachbarten Baugruppe (100) abdeckt und einen axialen Anschlag für einen Innenring des Radiallagers (91; 92) bildet.
5. Anfahrelement nach Anspruch 3 oder 4, dadurch gekennzeichnet, dass der Außenring (92) des Radiallagers zwischen seinen axialen Enden einen nach radial außen weisenden Bord (94) aufweist, welcher als Lauffläche für Wälzkörper der axialen Lagerung (72) des Freilaufs ausgebildet ist.
6. Anfahrelement nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Baugruppe (100) eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung umfasst, die zwischen einer Wandlerüberbrückungskupplung (62) und einem Abtriebsorgan (14) derart angeordnet ist, dass der durch ein Turbinenrad (75), das Leitrad (66) und ein Pumpenrad (74) gebildete Drehmomentwandler (90) axial neben der Dreh-

schwingungsdämpfungsanordnung (100) angeordnet ist, wobei das Turbinenrad (75) wenigstens eine Lasche (93) umfasst, welche axial in ein abtriebsseitiges Element (52) der Drehschwingungsdämpfungsanordnung eingreift, um das Turbinenrad (75) und die Drehschwingungsdämpfungsanordnung (100) drehfest um die Drehachse (A) miteinander zu koppeln.

7. Anfahrelement nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, dass die wenigstens eine Lasche (93) radial oberhalb der axialen Lagerung (72) des Freilaufs in das abtriebsseitige Element (52) der Drehschwingungsdämpfungsanordnung (100) eingreift.

8. Anfahrelement nach Anspruch 6 oder 7, dadurch gekennzeichnet, dass das abtriebsseitige Element (52) der Drehschwingungsdämpfungsanordnung radial derart in die axiale Lagerung (72) des Freilaufs eingreift, dass Wälzkörper der axialen Lagerung (72) bei einer Drehung um die Drehachse (A) auf dem abtriebsseitigen Element (52) abrollen können.

9. Anfahrelement nach einem der Ansprüche 6 bis 8, dadurch gekennzeichnet, dass die Drehschwingungsdämpfungsanordnung (100) einen von der Wandlerüberbrückungskupplung (62) zu dem Abtriebsorgan (14) verlaufenden ersten Drehmomentübertragungsweg (18-1) und einen von der Wandlerüberbrückungskupplung (62) zu dem Abtriebsorgan (14) verlaufenden zweiten Drehmomentübertragungsweg (18-2) umfasst, dass die Drehschwingungsdämpfungsanordnung (100) ferner eine Koppelanordnung (20; 30) zur Überlagerung von über die Drehmomentübertragungswege (18-1; 18-2) geleiteten Drehmomenten umfasst, wobei die Koppelanordnung (20; 30) ein Planetengetriebe (30) mit einem sich von der Drehachse (A) radial nach außen erstreckenden Planeten- oder Abtriebshohlradträger (24; 96) umfasst, und wobei sich die axiale Lagerung (72) des Freilaufs gegen den radial nach außen erstreckenden Planeten- oder Abtriebshohlradträger (24; 96) abstützt.

10. Anfahrelement nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, dass der sich radial nach außen erstreckende Planeten- oder Abtriebshohlradträger (24; 96) eine Lauffläche für Wälzkörper der axialen Lagerung (72) des Freilaufs bildet.

11. Anfaehrelement nach einem der Anspruiche 6 bis 10, dadurch gekennzeichnet, dass die Koppelanordnung (20; 30) ein Planetengetriebe (30) mit einem mit dem Abtriebsorgan gekoppelten Planetenradtraeger (24) umfasst, der eine zweite Drehachse (B) fuer ein Planetenrad (34) definiert, wobei die Drehachse (A) und die zweite Drehachse (B) in einer von den Drehachsen (A; B) aufgespannten Ebene schraeg zueinander verlaufen.
12. Anfaehrelement nach einem der Anspruiche 9 bis 11, dadurch gekennzeichnet, dass der erste Drehmomentuebertragungsweg (18-1) eine Phasenschieberanordnung (42) umfasst zur Erzeugung einer Phasenverschiebung von ueber den ersten Drehmomentuebertragungsweg (18-1) geleiteten Drehungleichfoermigkeiten bezueglich von ueber den zweiten Drehmomentuebertragungsweg (18-2) geleiteten Drehungleichfoermigkeiten.
13. Anfaehrelement nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, dass die Phasenschieberanordnung (42) eine Primaerseite und eine mit dieser durch eine Federanordnung (57) gekoppelte Sekundaerseite aufweist, wobei die Sekundaerseite durch einen einstueckigen Massegrundkoerper (82) zur Bereitstellung eines Massentraegheitsmoments gebildet ist, wobei in den Massegrundkoerper (82) eine Holradverzahnung (68a) zum Kaemmen mit dem Planetenrad (34) eingeformt ist.
14. Anfaehrelement nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, dass sich die Federanordnung (57) radial an dem Massegrundkoerper (82) abstuetzt.
15. Anfaehrelement nach Anspruch 13 oder 14, dadurch gekennzeichnet, dass der Massegrundkoerper (82) in einen Federkanal der Federanordnung (57) ragende Stege aufweist, welche einer Feder der Federanordnung als Anschlaege in Umfangsrichtung dienen.
16. Anfaehrelement nach einem der Anspruiche 13 bis 15, dadurch gekennzeichnet, dass eine Nabenscheibe (61) der Primaerseite von radial innen nach radial auessen in die Federanordnung (57) der Phasenschieberanordnung (42) eingreift.
17. Kraftfahrzeug mit einem Anfaehrelement nach einem der vorhergehenden Anspruiche.

