

(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
27. März 2014 (27.03.2014)



(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2014/044476 A2

(51) Internationale Patentklassifikation:
F16H 45/02 (2006.01)

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP2013/067205

(22) Internationales Anmeldedatum:
19. August 2013 (19.08.2013)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:
102012217171.1
24. September 2012 (24.09.2012) DE

(71) Anmelder: **ZF FRIEDRICHSHAFEN AG** [DE/DE];
Graf-von-Soden-Platz 1, 88046 Friedrichshafen (DE).

(72) Erfinder: **DIECKHOFF, Tobias**; Frankenstr. 155, 97078
Würzburg (DE). **DÖGEL, Thomas**; An der Bünd 28,
97720 Nüdlingen (DE).

DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT,
HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KN, KP, KR,
KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME,
MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ,
OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA,
SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM,
TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM,
ZW.

(84) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für
jede verfügbare regionale Schutzrechtsart): ARIPO (BW,
GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, SZ,
TZ, UG, ZM, ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG, KZ,
RU, TJ, TM), europäisches (AL, AT, BE, BG, CH, CY,
CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT,
LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE,
SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA,
GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

Veröffentlicht:

— ohne internationalen Recherchenbericht und erneut zu
veröffentlichen nach Erhalt des Berichts (Regel 48 Absatz
2 Buchstabe g)

(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,

(54) Title: HYDRODYNAMIC COUPLING ARRANGEMENT, IN PARTICULAR TORQUE CONVERTER

(54) Bezeichnung : HYDRODYNAMISCHE KOPPLUNGSANORDNUNG, INSBESONDERE DREHMOMENTWANDLER

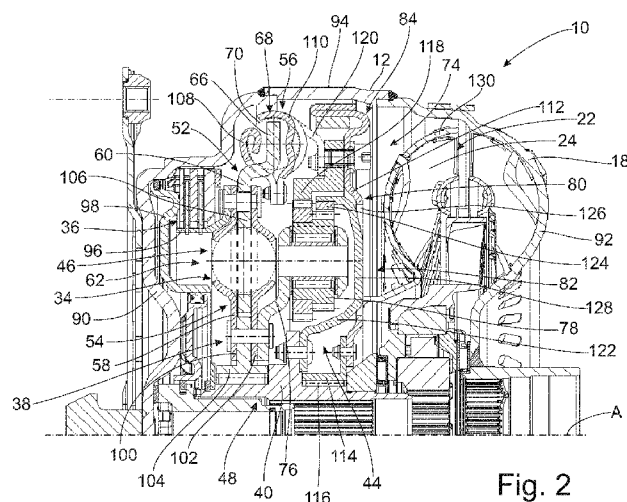


Fig. 2

(57) Abstract: A hydrodynamic coupling arrangement, in particular torque converter, comprising a housing arrangement (12) which is or can be filled with fluid, a pump wheel (18) which is rotatable together with the housing arrangement (12) about an axis of rotation (A), a turbine wheel (22) which is arranged in the housing arrangement (12) and which is rotatable together with a drive output element (40) about the axis of rotation (A), a lockup clutch (36) for producing a torque-transmitting connection between the housing arrangement (12) and the drive output element (40), a rotary vibration damping arrangement (34) which is constructed in accordance with the power-split functional principle and which has an input region (38) and an output region (44), wherein, between the input region (38) and the output region (44), there are provided a first torque transmission path (46) and, in parallel therewith, a second torque transmission path (48) and a coupling arrangement (74) for superposition of the torques conducted via the torque transmission paths (46, 48). A vibration system which acts as a phase shift arrangement (50) in one of the torque transmission paths (46, 48) comprises (52) at least two vibration dampers (54, 56) arranged in series with one another, wherein the primary side (58) of a first vibration damper (54) is or can be coupled to the housing arrangement (12) and the

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]



secondary side (68) of a second vibration damper (56) is coupled to a planetary gear set arrangement which acts as coupling arrangement (74), and wherein the first vibration damper (54) is arranged radially within the second vibration damper (56).

(57) Zusammenfassung: Eine hydrodynamische Kopplungsanordnung, insbesondere Drehmomentwandler, umfassend eine mit Fluid gefüllte oder füllbare Gehäuseanordnung (12), ein mit der Gehäuseanordnung (12) um eine Drehachse (A) drehbares Pumpenrad (18), ein in der Gehäuseanordnung (12) angeordnetes und mit einem Abtriebsorgan (40) um die Drehachse (A) drehbares Turbinenrad (22), eine Überbrückungskupplung (36) zur Herstellung einer Drehmomentübertragungsverbindung zwischen der Gehäuseanordnung (12) und dem Abtriebsorgan (40), eine gemäß dem Funktionsprinzip der Leistungsverzweigung aufgebaute Drehschwingungsdämpfungsanordnung (34) mit einem Eingangsbereich (38) und einem Ausgangsbereich (44), wobei zwischen dem Eingangsbereich (38) und dem Ausgangsbereich (44) ein erster Drehmomentübertragungsweg (46) und parallel dazu ein zweiter Drehmomentübertragungsweg (48) sowie eine Kopplungsanordnung (74) zur Überlagerung der über die Drehmomentübertragungswege (46, 48) geleiteten Drehmomente vorgesehen sind. Ein als Phasenschieberanordnung (50) in einem der Drehmomentübertragungswege (46, 48) wirksames Schwingungssystem umfasst (52) wenigstens zwei zueinander seriell angeordnete Schwingungsdämpfer (54, 56), wobei die Primärseite (58) eines ersten Schwingungsdämpfers (54) mit der Gehäuseanordnung (12) gekoppelt oder koppelbar ist und die Sekundärseite (68) eines zweiten Schwingungsdämpfers (56) mit einer als Kopplungsanordnung (74) wirksamen Planetengetriebeanordnung gekoppelt ist, und wobei der erste Schwingungsdämpfer (54) radial innerhalb des zweiten Schwingungsdämpfers (56) angeordnet ist.

