

(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
22. Oktober 2015 (22.10.2015)



(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2015/158494 A1

- (51) Internationale Patentklassifikation:
F16F 15/12 (2006.01) *F16F 15/131* (2006.01)
- (21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP2015/055890
- (22) Internationales Anmeldedatum:
20. März 2015 (20.03.2015)
- (25) Einreichungssprache: Deutsch
- (26) Veröffentlichungssprache: Deutsch
- (30) Angaben zur Priorität:
10 2014 207 465.7
17. April 2014 (17.04.2014) DE
- (71) Anmelder: ZF FRIEDRICHSHAFEN AG [DE/DE];
Graf-von-Soden-Platz 1, 88046 Friedrichshafen (DE).
- (72) Erfinder: GROSSGEBAUER, Uwe; Würzburger Straße
39, 97250 Erlabrunn (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, LU, LY, MA, MD, ME, MG,
MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM,
PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC,
SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN,
TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

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

(54) Bezeichnung : DREHSCHWINGUNGSDÄMPFUNGSANORDNUNG

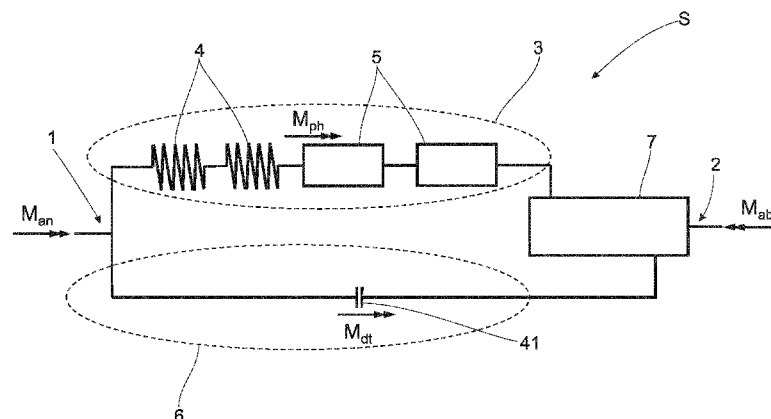


Fig. 3

(57) Abstract: The invention relates to a rotary vibration damping arrangement, in particular for the drivetrain of a vehicle, comprising an input region (1) and an output region (2), wherein, between the input region and output region, there are arranged a first torque transmission path (3), and, parallel thereto, at least one second torque transmission path (6), and comprising a coupling arrangement (7) for the superposition of the torques transmitted via the two torque transmission paths, wherein, in the first torque transmission path, there is arranged a phase shift arrangement (4, 5) for generating a phase shift of rotational non-uniformities conducted via the first torque transmission path relative to those transmitted via the second torque transmission path, wherein at least one separating element (41) is provided which is designed to separate, for a limited time, a mechanical coupling between the first and second torque transmission paths.

(57) Zusammenfassung:

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]



Die Erfindung betrifft eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung, insbesondere für den Antriebsstrang eines Fahrzeugs, umfassend einen Eingangsbereich (1) und einen Ausgangsbereich (2), wobei zwischen Eingangsbereich und Ausgangsbereich ein erster Drehmomentübertragungsweg (3) und parallel hierzu zumindest ein zweiter Drehmomentübertragungsweg (6) angeordnet ist, sowie eine Koppelanordnung (7) zur Überlagerung der über die beiden Drehmomentübertragungswege übertragenen Drehmomente, wobei im ersten Drehmomentübertragungsweg eine Phasenschieberanordnung (4, 5) zur Erzeugung einer Phasenverschiebung von über den ersten Drehmomentübertragungsweg geleiteten Drehungleichförmigkeiten bezüglich derer, die über den zweiten Drehmomentübertragungsweg übertragen werden, angeordnet ist, wobei zumindest ein Trennelement (41) angeordnet ist, welches ausgebildet ist, um zeitlich begrenzt eine mechanische Kopplung zwischen dem ersten und zweiten Drehmomentübertragungsweg zu trennen.

Drehschwingungsdämpfungsanordnung

Die Erfindung betrifft eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung, insbesondere für den Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs, umfassend einen Eingangsbereich und einen Ausgangsbereich, wobei zwischen Eingangsbereich und Ausgangsbereich ein erster Drehmomentübertragungsweg und parallel hierzu zumindest ein zweiter Drehmomentübertragungsweg angeordnet ist, sowie eine Koppelanordnung zur Überlagerung der über die beiden Drehmomentübertragungswege übertragenen Drehmomente, wobei im ersten Drehmomentübertragungsweg eine Phasenschieberanordnung zur Erzeugung einer Phasenverschiebung von über den ersten Drehmomentübertragungsweg geleiteten Drehungleichförmigkeiten bezüglich derer, die über den zweiten Drehmomentübertragungsweg übertragen werden, angeordnet ist.

Eine derartige Drehschwingungsdämpfungsanordnung ist beispielsweise aus der DE 10 2011 007 118 A1 bekannt. Dabei wird ein von einem Antrieb geliefertes Drehmoment zunächst geteilt, um dieses mit Phasenversatz wieder zusammenzuführen, um Drehschwingungen zu reduzieren.

Das einer derartigen Drehschwingungsdämpfungsanordnung zugrundeliegende Prinzip einer solchen Leistungsverzweigung ist dabei in der Fig. 1 dieser Patentanmeldung dargelegt. Eine Primärseite 1 ist die Eingangsseite eines solchen Systems S und eine Sekundärseite 2 dessen Ausgangsseite. Die Primärseite 1 wird in zwei Drehmomentübertragungspfade 3, 6 aufgeteilt, nämlich in einen phasenverschobenen Drehmomentübertragungsweg 3 und in einen direkten Drehmomentübertragungsweg 6. Im phasenverschobenen Drehmomentübertragungsweg 3 soll die Phasenbeziehung eines Ausgangssignals mit Drehungleichförmigkeiten auf der Primärseite 1 um möglichst 180° verschoben werden. Um dies zu erreichen, wird dieser Drehmomentübertragungsweg 3 überkritisch betrieben. Hierzu wird ein insbesondere möglichst weicher Federsatz 4 und eine insbesondere möglichst hohe Massenträgheit in Form einer Zwischenmasse 5 verwendet, um eine Anregungsfrequenz durch das Ausgangssignal zu erhalten, die weit oberhalb der Eigenfrequenz dieses Feder-Masse-Systems 4, 5 liegt. Gleichzeitig verringert sich auch die Schwingungsamplitude im phasenverschobenen Drehmomentüber-

tragungsweg 3 nach dem Federsatz 4. Im direkten Drehmomentübertragungsweg 6 soll die Phasenbeziehung des Ausgangssignals möglichst beibehalten werden. Um dies zu erreichen, wird dieser direkte Drehmomentübertragungsweg 6 insbesondere möglichst steif und mit geringer Massenträgheit ausgeführt. In einem Überlagerungs- oder Koppelgetriebe 7 werden der phasenverschobene Drehmomentübertragungspfad 3 und der direkte Drehmomentübertragungspfad 6 wieder zusammengeführt. Die Übersetzung ist insbesondere so zu wählen, dass die Amplituden beider Drehmomentübertragungswege 3, 6 gleich sind und sich somit die Schwunganteile gegenseitig auslöschen. Durch eine Übersetzung kann auch bestimmt werden, wie viel Drehmoment über den phasenverschobenen Drehmomentübertragungsweg 3 und somit über den Federsatz 4 geleitet wird, und wieviel Drehmoment über den direkten Drehmomentübertragungsweg 6 fließt. Als Überlagerungsgetriebe kann z.B. ein Planetenradgetriebe verwendet werden.

Basierend auf dem Prinzip der Leistungsverzweigung gemäß Fig. 1 ist in Fig. 2 eine bereits bekannte Leistungsverzweigung mit einem Planetenradgetriebe als Überlagerungsgetriebe dargestellt.

In Fig. 2 ist ein bereits bekanntes Schema einer Verschaltung der Leistungsverzweigung dargestellt, wobei als Koppel- bzw. Überlagerungsgetriebe 7 ein Planetengetriebe verwendet wird. Hierbei ist die Primärseite 1 starr mit dem Planetenradträger/Steg 8 verbunden. Der Federsatz 4 verbindet ein Antriebshohlrad 9 mit der Primärseite 1. Das Antriebshohlrad 9 kämmt mit einem Planetenrad 10. Somit stellt das Antriebshohlrad 9 einen Teil der Zwischenmasse 5 dar. Mit dem Planetenrad 10 ist ein weiteres Planetenrad 11 drehfest verbunden. Dieses abtriebsseitige Planetenrad 11 kämmt wiederum mit dem Abtriebshohlrad 12, was einen Teil der Sekundärseite 2 bildet. Der Planetenradträger/Steg 8 befindet sich hierbei im direkten Drehmomentübertragungsweg 6.

Bei diesem Aufbau der Leistungsverzweigung werden die zwei Drehmomentübertragungswege 3, 6 in Abhängigkeit von einer Federkennlinie des Federsatzes 4, dem anliegenden Drehmoment und in Abhängigkeit von der Übersetzung des Überlagerungsgetriebes 7 um einen gewissen Winkel relativ zueinander verdreht, bis sich ein statisches Momentgleichgewicht einstellt. Dieses statische Moment wird nun ähnlich wie in einem Differentialgetriebe an den Abtrieb übertragen. Die dynamischen Momentanteile,

also die Drehungleichförmigkeiten, bewirken ein Schwingen des Federsatzes 4 und somit ein Abwälzen der Zahnräder 9, 10, 11, 12 des Überlagerungsgetriebes 7 um diesen statischen Betriebspunkt herum, ähnlich einer Kurvenfahrt beim Differentialgetriebe mit abwechselnden Links-/Rechtskurven. Bei gleichbleibender Übersetzung des Überlagerungsgetriebes 7 und unveränderter Kennlinie des Federsatzes 4 stellt sich bei gleichem statischen Moment auch immer der gleiche Verdrehwinkel zwischen direktem Drehmomentübertragungsweg 6 und Phasenschieberpfad 3 ein, wodurch immer die gleichen Zahnflanken des Überlagerungsgetriebes 7 bei diesem Moment belastet werden. Dies ist vor allem bei häufiger und lang anhaltender Fahrt im Bereich des maximalen Motormomentes nachteilig für die Lebensdauer der Zahnräder 9, 10, 11, 12.

Eine Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es daher, die Lebensdauer einer Drehschwingungsdämpfungsanordnung insgesamt zu erhöhen und gleichzeitig eine kostengünstige und einfach herzustellende Drehschwingungsdämpfungsanordnung bereitzustellen, die zudem einfach in einen Antriebsstrang integrierbar ist, insbesondere einfach und zuverlässig an einen Drehmomentwandler anbindbar ist. Eine weitere Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es, eine alternative Drehschwingungsdämpfungsanordnung zur Verfügung zu stellen.

Die vorliegende Erfindung löst die Aufgaben bei einer Drehschwingungsdämpfungsanordnung, insbesondere für den Antriebsstrang eines Fahrzeugs, umfassend einen Eingangsbereich und einen Ausgangsbereich, wobei zwischen Eingangsbereich und Ausgangsbereich ein erster Drehmomentübertragungsweg und parallel hierzu zumindest ein zweiter Drehmomentübertragungsweg angeordnet ist, sowie eine Koppelanordnung zur Überlagerung der über die beiden Drehmomentübertragungswege übertragenen Drehmomente, wobei im ersten Drehmomentübertragungsweg eine Phasenschieberanordnung zur Erzeugung einer Phasenverschiebung von über den ersten Drehmomentübertragungsweg geleiteten Drehungleichförmigkeiten bezüglich derer, die über den zweiten Drehmomentübertragungsweg übertragen werden, angeordnet ist, dadurch, dass zumindest ein Trennelement angeordnet ist, welches ausgebildet ist, um zeitlich begrenzt eine mechanische Kopplung zwischen dem ersten und zweiten Drehmomentübertragungsweg zu trennen.

Die vorliegende Erfindung löst die Aufgaben ebenfalls bei Drehmomentübertragungsbaugruppe, umfassend einen Drehmomentwandler, eine Wandlerüberbrückungskupplung und eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einem der Ansprüche 1-18, dadurch, dass das Trennelement der Drehschwingungsdämpfungsanordnung als Wandlerüberbrückungskupplung ausgebildet ist.

Die vorliegende Erfindung löst die Aufgaben ebenfalls bei Drehmomentübertragungsbaugruppe, umfassend einen Drehmomentwandler und eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einem der Ansprüche 1-18, dadurch gekennzeichnet, dass der Drehmomentwandler an der Primärseite der Drehschwingungsdämpfungsanordnung angebunden ist.

Einer der damit erzielten Vorteile ist, dass mittels des Trennelementes eine mechanische Kopplung zwischen den beiden Drehmomentpfaden kurzzeitig und kontrolliert getrennt werden kann, um beispielsweise eine Relativedrehung zweier Drehmomentübertragungselemente, wie beispielsweise Zahnrädern, zu ermöglichen und somit die Belastung gleichmäßiger auf die beteiligten Übertragungselemente über die Zeit zu verteilen. Dies erhöht wesentlich die Lebensdauer der Drehschwingungsdämpfungsanordnung. Darüber hinaus bietet ein derartiges Trennelement auch einen Schutz gegen Mißbrauch. Schließlich bietet eine solche Drehmomentübertragungsgruppe den Vorteil, dass eine einfache, zuverlässige und kostengünstige Anbindung bzw. Herstellung derselben ermöglicht wird.

Unter einer Welle ist nachfolgend nicht ausschließlich ein beispielsweise zylindrisches, drehbar gelagertes Maschinenelement zur Übertragung von Drehmomenten zu verstehen, sondern vielmehr sind hierunter auch allgemeine Verbindungselemente zu verstehen, die einzelne Bauteile oder Elemente miteinander verbinden, insbesondere Verbindungselemente, die mehrere Elemente verdrehfest miteinander verbinden.

Zwei Elemente werden insbesondere als miteinander verbunden bezeichnet, wenn zwischen den Elementen eine feste, insbesondere verdrehfeste Verbindung, besteht. Insbesondere drehen solche verbundenen Elemente mit der gleichen Drehzahl.

Zwei Elemente werden im Weiteren als koppelbar oder verbindbar bezeichnet, wenn zwischen diesen Elementen eine lösbare Verbindung besteht. Insbesondere drehen solche Elemente mit der gleichen Drehzahl, wenn die Verbindung besteht.

Die verschiedenen Bauteile und Elemente der genannten Erfindung können dabei über eine Welle bzw. ein Verbindungselement, aber auch direkt, beispielsweise mittels einer Schweiß-, Press- oder einer sonstigen Verbindung miteinander verbunden sein.

Unter einer Kupplung ist vorzugsweise in der Beschreibung, insbesondere in den Ansprüchen, ein Schaltelement zu verstehen, welches, je nach Betätigungszustand, eine Relativbewegung zwischen zwei Bauteilen zulässt oder eine Verbindung zur Übertragung eines Drehmoments darstellt. Unter einer Relativbewegung ist beispielsweise eine Rotation zweier Bauteile zu verstehen, wobei die Drehzahl des ersten Bauteils und die Drehzahl des zweiten Bauteils voneinander abweichen. Darüber hinaus ist auch die Rotation nur eines der beiden Bauteile denkbar, während das andere Bauteil still steht oder in entgegengesetzter Richtung rotiert.

Im Folgenden ist unter einer nicht betätigten Kupplung eine geöffnete Kupplung zu verstehen. Dies bedeutet, dass eine Relativbewegung zwischen den beiden Bauteilen möglich ist. Bei betätigter bzw. geschlossener Kupplung rotieren die beiden Bauteile dementsprechend mit gleicher Drehzahl in dieselbe Richtung.

Grundsätzlich ist auch eine Verwendung von Schaltelementen möglich, die im nicht betätigten Zustand geschlossen und im betätigten Zustand geöffnet sind. Dementsprechend sind die Zuordnungen zwischen Funktion und Schaltzustand der oben beschriebenen Schaltzustände in umgekehrter Weise zu verstehen. Bei den nachfolgenden Ausführungsbeispielen anhand der Figuren, wird zunächst eine Anordnung zugrundegelegt, in der ein betätigtes Schaltelement geschlossen und ein nicht betätigtes Schaltelement geöffnet ist.

Ein Planetenradsatz oder Planetengetriebe umfasst ein Sonnenrad, ein Planetenträger respektive Steg und ein Hohlrad. An dem Planetenträger respektive Steg drehbar gela-

gert sind Planetenräder oder Planeten, welche mit der Verzahnung des Sonnenrades und/oder der Verzahnung des Hohlrades kämmen.

Unter dem Begriff „Bindbarkeit“ ist vorzugsweise in der Beschreibung, insbesondere in den Ansprüchen zu verstehen, dass bei unterschiedlicher geometrischer Lage die gleiche Anbindung bzw. Bindung von Schnittstellen gewährleistet ist, ohne dass sich einzelne Verbindungselemente oder Wellen kreuzen.

Weitere vorteilhafte Ausführungsformen, Merkmale und Vorteile der Erfindung sind in den Unteransprüchen beschrieben.

Zweckmäßigerweise ist zumindest eines der Trennelemente im zweiten Drehmomentübertragungsweg angeordnet. Eine Anordnung zumindest eines der Trennelemente im zweiten Drehmomentübertragungsweg ist vorteilhaft, weil das Trennelement im Leistungsverzweigungsbetrieb ein geringeres Drehmoment übertragen muss als im ersten Drehmomentübertragungsweg, also im Phasenschieberpfad, da die Übersetzung der Leistungsverzweigung vorzugsweise so ausgelegt wird, dass der größere Drehmomentanteil eines Motormoments über den ersten Drehmomentübertragungsweg, also den Phasenschieberpfad, geleitet wird und der verbleibende kleinere Anteil des Motormoments über den zweiten Drehmomentübertragungsweg, also über den direkten Drehmomentübertragungsweg, fließt. Ist somit das Trennelement im direkten Drehmomentübertragungsweg bzw. im zweiten Drehmomentübertragungsweg angeordnet, kann das Trennelement entsprechend kleiner dimensioniert werden, was die Herstellungskosten senkt und den Einbau erleichtert.

Vorteilhafterweise ist zumindest eines der Trennelemente im ersten Drehmomentübertragungsweg angeordnet, insbesondere nach der Phasenschieberanordnung. Ist das Trennelement im ersten Drehmomentübertragungsweg, also im Phasenschieberpfad, insbesondere nach der Phasenschieberanordnung angeordnet, hat dies den Vorteil, dass bei einem Versagen des Trennelements bzw. bei einem unkontrollierten Öffnen des Trennelements Getriebekomponenten, die mit dem Trennelement verbunden sind, eine geringere Beschleunigung im Vergleich zur Anordnung im zweiten Drehmomentübertragungsweg erfahren, da eine sich einstellende Differenzdrehzahl zwischen An-

triebsseite des Trennelements und Seite des Koppelgetriebes des Trennelements nach Öffnen des Trennelements geringer ist.

Vorteilhafterweise ist zumindest eine zweite Phasenschieberanordnung im ersten Drehmomentübertragungsweg angeordnet. Dies ermöglicht eine flexiblere Verschiebung der Phasenbeziehung zwischen Eingangsbereich und Ausgangsbereich. Darüber hinaus können die einzelnen Phasenschieberanordnungen konstruktiv einfacher, insbesondere kleiner, dimensioniert werden.

Zweckmäßigerweise ist das Trennelement zwischen den zumindest zwei Phasenschieberanordnungen angeordnet. Dies ist konstruktiv vorteilhaft hinsichtlich der Anbindung bei Verwendung von einem Innen- und Außendämpfer als Phasenschieberanordnung.

Vorteilhafterweise ist das Trennelement im ersten Drehmomentübertragungselement vor der ersten Phasenschieberanordnung angeordnet. Dies ist in konstruktiver Sicht vorteilhaft hinsichtlich der Anbindung, Zentrierung und Ansteuerung, insbesondere einer aktiven und/oder passiven Betätigung des Trennelements.

Zweckmäßigerweise ist das Trennelement in der Koppelanordnung angeordnet. Damit ist eine besonders direkte Möglichkeit gegeben, die mechanische Kopplung zwischen dem ersten und dem zweiten Drehmomentübertragungsweg temporär zu unterbrechen. Gleichzeitig kann auf eine platzraubende und aufwendige Anordnung des Trennelements in einem der beiden Drehmomentübertragungswege verzichtet werden.

Vorteilhafterweise weist die Koppelanordnung einen antriebsseitigen Teil, umfassend ein oder mehrere antriebsseitige Elemente, und einen abtriebsseitigen Teil, umfassend zumindest ein Element, welches mit einem Ausgang der Drehschwingungsdämpfungsanordnung zusammenwirkt, auf und das Trennelement ist zwischen dem antriebsseitigen Teil einerseits und dem abtriebsseitigen Teil der Koppelanordnung andererseits angeordnet. Dadurch lässt sich auf einfache und direkte Weise eine temporäre mechanische Trennung der beiden Drehmomentübertragungswege mittels des Trennelements erreichen.

Zweckmäßigerweise ist einer der beiden Teile der Koppelanordnung mit dem ersten und zweiten Drehmomentübertragungsweg gekoppelt und der andere der beiden Teile der Koppelanordnung ist mit dem ersten Drehmomentübertragungsweg gekoppelt. Dies hat u.a. den Vorteil, dass in Abhängigkeit des aktuellen Zustands der Phasenschieberanordnung die Belastung auf antriebsseitige Getriebeelemente, insbesondere deren Verzahnung immer die gleiche Belastung erfährt, gesenkt wird, was die Zuverlässigkeit und die Lebensdauer der Drehschwingungsdämpfungsanordnung insgesamt erhöht: Getriebeelemente des direkten Drehmomentübertragungswegs erfahren in Abhängigkeit eines Zustandes der Phasenschieberanordnung keine Relativverdrehung und werden somit abhängig vom Verdrehwinkel der Phasenschieberanordnung immer gleich belastet, wohingegen abtriebsseitige Getriebeelemente nach erfolgter Verdrehung von den beiden Teilen des Koppelgetriebes bezogen auf den Verdrehwinkel der Phasenschieberanordnung anders, insbesondere an einer anderen Position, belastet werden und so eine gleichmäßigere Belastung über die Zeit erfolgt, was letztlich die Lebensdauer erhöht.

Vorteilhafterweise sind die beiden Teile der Koppelanordnung mit unterschiedlichen Drehmomentübertragungswegen gekoppelt, insbesondere wobei der antriebsseitige Teil der Koppelanordnung direkt mit einem Ausgang des abtriebsseitigen Teils der Koppelanordnung verbunden ist. Durch die auf diese Weise fehlende Drehmomentabstimmung an der Abtriebsseite bei einem geöffneten Trennelement wird durch die Phasenschieberanordnung eine Relativverschiebung in der Phase der zwei Drehmomentübertragungswege eingeleitet, so dass hier sowohl Getriebeelemente sowohl im ersten als auch im zweiten Drehmomentübertragungsweg in Bezug auf einen Zustand der Phasenschieberanordnung verschoben werden. Damit erfolgt über die Lebensdauer eine gleichmäßige Verteilung der Maximalbelastung der beiden Teile des Koppelgetriebes.

Vorteilhafterweise ist die Koppelanordnung in Form eines Planetengetriebes, insbesondere in Form eines Stufenplanetengetriebes, ausgebildet. Dies ermöglicht ein einfaches und gleichzeitig zuverlässiges Koppelgetriebe, welches zudem auch einfach herstellbar ist.

Zweckmäßigerweise ist der Steg des Planetengetriebes dem antriebsseitigen Teil der Koppeleinrichtung zugeordnet. Auf diese Weise kann der Steg direkt mit einem der Drehmomentübertragungswege zusammenwirken. Nach Öffnen des Trennelementes ist damit eine Verstellung von Getriebeelementen antriebsseitig, also im Bereich drehmomentaufwärts des antriebsseitigen Teils, möglich.

Vorteilhafterweise sind Sonnenrad und/oder Hohlrad des Planetengetriebes dem antriebsseitigen Teil der Koppeleinrichtung zugeordnet. Damit lässt sich alternativ ein Abtrieb über den Steg des Planetengetriebes bewerkstelligen.

Zweckmäßigerweise sind Hohlrad oder Steg des Planetengetriebes dem abtriebsseitigen Teil der Koppeleinrichtung zugeordnet. Auf diese Weise kann direkt ein Abtrieb über das Hohlrad oder den Steg des Planetengetriebes erfolgen, was insbesondere bei Verwendung einer derartigen Drehschwingungsanordnung in einem Automatikgetriebe vorteilhaft ist.

Zweckmäßigerweise sind zumindest zwei Planetenräder des Planetengetriebes axial gestaffelt und ein Trennelement ist entweder vor den beiden Planetenrädern oder zwischen diesen angeordnet. Damit können mittels eines der Trennelemente die beiden Drehmomentübertragungswege direkt und einfach voneinander getrennt werden.

Vorteilhafterweise sind eines oder mehrere der Trennelemente als Klauenkupplung und/oder momentbetätigte Rutschkupplung ausgebildet. Auf diese Weise ist eine einfache und gleichzeitig zuverlässige, insbesondere flexible Herstellung und Einsetzbarkeit des Trennelementes gegeben.

Zweckmäßigerweise sind Überlastungsschutzmittel angeordnet, die ausgebildet sind, ein Versagen zumindest eines der Trennelemente und/oder eine Drehzahl von mit dem Trennelement verbundenen Wellen zu überwachen und im Falle eines Versagens und/oder Überschreiten einer Grenzdrehzahl eine Überlastung der Drehschwingungsdämpfungsanordnung zu verhindern. Damit wird eine Überlastung der Drehschwingungsdämpfungsanordnung zuverlässig vermieden.