1/15

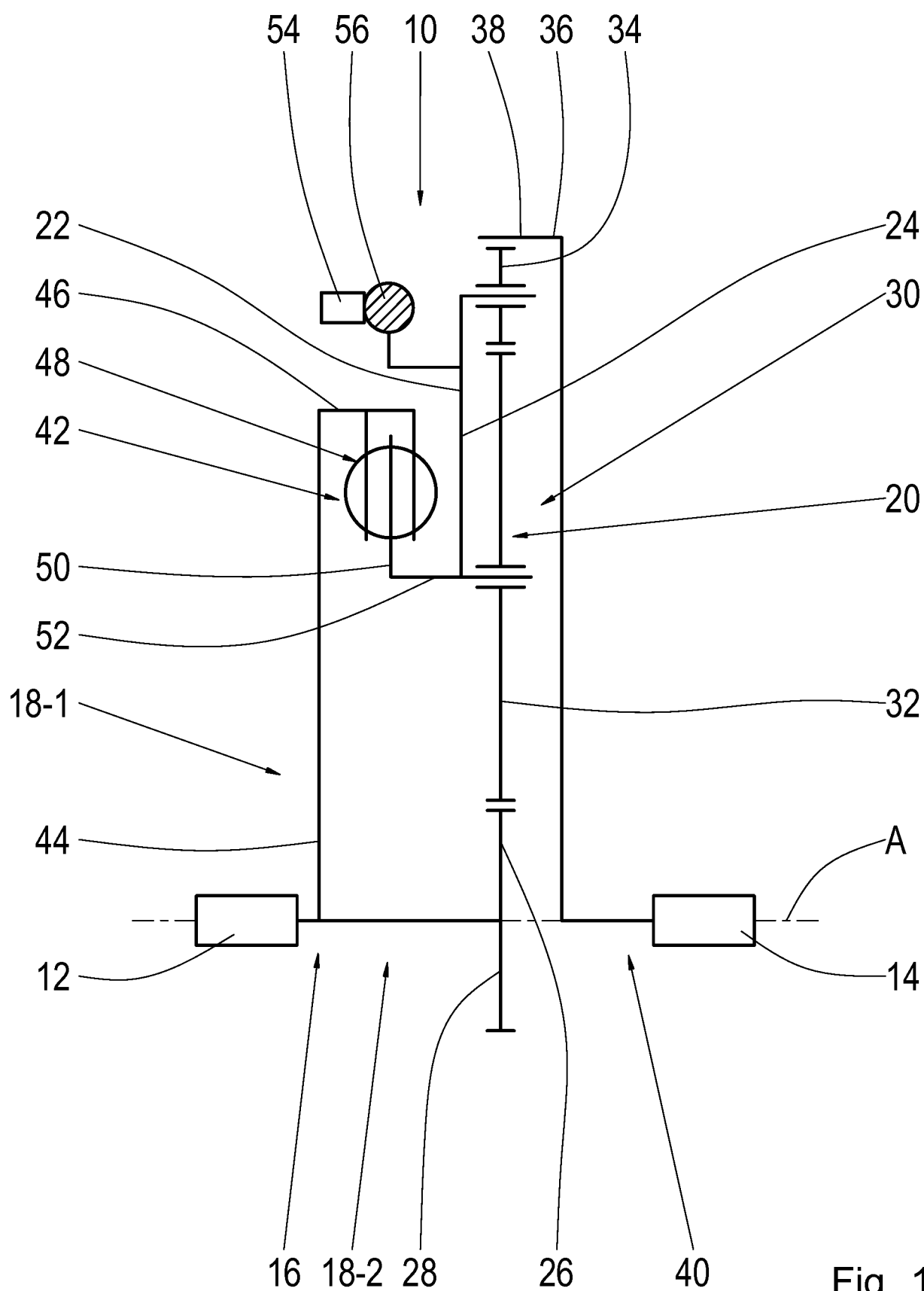


Fig. 1

2/15

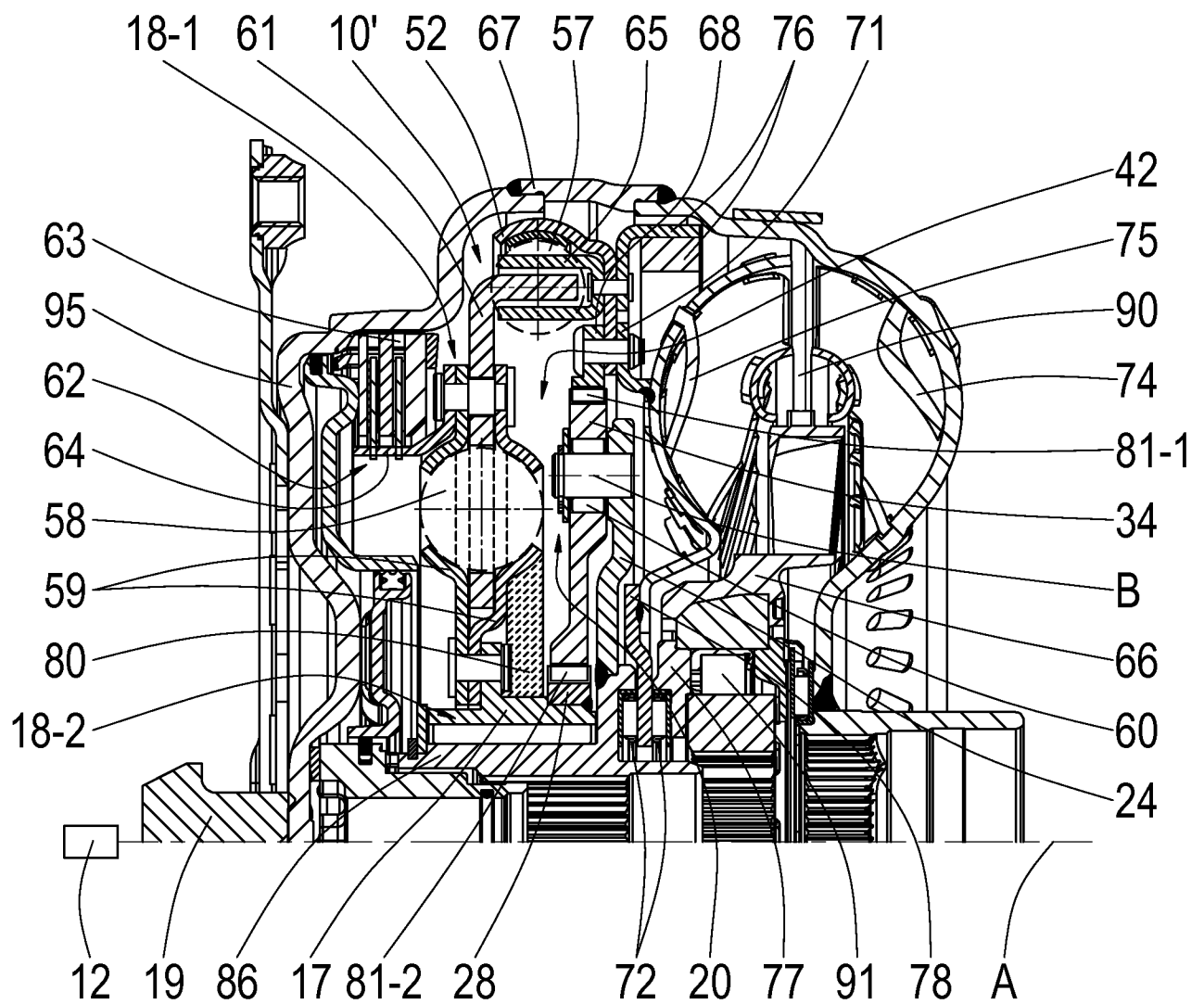


Fig. 2a

3/15

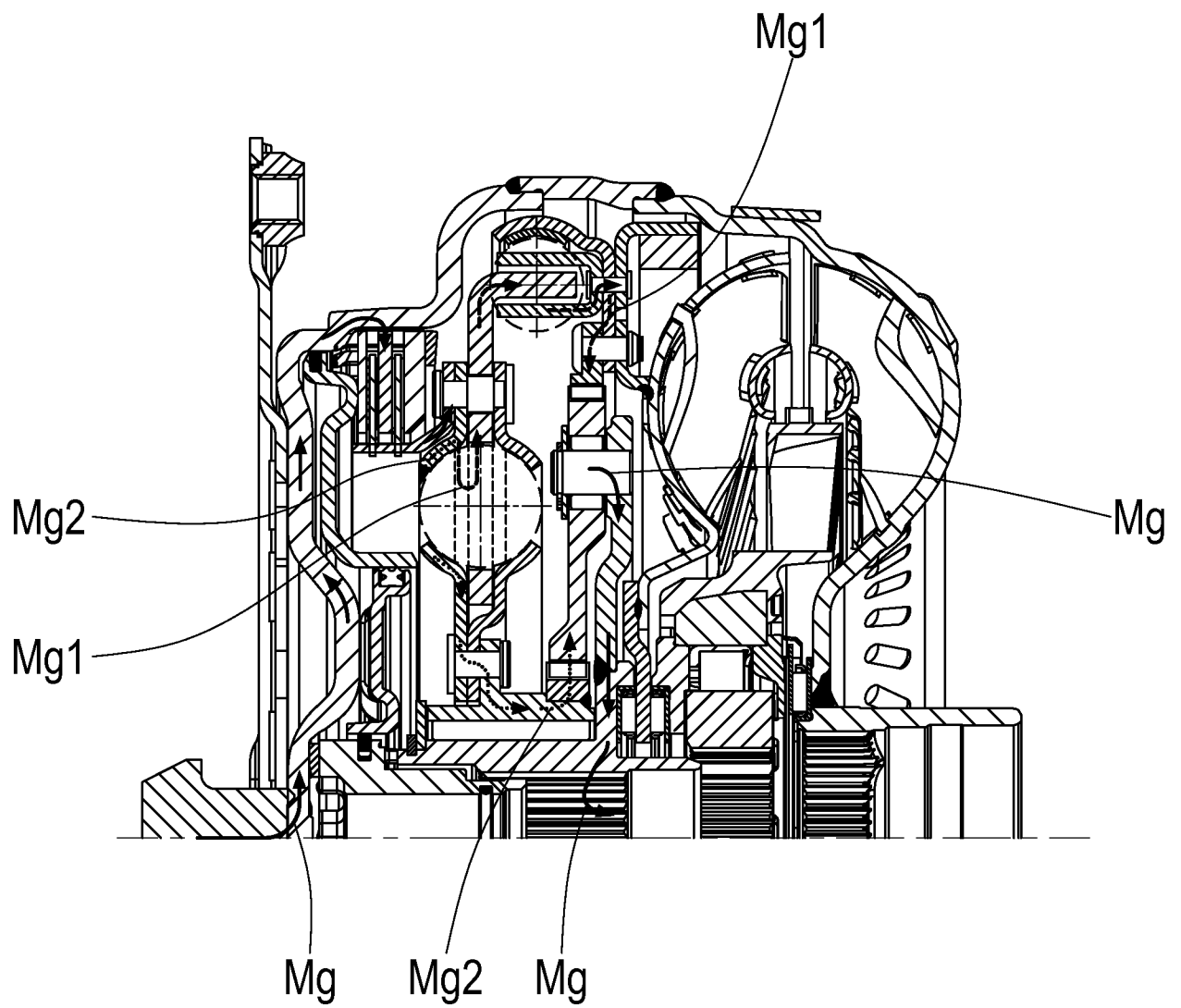


Fig. 2b

4/15

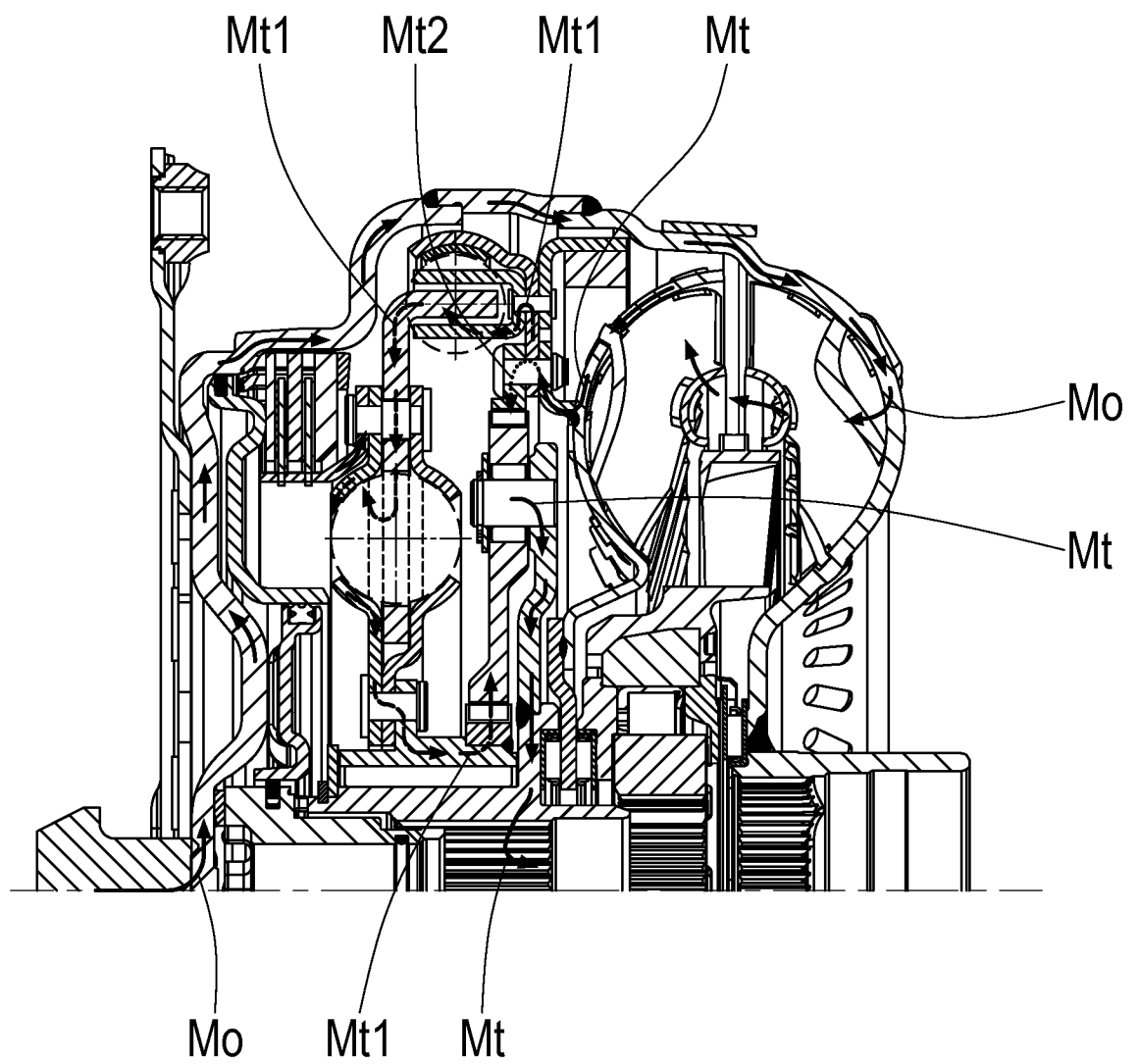


Fig. 2c

5/15

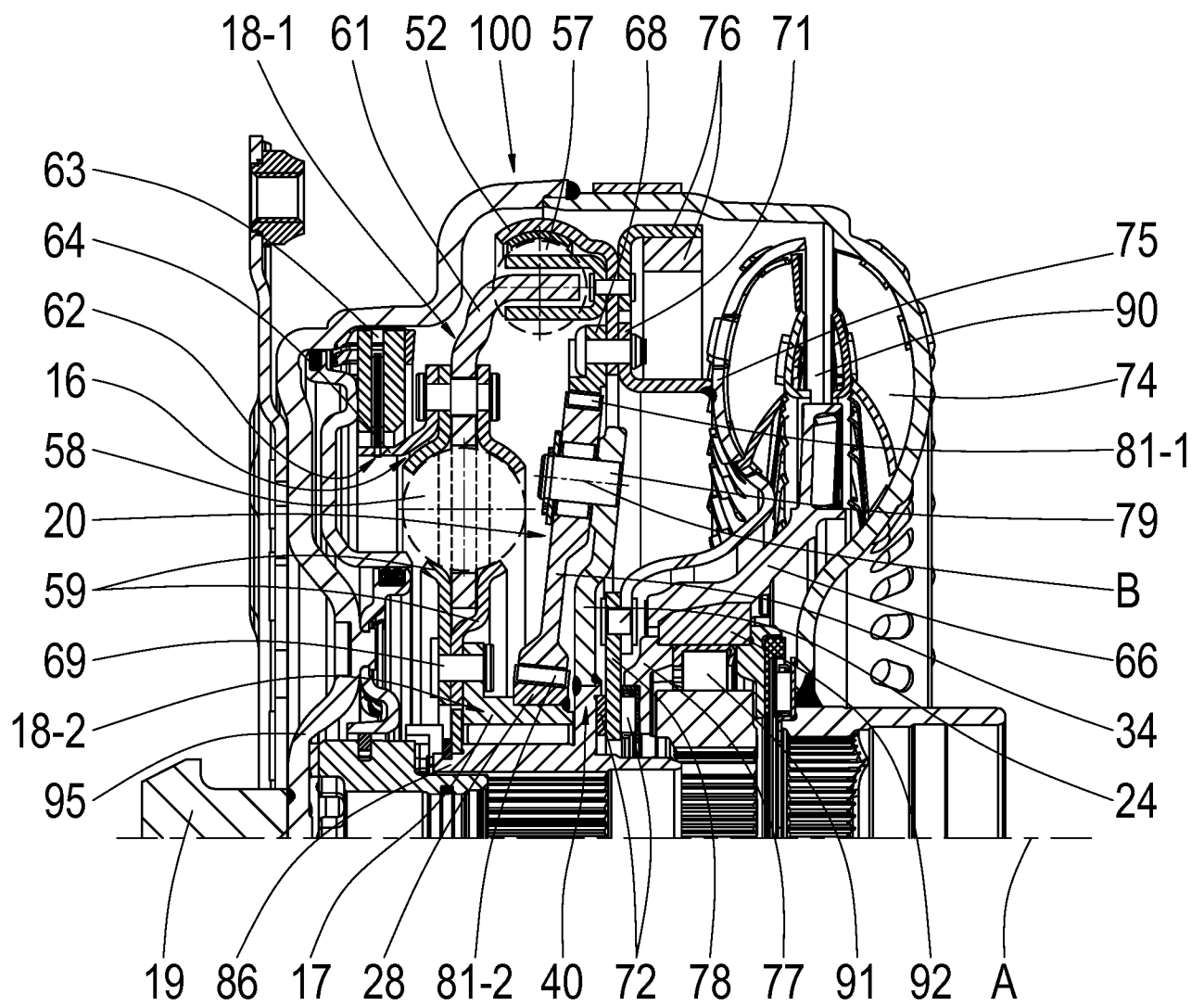


Fig. 3

6/15

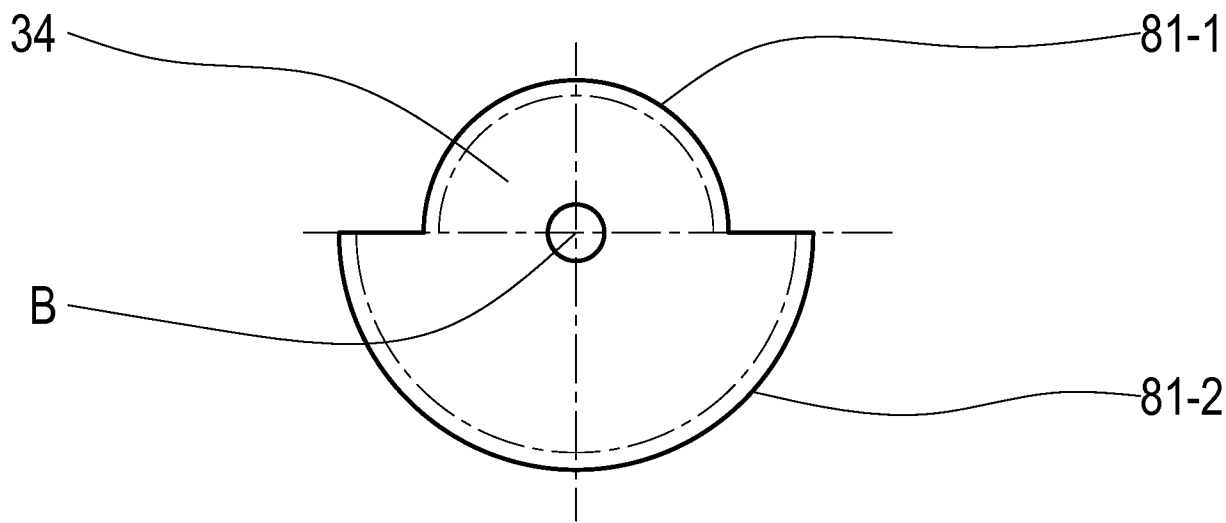


Fig. 4a

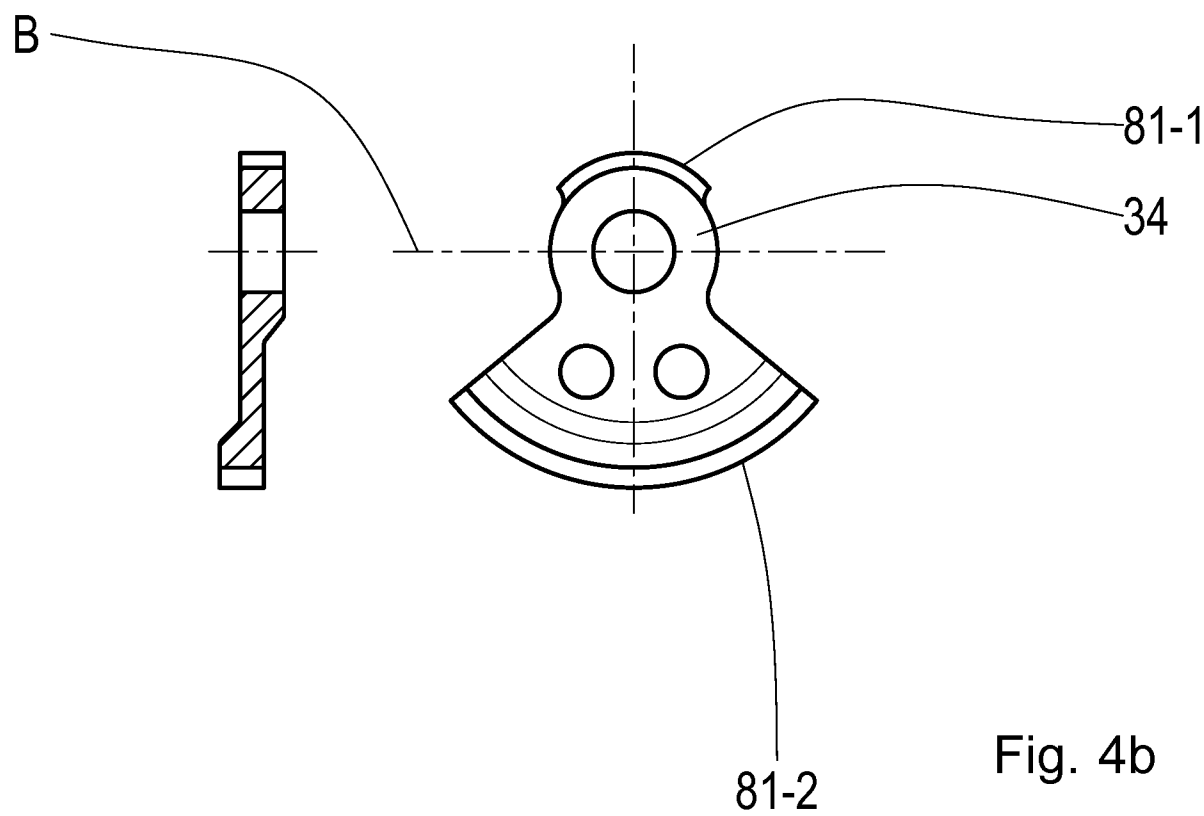


Fig. 4b

7/15

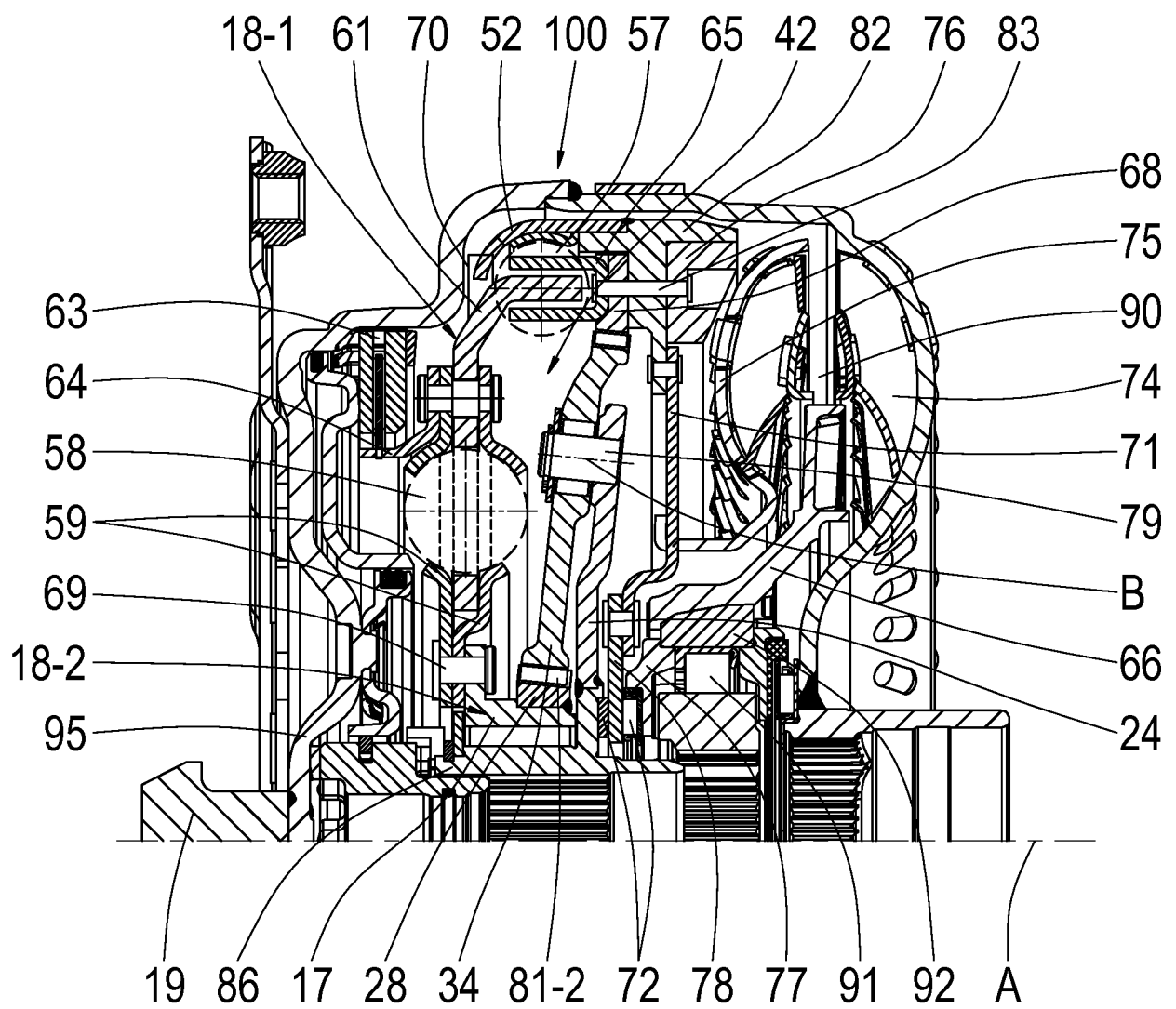


Fig. 5

8/15

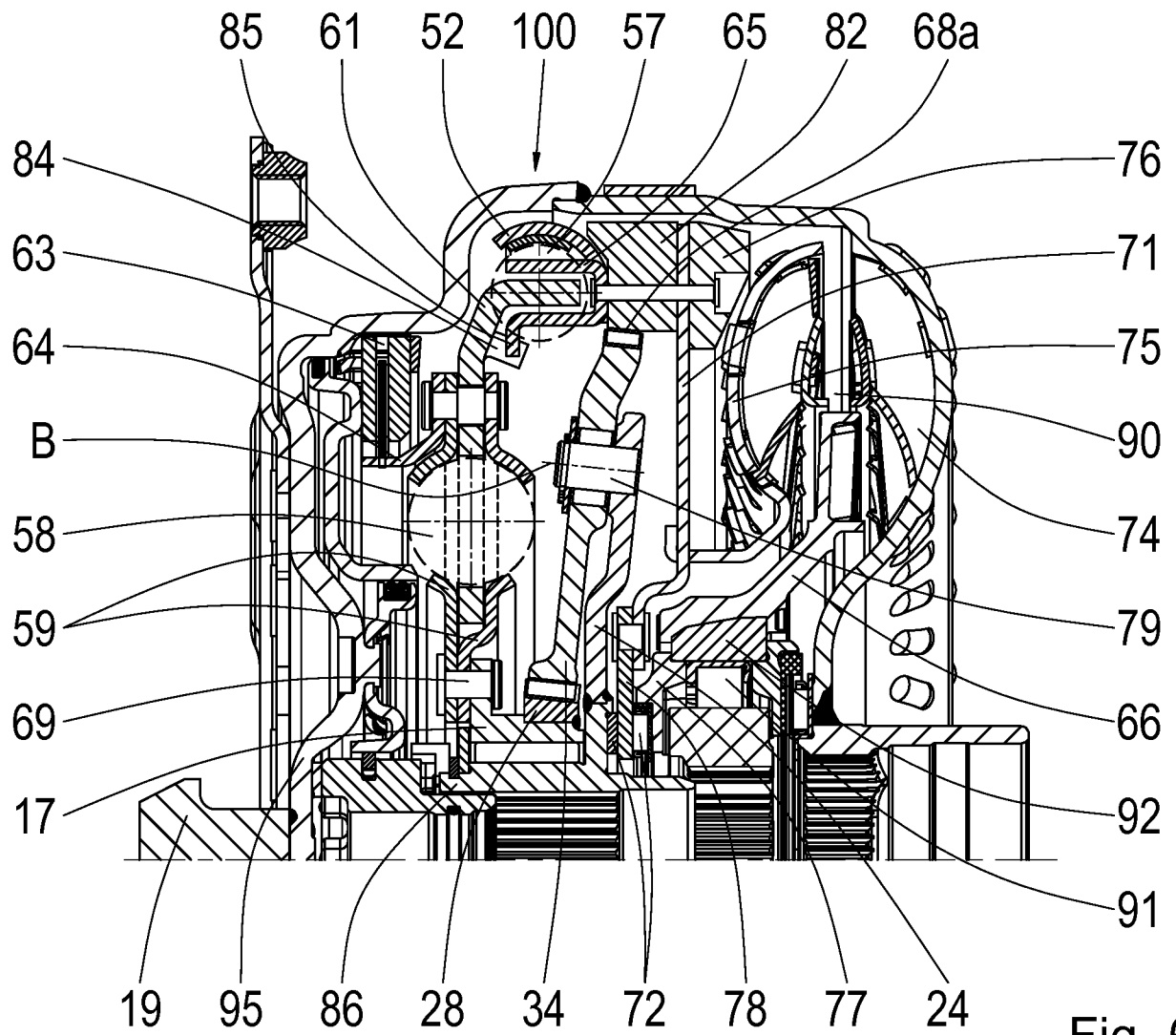


Fig. 6

9/15

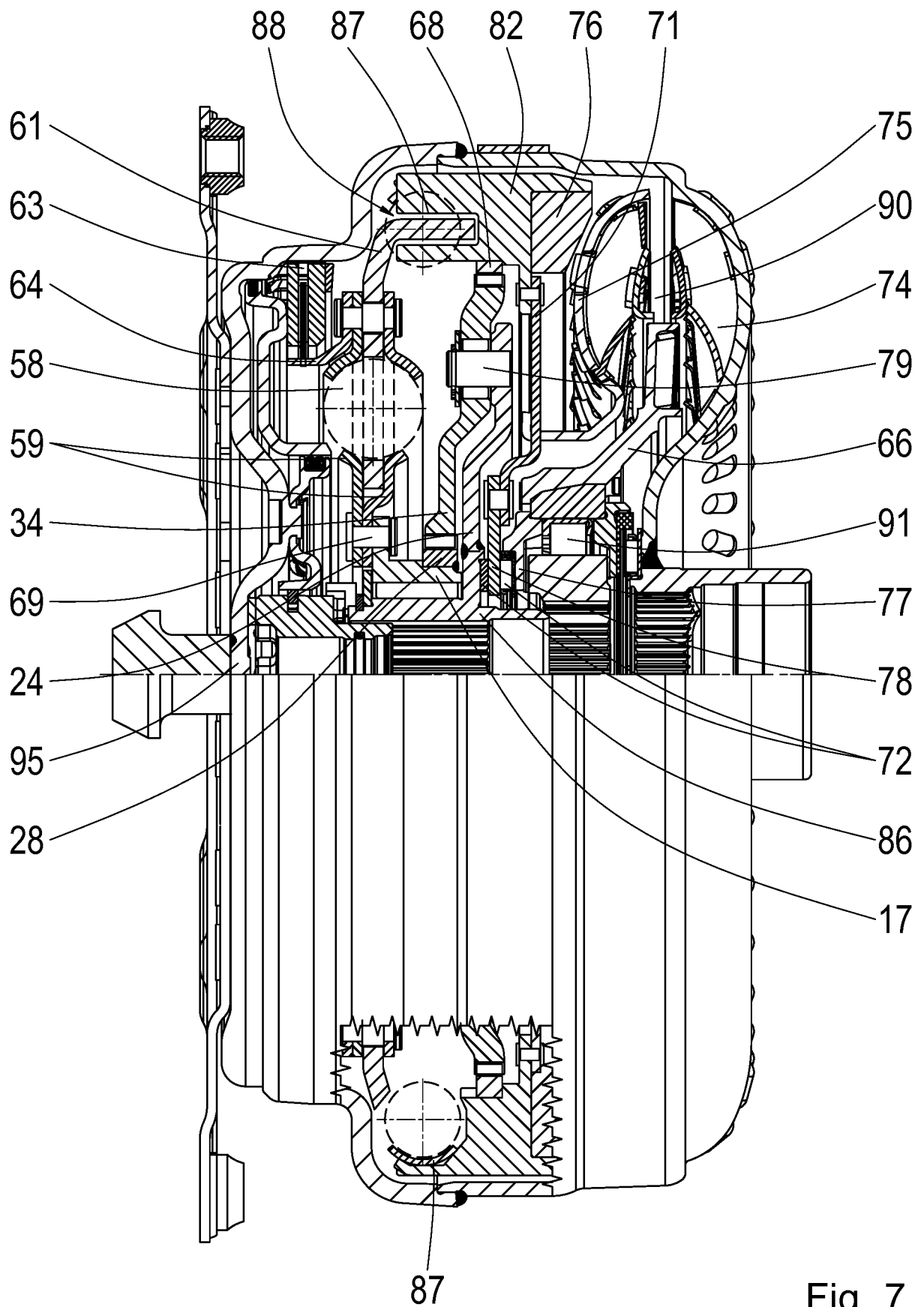


Fig. 7

10/15

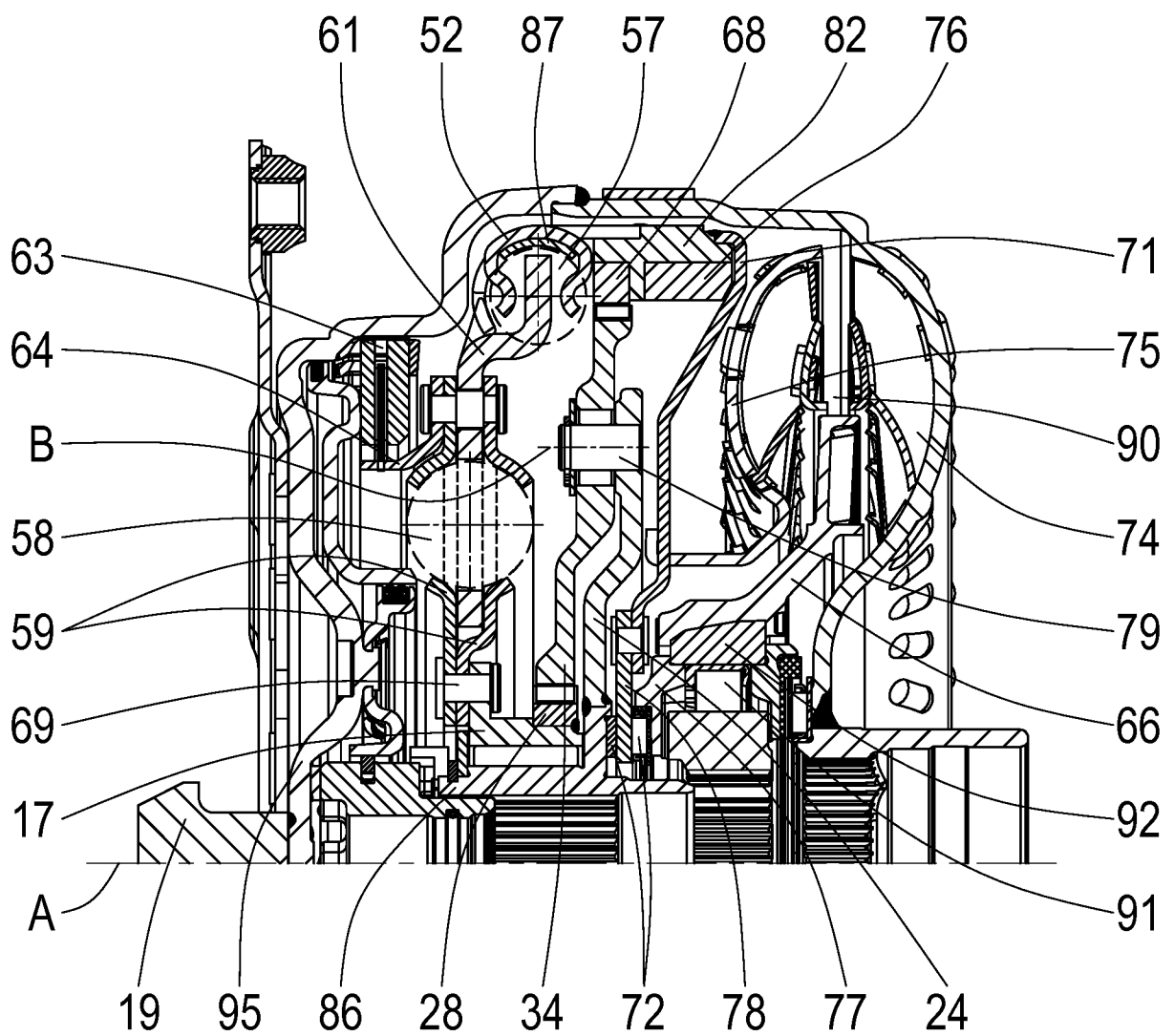


Fig. 8

11/15

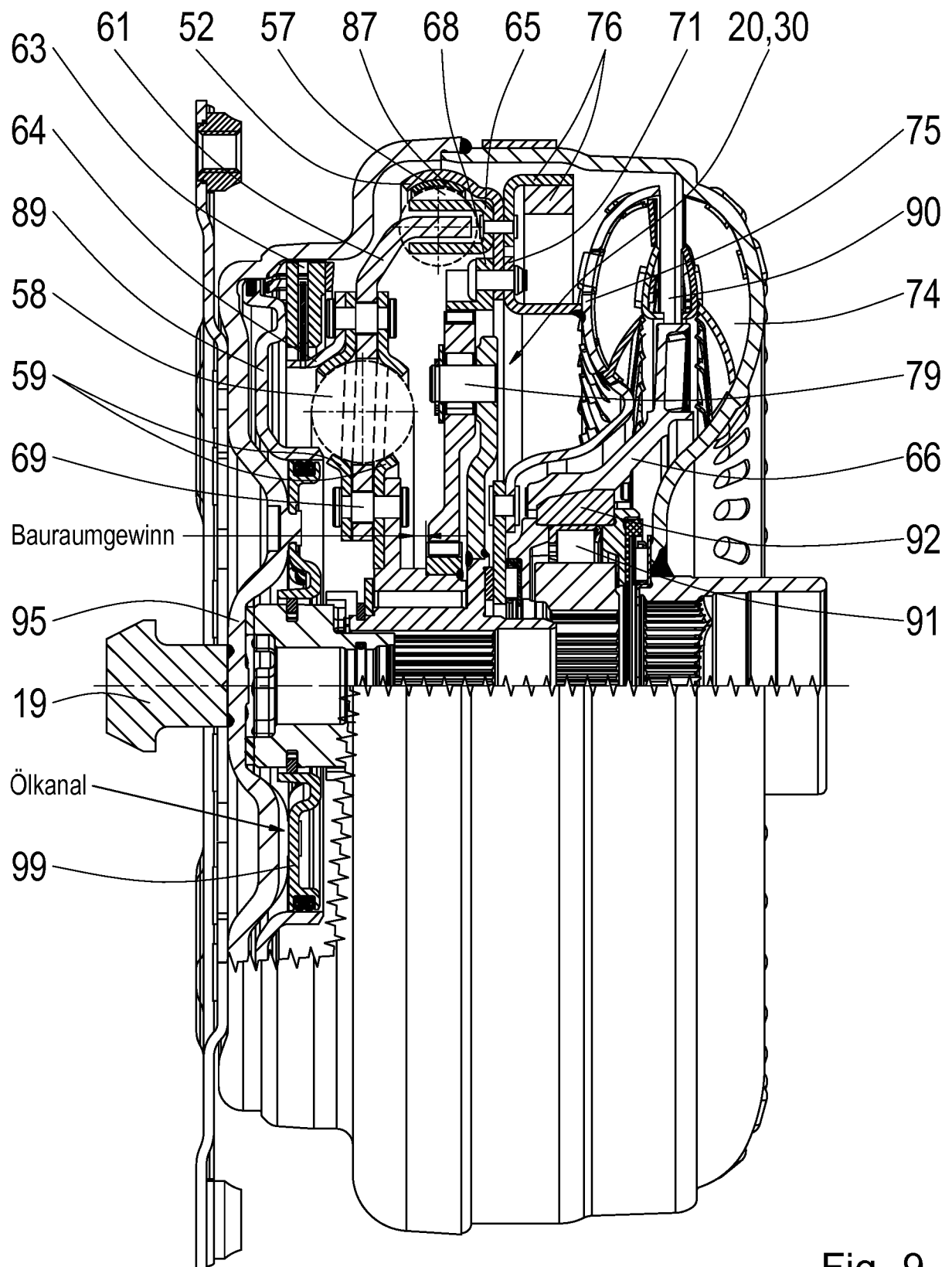


Fig. 9

12/15

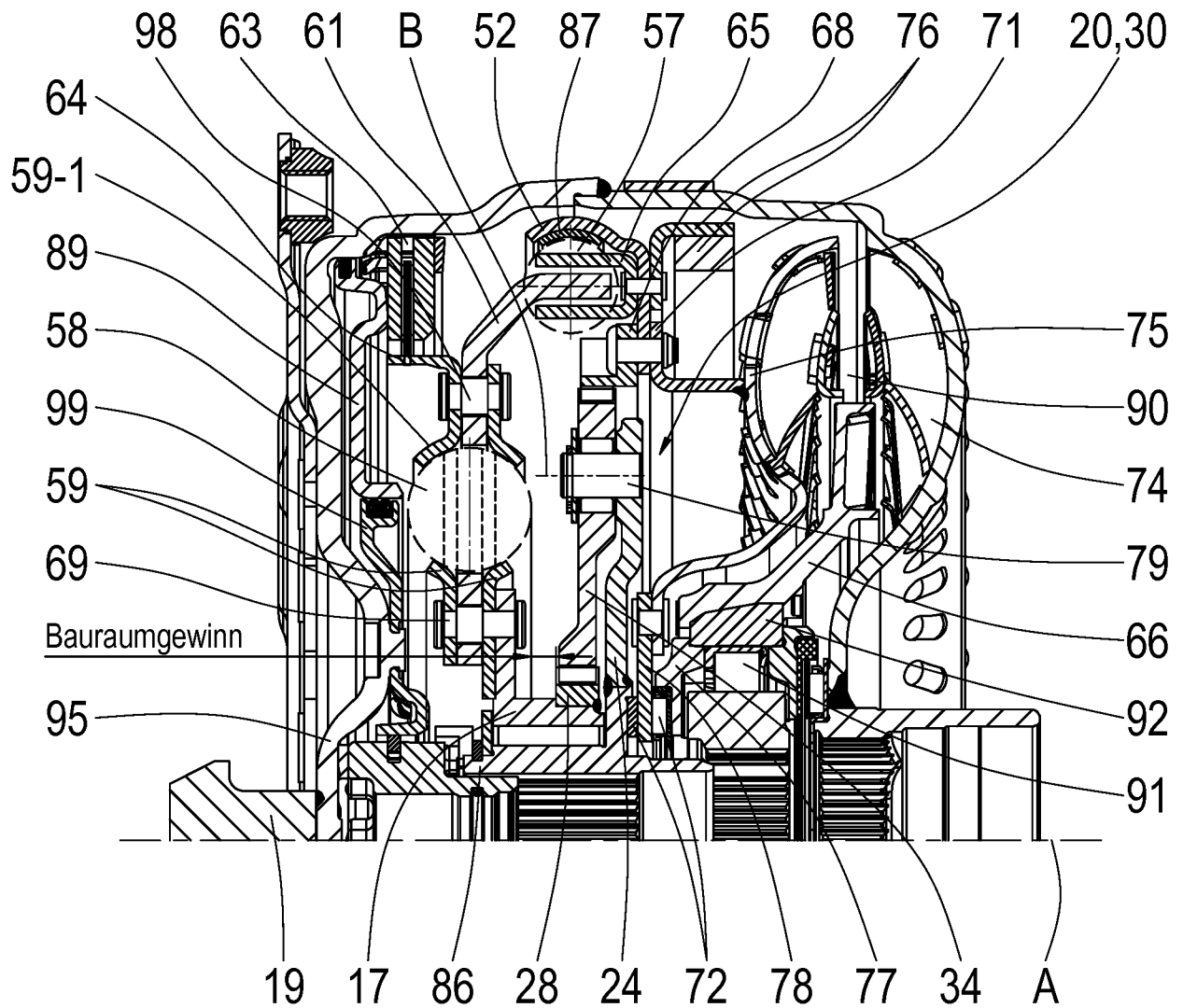


Fig. 10

13/15

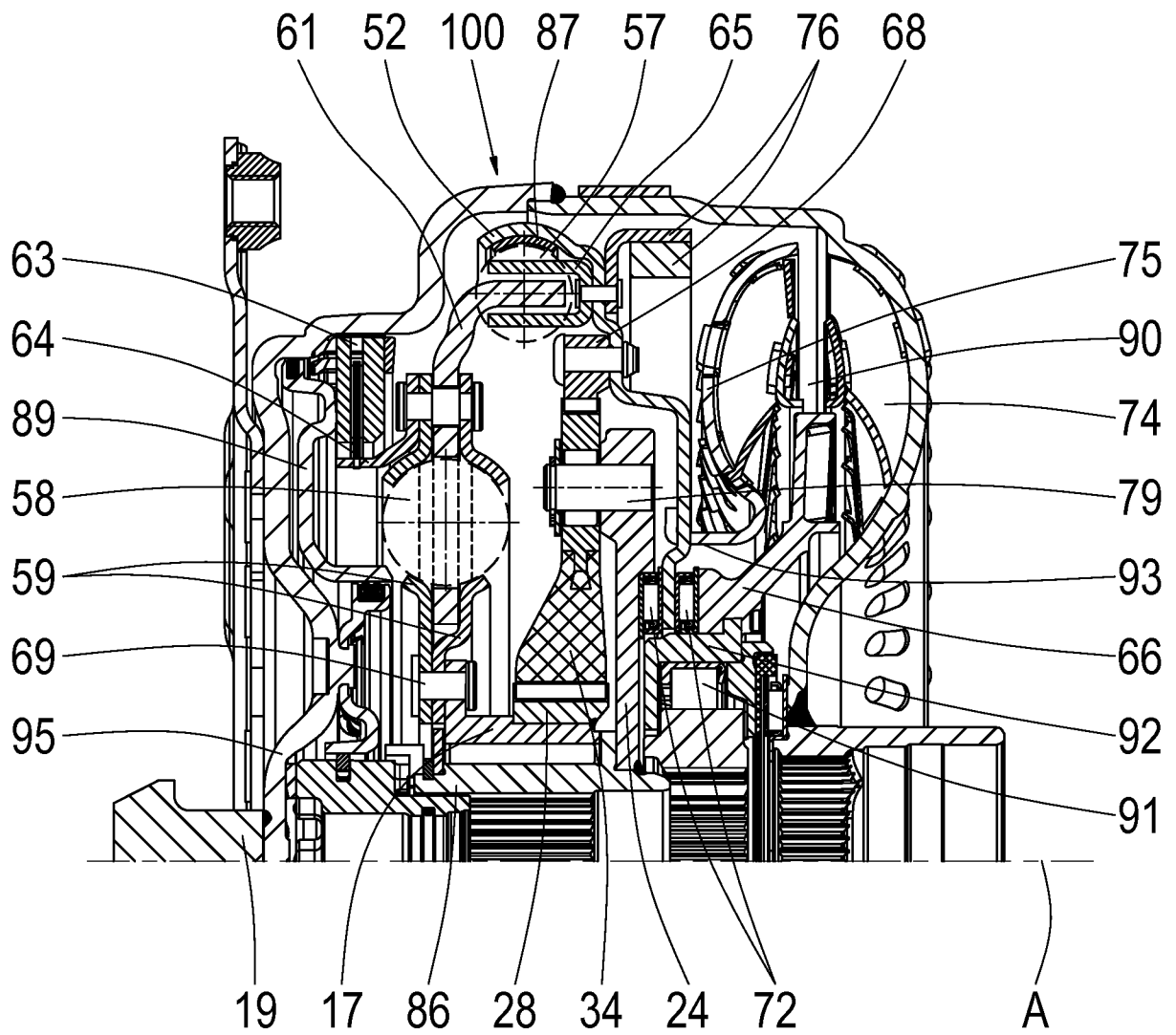


Fig. 11a

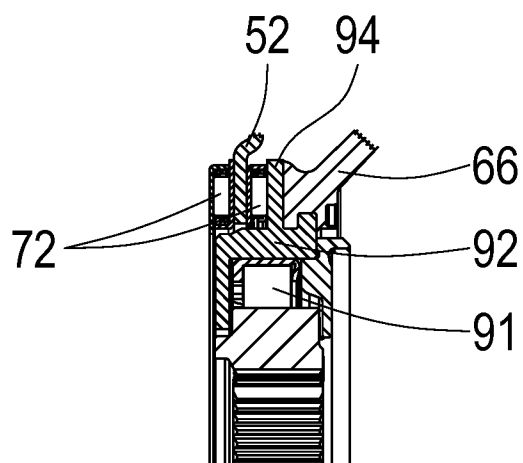


Fig. 11b

14/15

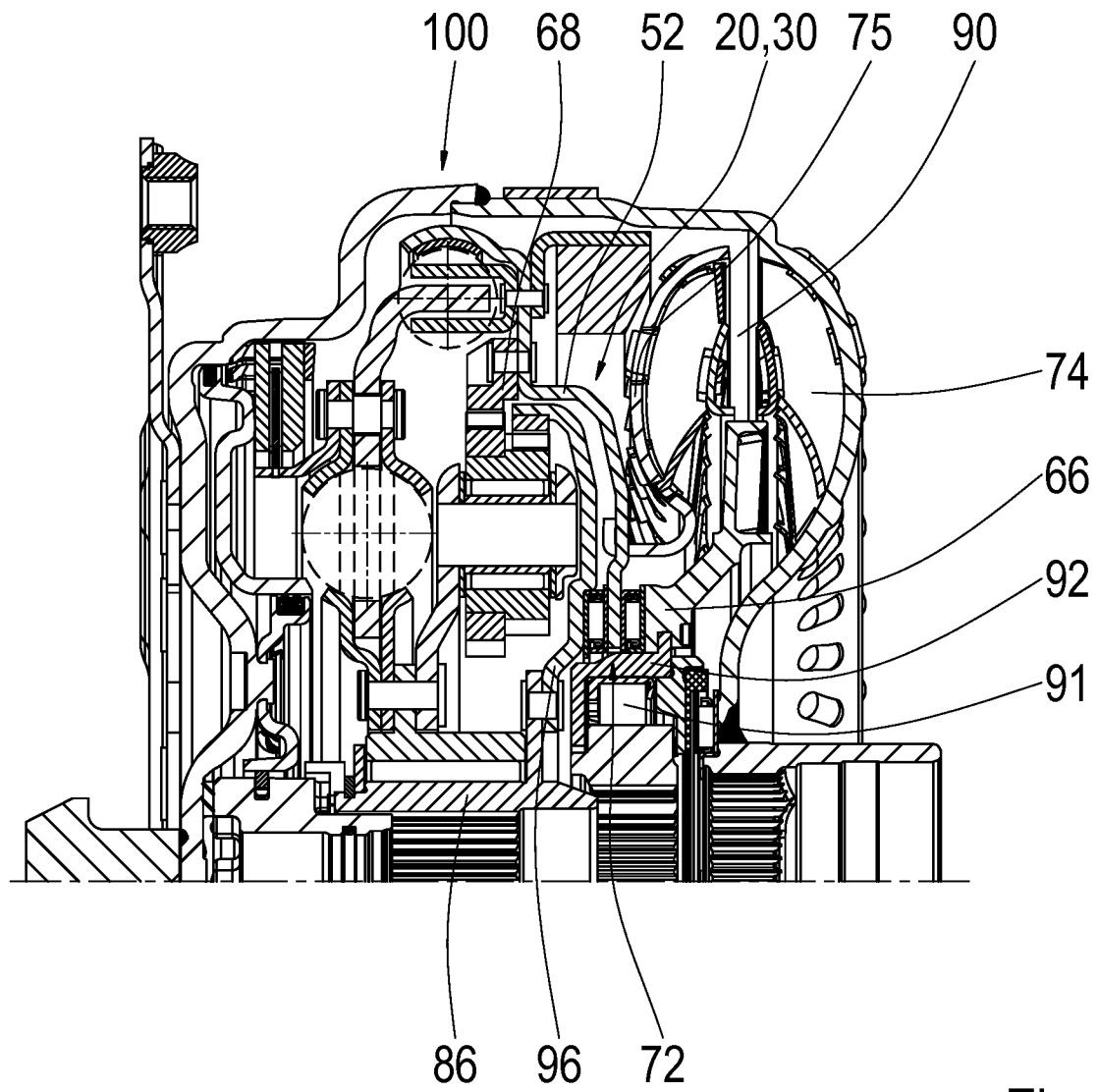


Fig. 12

15/15

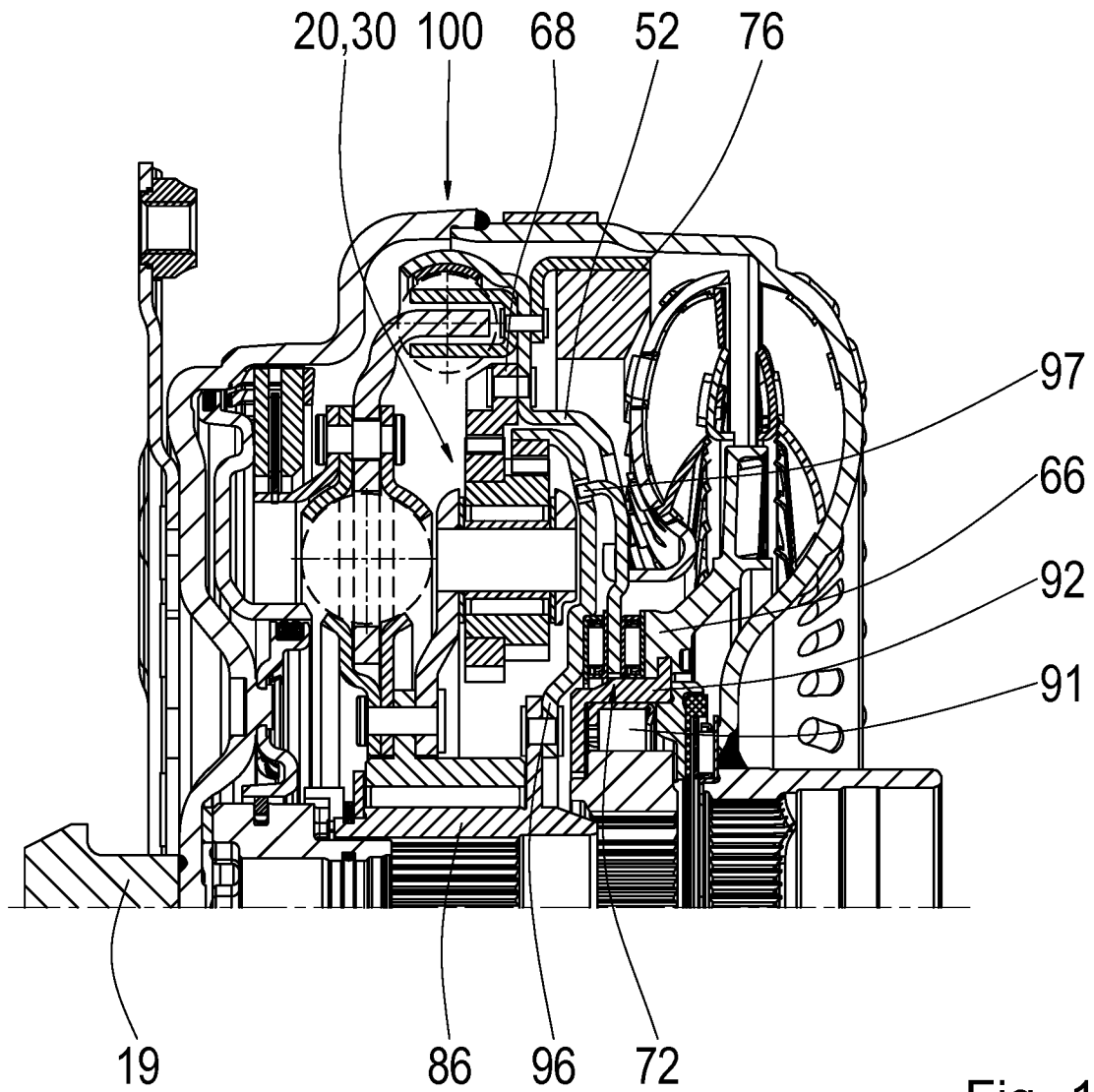


Fig. 13

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No

PCT/EP2014/063125

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

INV. F16H41/24

ADD. F16H45/02

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)

F16H

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	EP 1 903 258 A2 (MAZDA MOTOR [JP]) 26 March 2008 (2008-03-26) the whole document	1-5,17
X	----- JP 2006 138429 A (TOYOTA MOTOR CORP) 1 June 2006 (2006-06-01) the whole document	1-5,17
X	----- JP 2006 170345 A (TOYOTA MOTOR CORP) 29 June 2006 (2006-06-29)	1
A	the whole document	4,5,17
X,P	----- WO 2014/092269 A1 (KOREA POWERTRAIN CO LTD [KR]) 19 June 2014 (2014-06-19)	1-4,17