Weitere wichtige Merkmale und Vorteile der Erfindung ergeben sich aus den Unteransprüchen, aus den Zeichnungen, und aus dazugehöriger Figurenbeschreibung anhand der Zeichnungen.

Es versteht sich, dass die vorstehend genannten und die nachstehend noch zu erläuternden Merkmale nicht nur in der jeweils angegebenen Kombination, sondern auch in anderen Kombinationen oder in Alleinstellung verwendbar sind, ohne den Rahmen der vorliegenden Erfindung zu verlassen.

Bevorzugte Ausführungen und Ausführungsformen der Erfindung sind in den Zeichnungen dargestellt und werden in der nachfolgenden Beschreibung näher erläutert, wobei sich gleiche Bezugszeichen auf gleiche oder ähnliche oder funktional gleiche Bauteile oder Elemente beziehen.

Dabei zeigen jeweils in schematischer Form

Fig. 1 das bereits bekannte Prinzip einer Leistungsverzweigung;

Fig. 2 eine bereits bekannte Ausführungsform des Prinzips der Leistungsverzweigung gemäß Fig. 1;

Fig. 3 eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einer ersten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

Fig. 4 eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einer zweiten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

Fig. 5 eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einer dritten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

Fig. 6 eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einer vierten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

Fig. 7 eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einer fünften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

Fig. 8 eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einer sechsten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung analog zur Fig. 3;

Fig. 9 eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einer siebten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung analog zur Fig. 3;

Fig. 10 eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einer achten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung analog zur Fig. 3;

Fig. 11 eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einer neunten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung analog zur Fig. 3;

Fig. 12 eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einer zehnten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung analog zur Fig. 3;

Fig. 13 eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einer elften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung analog zu den Fig. 5, 6 und 7;

Fig. 14 eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einer zwölften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung analog zu den Fig. 5, 6 und 7;

Fig. 15 eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einer drei-zehnten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung analog zu den Fig. 5, 6 und 7;

Fig. 16 eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einer vierzehnten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung analog zu den Fig. 5, 6 und 7;

Fig. 17 eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einer fünfzehnten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung analog zu den Fig. 5, 6 und 7;

Fig. 18 eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einer sechszehnten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung analog zu Fig. 5;

Fig. 19 eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einer siebzehnten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung analog zu Fig. 5;

Fig. 20 eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einer achtzehnten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung analog zu Fig. 5;

Fig. 21 eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einer neunzehnten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung analog zu Fig. 5;

Fig. 22 eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einer zwanzigsten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung analog zu Fig. 5;

Fig. 23a-d eine bereits bekannte Drehschwingungsdämpfungsanordnung mit Leistungsverzweigung mit Hohlrädern analog der Fig. 18-22;

Fig. 24a-c die Ausführungsform der Fig. 23 im Detail;

Fig. 25a-b die Ausführungsform der Fig. 24 bei geschlossenem Trennelement im Koppelgetriebe;

Fig. 26a-c Komponenten des Trennelementes im Koppelgetriebe gemäß Fig. 25 ausgeführt als Klauenkupplung;

Fig. 27a-e die Ausführungsform der Fig. 24 bei Ausführung des Trennelementes als Klauenkupplung in geschlossenem Zustand;

Fig. 28a-c die Ausführungsform der Fig. 27 bei geöffneter Klauenkupplung;

Fig. 29a-c eine weitere Ausführungsform einer Drehschwingungsdämpfungsanordnung mit Trennelement im zweiten Drehmomentübertragungsweg ausgeführt als momentbetätigte Rutschkupplung;

Fig. 30 Einzelteile der momentbetätigten Rutschkupplung in der Ausführungsform der Fig. 29; und

Fig. 31a-b eine weitere Ausführungsform eines Trennelementes als momentbetätigte Rutschkupplung.

Fig. 1 zeigt das bereits bekannte Prinzip einer Leistungsverzweigung.

In Fig. 1 ist das Grundprinzip der Leistungsverzweigung an einem System S dargestellt. Eine Primärseite 1 ist die Eingangsseite eines solchen Systems S und eine Sekundärseite 2 dessen Ausgangsseite. Die Primärseite 1 wird in zwei Drehmomentübertragungspfade 3, 6 aufgeteilt, nämlich in einen phasenverschobenen Drehmomentübertragungsweg 3 und in einen direkten Drehmomentübertragungsweg 6. Im phasenverschobenen Drehmomentübertragungsweg 3 soll die Phasenbeziehung eines Ausgangssignals mit Drehungleichförmigkeiten auf der Primärseite 1 um möglichst 180° verschoben werden. Um dies zu erreichen, wird dieser Drehmomentübertragungsweg 3 überkritisch betrieben. Hierzu wird ein insbesondere möglichst weicher Federsatz 4 und eine insbesondere möglichst hohe Massenträgheit in Form einer Zwischenmasse 5 verwendet, um eine Anregungsfrequenz durch das Ausgangssignal zu erhalten, die weit über der Eigenfrequenz dieses Feder-Masse-Systems 4, 5 liegt. Gleichzeitig verringert sich auch die Schwingungsamplitude im phasenverschobenen Drehmomentübertragungsweg 3 nach dem Federsatz 4. Im direkten Drehmomentübertragungsweg 6 soll die Phasenbeziehung des Ausgangssignals möglichst beibehalten werden. Um dies zu erreichen, wird dieser direkte Drehmomentübertragungsweg 6 insbesondere möglichst steif und/oder mit geringer Massenträgheit ausgeführt.

In einem Überlagerungs- oder Koppelgetriebe 7 werden der phasenverschobene Drehmomentübertragungspfad 3 und der direkte Drehmomentübertragungspfad 6 wieder zusammengeführt. Die Übersetzung ist insbesondere so zu wählen, dass die Amplitu-

den beider Drehmomentübertragungswege 3, 6 gleich sind und sich somit die Schwunganteile gegenseitig auslöschen. Durch eine Übersetzung kann auch bestimmt werden, wieviel Drehmoment über den phasenverschobenen Drehmomentübertragungsweg 3 und somit den Federsatz 4 geleitet wird, und wieviel Drehmoment über den direkten Drehmomentübertragungsweg 6 fließt. Als Überlagerungsgetriebe kann z.B. ein Planetenradgetriebe verwendet werden.

Fig. 2 zeigt eine bereits bekannte Ausführungsform des Prinzips der Leistungsverzweigung gemäß Fig. 1.

In Fig. 2 ist ein bereits bekanntes Schema der Verschaltung der Leistungsverzweigung dargestellt, wobei als Koppel- bzw. Überlagerungsgetriebe 7 ein Planetengetriebe verwendet wird. Hierbei ist die Primärseite 1 starr mit dem Planetenradträger/Steg 8 verbunden. Der Federsatz 4 verbindet ein Antriebshohlrad 9 mit der Primärseite 1. Das Antriebshohlrad 9 kämmt mit einem Planetenrad 10. Somit stellt das Antriebshohlrad 9 einen Teil der Zwischenmasse 5 dar. Mit dem Planetenrad 10 ist ein weiteres Planetenrad 11 drehfest verbunden. Dieses abtriebsseitige Planetenrad 11 kämmt wiederum mit dem Abtriebshohlrad 12, was einen Teil der Sekundärseite 2 bildet. Der Planetenradträger/Steg 8 befindet sich hierbei im direkten Drehmomentübertragungsweg 6.

Bei diesem Aufbau der Leistungsverzweigung werden die zwei Drehmomentübertragungswege 3, 6 in Abhängigkeit von einer Federkennlinie des Federsatzes 4, dem anliegenden Drehmoment und in Abhängigkeit von der Übersetzung des Überlagerungsgetriebes 7 um einen gewissen Winkel relativ zueinander verdreht, bis sich ein statisches Momentgleichgewicht einstellt. Dieses statische Moment wird nun ähnlich wie in einem Differentialgetriebe an den Abtrieb übertragen. Die dynamischen Momentanteile, also die Drehungleichförmigkeiten, bewirken ein Schwingen des Federsatzes 4 und somit ein Abwälzen der Zahnräder 9, 10, 11, 12 des Überlagerungsgetriebes 7 um diesen statischen Betriebspunkt herum, ähnlich einer Kurvenfahrt beim Differentialgetriebe mit abwechselnden Links-/Rechtskurven. Bei gleichbleibender Übersetzung des Überlagerungsgetriebes 7 und unveränderter Kennlinie des Federsatzes 4 stellt sich bei gleichem statischen Moment auch immer der gleiche Verdrehwinkel zwischen direktem Drehmomentübertragungsweg 6 und Phasenschieberpfad 3 ein, wodurch immer die gleichen Zahnflanken des Überlagerungsgetriebes 7 bei diesem Moment belastet wer-

den. Dies ist vor allem bei häufiger und lang anhaltender Fahrt im Bereich des maximalen Motormomentes nachteilig für die Lebensdauer der Zahnräder 9, 10, 11, 12.

Fig. 3 zeigt eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einer ersten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

In Fig. 3 ist ein System S gemäß Fig. 1 gezeigt. Ein Antriebsdrehmoment M_{an} wird auf der Primärseite 1 des Systems S auf einen phasenverschobenen Drehmomentübertragungsweg 3 und einen direkten Drehmomentübertragungsweg 6 aufgeteilt. Im phasenverschobenen Drehmomentübertragungsweg 3 ist ein Feder-Masse-System 4, 5 mit Federn 4 und damit gekoppelten Zwischenmassen 5 zur Phasenverschiebung angeordnet. Die beiden Drehmomentübertragungswege 3, 6 werden mittels eines Koppelgetriebes 7 wieder zusammengeführt und geben ein Drehmoment M_{ab} auf der Sekundärseite 2 wieder aus. In Fig. 3 ist nun im direkten Drehmomentübertragungsweg 6 ein temporäres Trennelement 41 angeordnet, welches zeitweise eine Unterbrechung der Übertragung von Drehmomenten über den direkten Drehmomentübertragungsweg 6 bereitstellt.

Fig. 4 zeigt eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einer zweiten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

In Fig. 4 ist im Wesentlichen ein System S gemäß Fig. 3 gezeigt. Im Unterschied zum System S gemäß Fig. 3 ist beim System S gemäß Fig. 4 das Trennelement 41 nun nicht im direkten Drehmomentübertragungsweg 6, sondern im Phasenschieberdrehmomentübertragungsweg 3 angeordnet. Zu sehen sind vier mögliche Positionen des Trennelements 41. Zum einen kann das Trennelement 41 vor, also drehmomentaufwärts, der Feder-Masse-Anordnung 4, 5 angeordnet sein, zwischen zwei Federn 4 des Feder-Masse-Systems, zwischen einer Feder 4 des Feder-Masse-Systems 4, 5 und einer der Zwischenmassen 5 und/oder zwischen den beiden Zwischenmassen 5.

In den nun folgenden Fig. 5-7 sind Anordnungsmöglichkeiten für das Trennelement 41 im Koppelgetriebe 7 gezeigt. Hierbei entspricht insbesondere die Anzahl der Trennelemente 41 einer Teilung eines Koppelgetriebes in Form eines Umlaufrädergetriebes 7.

Beispielsweise bei einer Dreierteilung, z.B. $3 \times 120^\circ$ sind entsprechend drei Trennelemente vorzusehen oder bei einer Sechserteilung, z.B. $6 \times 60^\circ$ entsprechend sechs Trennelemente.

Fig. 5 zeigt eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einer dritten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

In Fig. 5 ist im Unterschied zum System S gemäß Fig. 4 das Trennelement 41 im Koppelgetriebe 7 angeordnet, genauer zwischen einem antriebsseitigen ersten Teil 44 und einem abtriebsseitigen zweiten Teil 45 des Koppelgetriebes 7. In Fig. 5 ist der direkte Drehmomentübertragungsweg 6 mit beiden Teilen 44, 45 des Koppelgetriebes 7 verbunden, wohingegen der phasenverschobene Drehmomentübertragungsweg 3 lediglich mit dem ersten Teil des Koppelgetriebes 7 verbunden ist.

Die Schaltung in Fig. 5 zeigt schematisch eine Anordnung des temporären Trennelements 41 im Koppelgetriebe 7 in Form eines Planetengetriebes, wobei der Steg/Planetenradträger 8 im direkten Drehmomentübertragungsweg 6 angeordnet ist. Bei dieser Anordnungsvariante erfolgt beim Öffnen des Trennelementes 41 an einer phasenschieberseitigen Verzahnung eine Rückdrehung in Richtung Nullstellung des Federsatzes 4 und somit eine Relativverdrehung gegenüber einer abtriebsseitigen Verzahnung. Da zwischen Federsatz 4 und antriebsseitiger Verzahnung keine Relativverschiebung stattfindet, erfährt eine antriebsseitige Verzahnung abhängig vom Verdrehwinkel des Phasenschiebers/Federsatzes 4 immer die gleiche Belastung. Die abtriebsseitige Verzahnung hingegen wird nach erfolgter Relativverdrehung von Koppelgetriebe Teil 1 44 zu Koppelgetriebe Teil 2 45 bezogen auf den Verdrehwinkel des Phasenschiebers/Federsatzes 4 an anderer Verzahnungsposition belastet. Dies trägt somit an der höher belasteten abtriebsseitigen Verzahnung zu einer gleichmäßigeren Verteilung der Maximalbelastungen auf alle Zähne der abtriebsseitigen Verzahnung bei.

Fig. 6 zeigt eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einer vierten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

In Fig. 6 ist im Wesentlichen ein System S gemäß Fig. 5 gezeigt. Im Unterschied zum System S gemäß Fig. 5 ist beim System S gemäß Fig. 6 nun der direkte Drehmomentübertragungsweg 6 lediglich mit dem ersten Teil 44 des Koppelgetriebes 7 verbunden und der phasenverschobene Drehmomentübertragungsweg 3 ist sowohl mit dem ersten Teil als auch mit dem zweiten Teil 44, 45 des Koppelgetriebes 7 verbunden. Das Trennelement 41 sitzt nun im Gegensatz zum Trennelement 41 gemäß Fig. 5 nicht im direkten Drehmomentübertragungsweg 6 sondern im phasenverschobenen Drehmomentübertragungsweg 3.

Die Schaltung in Fig. 6 zeigt genauer schematisch eine Anordnung des temporären Trennelements 41 im Koppelgetriebe 7 in Form eines Planetengetriebes mit dem Steg/Planetenradträger 8 im phasenverschobenen Drehmomentübertragungsweg 6. Bei dieser Anordnungsvariante erfolgt beim Öffnen des Trennelements 41 eine Rückdrehung des Steges/Planetenradträger 8 in Richtung Nullstellung des Phasenschiebers/Federssatzes 4, wobei die Verzahnung des direkten Drehmomentübertragungswegs 6 abhängig vom Verdrehwinkel des Phasenschiebers/Federssatzes 4 immer gleich belastet wird. Die abtriebsseitige Verzahnung hingegen wird nach erfolgter Relativverdrehung von Koppelgetriebe Teil 1 44 zu Koppelgetriebe Teil 2 45 bezogen auf den Verdrehwinkel des Phasenschiebers 4 an anderer Verzahnungsposition belastet.

Fig. 7 zeigt eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einer fünften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

In Fig. 7 ist im Wesentlichen ein System S gemäß Fig. 5 gezeigt. Im Unterschied zum System S gemäß Fig. 5 ist beim System S gemäß Fig. 7 der direkte Drehmomentübertragungsweg 6 mit dem abtriebsseitigen zweiten Teil 45 des Koppelgetriebes 7 verbunden und der erste Teil des Koppelgetriebes 44 ist mit dem phasenverschobenen Drehmomentübertragungsweg 3 verbunden. Zusätzlich ist der erste Teil 44 des Koppelgetriebes 7 mit dem Abtrieb des zweiten Teils 45 des Koppelgetriebes 7 verbunden.

In Fig. 7 ist genauer ein Aufbau des Koppelgetriebes 7 in Form des Planetengetriebes dargestellt, bei dem beide Antriebspfade 3, 6, also direkter Drehmomentübertragungsweg 6 und phasenverschobener Drehmomentübertragungsweg 3 über Hohl- 9 bzw.

Sonnenrad 42 und der Abtrieb 2 über den Steg/Planetenradträger 8 gebildet wird. Hier ist das Trennelement 41 zwischen der Planetenradstufe des Phasenschieberpfades 3 und der Planetenradstufe des direkten Drehmomentübertragungswegs 6 angeordnet und trennt somit beim Öffnen des Trennelements 41 direkt die beiden Drehmomentübertragungswege 3, 6 voneinander. Durch die fehlende Drehmomentabstützung an der Abtriebsseite 2 bei geöffnetem Trennelement 41 wird durch Entspannung des Federsatzes 4 eine Relativverschiebung der zwei Drehmomentübertragungswege 3, 6 zueinander eingeleitet. Bei dieser Verschaltung wird sowohl die phasenschieberseitige Verzahnung als auch die Verzahnung im direkten Drehmomentübertragungsweg 6 in Bezug auf den Verdrehwinkel des Phasenschieber 4 verschoben, so dass über die Lebensdauer eine gleichmäßigere Verteilung der Maximalbelastung sowohl auf der Verzahnung im Koppelgetriebe Teil 1 44 als auch an der Verzahnung im Koppelgetriebe Teil 2 45 erfolgt.

Die in den Fig. 3 bis 7 gezeigten Anordnungsmöglichkeiten für ein Trennelement 41 sind für eine Anwendung in einem Handschalter dargestellt. Üblicherweise ist das System S, insbesondere die Leistungsverzweigung, in einem Nassraum eines Getriebes untergebracht und von daher ist insbesondere die Verwendung einer Schaltkupplung 48 als temporäres Trennelement 41 sowohl im direkten Drehmomentübertragungsweg 6 als auch im phasenverschobenen Drehmomentübertragungsweg 3 schwieriger. Darüber hinaus würde dies aufgrund der Trägheit des Systems S einen negativen Einfluss auf eine Synchronisierung bei einem Schaltvorgang des Getriebes haben. Insoweit wird insbesondere das Trennelement zusätzlich zu einer Schaltkupplung in einem Getriebe eingesetzt bzw. verbaut.

In den folgenden Figuren 8 bis 11 sind schematisch verschiedene Anordnungen des Trennelements 41 für eine Verschaltungsvariante der Drehschwingungsdämpfungsanordnung S mit Koppelgetriebe 7 in Form eines Planetengetriebes dargestellt, wobei der Steg im phasenverschobenen Drehmomentübertragungsweg 6 angeordnet ist.

Fig. 8 zeigt eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einer sechsten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung analog zur Fig. 3.

In Fig. 8 ist eine Anordnung des Trennelements 41 im direkten Drehmomentübertragungsweg 6 entsprechend Fig. 3 dargestellt. Diese hat u.a. den Vorteil, dass das Trennelement 41 im Leistungsverzweigungs-Bereich ein geringeres Drehmoment übertragen muss als im Phasenschieberpfad 3, da die Übersetzung der Leistungsverzweigung vorzugsweise so auszulegen ist, dass der größere Drehmomentanteil, z.B. eines Motormoments über den Phasenschieberpfad 3 geleitet wird und der verbleibende kleinere Teil des Motormoments über den direkten Drehmomentübertragungsweg 6 fließt. Bei einer Anordnung des Trennelementes 41 im direkten Drehmomentübertragungsweg kann somit das Trennelement 41 kleiner dimensioniert werden.

In den folgenden Figuren 9 bis 11 sind verschiedene Anordnungsmöglichkeiten eines Trennelements 41 für eine Ausführungsform analog zur Fig. 4 dargestellt.

Fig. 9 zeigt eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einer siebten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung analog zur Fig. 3.

In Fig. 9 ist eine Anordnung des Trennelements 41 im Phasenschieberpfad 3 nach dem Phasenschieber 4, 5 bei ansonsten analogem Aufbau gemäß der Fig. 8 dargestellt. Diese hat insbesondere den Vorteil, dass bei einem Versagen des Trennelements 41, bzw. bei unkontrolliertem Öffnen des Trennelements 41 einige Getriebekomponenten eine geringere Beschleunigung im Vergleich zur Anordnung im direkten Pfad 6 erfahren, da eine sich einstellende Differenzdrehzahl zwischen einer Motorseite und einer Koppelgetriebeseite des Trennelements 41 nach Öffnen des Trennelements 41 geringer ist. Im Hinblick auf Zuverlässigkeit der Drehschwingungsdämpfungsanordnung 5 ist deshalb eine Anordnung des Trennelements 41 im Phasenschieberpfad 3 gegenüber einer Anordnung im direkten Drehmomentübertragungsweg 6 zu bevorzugen. Eine Anordnung des Trennelements 41 im direkten Drehmomentübertragungsweg 6 ist möglich, insbesondere wenn konstruktiv ein Versagen auszuschließen bzw. die Konstruktion auf entsprechende Missbrauchs-drehzahlen ausgelegt ist oder zusätzliche Sicherheitsmaßnahmen, wie z.B. automatisches Öffnen einer Schaltkupplung 48, die abtriebsseitig des Planetengetriebes angeordnet ist, bei Überschreiten einer gewissen Grenzdrehzahl des Koppelgetriebes 7, in dem das Trennelement 41 angeordnet ist, umgesetzt werden.

Bei einer Verwendung einer Drehschwingungsdämpfungsanordnung in einem Wandler 49 ist insbesondere das Trennelement als Wandlerüberbrückungskupplung ausgebildet. Die ist u.a. vorteilhaft, da sich diese im Nassraum des eines Getriebes befindet und bei jedem Anfahrvorgang betätigt wird, und somit eine regelmäßige Betätigung gewährleistet ist.

In der Ausführungsform der Fig. 9 ist weiter ein Wandler angebunden. Dabei erfolgt die Anbindung einer Turbine 49 des Wandlers primärseitig 1 vor der Leistungsverzweigung, sodass das Turbinenmoment bei Wandlerbetrieb entsprechend auf direkten Pfad 6 und Phasenschieberpfad 3 aufgeteilt werden. Die Wandlerüberbrückungskupplung als Trennelement 41 im Phasenschieberpfad 3 oder im direkten Pfad 6 kann in diesem Fall nicht ausreichend sein. Es kann dann eine zusätzliche Kupplung 62 zwischen Motor und Turbine 49 angeordnet werden, um den Wandlerbetrieb zu sichern. Ansonsten gelten die gleichen Anbindungs- bzw. Anordnungsvarianten hier das Trennelement 41 wie oben insbesondere für den Handschalter beschrieben.

Eine Anbindung der Turbine 49 im direkten Pfad 6 der Leistungsverzweigung ist aufwendig, da hier die einzige Möglichkeit für die Anbindung des Abtriebs der Leistungsverzweigung an die Getriebeeingangswelle der Weg zwischen Pumpe und Turbine 49 ist. Es muss also durch den hydrodynamischen Kreislauf gegriffen werden. Zudem kann bei dieser Anbindung ebenfalls eine zusätzliche Kupplung 62 an der Primärseite 1 erforderlich sein

Bei Anbindung der Turbine 49 im Phasenschieberpfad 3 kann die Wandlerüberbrückungskupplung ebenfalls im Phasenschieberpfad 3 zwischen Motor und Turbine 49 eingebunden werden und es kann auf eine zusätzliche Kupplung 62 verzichtet werden. Hierbei wird beim Wandlerbetrieb bei geöffneter Wandlerkupplung, d.h. Auftrennung von direktem Pfad 6 von phasenverschobenen Pfad 3, das komplette Turbinenmoment in den Phasenschieberpfad 3 eingeleitet, weshalb es insbesondere vorteilhaft ist, die Turbine 49 nach dem Federsatz 4 anzubinden. Nach Schließen der Wandlerkupplung WK stellt sich der Leistungsverzweigungsbetrieb ein, wobei sich die Verzahnungseingriffe immer neu einstellen aus Sicht der statistischen Verteilung. Konstruktiv ist die Anbindung der Turbine 49 einfach umsetzbar und findet aufgrund der Anbindung im Pha-

senschieberpfad 3 ihre Verwendung als Zwischenmasse 5. Bei Anbindung der Turbine 49 auf der Sekundärseite 2 und Anordnung des temporären Trennelementes 41 im direkten Pfad 6 ist eine zusätzliche Kupplung am Abtrieb der Leistungsverzweigung vor der Turbine 49 erforderlich. Selbstverständlich ist eine Anbindung eines Wandlers an die Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß Figur 9 nur beispielhaft und die vorliegende Erfindung nicht darauf beschränkt; eine Anbindung eines Wandlers kann auch auf andere Art und/oder an anderer Position an die Drehschwingungsdämpfungsanordnung erfolgen.

Fig. 10 zeigt eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einer achten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung analog zur Fig. 3.

In Fig. 10 ist eine alternative Anordnung des Trennelements 41 im Phasenschieberpfad 3 vor dem Phasenschieber 4, 5 bei ansonsten analogem Aufbau gemäß der Figuren 8 und 9 dargestellt. Diese Anordnung bietet aus konstruktiver Sicht unter anderem Vorteile bei der Anbindung, Zentrierung und ggf. Ansteuerung des Trennelements 41 durch eine passive oder aktive Betätigung desselben.

Fig. 11 zeigt eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einer neunten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung analog zur Fig. 3.