A,P	the whole document	5
	----- -/-	



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

7 October 2014

Date of mailing of the international search report

15/10/2014

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

Masset, Candie

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No

PCT/EP2014/063125

C(Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	DE 10 2011 007118 A1 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN [DE]) 1 December 2011 (2011-12-01) cited in the application the whole document -----	1-17

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No

PCT/EP2014/063125

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
EP 1903258 A2	26-03-2008	EP 1903258 A2	26-03-2008
		US 2008173510 A1	24-07-2008
JP 2006138429 A	01-06-2006	NONE	
JP 2006170345 A	29-06-2006	NONE	
WO 2014092269 A1	19-06-2014	KR 20140076316 A	20-06-2014
		WO 2014092269 A1	19-06-2014
		WO 2014092307 A1	19-06-2014
DE 102011007118 A1	01-12-2011	CN 102906458 A	30-01-2013
		CN 102906459 A	30-01-2013
		CN 102906460 A	30-01-2013
		CN 102918302 A	06-02-2013
		CN 102918303 A	06-02-2013
		CN 102959282 A	06-03-2013
		DE 102011007118 A1	01-12-2011
		EP 2577103 A1	10-04-2013
		EP 2577104 A1	10-04-2013
		EP 2577105 A1	10-04-2013
		EP 2577106 A1	10-04-2013
		EP 2577107 A1	10-04-2013
		EP 2577108 A1	10-04-2013
		EP 2703687 A2	05-03-2014
		US 2013068580 A1	21-03-2013
		US 2013072338 A1	21-03-2013
		US 2013072346 A1	21-03-2013
		US 2013085030 A1	04-04-2013
		US 2013113308 A1	09-05-2013
		US 2013203541 A1	08-08-2013
		WO 2011147486 A1	01-12-2011
		WO 2011147487 A1	01-12-2011
		WO 2011147488 A1	01-12-2011
		WO 2011147597 A1	01-12-2011
		WO 2011147598 A1	01-12-2011
		WO 2011147633 A1	01-12-2011

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES

INV. F16H41/24

ADD. F16H45/02

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

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)

F16H

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	EP 1 903 258 A2 (MAZDA MOTOR [JP]) 26. März 2008 (2008-03-26) das ganze Dokument	1-5,17
X	JP 2006 138429 A (TOYOTA MOTOR CORP) 1. Juni 2006 (2006-06-01) das ganze Dokument	1-5,17
X	JP 2006 170345 A (TOYOTA MOTOR CORP) 29. Juni 2006 (2006-06-29)	1
A	das ganze Dokument	4,5,17
X,P	WO 2014/092269 A1 (KOREA POWERTRAIN CO LTD [KR]) 19. Juni 2014 (2014-06-19)	1-4,17
A,P	das ganze Dokument	5
	-/-	



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

7. Oktober 2014

Absendedatum des internationalen Recherchenberichts

15/10/2014

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

Masset, Candie

C. (Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN		
Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
A	DE 10 2011 007118 A1 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN [DE]) 1. Dezember 2011 (2011-12-01) in der Anmeldung erwähnt das ganze Dokument -----	1-17

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2014/063125

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
EP 1903258 A2	26-03-2008	EP 1903258 A2	26-03-2008
		US 2008173510 A1	24-07-2008
JP 2006138429 A	01-06-2006	KEINE	
JP 2006170345 A	29-06-2006	KEINE	
WO 2014092269 A1	19-06-2014	KR 20140076316 A	20-06-2014
		WO 2014092269 A1	19-06-2014
		WO 2014092307 A1	19-06-2014
DE 102011007118 A1	01-12-2011	CN 102906458 A	30-01-2013
		CN 102906459 A	30-01-2013
		CN 102906460 A	30-01-2013
		CN 102918302 A	06-02-2013
		CN 102918303 A	06-02-2013
		CN 102959282 A	06-03-2013
		DE 102011007118 A1	01-12-2011
		EP 2577103 A1	10-04-2013
		EP 2577104 A1	10-04-2013
		EP 2577105 A1	10-04-2013
		EP 2577106 A1	10-04-2013
		EP 2577107 A1	10-04-2013
		EP 2577108 A1	10-04-2013
		EP 2703687 A2	05-03-2014
		US 2013068580 A1	21-03-2013
		US 2013072338 A1	21-03-2013
		US 2013072346 A1	21-03-2013
		US 2013085030 A1	04-04-2013
		US 2013113308 A1	09-05-2013
		US 2013203541 A1	08-08-2013
		WO 2011147486 A1	01-12-2011
		WO 2011147487 A1	01-12-2011
		WO 2011147488 A1	01-12-2011
		WO 2011147597 A1	01-12-2011
		WO 2011147598 A1	01-12-2011
		WO 2011147633 A1	01-12-2011