In Fig. 11 ist eine alternative Anordnung des Trennelements 41 im Phasenschieberpfad 3 zwischen zwei in Reihe geschalteten Phasenschiebern 4, 4b dargestellt. Diese Anordnung bietet u.a. weitere konstruktive Vorteile hinsichtlich der Anbindung bei Verwendung eines Innen- und Außendämpfers als Phasenschieberanordnung 4, 5.

Fig. 12 zeigt eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einer zehnten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung analog zur Fig. 3.

In Fig. 12 ist ein Aufbau des Koppelgetriebes 7 in Form eines Planetengetriebes entsprechend der Verschaltung aus Fig. 6 dargestellt, bei dem der Steg/Planetenradträger 8 am Phasenschieberpfad 3 und ein Sonnenrad 42 am direkten Drehmomentübertragungsweg 6 angebunden sind. Abtriebsseitig am Koppelgetriebe 7 sitzt ein Hohlrad 12.

Das Trennelement 41 teilt das Planetenrad 11 in einen ersten Teil 46 und einen zweiten Teil 47, wobei der erste Teil 46 mit dem vorgelagerten Planetenrad 10, 43 kämmt und der zweite Teil 47 mit dem Abtriebshohlrad 12. Eine weitere hier nicht dargestellte Möglichkeit besteht in der Aufteilung des Planetenrades 10, 43 in einen ersten Teil 46, der mit dem Antriebssonnenrad 42 kämmt, und einen zweiten Teil 46, der mit dem abtriebsseitigen Planetenrad 11 kämmt. Dies hat u.a. den Vorteil, dass die Maximalbelastungen gleichmäßiger auf alle Zähne der Verzahnung des abtriebsseitigen Teils 47 vom antriebsseitigen Planetenrad 10, 43 des abtriebsseitigen Planetenrades 11 und des Abtriebshohlrades 12 verteilt werden.

Fig. 13 zeigt eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einer elften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung analog zu den Fig. 5, 6 und 7.

In den Fig. 13 bis 16 sind schematisch verschiedene Anordnungen des Trennelements 41 für eine Verschaltungsvariante der Drehschwingungsdämpfungsanordnung 5 mit Steg 8 am Abtrieb des Koppelgetriebes 7 in Form eines Planetengetriebes dargestellt.

In Fig. 13 ist eine Anordnung des Trennelements 41 im direkten Drehmomentübertragungsweg 6 entsprechend Fig. 3 dargestellt. Diese hat u.a. den Vorteil, dass das Trennelement 41 im Leistungsverzweigungs-Bereich ein geringeres Drehmoment übertragen muss als im Phasenschieberpfad 3, da die Übersetzung der Leistungsverzweigung vorzugsweise so auszulegen ist, dass der größere Drehmomentanteil, z.B. eines Motormoments über den Phasenschieberpfad 3 geleitet wird und der verbleibende kleinere Teil des Motormoments über den direkten Drehmomentübertragungsweg 6 fließt. Bei einer Anordnung des Trennelements 41 im direkten Drehmomentübertragungsweg 6 kann somit das Trennelement 41 kleiner dimensioniert werden.

In den folgenden Fig. 14 bis 16 sind verschiedene Anordnungsmöglichkeiten eines Trennelements 41 in einer Ausführungsform entsprechend der Fig. 4 dargestellt.

Fig. 14 zeigt eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einer zwölften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung analog zu den Fig. 5, 6 und 7.

In Fig. 14 ist eine Anordnung des Trennelements 41 im Phasenschieberpfad 3 nach dem Phasenschieber 4 dargestellt. Diese hat den Vorteil, dass bei Versagen des Trennelements 41 bzw. bei unkontrolliertem Öffnen des Trennelements 41 einige Getriebekomponenten eine geringere Beschleunigung, im Vergleich zur Anordnung im direkten Drehmomentübertragungsweg 6, erfahren, da die sich einstellende Differenzdrehzahl zwischen einer Motorseite und einer Koppelgetriebeseite des Trennelements 41 nach dem Öffnen des Trennelementes 41 geringer ist. Im Hinblick auf Zuverlässigkeit ist deshalb eine Anordnung des Trennelements 41 im Phasenschieberpfad 3 gegenüber einer Anordnung im direkten Drehmomentübertragungsweg 6 zu bevorzugen. Eine Anordnung des Trennelements 41 im direkten Drehmomentübertragungsweg 6 ist dennoch ebenso möglich, insbesondere wenn konstruktiv ein Versagen auszuschließen ist bzw. die Konstruktion auf entsprechende Missbrauchs-drehzahlen ausgelegt ist oder zusätzliche Sicherheitsmaßnahmen wie z.B. automatisches Öffnen der Schaltkupplung 48 bei Überschreiten einer gewissen Grenzdrehzahl umgesetzt werden.

Fig. 15 zeigt eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einer drei-zehnten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung analog zu den Fig. 5, 6 und 7.

In Fig. 15 ist eine alternative Anordnung des Trennelements 41 im Phasenschieberpfad 3 vor dem Phasenschieber/Federsatz 4 dargestellt. Diese Anordnung bietet aus konstruktiver Sicht unter anderem Vorteile bei der Anbindung, Zentrierung und ggf. Ansteuerung bzw. Betätigung passiv oder aktiv des Trennelements 41.

Fig. 16 zeigt eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einer vierzehnten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung analog zu den Fig. 5, 6 und 7.

In Fig. 16 ist eine alternative Anordnung des Trennelements 41 im Phasenschieberpfad 3 zwischen zwei in Reihe geschalteten Phasenschiebern 4, 4b dargestellt. Diese Anordnung hat u.a. weitere konstruktive Vorteile hinsichtlich der Anbindung bei Verwendung eines Innen- und Außendämpfers als Phasenschieber 4, 4b.

Fig. 17 zeigt eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einer fünfzehnten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung analog zu den Fig. 5, 6 und 7.

In Fig. 17 ist ein Aufbau des Koppelgetriebes 7 in Form eines Stufenplanetengetriebes entsprechend der Verschaltung aus Fig. 7 dargestellt, bei dem ein Sonnenrad 42 am direkten Drehmomentübertragungsweg 6 und ein Hohlrad 9 am Phasenschieberpfad 3 angebunden ist. Abgetrieben wird über den Steg 8 des Planetengetriebes. Das Trennelement 41 teilt ein Stufenplanetenrad in einen ersten Teil 46 und zweiten Teil 47, wobei der erste Teil 46 mit dem Antriebshohlrad 9 und der zweite Teil 47 mit dem Antriebssonnenrad 42 kämmt. Alle Anordnungsvarianten, bei denen das Trennelement 41 im Koppelgetriebe 7 sitzt, erfordern eine axiale Staffelung der Planetenradstufen 46 und 47.

In den nun folgenden Fig. 18-21 sind schematisch verschiedene Anordnungen des Trennelements 41 für eine Ausführungsform der Drehschwingungsdämpfungsanordnung S mit einem in Form eines Stufenplanetengetriebes mit Steg im direkten Drehmomentübertragungsweg 6 gezeigt.

Fig. 18 zeigt eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einer sechszehnten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung analog zu Fig. 5.

In Fig. 18 ist eine Anordnung des Trennelements 41 im direkten Drehmomentübertragungsweg 6 entsprechend Fig. 3 dargestellt. Diese hat u.a. den Vorteil, dass das Trennelement 41 im Leistungsverzweigungs-Bereich ein geringeres Drehmoment überträgt als im Phasenschieberpfad 3, da die Übersetzung der Leistungsverzweigung vorzugsweise so ausgelegt wird, dass der größere Drehmomentanteil, z.B. eines Motormoments über den Phasenschieberpfad 3 geleitet wird und der verbleibende kleinere Teil des Motormoments über den direkten Drehmomentübertragungsweg 6 fließt. Bei einer Anordnung des Trennelements 41 im direkten Drehmomentübertragungsweg 6 kann somit das Trennelement 41 kleiner dimensioniert werden.

In den folgenden Fig. 19-21 sind verschiedene Anordnungsmöglichkeiten eines Trennelements 41 für die Ausführungsform einer Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß Fig. 4 dargestellt.

Fig. 19 zeigt eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einer siebzehnten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung analog zu Fig. 5.

In Fig. 19 ist eine Anordnung des Trennelements 41 im Phasenschieberpfad 3 nach dem Phasenschieber 4 dargestellt. Diese hat u.a. den Vorteil, dass bei einem Versagen des Trennelements 41 bzw. bei unkontrolliertem Öffnen des Trennelements 41 einige Getriebekomponenten eine geringere Beschleunigung im Vergleich zur Anordnung des Trennelements 41 im direkten Drehmomentübertragungsweg 6 erfahren, da die sich einstellende Differenzdrehzahl zwischen einer Motorseite und einer Koppelgetriebeseite des Trennelements 41 nach Öffnen des Trennelements 41 geringer ist. Im Hinblick auf Zuverlässigkeit ist deshalb eine Anordnung im direkten Drehmomentübertragungsweg 6 zu bevorzugen. Eine Anordnung des Trennelements 41 im direkten Drehmomentübertragungsweg 6 ist dennoch auch möglich, wenn insbesondere konstruktiv ein Versagen auszuschließen bzw. die Konstruktion auf entsprechende Missbrauchs-drehzahlen ausgelegt ist und/oder zusätzliche Sicherheitsmaßnahmen, wie z.B. automatisches Öffnen der Schaltkupplung 48 bei Überschreiten einer gewissen Grenzdrehzahl umgesetzt werden.

Fig. 20 zeigt eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einer achtzehnten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung analog zu Fig. 5.

In Fig. 20 ist eine alternative Anordnung des Trennelements 41 im Phasenschieberpfad 3 vor dem Phasenschieber 4 dargestellt. Diese Anordnung bietet aus konstruktiver Sicht unter anderem Vorteile bei der Anbindung, Zentrierung und ggf. Ansteuerung des Trennelements 41, z.B. bei einer Betätigung passiv/aktiv.

Fig. 21 zeigt eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einer neunzehnten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung analog zu Fig. 5.

In Fig. 21 ist eine alternative Anordnung des Trennelements 41 im Phasenschieberpfad 3 zwischen zwei in Reihe geschalteten Phasenschiebern 4, 4b dargestellt. Diese Anordnung hat u.a. weitere konstruktive Vorteile hinsichtlich der Anbindung bei Verwendung eines Innen- und Außendämpfers als Phasenschieber 4, 4b.

Fig. 22 zeigt eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einer zwanzigsten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung analog zu Fig. 5.

In Fig. 22 ist ein Aufbau des Koppelgetriebes 7 in Form eines Stufenplanetengetriebes entsprechend der Verschaltung aus Fig. 5 dargestellt, bei dem der Steg/Planetenradträger 8 am direkten Drehmomentübertragungsweg 6 und ein Hohlrad 9 am Phasenschieberpfad 3 angebunden ist. Abtriebsseitig sitzt ebenfalls ein Hohlrad 12. Das Trennelement 41 teilt das Stufenplanetenrad in einen ersten Teil 46 und zweiten Teil 47, wobei der erste Teil 46 mit dem Antriebshohlrad 9 und der zweite Teil mit dem Abtriebshohlrad 12 kämmt.

Die folgenden Fig. 23-31 zeigen konstruktive Ausführungsformen für eine Leistungsverzweigung mit einem Trennelement 41.

Fig. 23a-d zeigen den Schnittverlauf von Ansichten einer Drehschwingungsdämpfungsanordnung mit Leistungsverzweigung mit Hohlrädern für die folgenden Figuren. Im Folgenden wird daher in Bezug auf die Figurenbeschreibung zur Fig. 23 auf die Fig. 24 verwiesen.

Fig. 24a-c zeigen ein Ausführungsbeispiel, welches das bevorzugte Design im Bereich der Front-Quer Anwendungen darstellt. Die Basis bildet ein Primärblech 14, welches durch Stanz- und Umformprozesse hergestellt werden kann. Aus Bauraumgründen wird der Planetenradträger/Steg 8 nicht als separate Einheit ausgeführt, sondern erst durch die Montage mit dem Primärblech 14 gebildet. Die Verbindung im inneren Bereich muss dabei öldicht ausgeführt werden. Dies kann z.B. durch eine umlaufende Schweißnaht oder durch Nieten mit zusätzlicher Dichtung oder andersartige feste und öldichte Verbindungen erfolgen. Die Verbindung im äußeren Bereich unterliegt keiner Dichtheitsanforderung. Um die Toleranzkette möglichst klein zu halten, erfolgt insbesondere die Bearbeitung der Bohrungen für die Planetenradbolzen 19 des Planetengetriebes 7 erst nach der Montage des Stegs 8 mit dem Primärblech 14.

Die Planetenräder 10, 11 können als Paket zusammen mit Anlaufscheiben 30, 31 und bereits vormontiertem Nadellager 20 im Steg 8 positioniert werden. Anschließend wird der Planetenradbolzen 19 eingepresst und an den Stirnseiten, in den linsenförmigen Ausnehmungen 33 am Steg 8 und Primärblech 14 durch Verstemmen in axialer Richtung gesichert.

Am Primärblech 14 werden bereits im Umformprozess Nietbolzen 34 ausgeformt. An diese werden im weiteren Montageprozess Bahnbleche 18 von Bogenfedern 26, 27, 28 und die Federansteuerung 15 eingelegt und durch Vernietung der Federansteuerung 15 mit dem Primärblech 14 über Umformung der Nietbolzen 34 befestigt. Diese Verbindung ist öldicht und reduziert die Teileanzahl sowie den Montageaufwand. Anschließend werden Bogenfederpakete 26, 27, 28 eingelegt und der vormontierte Zusammenbau Hohlrad 1, bestehend aus Hohlradträger des Antriebshohlrads 36, Zwischenmasse 5, Antriebshohlrad 9 und Anlaufscheibe 32 eingeschoben.

Es empfiehlt sich insbesondere die Verwendung von Federtellern, um eine bessere Federführung und Reibungsreduktion zu erzielen. Alternativ zur Bauform mit Bogenfederpaketen 26, 27, 28 ist auch eine Lösung mit Gleitschuh-Federpaketen möglich. Hierbei sind die angrenzenden Bauteile also u.a. Federansteuerung, Hohlradträger Antriebshohlrad und oder andere entsprechend anzupassen.

Eine Zentrierung und radiale Lagerung der Zwischenmasse kann über die Verzahnung von Antriebshohlrad 9 mit mindestens drei Planetenrädern 10 erfolgen. Die axiale Führung der Zwischenmasse 5 bzw. des gesamten Zusammenbaus Hohlrad 1 erfolgt über die Anlaufscheibe 32, die sich in Richtung Motor an den Planetenrädern 10 anlegt, die sich wiederum an den Anlaufscheiben 31 anlegen, die sich am Primärblech 14 abstützen. In Richtung Getriebe erfolgt die Abstützung ebenfalls über die Anlaufscheibe 32, die sich am Abtriebshohlrad 12 und dem Träger des Abtriebshohlrads 13 anlegt, der sich wiederum über die Sekundärseite 3, welche hier als Flansch 16 ausgeführt ist abstützt. Um eine Kontaktfläche möglichst gering zu halten und ein „Ansaugen“ der Anlaufscheibe 32 am Abtriebshohlrad 12 bzw. Hohlradträger 13 zu vermeiden, kann entweder die Anlaufscheibe 32 mit Prägungen, oder die Gegenseite am Abtriebshohlrad 12, bzw. Hohlradträger 13 mit Noppen und/oder Ausnehmungen ausgeführt werden, um zu gewährleisten, dass Öl zwischen Anlaufscheibe 32 und Abtriebshohlrad 12 bzw.

Hohlradträger 13 gelangen kann. Die radiale Lagerung des Abtriebshohlradträgers 13 erfolgt über die Sekundärseite z.B. eine Getriebeeingangswelle die beispielsweise über ein Pilotlager radial gelagert ist.

Zwischen Hohlradträger 13 des Abtriebshohlrades 12 und dem Steg 8 ist eine erste Dichtung 24 platziert, die den ölgefüllten Raum 35 der Leistungsverzweigung gegenüber der Umgebung auf der Motorseite des Abtriebshohlradträgers 13 abdichtet. An den Abtriebshohlradträger 13 ist die Sekundärseite 3, die hier als Flansch 16 ausgeführt ist, durch Nieten, Schweißen, Verschrauben oder vergleichbare Verbindungen befestigt. Diese Verbindung muss ebenfalls öldicht ausgeführt werden und ist gegebenenfalls durch ein Dichtmittel wie beispielsweise O-Ring, Dichtpaste, oder ähnliches abzudichten. Um den Ölräum getriebeseitig zu schließen, wird ein Abdeckblech 22 mit dem Primärblech 14 öldicht verschweißt und eine weitere Dichtung 25 zwischen Abdeckblech 22 und Flansch 16 positioniert. Die beiden Dichtungen 24, 25 sind, wie im vorliegenden Ausführungsbeispiel der Fig.24 dargestellt, vorzugsweise als Gleichteile ausgeführt. Die im Betrieb auf das Abdeckblech 22 wirkenden Kräfte aus Öldruck und Rotationsgeschwindigkeit bewirken eine Schirmung des Abdeckbleches 22 in Richtung Getriebe. Um das Abdeckblech 22 bei gegebener maximal zulässiger Schirmung möglichst dünnwandig auszuführen, kann dieses durch ein oder mehrere aussteifende Elemente z.B. eine umlaufende Sicke mit möglichst großer axialer Ausprägung hier im Bereich des Anlasserzahnkranzes 23 dargestellt verwendet werden. Auch der Anlasserzahnkranz 23 selbst kann zur Aussteifung der sich durch die Sicke ergebenden Ecke genutzt werden, wenn er z.B. durch zwei Schweißverbindungen mit der jeweiligen Seite der Ecke verbunden wird.

Das Primärblech 14 wird über Kurbelwellenschrauben 17 an der Kurbelwelle befestigt. Um die Flächenpressung der Schraubenköpfe auf das Primärblech 14 zu reduzieren wird z.B. eine gehärtete Scheibe 29 untergelegt.

Fig. 25a-b zeigt die Ausführungsform der Fig. 24 bei geschlossenem Trennelement im Koppelgetriebe.

Fig. 25a-b zeigt eine konstruktive Ausführungsform analog zu den Fig. 24a-c mit einer Verschaltung der Leistungsverzweigung mit einem temporären Trennelement 41 im

Koppelgetriebe 7 wie beispielsweise in Fig. 22 abgebildet. Axial benötigt die konstruktive Ausführung der Fig. 25 gegenüber der Ausführung in Fig. 24 etwas mehr Bauraum.

Das Trennelement 41 ist zwischen Planetenrad 10 und 11 in Form einer Klauenkupplung angeordnet. Die Planetenräder 10, 11 sind nicht mehr direkt auf dem Nadellager 20 gelagert, sondern sitzen axial verschiebbar auf einer Führungshülse 50, die ihrerseits an mindestens einer Stelle radial auf dem Planetenradbolzen 19 gelagert (Bezugszeichen 20) ist. Um einen Formschluss der Klauen der Planetenräder 10, 11 im Leistungsverzweigungsbetrieb zu gewährleisten, ist mindestens ein Federelement 51 angeordnet, so dass eine Vorspannung auf die Klauen ausgeübt wird und deren Lage gesichert ist. Vorteilhafterweise sind zwei Federelemente 51 gleicher Kennlinie auf beiden äußeren Seiten der Planetenräder 10, 11 zu verwenden, um den Verschiebeweg der Planetenräder 10, 11 zum Öffnen der Klauen gleichmäßig auf beide Planetenräder 10, 11 aufzuteilen. Um keine zusätzlichen Reibkräfte zwischen Planetenradträger 8 und Planetenrädern 10, 11 zu erzeugen, stützen sich die Federelemente 51 an der Führungshülse 50 ab und erzeugen somit einen geschlossenen Kraftfluss zwischen Planetenrädern 10, 11 und Führungshülse 50.

Die Führungshülse 50 weist hierzu insbesondere einen Bund auf beiden Seiten auf, wobei hier die Hülse 50 zunächst mit einem einseitigen Bund für die Montage der Planetenräder 10, 11 und Federelemente 51 hergestellt wird. Ein zweiter Bund wird im Anschluss an die Montage durch einen Umformprozess erzeugt. Im dargestellten Fall weist die Hülse 50 einen geschlitzten Bund auf. Dies hat den Vorteil, dass der Umformprozess im zusammengebauten Zustand mit weniger Kraftaufwand durchgeführt werden kann und mit weniger Verformung des entsprechenden Grundkörpers einhergeht. Alternativ ist aber auch eine Führungshülse 50 mit Sicherungsringen oder aufgepresstem oder geschweißtem Bund denkbar. Um die axiale Lage der Führungshülse 50 zu sichern, sind weiterhin Anlaufscheiben 30, 31 zwischen Führungshülse 50 und Planetenradträger 8 bzw. Primärblech 14 angeordnet. Die Montage der Planetenräder 10, 11 erfolgt als Paket zusammen mit den Anlaufscheiben 30 und 31 und den Lagern 20 durch Positionierung im Planetenradträger 8 und anschließendem Fügen des Planetenradbolzens 19.

Um ein regelmäßiges Öffnen des Trennelements 41 zu gewährleisten, ist die Anlaufscheibe 32 am Antriebshohlrad 9 in der Art modifiziert, dass um einen gewissen Winkel außerhalb der Nulllage des Phasenschiebers 4 eine Art Keilelement 52 ausgebildet ist, das bei Verdrehung des Phasenschiebers 4 größer als den genannten Winkel zwischen die Planetenräder 10, 11 fährt und an Schrägen 53 der Planetenräder 10, 11 angreift und diese axial aufeinander drückt. Hierbei entspricht der benötigte axiale Verschiebeweg der Seitenlänge der langen Seite der Klauen 54, um diese aneinander vorbei zu schieben. Bei Erreichen der erforderlichen axialen Verschiebung wird aufgrund des Phasenschiebermomentes eine Verdrehung zwischen den zwei Planetenrädern 10, 11 eingeleitet. Die Klauen gleiten nun an einer stirnseitigen Schräge 56 aneinander ab und rasten in die nächste Zahnücke ein. Durch die Schräge 56 ist ein sicheres Einrasten der Klauen gewährleistet. Der Winkel, um den das Keilelement 52 von der Nulllage des Phasenschiebers 4 verdreht angeordnet sein sollte, richtet sich nach der Breite des Keilelements 52, wobei in Nulllage keine Berührung zwischen Keilelement 52 und Schrägen 53 der Planetenräder 10, 11 stattfinden sollte, um eine sauber geschlossene Verbindung zwischen den Planetenrädern 10, 11 bei stehendem Auto zu gewährleisten.

Vorzugsweise ist das Keilelement 52 so anzuordnen, dass bei Auslenkung in Schubrichtung eine Trennung der Planetenräder 10, 11 erfolgt. Wie schon anhand Fig. 5 und Fig. 22 beschrieben, findet bei dieser Verschaltung nur eine Verstellung der abtriebsseitigen Verzahnung 45 statt. Ein weiterer Vorteil der Verbindung der Planetenräder 10, 11 über eine Art Klauen ist die Möglichkeit zum Ausgleich von Winkelversatz, da die Klauen bei entsprechender Ausführung wie eine Art Ausgleichkupplung fungieren können. Dadurch wird einseitige Zahnbelastung mit hoher partieller Flächenpressung, die aus einer Verkipfung des Stufenplaneten durch Zusammenwirken von Lagerspiel und Kippmoment entsteht, vermieden bzw. abgeschwächt.

Alternativ zu der Ausführung des Trennelements 41 als Klauenkupplung ist eine Ausführung als Reibkupplung denkbar. Hierbei müssen die Anpresskräfte entsprechend sichergestellt werden. Eine Trennung ist entweder durch eine Art Keilelement 52 definiert möglich, oder durch bewusst über ein Motorsteuergerät vorgegebene Momentspitzen, z.B. durch erhöhte Einspritzmenge an Kraftstoff. Zudem kann durch den Einsatz

einer Rutschkupplung als Trennelement 41 ein Schutz der Verzahnung gegen Missbrauch realisiert werden.

Fig. 26a-c zeigt Komponenten des Trennelementes im Koppelgetriebe gemäß Fig. 25 ausgeführt als Klauenkupplung. In Fig. 26 sind verschiedene Komponenten einer Klauenkupplung als temporäres Trennelement 41 im Koppelgetriebe 7 nochmals dargestellt. Hinsichtlich der Beschreibung zur Fig. 26 wird auf die Ausführungen zur Fig. 25 verwiesen.

Fig. 27a-e zeigt die Ausführungsform der Fig. 24 bei Ausführung des Trennelementes als Klauenkupplung in geschlossenem Zustand und Fig. 28a-c zeigt die Ausführungsform der Fig. 27 bei geöffneter Klauenkupplung.

In Fig. 27 ist ein Schnitt das durch Leistungsverzweigungsgetriebe mit geschlossenem Trennelement 41 dargestellt und in Fig. 28 mit offenem Trennelement 41. Zudem ist in Fig. 27 in der Detailansicht „Y (Abtriebsplanet)“ dargestellt, wie das Keilelement 54 bei Nullstellung des Phasenschiebers 4, also im entspannten Zustand bei abgestelltem Fahrzeug zu den Planetenrädern 10, 11 steht. Hier nicht gezeigt ist das Antriebsplanetenrad 10, um das Keilelement 54 deutlicher darzustellen.

Fig. 29a-c zeigt eine weitere Ausführungsform einer Drehschwingungsdämpfungsanordnung mit Trennelement im zweiten Drehmomentübertragungsweg ausgeführt als momentbetätigte Rutschkupplung.

Fig. 29 zeigt ein konstruktives Ausführungsbeispiel für eine momentbetätigte Rutschkupplung als Trennelement 41 im Phasenschieberpfad 3 analog zur Ausführungsform der Fig. 19. Der Phasenschieberpfad 3 wurde hierzu aufgetrennt und über Reibbeläge 58 mit dem Hohlradträger Antriebshohlrad 36 verbunden. Die Vorspannung der Rutschkupplung wird durch eine Tellerfeder 60 realisiert, die sich über Klemmelemente 57 abstützt. Diese Klemmelemente 57 können einzeln von radial außen montiert werden und rasten durch ihren Hinterschnitt an der Tellerfeder 60 ein. Die Aussparung in den Klemmelementen 57 dient zur Verdrehsicherung zwischen dem phasenschieberseitigen Mitnehmerblech 61 und der Druckplatte 59, an der die Tellerfeder 60 angreift. Der Kraft-

fluss ist über die Druckplatte 59, Reibbeläge 58, Hohlradträger für antriebsseitiges Hohlrad 36 und phasenschieberseitiges Mitnehmerblech 61 über die Klemmelemente 57 in sich geschlossen. Eine derartige Rutschkupplung an dieser Stelle hat u.a. den Vorteil, dass der große Durchmesser vorteilhaft für die Momentübertragung ist und zudem eine große Trägheit darstellt, die im Phasenschieberpfad 3 als Zwischenmasse 5 fungiert. Das Betätigungsmoment muss oberhalb der im Normalbetrieb erreichbaren Momente liegen. Die Rutschkupplung darf erst im Missbrauchsfall, und/oder durch definiert über die Motorsteuerung eingeleitete Momentspitzen ausgelöst werden. Der Aufbau Klemmelemente 57 ist aufgrund des beengten Bauraums in dieser Gestalt gewählt, kann aber auch andersartig ausgeführt werden. Vorteilhafterweise werden Blechumformteile, die ohne zusätzliche Befestigungselemente wie Schrauben oder Nieten und ohne zusätzliche Fügeverfahren wie Schweißen, Löten, etc. montiert werden können und sich selbst zentrieren und gegen Herausfallen sichern, verwendet.

Im vorliegenden Beispiel der Fig. 29 wird eine Selbstzentrierung durch die Tellerfeder 60 gewährleistet, die sich zudem an einer umlaufenden Nut an der Druckplatte 59 zentriert. Die Druckplatte 59 wiederum kann durch den Absatz am Hohlradträger des Antriebshohlrades 36 nicht von ihrer zentrischen Lage abweichen. Das phasenschieberseitige Mitnehmerblech 61 zentriert sich über die Klemmelemente 57. Da im Normalbetrieb das Trennelement 41 geschlossen ist, werden alle auftretenden radialen Kräfte über die Verzahnung am Antriebshohlrad 9 abgefangen.

Fig. 30 zeigt Einzelteile der momentbetätigten Rutschkupplung in der Ausführungsform der Fig. 29. In Fig. 30 sind verschiedene Einzelteile der in der Fig. 29 beschriebenen Rutschkupplung dargestellt, zu deren Beschreibung auf Fig. 29 verwiesen wird.

Fig. 31a-b zeigt eine weitere Ausführungsform eines Trennelementes als momentbetätigte Rutschkupplung.

In Fig. 31 ist eine alternative Ausführungsform ohne zusätzliches Federelement 60 gezeigt, um eine Vorspannkraft zu erzeugen. Hier wird die Vorspannkraft durch Vorspannung des Klemmelements 57 erzeugt. Eine weitere Möglichkeit ist der Einsatz einer Rutschkupplung zur Trennung einer der beiden Drehmomentübertragungswege 3 bzw.

6 der Leistungsverzweigung, wobei durch Anschläge oder vorgegebene Führungsbahnen eine mechanische Trennung des jeweiligen Drehmomentübertragungswegs 3 bzw. 6 in bestimmten Winkelpositionen des Phasenschiebers 4 erfolgt. Vorzugsweise erfolgt die Trennung bei Schubbetrieb nahe der Nullstellung, da in diesem Bereich die zu übertragenden Momente gering sind und um den Fahrbetrieb nicht zu stören.

Zusammenfassend ermöglicht ein Trennelement 41 im Phasenschieberpfad 3 oder im direkten Pfad 6, der einem Durchtrieb entspricht, eine Relativverdrehung zwischen den beiden Pfaden 3, 6.

Dabei ist der Phasenschieberpfad 3 für die Anordnung des Trennelementes 41 besser geeignet, da:

- ein Drehzahlunterschied nach Öffnen des Trennelements 41 geringer ist
- der Phasenschieberpfad 3 unempfindlicher als der direkte Pfad 6 im Hinblick auf Steifigkeitsänderungen sein kann
- das Trennelement 41 konstruktiv besser eingebunden werden kann, wobei allerdings höhere Momente zu übertragen sind, wobei bei Automatikgetrieben eine vorhandene Wandlerkupplung hierfür genutzt werden kann.
- In einem Wandler kann eine Turbine einfacher in Phasenschieberpfad 3 angebunden und als Zusatzmasse 5 genutzt werden

Das Trennelement 41 kann alternativ im Koppelgetriebe 7 in Form eines Planetengetriebes angeordnet werden:

- Insbesondere bei Getriebearten, wo Steg 8 in einem der beiden Drehmomentübertragungspfade 3 oder 6 sitzt, ist eine Verstellung/Relativverdrehung der Verzahnung nach Öffnen des Trennelementes 41 nur abtriebsseitig 45 möglich,
- bei Getriebearten mit Steg 8 als Abtrieb wird sowohl die antriebsseitige 44 als auch die abtriebsseitige 45 Verzahnung verstellt.

Bei einem Automatikgetriebe mit einem Wandler ist insbesondere zwischen Turbine und Motor eine Kupplung erforderlich, insbesondere wegen Differenzdrehzahl zwischen Pumpe und Turbine bei Wandlerbetrieb.

Ist die Turbine vor der Leistungsverzweigung angeordnet, wird das komplette Turbinenmoment über die Leistungsverzweigung geführt, teilt sich auf und es sind jedoch ggf. zusätzliche Kupplungen zwischen Motor und Turbine erforderlich.

Wird die Turbine im Durchtriebspfad/direkten Pfad 6 angeordnet, ist dies aufwendig und es wird ein komplettes Turbinenmoment in Durchtrieb 6 eingeleitet. Dann ist insbesondere eine zusätzliche Kupplung auf Primärseite 1 erforderlich.

Die Anbindung der Turbine im Phasenschieberpfad 3 ist konstruktiv einfacher umsetzbar und es wird ein komplettes Turbinenmoment in den Phasenschieberpfad 3 eingeleitet. Eine zusätzliche Kupplung ist nicht nötig. Eine Wandlerkupplung als Trennelement 41 im Phasenschieberpfad 3 vor der Turbine kann dann verwendet werden. Dabei wird die Turbinenträgheit als Zusatzmasse genutzt.

Wird die Turbine nach der Leistungsverzweigung im direkten Pfad 6 angeordnet, kann eine zusätzliche Kupplung im Abtrieb 2 erforderlich sein. Bei Anordnung derselben nach der Leistungsverzweigung im Phasenschieberpfad 6 ist eine zusätzliche Kupplung nicht erforderlich.

Da Fehlfunktionen z.B. ein Versagen des Trennelements 41 nicht auszuschließen sind, ist es bei einem Trennelement 41 im direkten Pfad 6 vorteilhaft, dass die Teile des direkten Pfads 6 auf entsprechende Drehzahlen ausgelegt werden.

Schließlich kann eine Anordnung eines Trennelementes 41 in einem Handschaltgetriebe nur zusätzlich zur Schaltkupplung möglich sein, da Wärmeabfuhr der Schaltkupplung, Öl in der Leistungsverzweigung (Schaltkupplung=Trockenkupplung) oder eine Trägheit bei Synchronisierung des Getriebes zu hoch ist. Ein Trennelement 41 als zusätzliche Kupplung ist in beiden Drehmomentübertragungspfaden 3, 6 möglich, wobei beispielsweise das Trennelement 41 im direkten Pfad 6 aus Zuverlässigkeitsgründen vermieden wird und eher das oder die Trennelemente 41 im Phasenschieberpfad 3 favorisiert werden.

Die Erfindung weist unter anderem den Vorteil auf, dass die Lebensdauer der Drehmomentdämpfungsanordnung bzw. der Betriebsdauer bei Belastung wesentlich erhöht wird. Darüber hinaus bietet die vorliegende Erfindung den Vorteil, dass eine Belastung

von Getriebeelementen gleichmäßiger erfolgt. Ebenso wird ein Schutz gegen Mißbrauch ermöglicht.

Obwohl die vorliegende Erfindung vorstehend anhand bevorzugter Ausführungsbeispiele beschrieben wurde, ist sie nicht darauf beschränkt, sondern auf vielfältige Weise modifizierbar.

Bezugszeichen

1	Primärseite
2	Sekundärseite
3	Phasenverschobener Pfad
4	Federsatz / Phasenschieber
5	Zwischenmasse
6	Direkter Pfad
7	Überlagerungsgetriebe / Koppelgetriebe
8	Planetenradträger
9	Antriebshohlrad
10	Planetenrad antriebseitig
11	Planetenrad abtriebseitig
12	Abtriebshohlrad
13	Hohlradträger - Abtriebshohlrad
14	Primärblech / Primärschwungrad
15	Federansteuerung
16	Flansch - Sekundärseite
17	Schraube - Kurbelwellenschraubung
18	Bahnblech Bogenfeder
19	Planetenrad-Bolzen
20	Planetenrad-Lagerung
22	Dichtblech / Abdeckblech
23	Starterkranz
24	Dichtung 1
25	Dichtung 2
26	Bogenfeder 1 – außen
27	Bogenfeder 2 – mittig
28	Bogenfeder 3 – innen
29	Unterlegscheibe Schraubenkopf Kurbelwellenschrauben
30	Anlaufscheibe - getriebeseitig
31	Anlaufscheibe - motorseitig

- 32 Anlaufscheibe – Hohlräder
- 33 Linsenförmige Ausnehmung für Bolzenverstemmung
- 34 Stanznietverbindung – öldicht
- 35 ölgefüllter Raum
- 36 Hohlradträger Antriebshohlrad
- 41 temporäres Trennelement
- 42 Antriebssonnenrad
- 43 Umkehrplanet/Planet zur Drehrichtungsumkehr
- 44 Koppelgetriebe Teil 1 (kämmende Verzahnung antriebsseitig von Trennelement)
- 45 Koppelgetriebe Teil 2 (kämmende Verzahnung abtriebsseitig von Trennelement)
- 46 Planetenrad Teil 1, antriebsseitiger Teil des aufgetrennten Planetenrades
- 47 Planetenrad Teil 2, abtriebsseitiger Teil des aufgetrennten Planetenrades
- 48 Schaltkupplung
- 49 Turbine
- 50 Führungshülse
- 51 Federelement
- 52 Keilelement
- 53 Schräge / Konus am Planetenrad
- 54 Lange Klauenseite
- 55 Kurze Klauenseite
- 56 Stirnseitige Schräge an Klauen
- 57 Klemmelement
- 58 Reibbelag
- 59 Druckplatte
- 60 Tellerfeder
- 61 Mitnehmerblech phasenschieberseitig
- 62 zusätzliche Kupplung
- S System

Patentansprüche

1. Drehschwingungsdämpfungsanordnung, insbesondere für den Antriebsstrang eines Fahrzeugs, umfassend einen Eingangsbereich (1) und einen Ausgangsbereich (2), wobei zwischen Eingangsbereich (1) und Ausgangsbereich (2) ein erster Drehmomentübertragungsweg (3) und parallel hierzu zumindest ein zweiter Drehmomentübertragungsweg (6) angeordnet ist, sowie eine Koppelanordnung (7) zur Überlagerung der über die beiden Drehmomentübertragungswege (3, 6) übertragenen Drehmomente, wobei im ersten Drehmomentübertragungsweg (3) eine Phasenschieberanordnung (4, 5) zur Erzeugung einer Phasenverschiebung von über den ersten Drehmomentübertragungsweg (3) geleiteten Drehungleichförmigkeiten bezüglich derer, die über den zweiten Drehmomentübertragungsweg (6) übertragen werden, angeordnet ist, dadurch gekennzeichnet, dass zumindest ein Trennelement (41) angeordnet ist, welches ausgebildet ist, um zeitlich begrenzt eine mechanische Kopplung zwischen dem ersten und zweiten Drehmomentübertragungsweg (3, 6) zu trennen.
2. Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass zumindest eines der Trennelemente (41) im zweiten Drehmomentübertragungsweg (6) angeordnet ist.
3. Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einem der Ansprüche 1-2, dadurch gekennzeichnet, dass zumindest eines der Trennelemente (41) im ersten Drehmomentübertragungsweg (3) angeordnet ist.
4. Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, dass das Trennelement (41) im ersten Drehmomentübertragungsweg (3) nach der Phasenschieberanordnung (4, 5) angeordnet ist

5. Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einem der Ansprüche 1-4, dadurch gekennzeichnet, dass eine zweite Phasenschieberanordnung (4b) im ersten Drehmomentübertragungsweg (3) angeordnet ist.
6. Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass das Trennelement (41) zwischen den beiden Phasenschieberanordnungen (4, 4b) angeordnet ist.
7. Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einem der Ansprüche 3-6, dadurch gekennzeichnet, dass das Trennelement (41) im ersten Drehmomentübertragungsweg (3) vor der ersten Phasenschieberanordnung (4) angeordnet ist.
8. Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einem der Ansprüche 1-7, dadurch gekennzeichnet, dass das Trennelement (41) in der Koppelanordnung (7) angeordnet ist.
9. Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, dass die Koppelanordnung (7) einen antriebsseitigen Teil (44), umfassend ein oder mehrere antriebsseitige Elemente, und einen abtriebsseitigen Teil (45), umfassend zumindest ein Element, welches mit einem Ausgang (12) der Drehschwingungsdämpfungsanordnung zusammenwirkt, aufweist, und das Trennelement (41) zwischen dem antriebsseitigen Teil (44) einerseits und dem abtriebsseitigen (45) Teil der Koppelanordnung (7) andererseits angeordnet ist.
10. Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, dass einer der beiden Teile (44, 45) der Koppelanordnung (7) mit dem ersten und zweiten Drehmomentübertragungsweg (3, 6) gekoppelt ist und der andere der beiden Teile (44, 45) der Koppelanordnung (7) mit dem ersten Drehmomentübertragungsweg (3) gekoppelt ist.
11. Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, dass die beiden Teile (44, 45) der Koppelanordnung (7) mit unterschiedlichen Drehmomentübertragungswegen (6) gekoppelt sind, insbesondere wobei der antriebs-

seitige Teil (44) der Koppereinrichtung (7) direkt mit einem Ausgang des abtriebsseitigen Teils (45) der Koppereinrichtung (7) verbunden ist.

12. Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einem der Ansprüche 1-11, dadurch gekennzeichnet, dass die Koppereinrichtung (7) in Form eines Planetengetriebes (8, 9, 10, 11, 12, 13) ausgebildet ist.

13. Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, dass der Steg des Planetengetriebes (8, 9, 10, 11, 12, 13) dem antriebsseitigen Teil (44) der Koppereinrichtung (7) zugeordnet ist.

14. Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, dass Sonnenrad (42) und/oder Hohlrads (9) des Planetengetriebes (8, 9, 10, 11, 12, 13) dem antriebsseitigen Teil (44) der Koppereinrichtung (7) zugeordnet sind.

15. Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, dass Hohlrads (9) oder Steg (8) des Planetengetriebes (8, 9, 10, 11, 12, 13) dem abtriebsseitigen Teil (45) der Koppereinrichtung zugeordnet sind.

16. Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einem der Ansprüche 12-15, dadurch gekennzeichnet, dass zumindest zwei Planetenräder (46, 47) des Planetengetriebes (8, 9, 10, 11, 12, 13) axial gestaffelt sind und ein Trennelement (41) entweder vor den beiden Planetenrädern (46, 47) oder zwischen diesen angeordnet ist.

17. Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einem der Ansprüche 1-16, dadurch gekennzeichnet, dass eines oder mehrere der Trennelemente (41) als Klauenkupplung und/oder momentbetätigte Rutschkupplung ausgebildet sind.

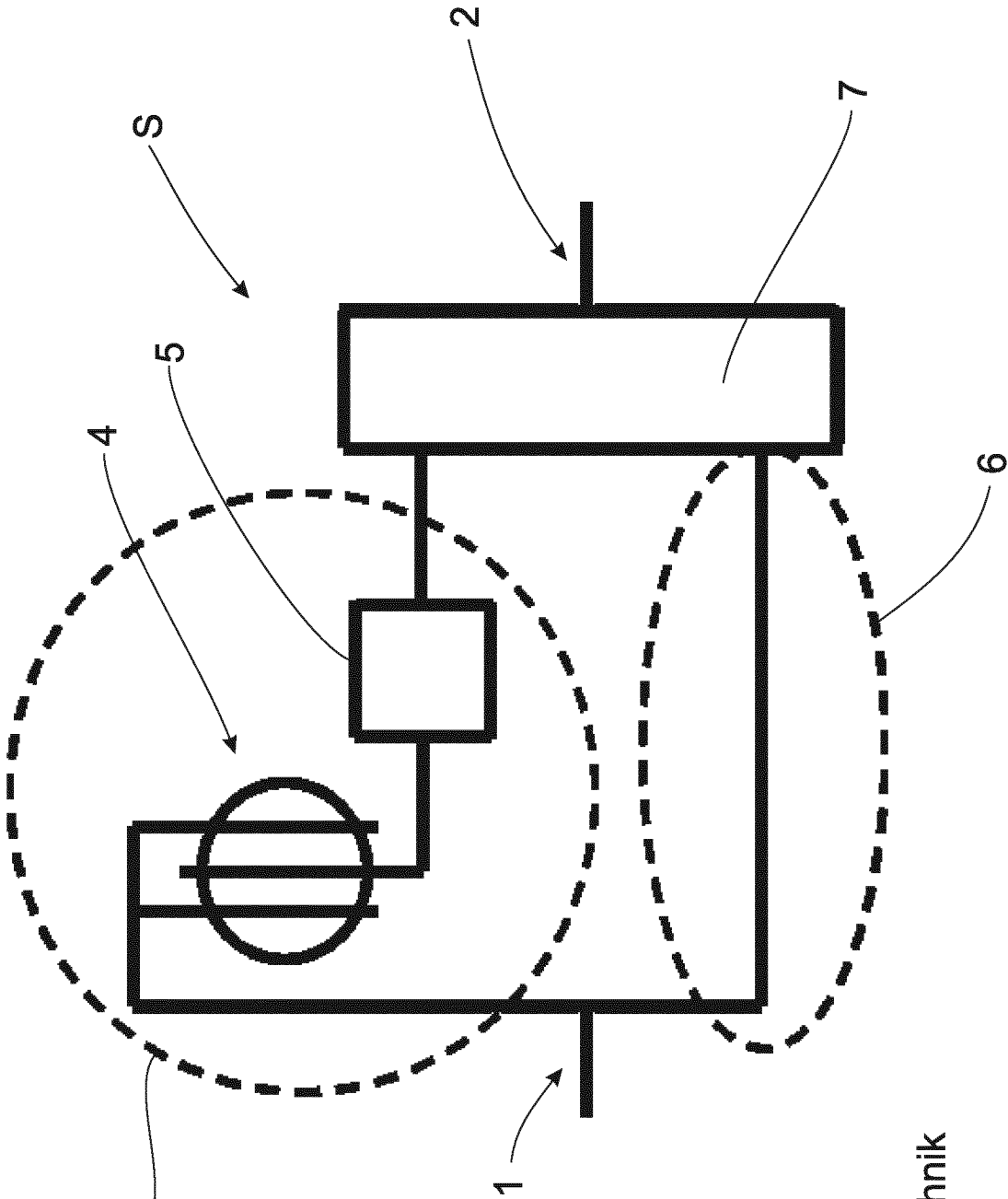
18. Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einem der Ansprüche 1-17, dadurch gekennzeichnet, dass Überlastungsschutzmittel angeordnet sind, die ausgebildet sind, ein Versagen zumindest eines der Trennelemente und/oder eine Drehzahl von mit dem Trennelement verbundenen Wellen zu überwachen und im Falle eines Versa-

gens und/oder Überschreiten einer Grenzdrehzahl eine Überlastung der Drehschwingungsdämpfungsanordnung zu verhindern.

19. Drehmomentübertragungsbaugruppe, umfassend einen Drehmomentwandler, eine Wandlerüberbrückungskupplung und eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einem der Ansprüche 1-18, dadurch gekennzeichnet, dass das Trennelement (41) der Drehschwingungsdämpfungsanordnung als Wandlerüberbrückungskupplung ausgebildet ist.

20. Drehmomentübertragungsbaugruppe, umfassend einen Drehmomentwandler und eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung gemäß einem der Ansprüche 1-18, dadurch gekennzeichnet, dass der Drehmomentwandler an der Primärseite (1) der Drehschwingungsdämpfungsanordnung angebunden ist.

Fig. 1



Stand der Technik

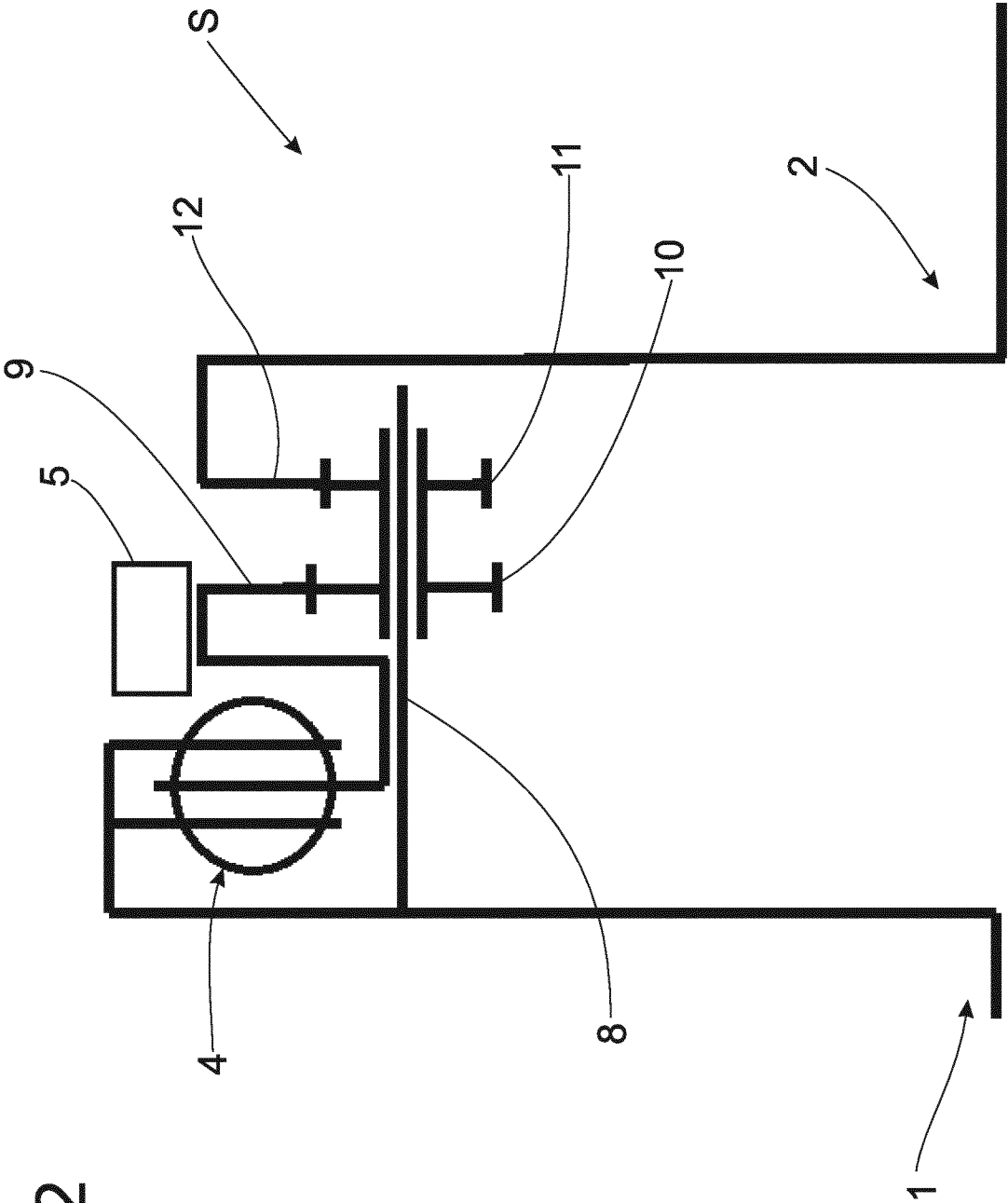


Fig. 2

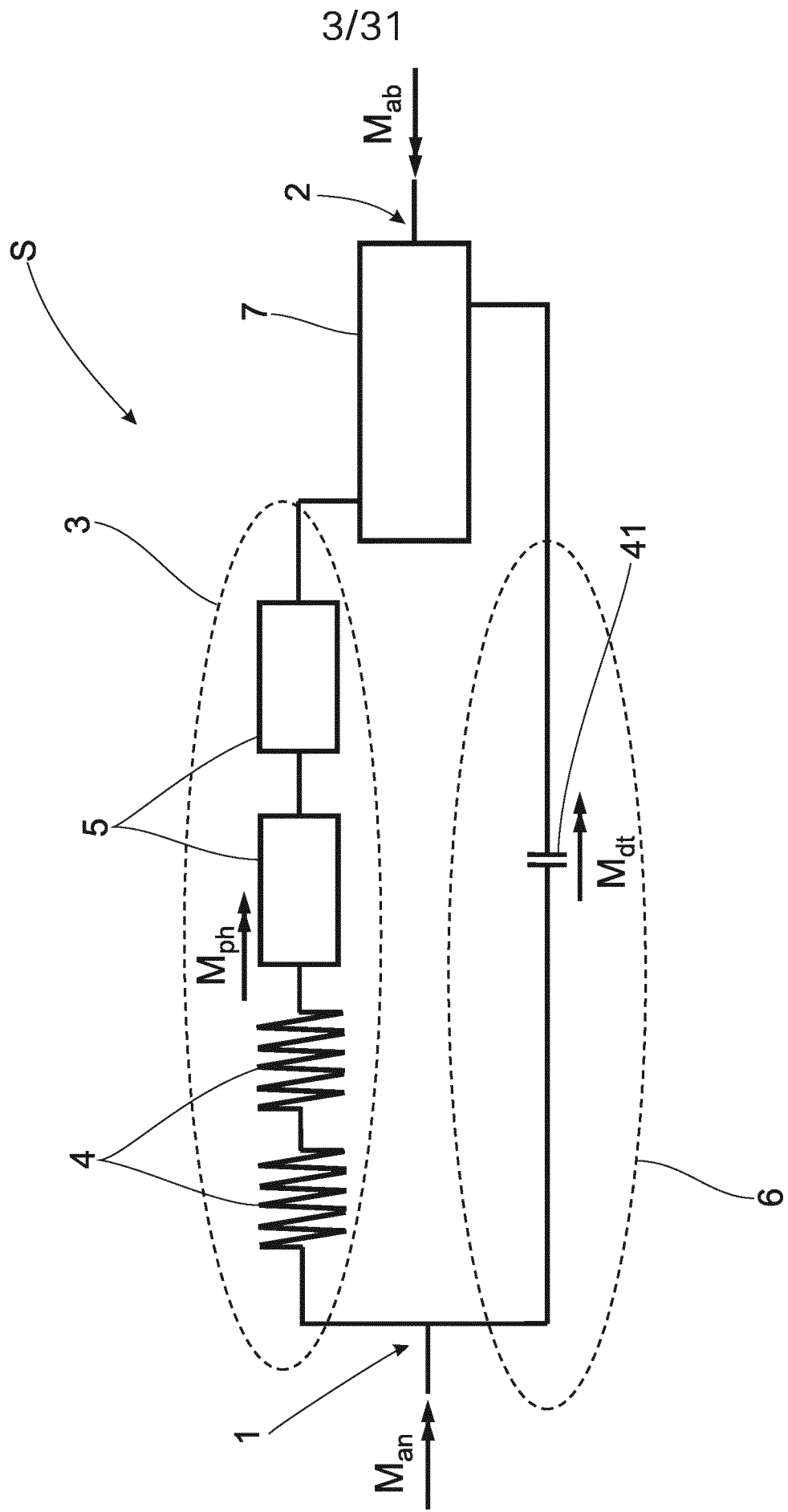


Fig. 3

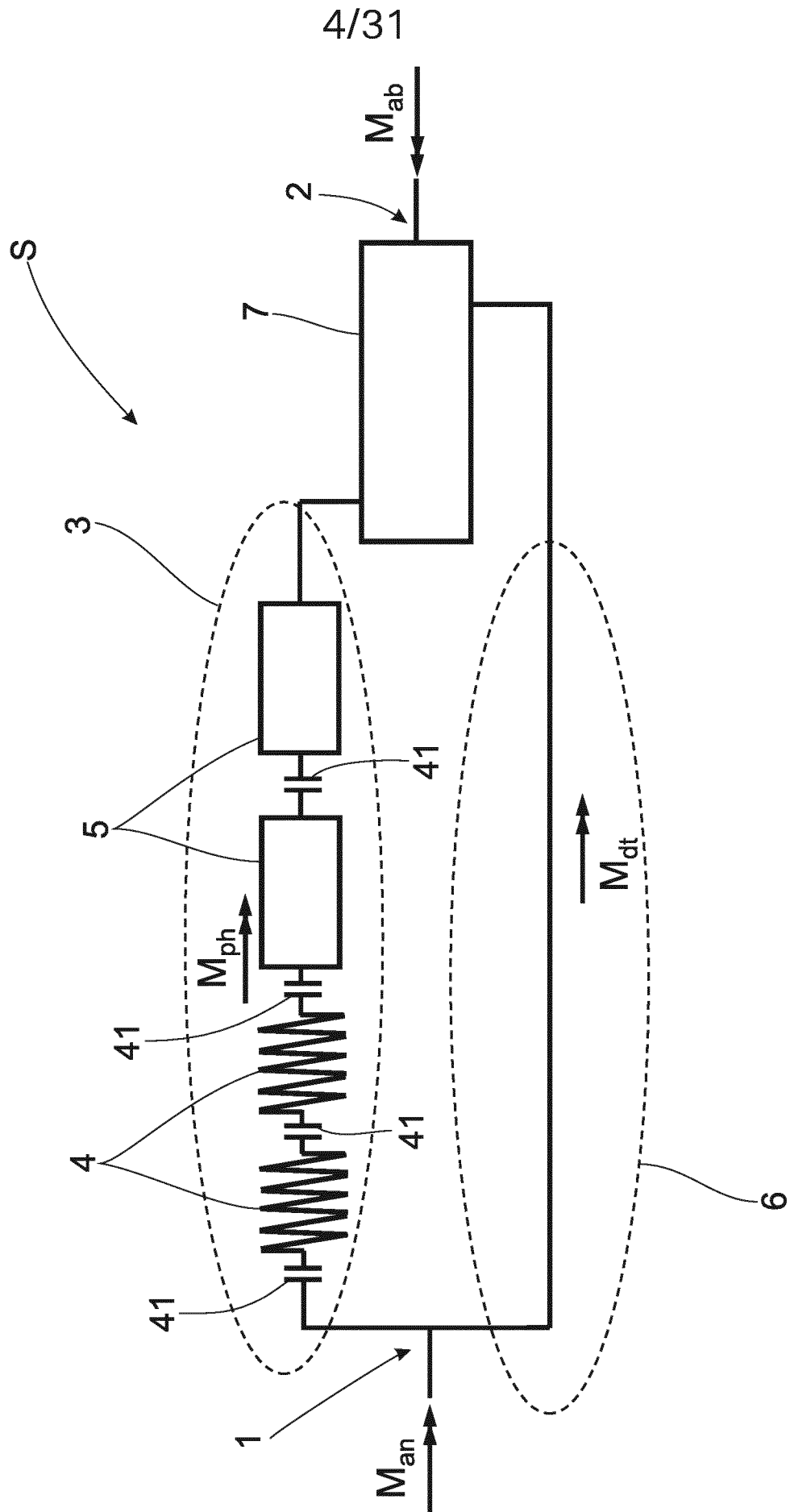


Fig. 4

5/31

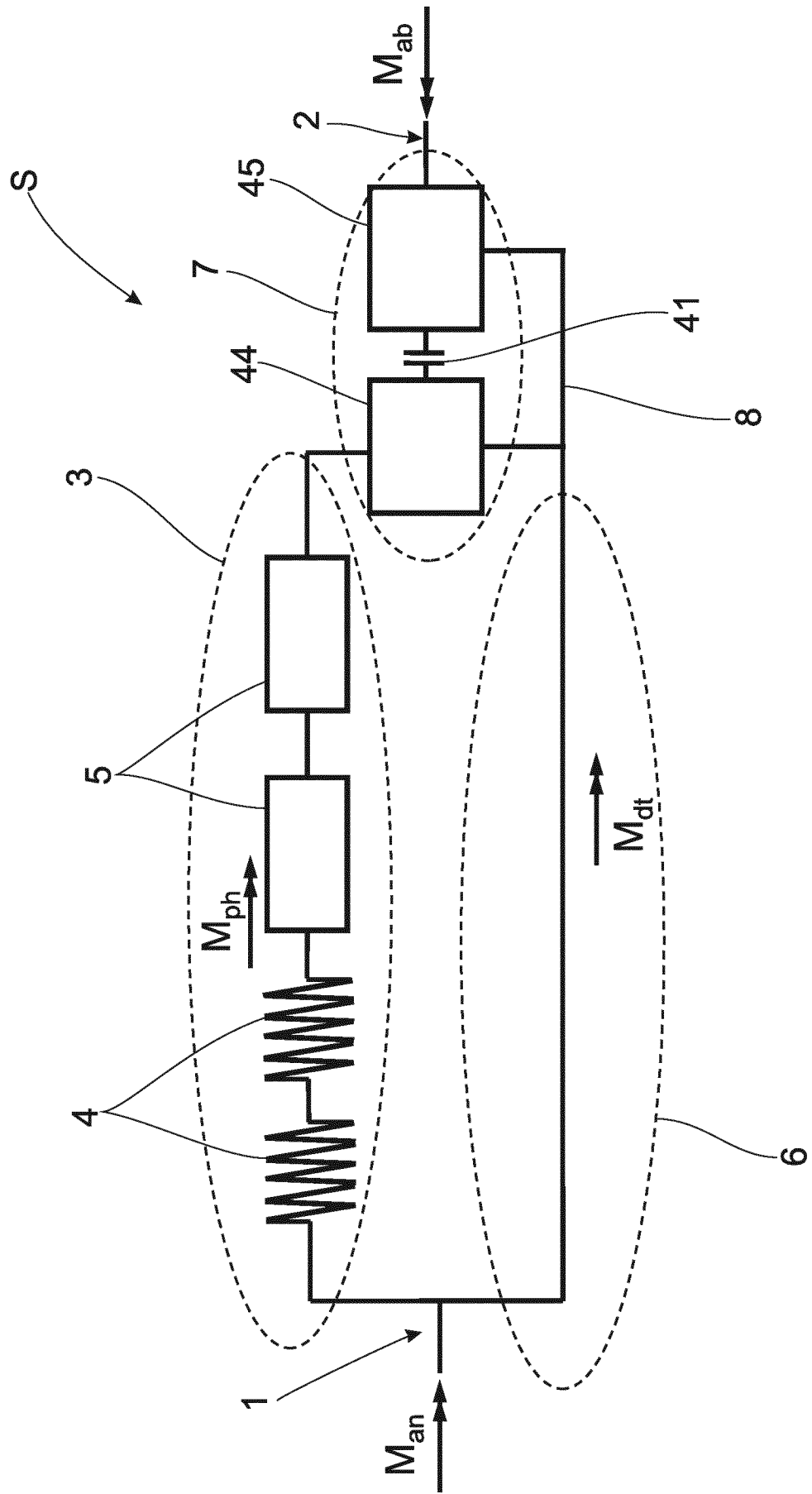


Fig. 5

6/31

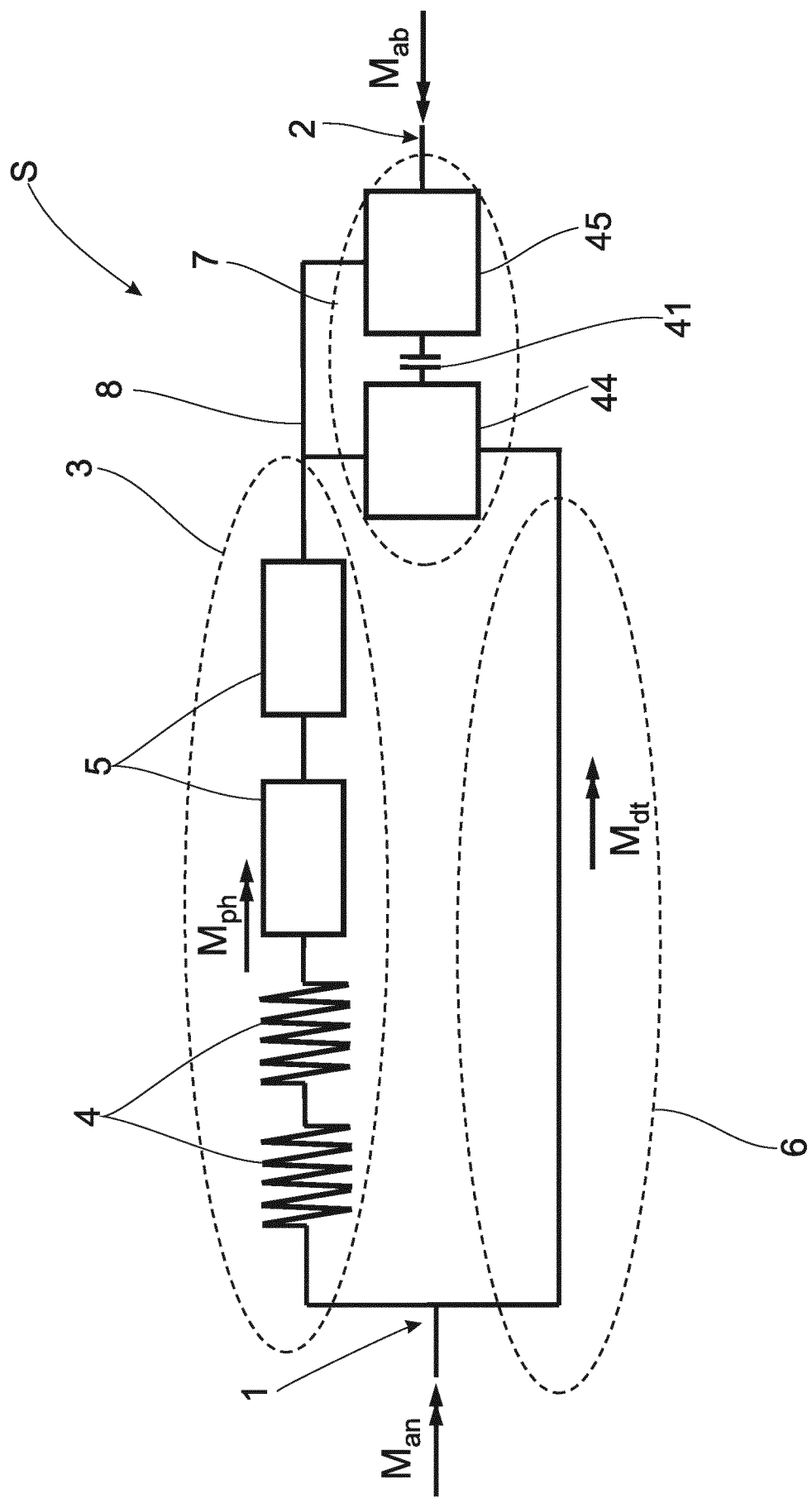


Fig. 6

7/31

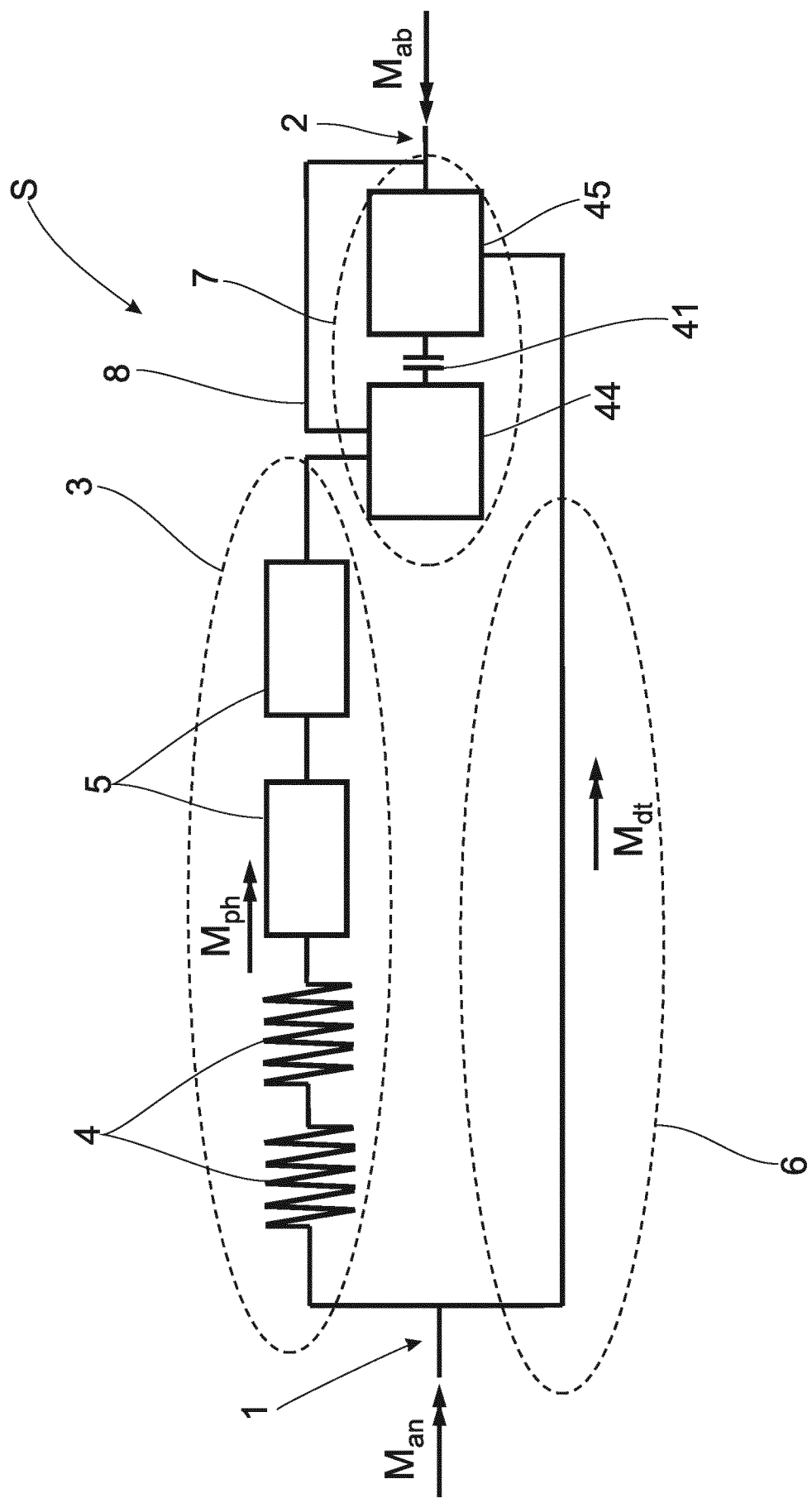


Fig. 7

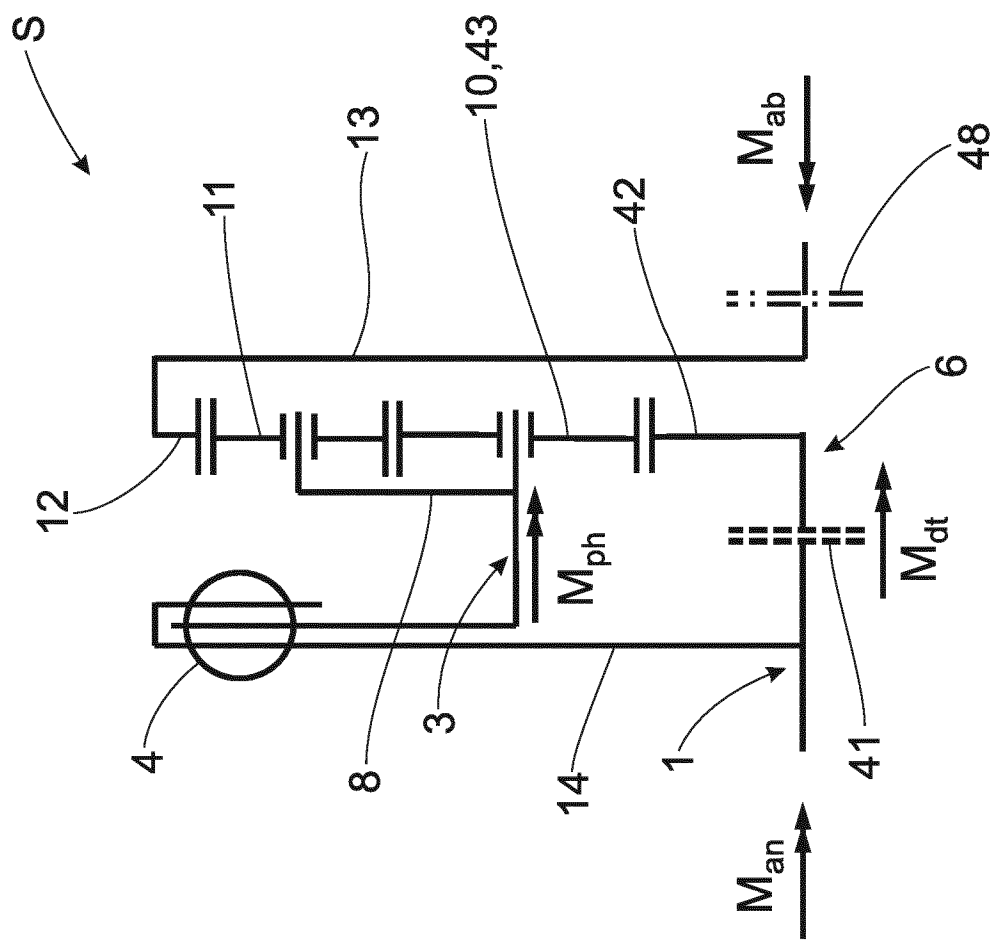


Fig. 8

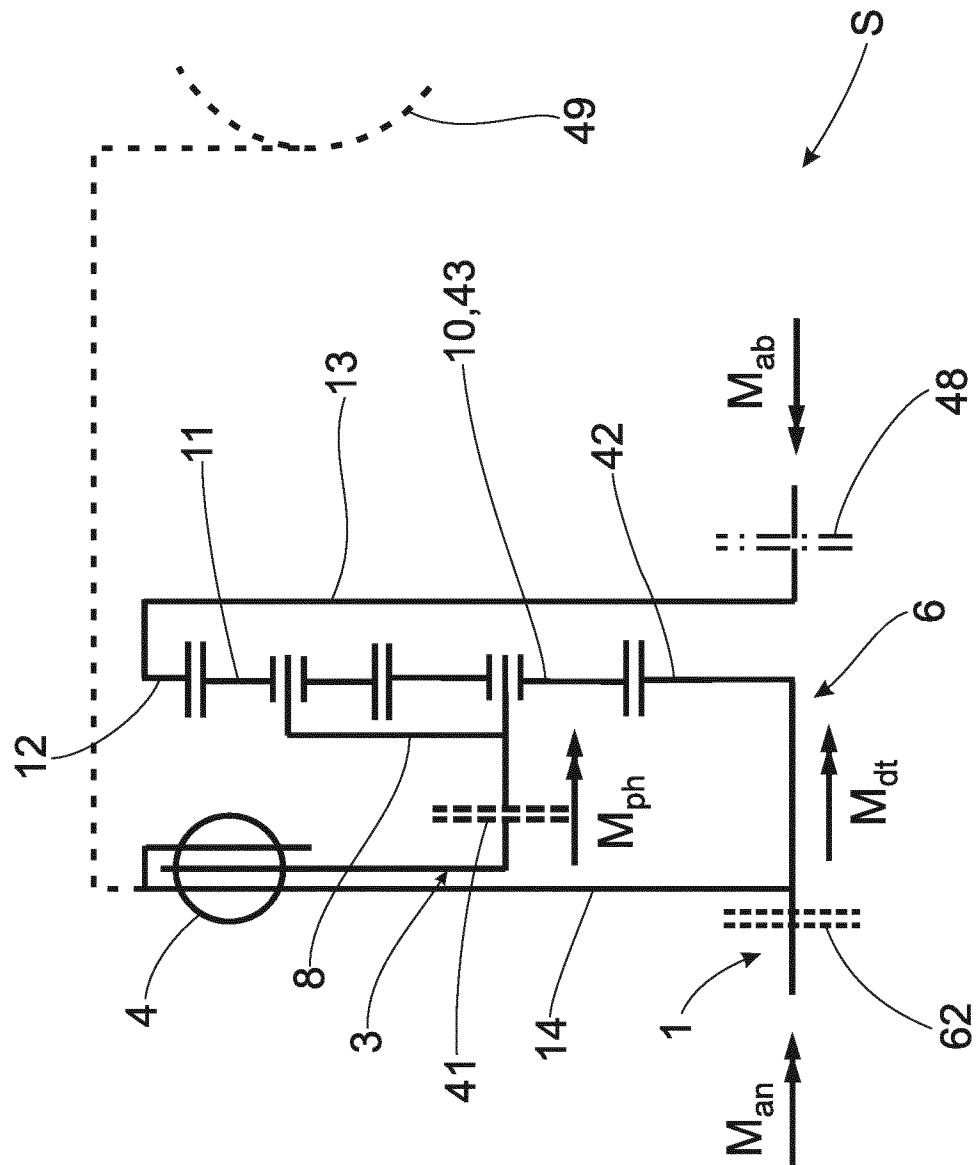


Fig. 9

10/31

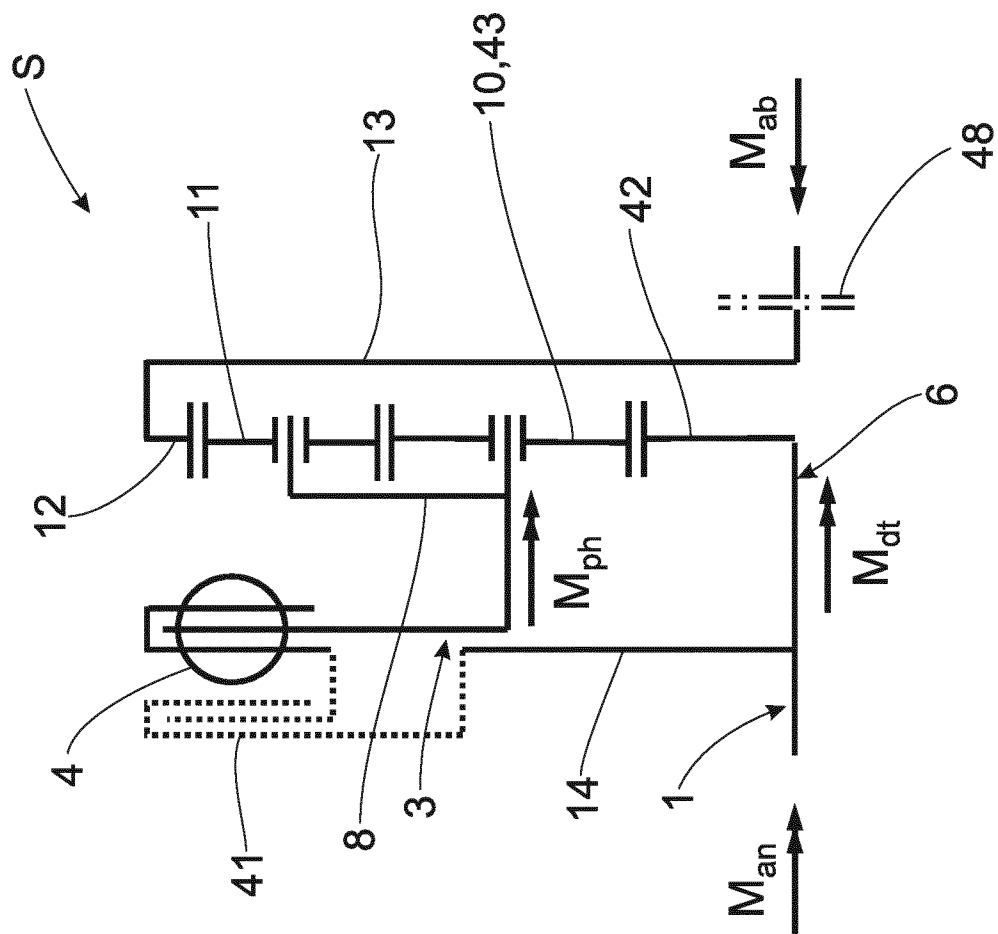


Fig. 10

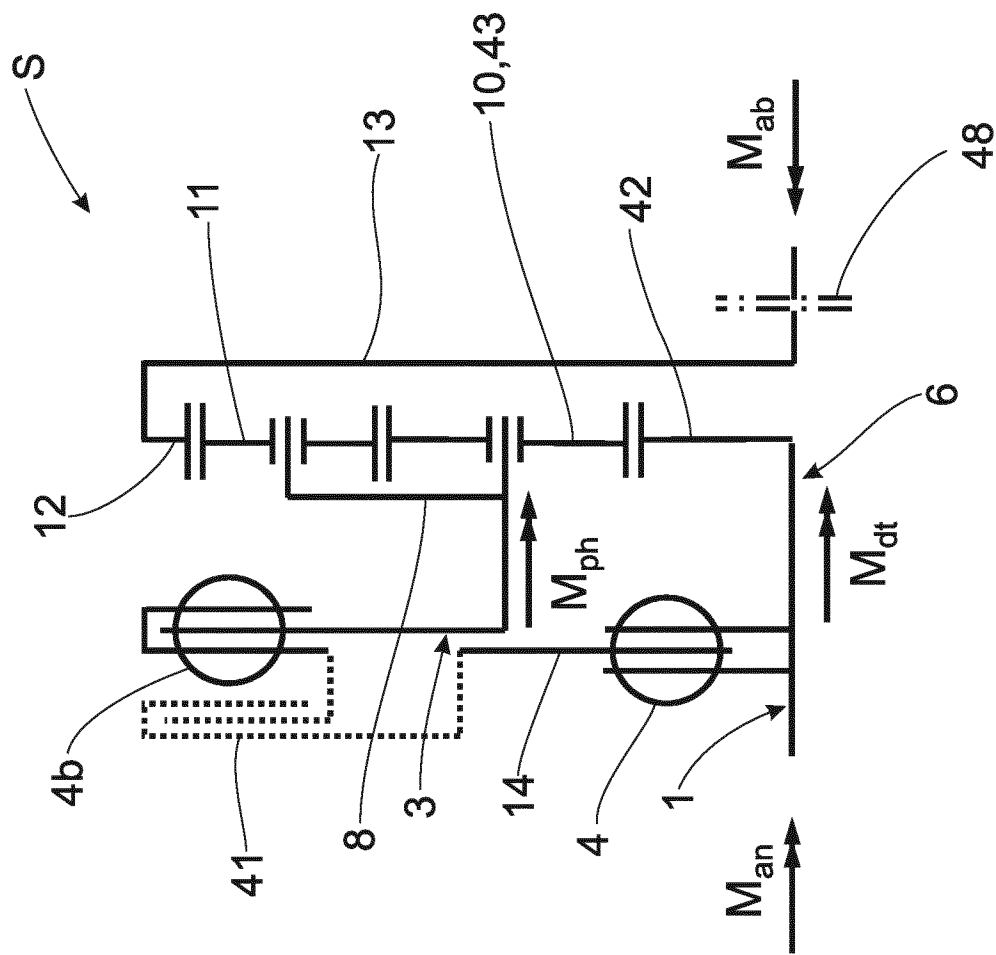


Fig. 11

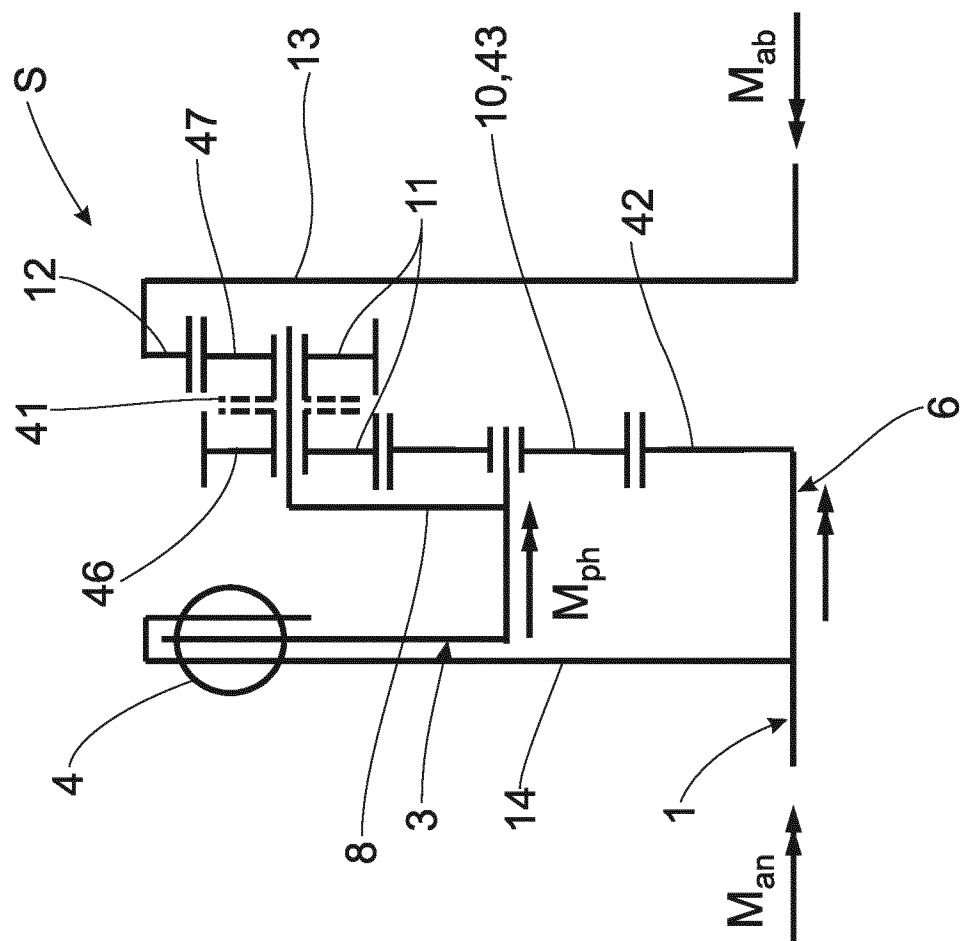


Fig. 12

13/31

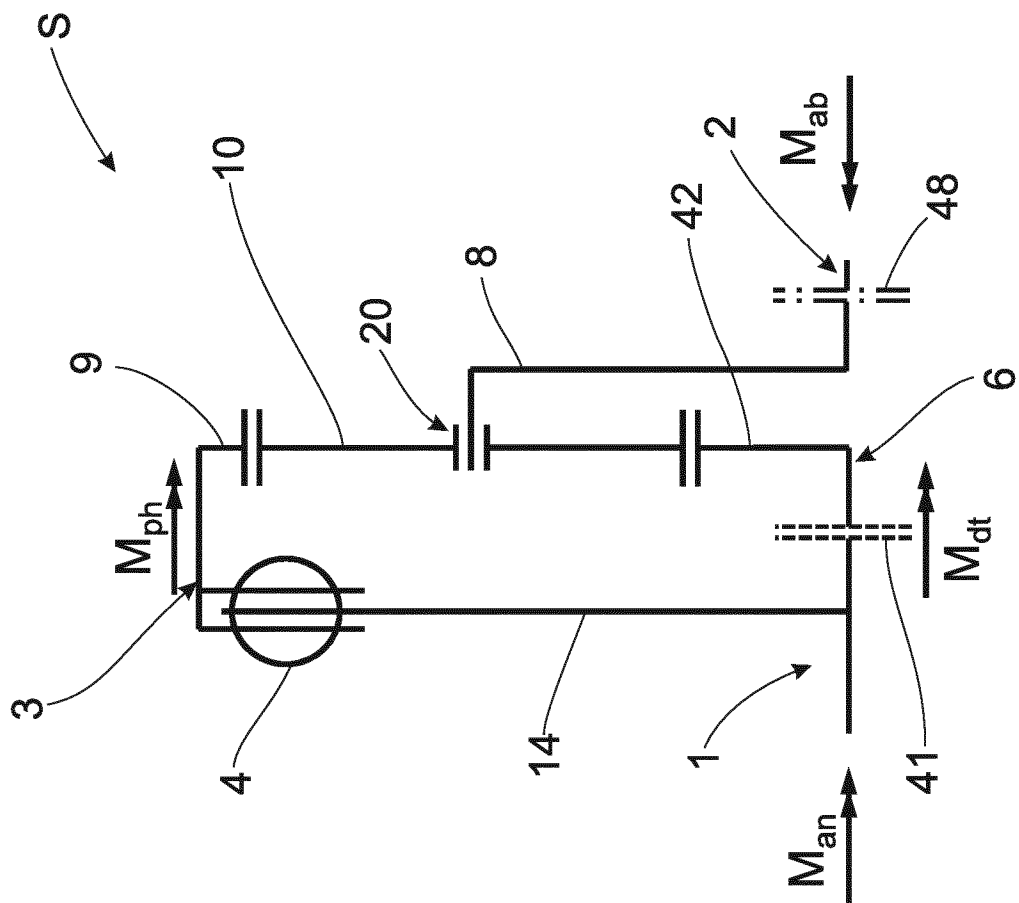


Fig. 13

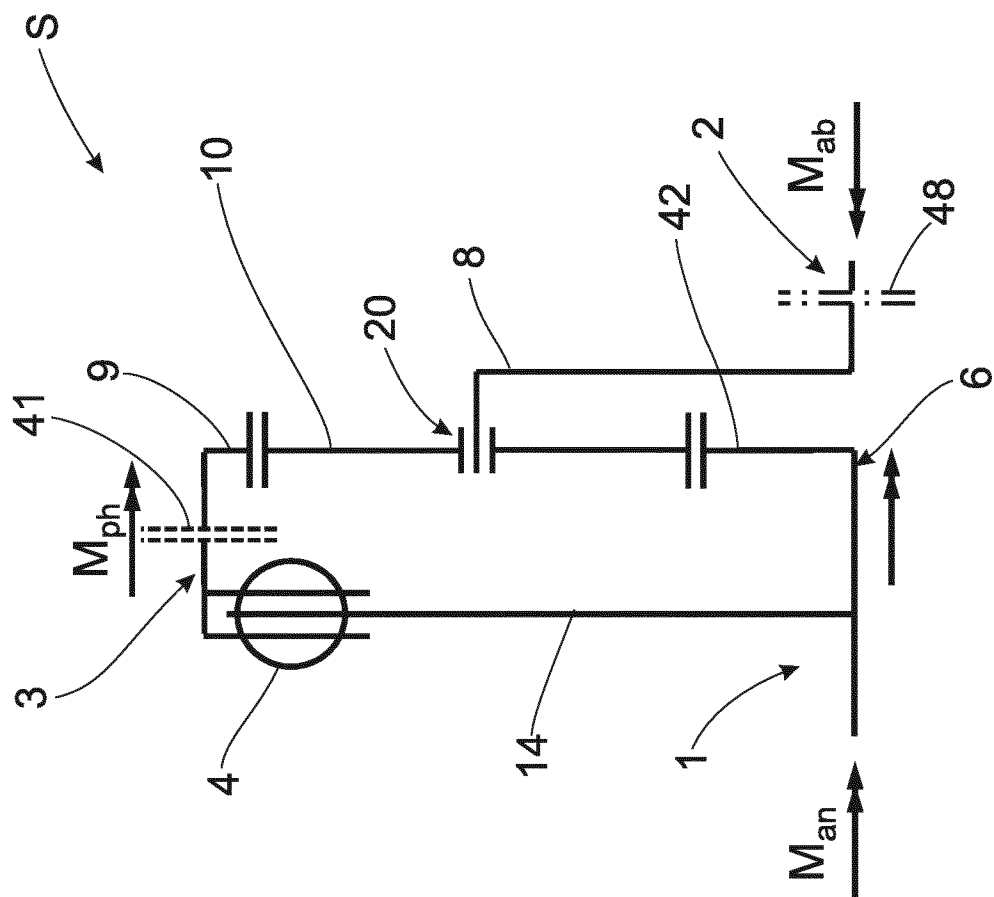


Fig. 14

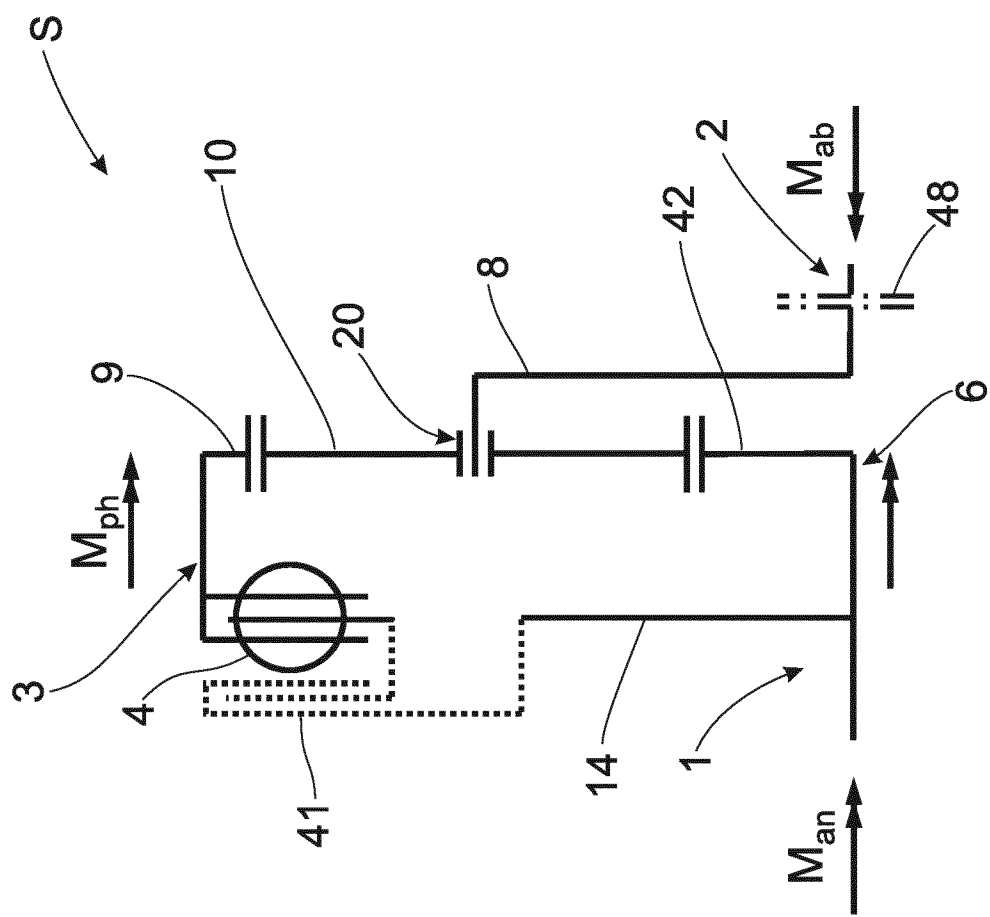


Fig. 15

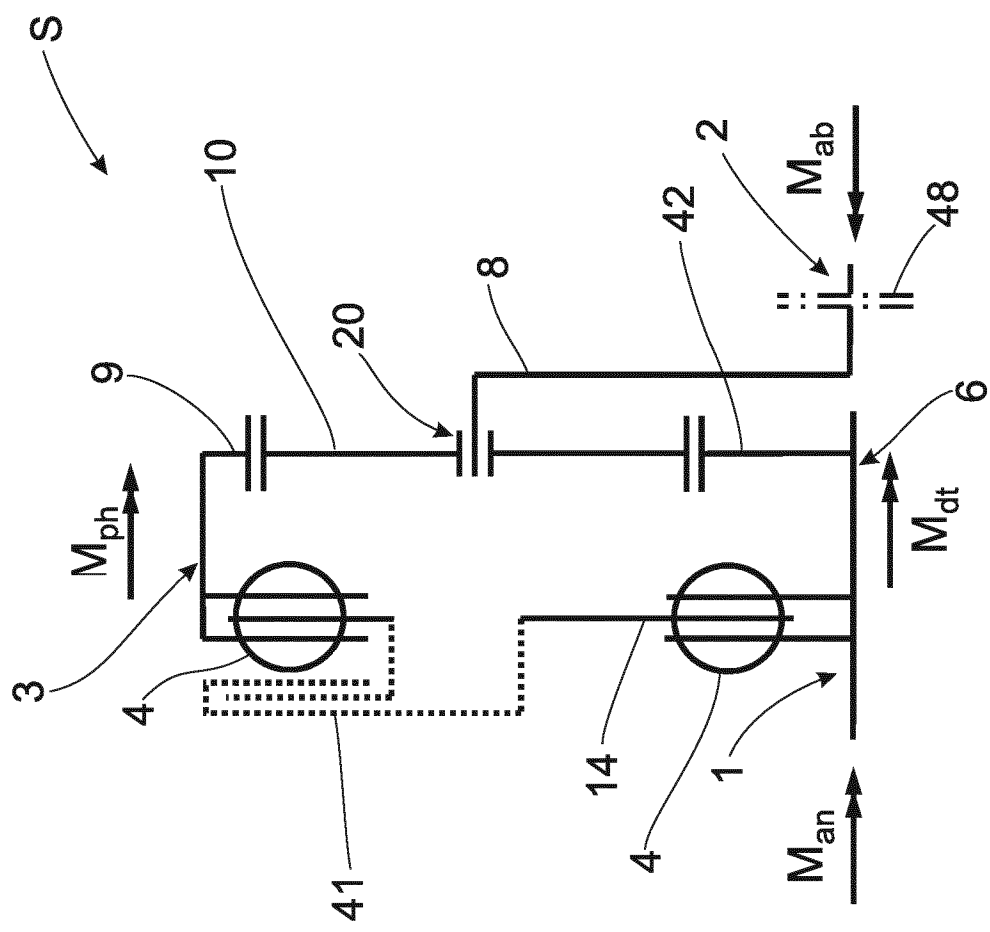


Fig. 16

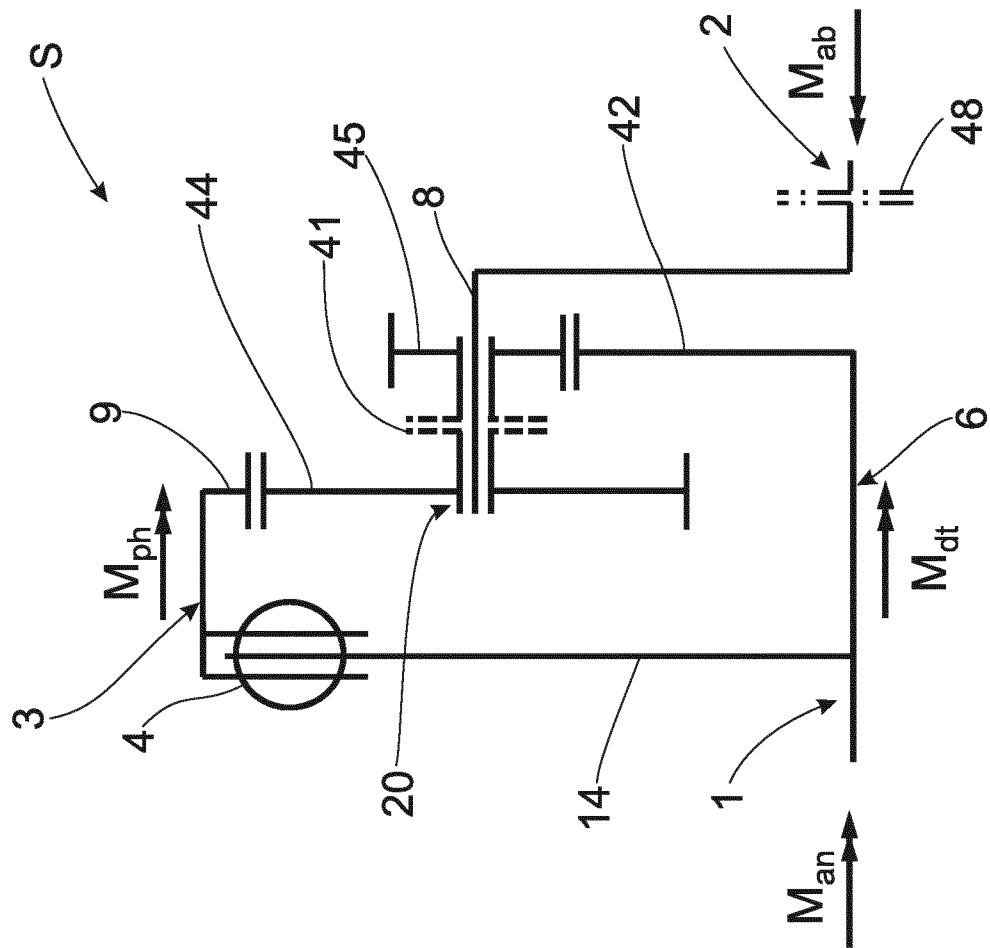


Fig. 17

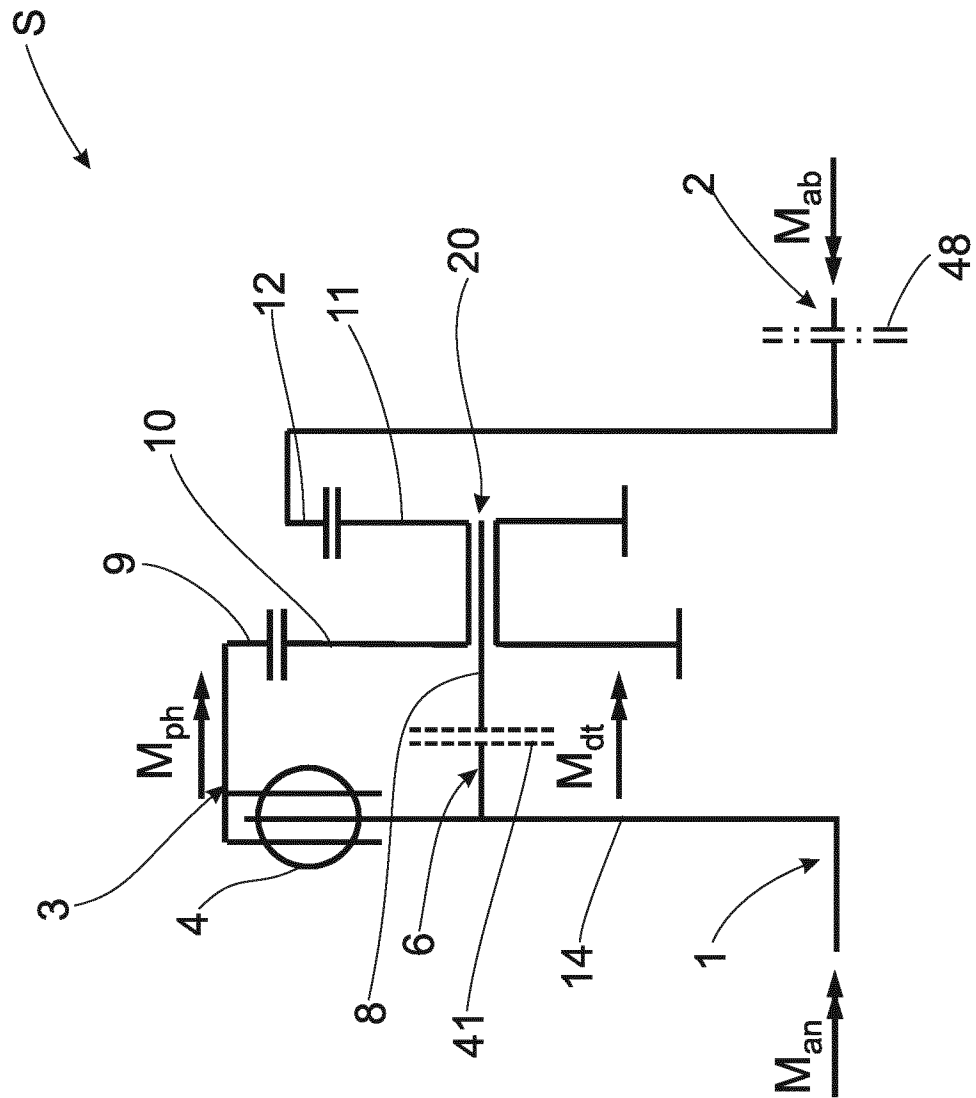


Fig. 18

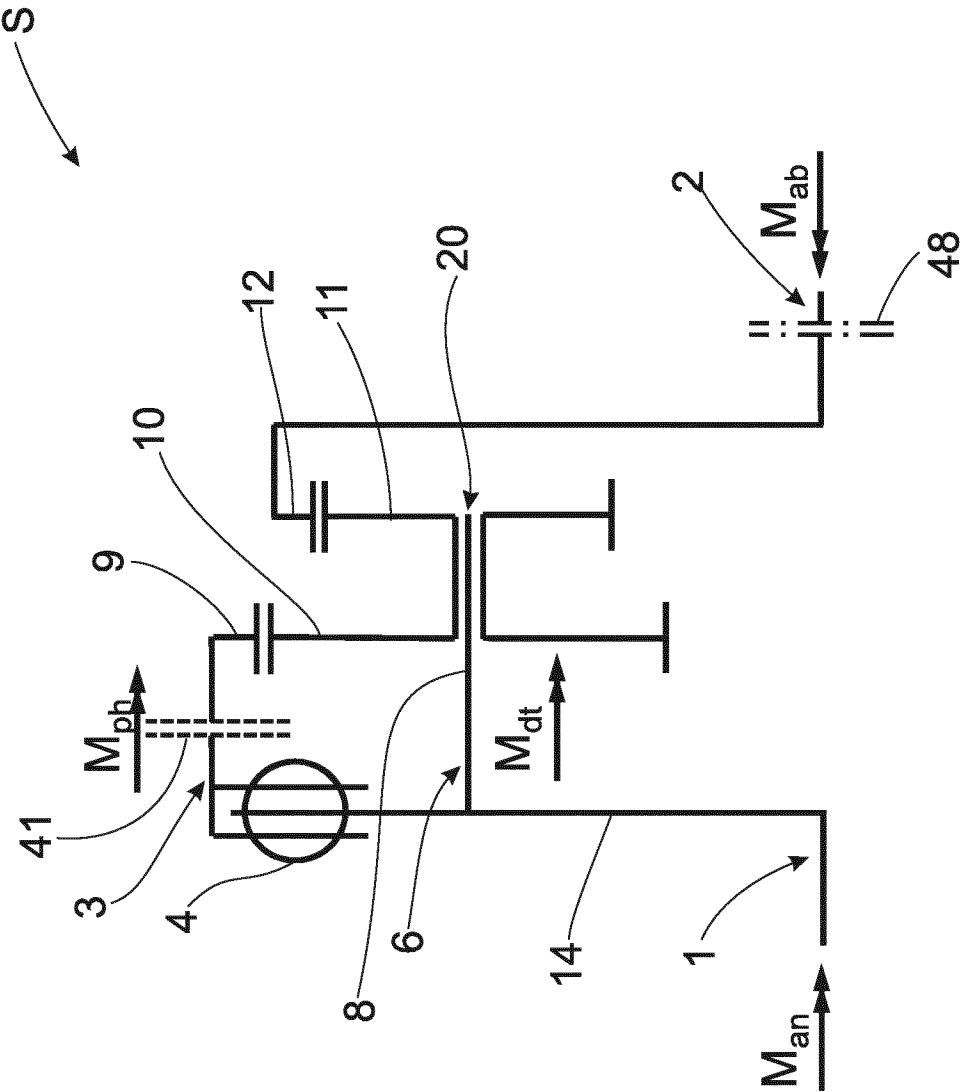


Fig. 19

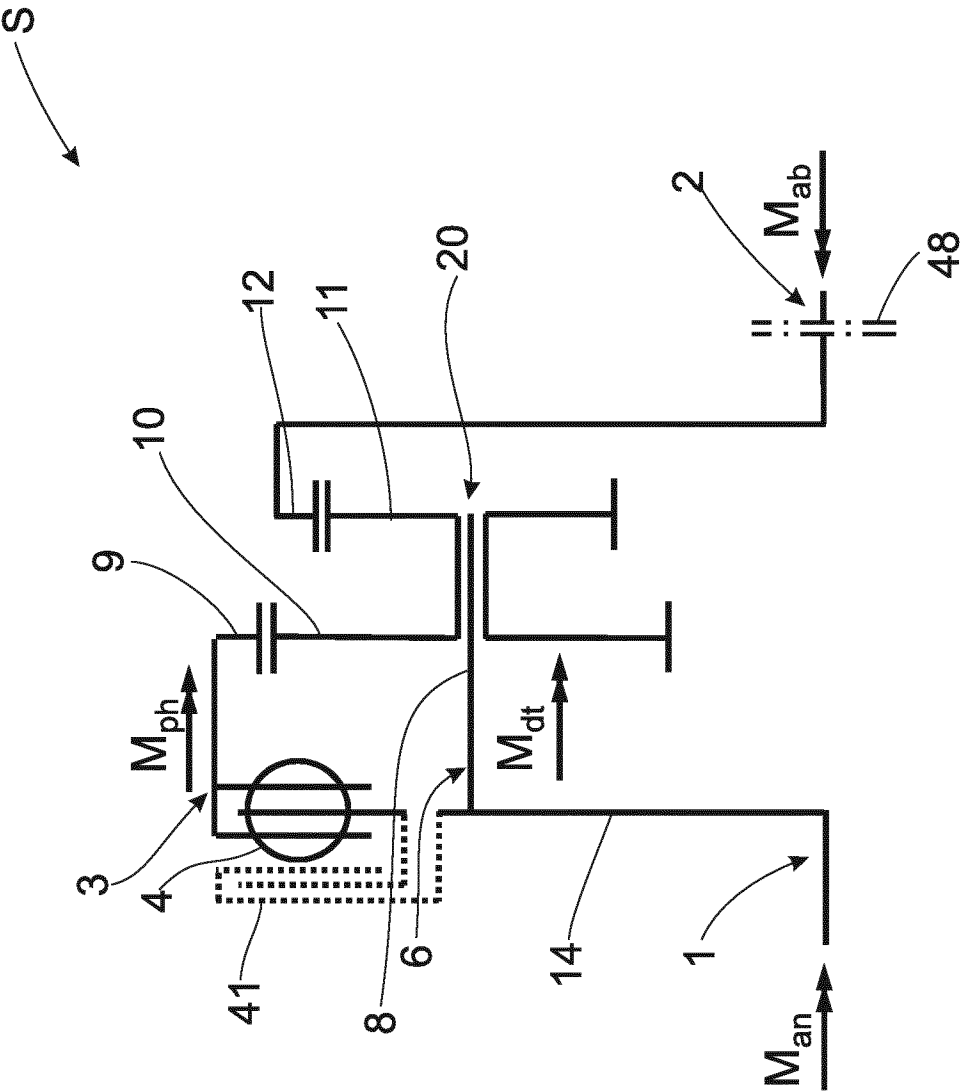


Fig. 20

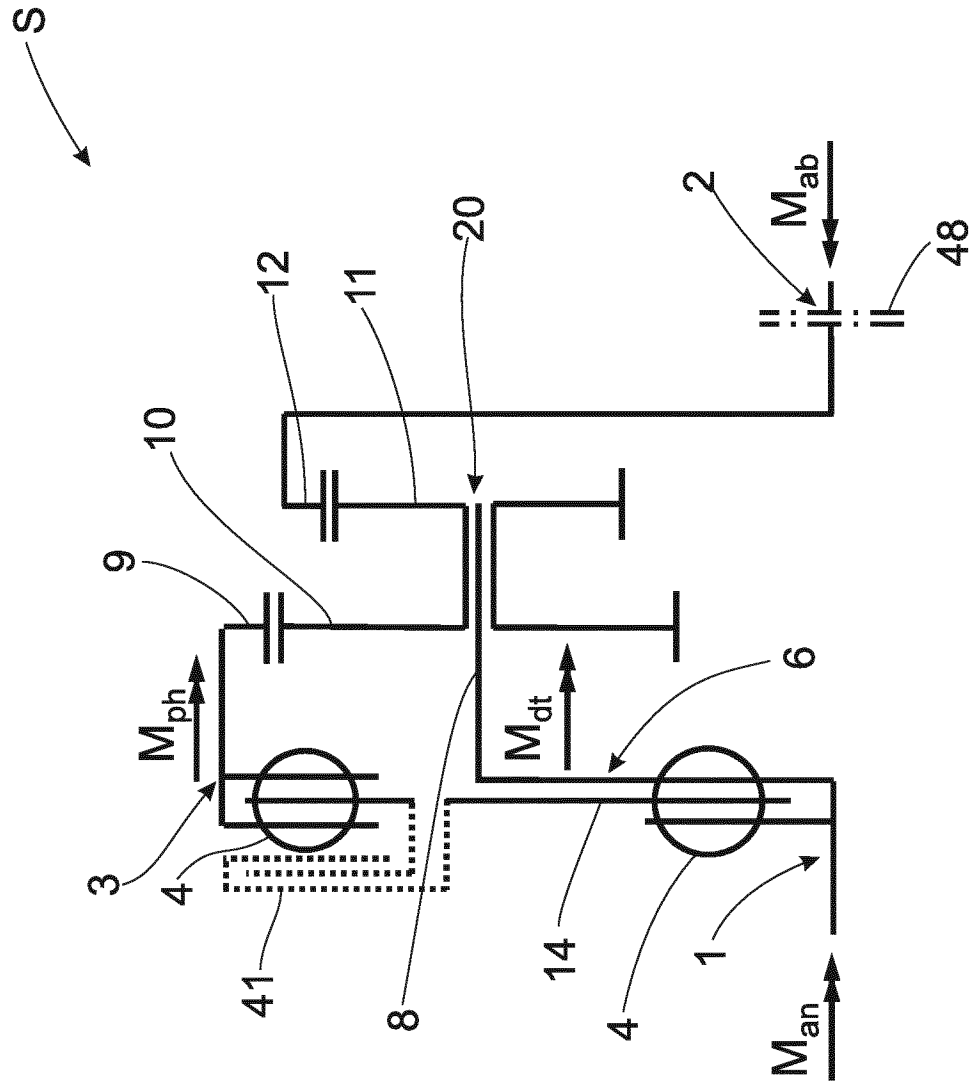


Fig. 21

22/31

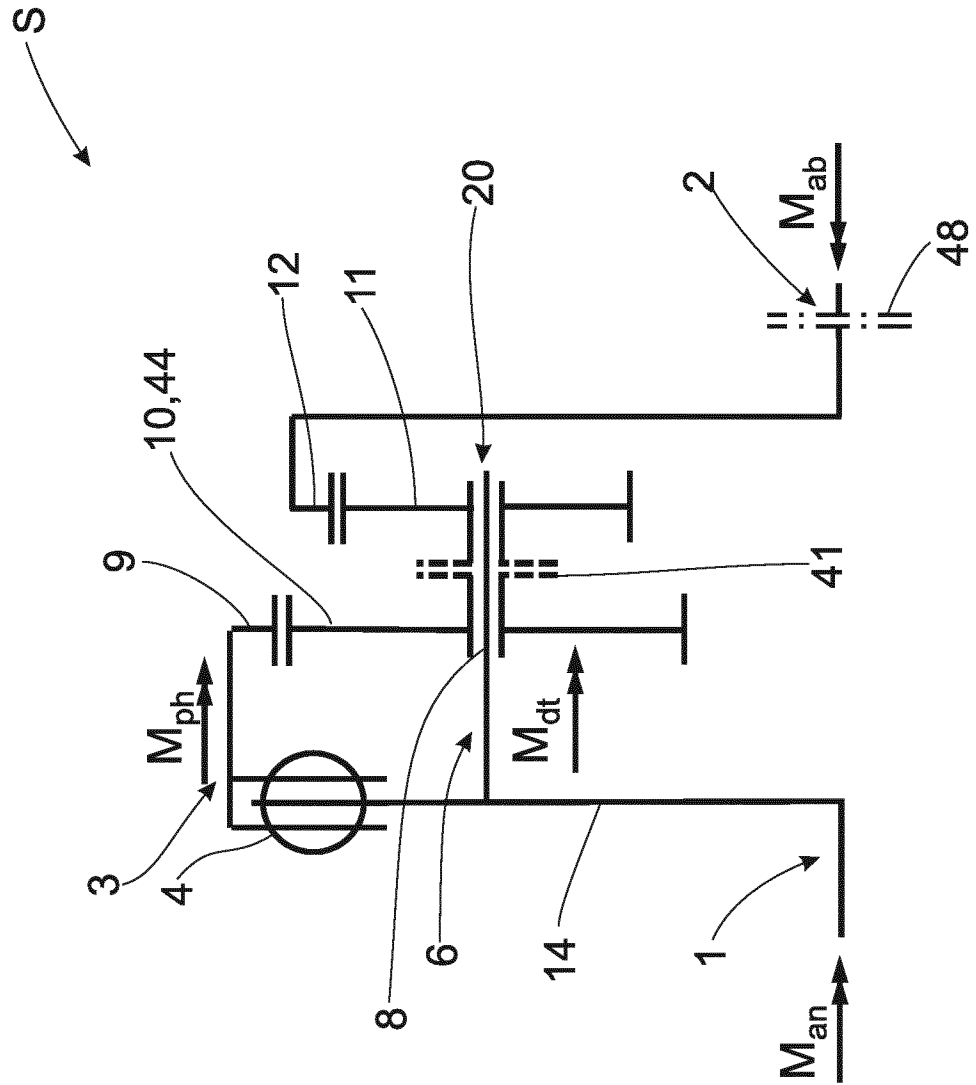


Fig. 22

23/31

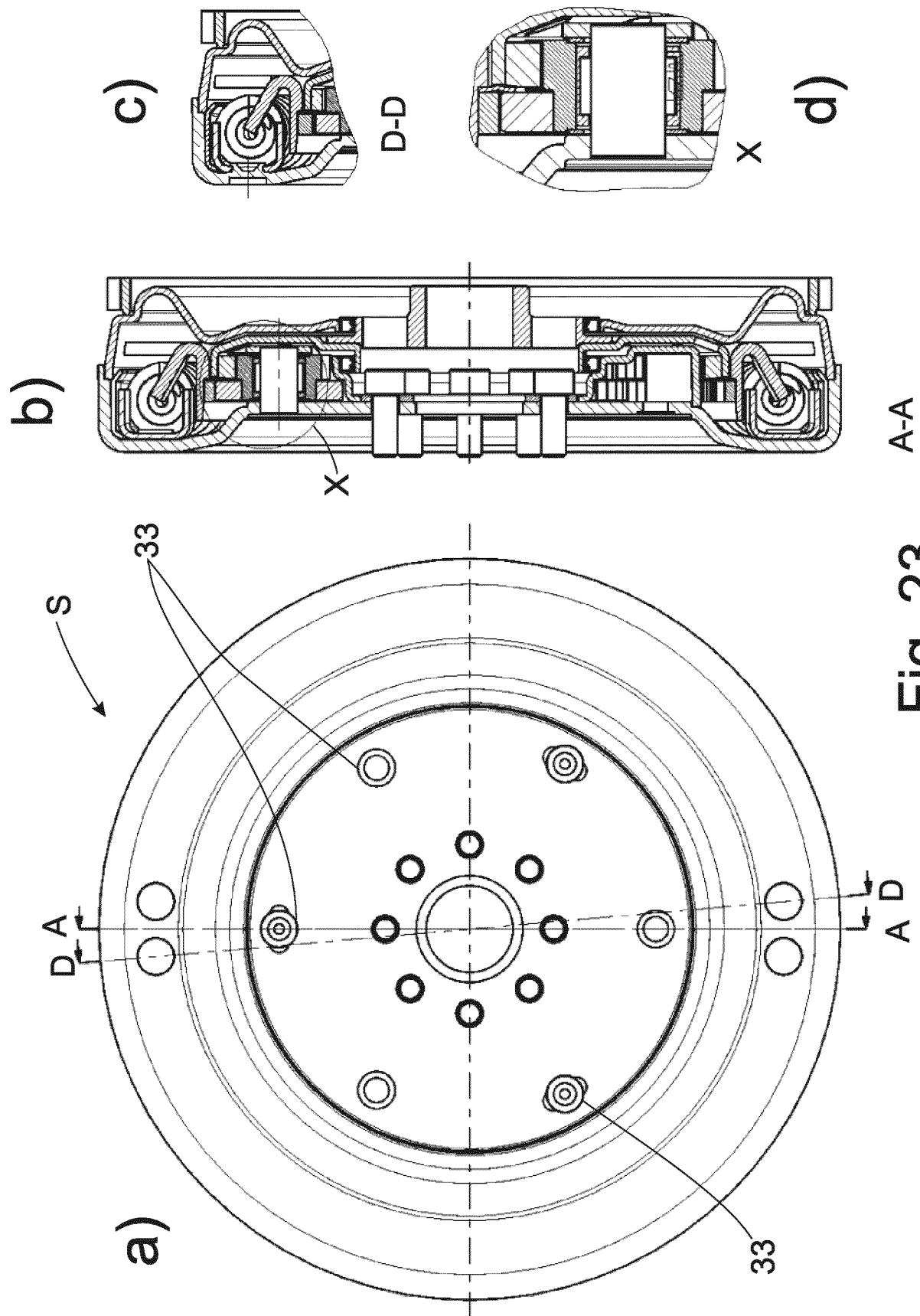


Fig. 23

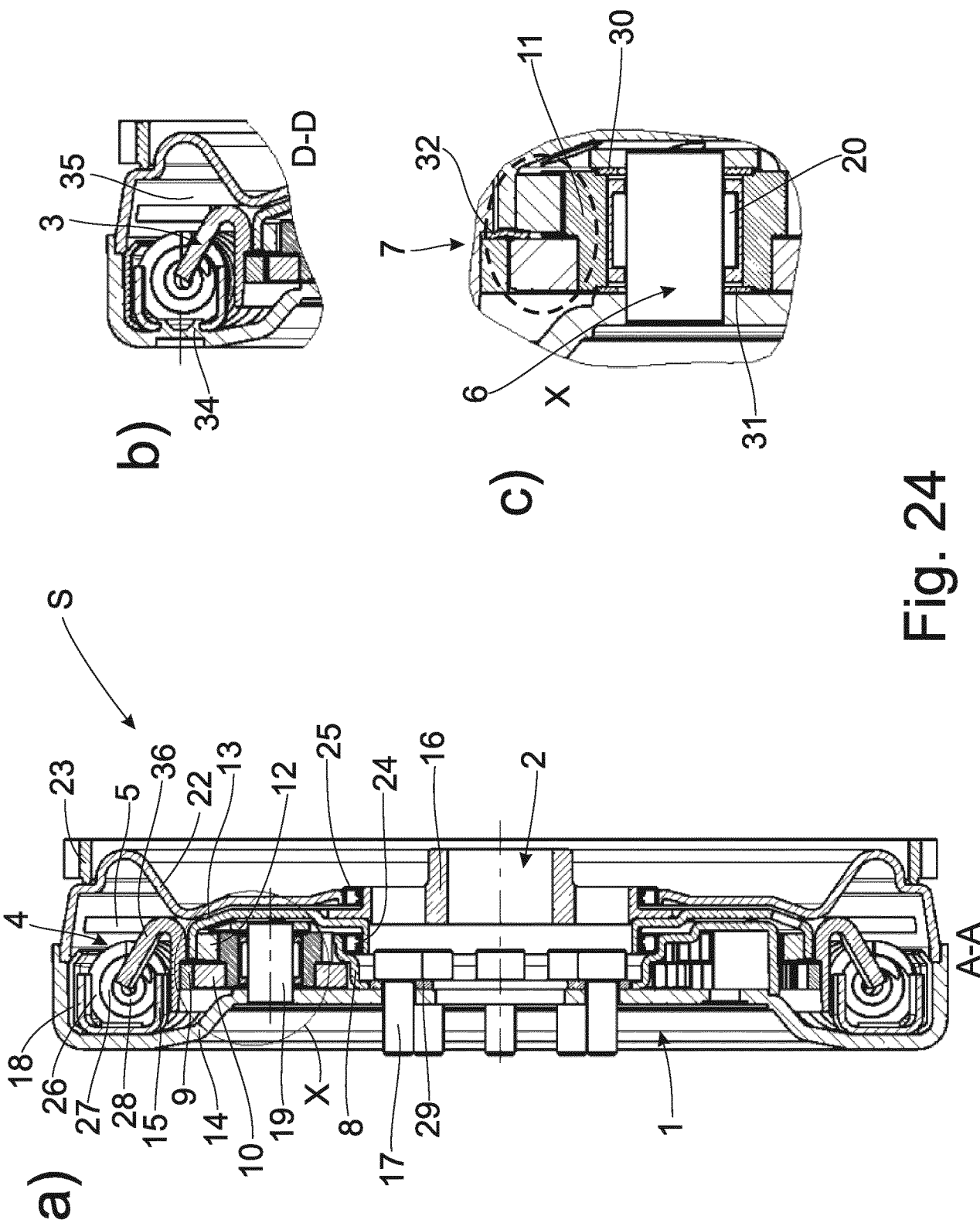


Fig. 24

25/31

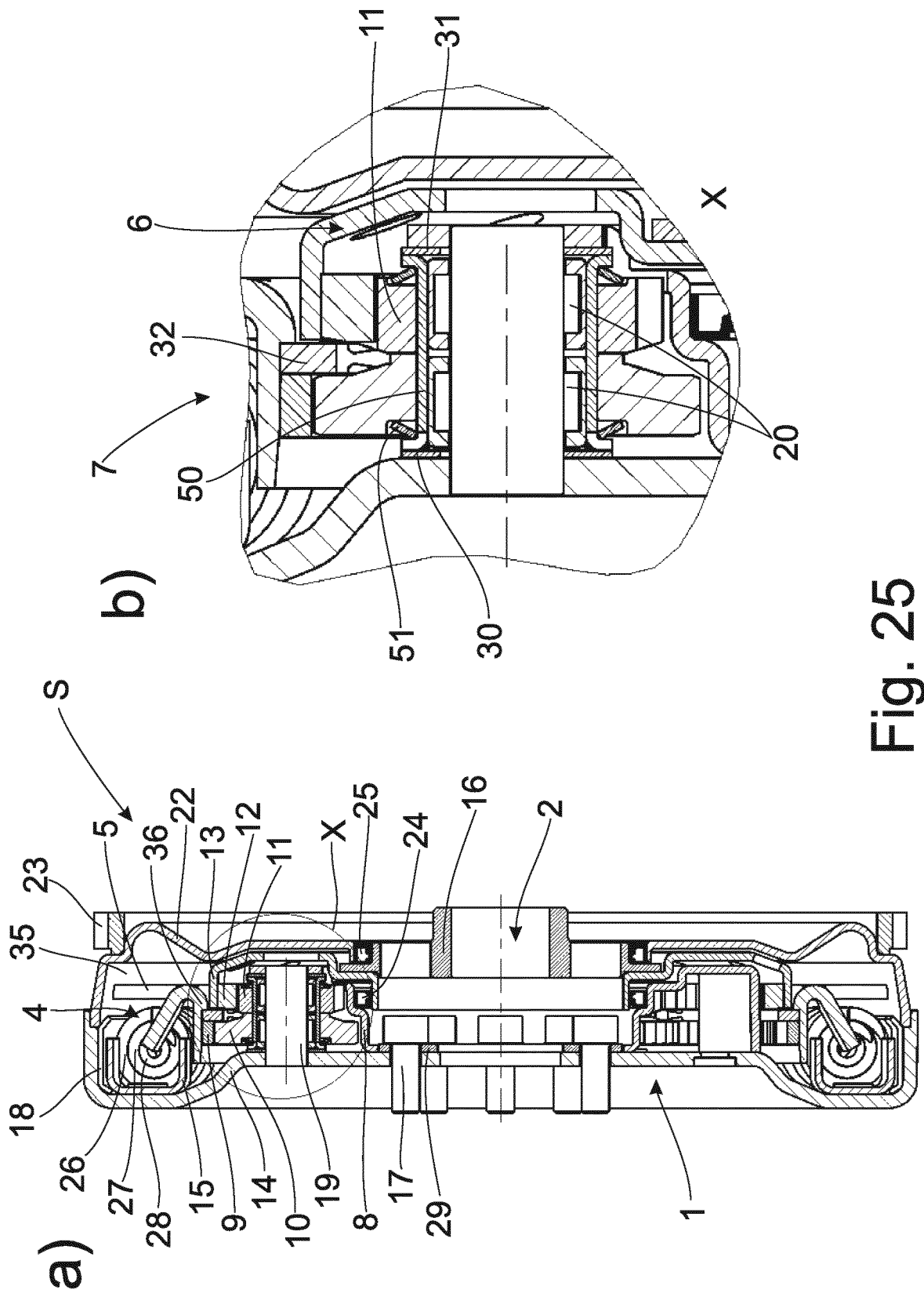


Fig. 25

26/31

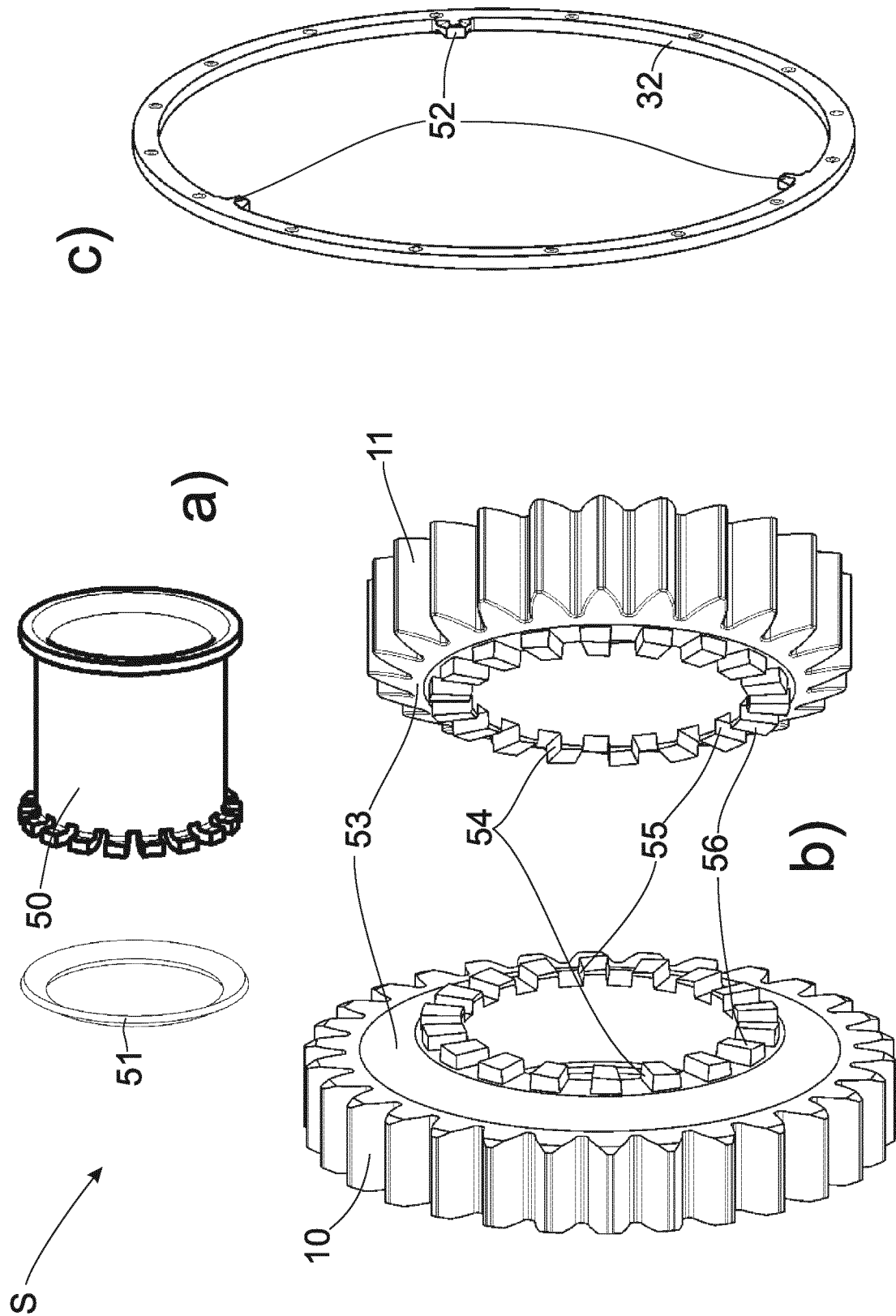


Fig. 26

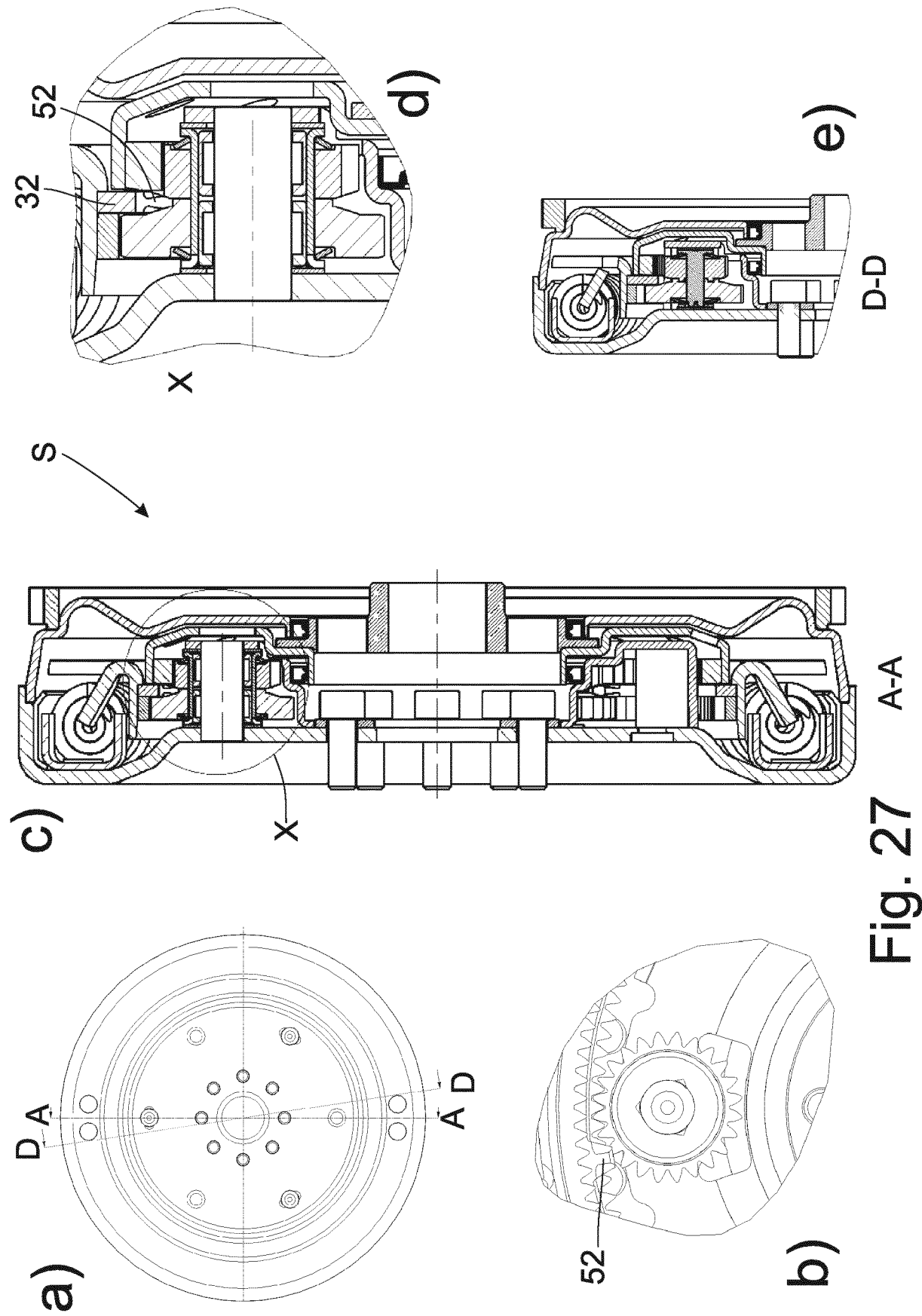


Fig. 27

28/31

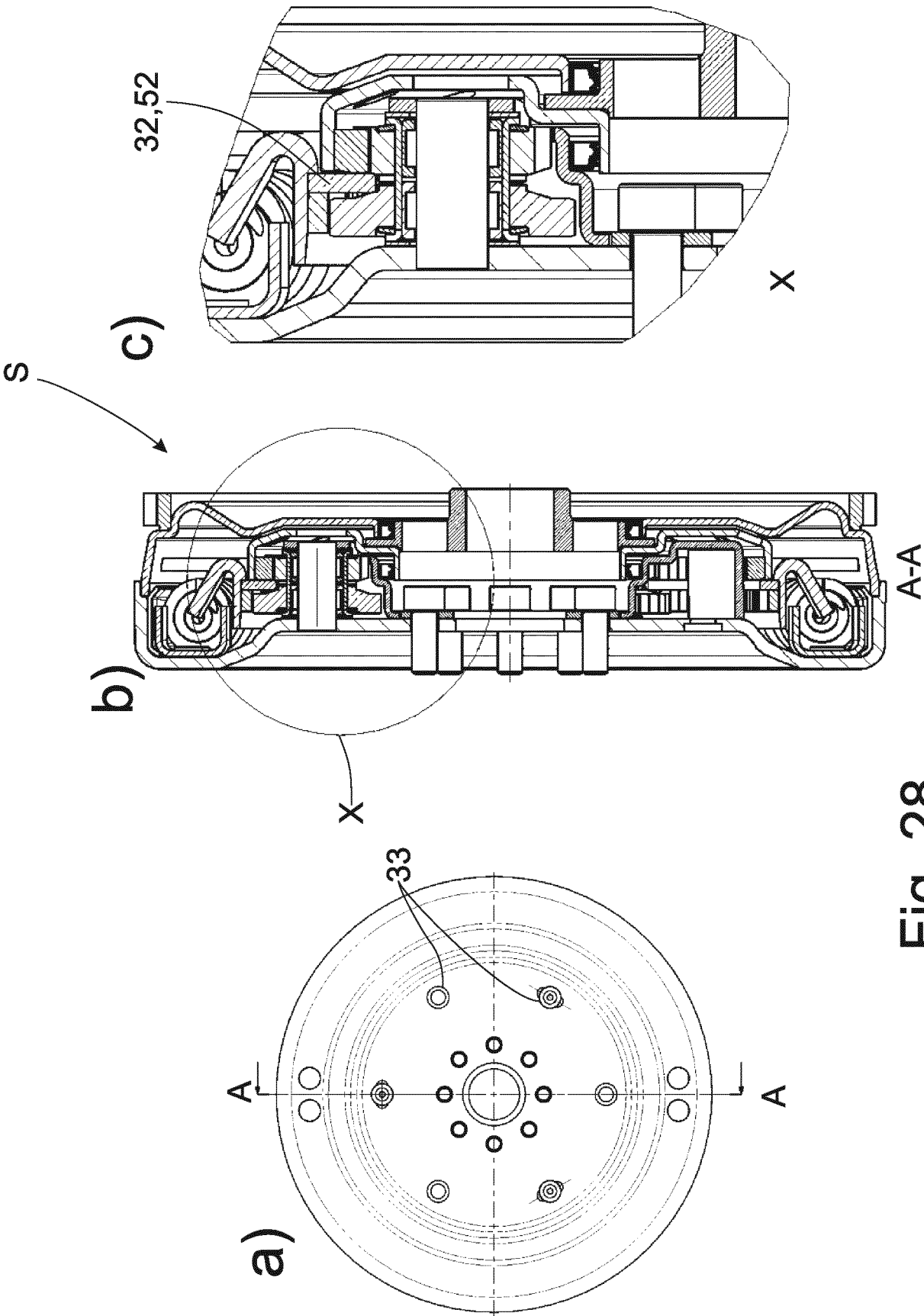


Fig. 28

29/31

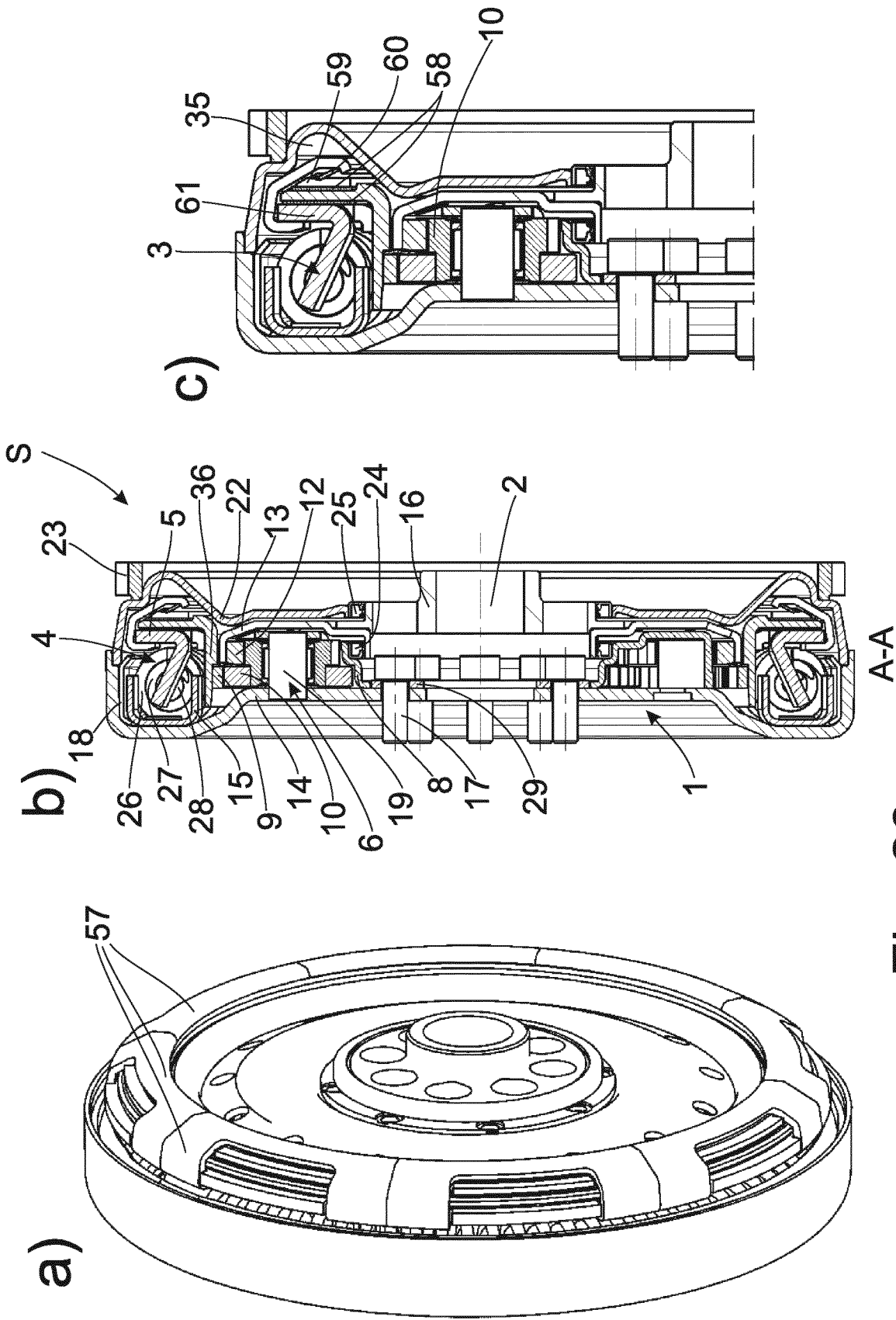


Fig. 29

30/31

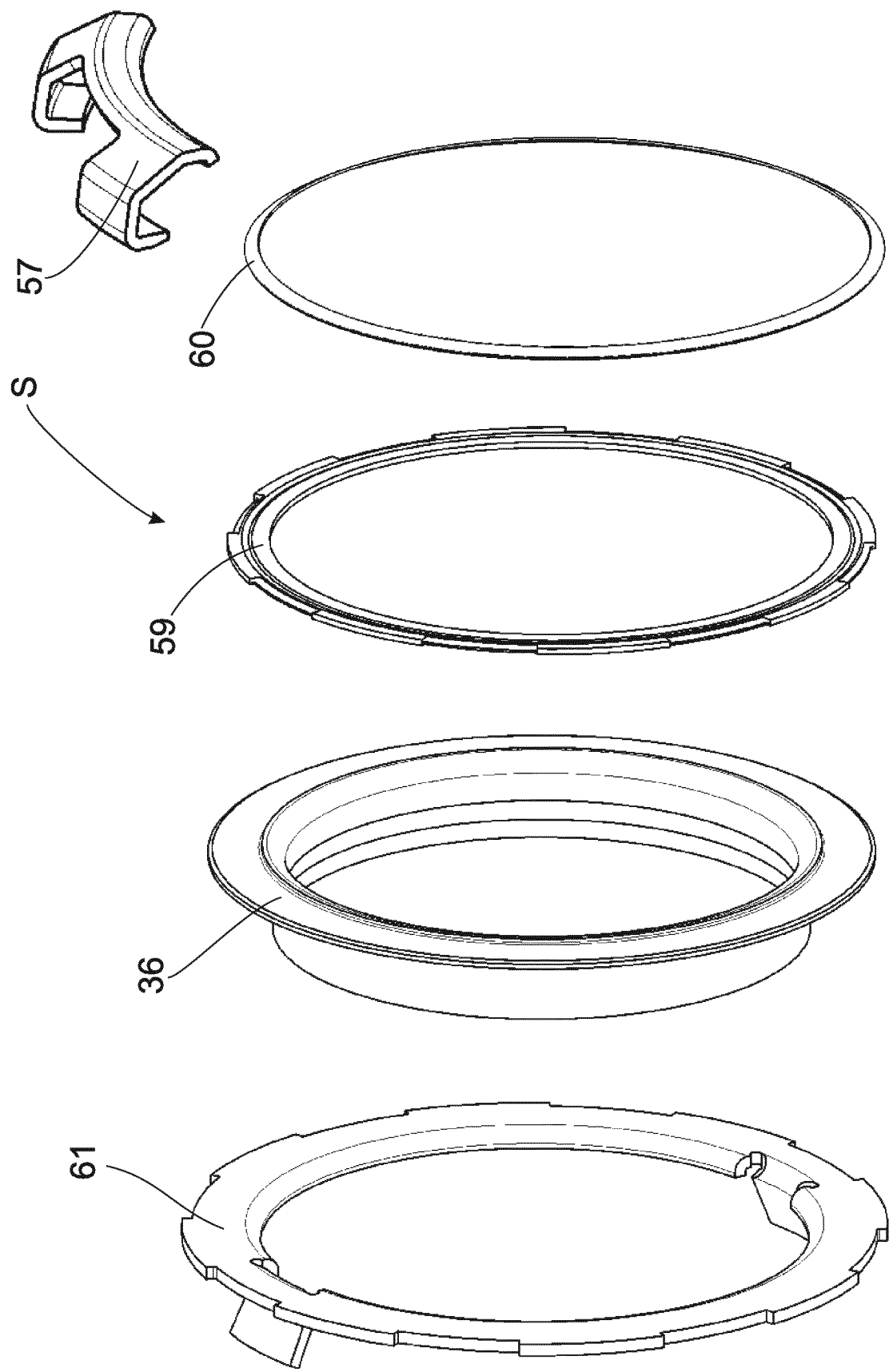


Fig. 30

31/31

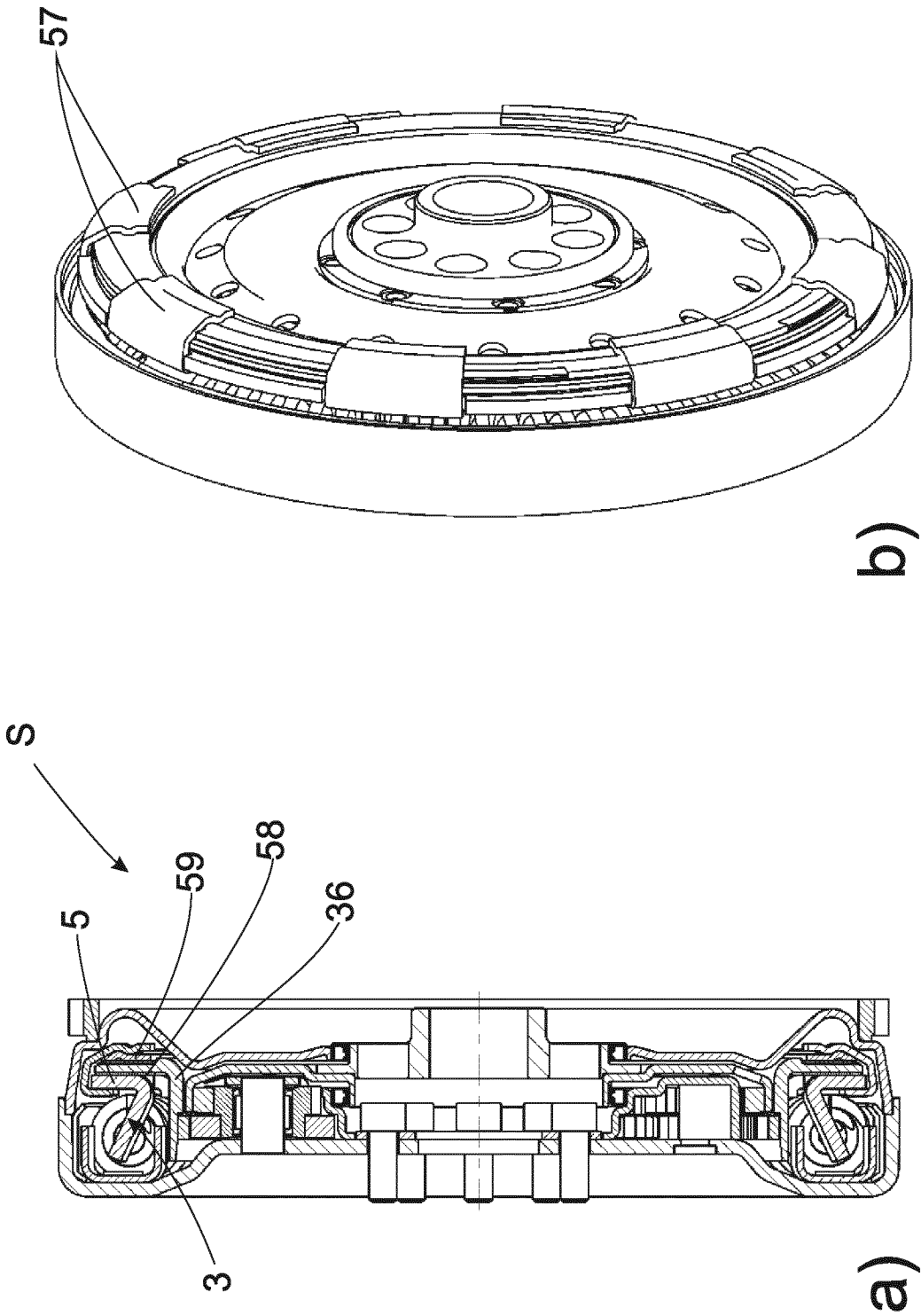


Fig. 31

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No
PCT/EP2015/055890

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
INV. F16F15/12 F16F15/131
ADD.

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

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
F16F 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	DE 10 2011 075243 A1 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN [DE]) 1 December 2011 (2011-12-01)	1-5, 12-20
A	figures 3,9 paragraph [0042]	6-11
X	JP 2008 163977 A (AISIN AW CO) 17 July 2008 (2008-07-17)	1-3,7, 12-15, 17-20
A	figures 5,6	4-6, 8-11,16
X,P	WO 2014/095186 A1 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN [DE]) 26 June 2014 (2014-06-26)	1-4, 8-15,17, 18
A,P	figures 1-4	5-7,16, 19,20



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

14 July 2015

Date of mailing of the international search report

23/07/2015

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

Jordan, David

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No

PCT/EP2015/055890

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
DE 102011075243 A1	01-12-2011	NONE	
JP 2008163977 A	17-07-2008	NONE	
WO 2014095186 A1	26-06-2014	DE 102013220483 A1	18-06-2014
		WO 2014095186 A1	26-06-2014

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES
INV. F16F15/12 F16F15/131
ADD.

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

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)
F16F 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	DE 10 2011 075243 A1 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN [DE]) 1. Dezember 2011 (2011-12-01)	1-5, 12-20
A	Abbildungen 3,9 Absatz [0042]	6-11
X	JP 2008 163977 A (AISIN AW CO) 17. Juli 2008 (2008-07-17)	1-3,7, 12-15, 17-20
A	Abbildungen 5,6	4-6, 8-11,16
X,P	WO 2014/095186 A1 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN [DE]) 26. Juni 2014 (2014-06-26)	1-4, 8-15,17, 18
A,P	Abbildungen 1-4	5-7,16, 19,20



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

14. Juli 2015

Absendedatum des internationalen Recherchenberichts

23/07/2015

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

Jordan, David

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2015/055890

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
DE 102011075243 A1	01-12-2011	KEINE	
JP 2008163977 A	17-07-2008	KEINE	
WO 2014095186 A1	26-06-2014	DE 102013220483 A1	18-06-2014
		WO 2014095186 A1	26-06-2014