Hydrodynamische Kopplungsanordnung, insbesondere Drehmomentwandler

Die vorliegende Erfindung betrifft eine hydrodynamische Kopplungsanordnung, insbesondere Drehmomentwandler, umfassend eine mit Fluid gefüllte oder füllbare Gehäuseanordnung, ein mit der Gehäuseanordnung um eine Drehachse drehbares Pumpenrad, ein in der Gehäuseanordnung angeordnetes und mit einem Abtriebsorgan um die Drehachse drehbares Turbinenrad, eine Überbrückungskupplung zur Herstellung einer Drehmomentübertragungsverbindung zwischen der Gehäuseanordnung und dem Abtriebsorgan, eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung mit einem Eingangsbereich und einem Ausgangsbereich, wobei zwischen dem Eingangsbereich und dem Ausgangsbereich ein erster Drehmomentübertragungsweg und parallel dazu ein zweiter Drehmomentübertragungsweg sowie eine Kopplungsanordnung zur Überlagerung der über die Drehmomentübertragungswege geleiteten Drehmomente vorgesehen sind, wobei die Drehschwingungsdämpfungsanordnung ferner wenigstens in einem, vorzugsweise im ersten Drehmomentübertragungsweg eine Phasenschieberanordnung umfasst zur Erzeugung einer Phasenverschiebung von über diesen Drehmomentübertragungsweg geleiteten Drehungleichförmigkeiten bezüglich über den anderen, vorzugsweise den zweiten Drehmomentübertragungsweg geleiteten Drehungleichförmigkeiten, wobei die Kopplungsanordnung eine Planetengetriebeanordnung mit einem an den zweiten Drehmomentübertragungsweg angebundenen Planetenradträger mit einer Mehrzahl von daran drehbar getragenen Planetenrädern sowie einer an den ersten Drehmomentübertragungsweg angebundenen ersten Koppelradanordnung in Kämmeingriff mit den Planetenrädern und einer an den Ausgangsbereich angebundenen zweiten Koppelradanordnung in Kämmeingriff mit den Planetenrädern umfasst, wobei die Phasenschieberanordnung ein Schwingungssystem mit wenigstens einem Schwingungsdämpfer mit einer Primärseite und einer gegen die Wirkung einer Dämpferelementenanordnung bezüglich dieser drehbaren Sekundärseite umfasst.

Der grundsätzliche Aufbau einer derartigen als Drehmomentwandler ausgebildeten hydrodynamischen Kopplungsanordnung ist in Fig. 1 veranschaulicht. Die als Drehmomentwandler ausgeführte hydrodynamische Kopplungsanordnung 10 umfasst eine Gehäuseanordnung 12. Diese ist antriebsseitig mit einer Antriebswelle 14, beispielsweise Kurbelwelle, eines nur schematisch dargestellten Antriebsaggregats 16, beispielsweise Brennkraftmaschine, zur gemeinsamen Drehung um eine Drehachse A

gekoppelt. An der Gehäuseanordnung 12 ist ein allgemein mit 18 bezeichnetes Pumpenrad mit einer Mehrzahl von daran vorgesehenen Pumpenradschaufeln 20 ausgebildet. Im Inneren der Gehäuseanordnung 12 liegt dem Pumpenrad 18 axial gegenüber ein Turbinenrad 22 mit einer Mehrzahl von daran vorgesehenen Turbinenradschaufeln 24. Im radial inneren Bereich liegt zwischen dem Pumpenrad 18 und dem Turbinenrad 22 ein Leitrad 26 mit daran vorgesehenen Leitradschaufeln 28. Das Leitrad 26 ist über eine Freilaufanordnung 30 auf einer Stützhohlwelle 32 in einer Richtung um die Drehachse A drehbar getragen.

In der allgemein mit Fluid, z. B. Öl, gefüllten oder fühlbaren Gehäuseanordnung 12 ist eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung 34 vorgesehen. Diese umfasst einen mittels einer Überbrückungskupplung 36 mit der Gehäuseanordnung 12 koppelbaren Eingangsbereich 38 sowie einen über ein Abtriebsorgan 40, beispielsweise Abtriebsnabe, mit einer Abtriebswelle 42, beispielsweise Getriebeeingangswelle, zur gemeinsamen Drehung um die Drehachse A gekoppelten Ausgangsbereich 44. Zwischen dem Eingangsbereich 38 und dem Ausgangsbereich 44 liegen zwei zueinander parallel wirksame Drehmomentübertragungswege 46, 48. Die Drehmomentübertragungswege 46, 48 zweigen im Eingangsbereich 38 auf und sind im Ausgangsbereich 44 wieder zusammengeführt.

Im ersten dieser Drehmomentübertragungswege 46, 48, also dem Drehmomentübertragungsweg 46, ist eine allgemein mit 50 bezeichnete Phasenschieberanordnung vorgesehen. Diese umfasst ein Schwingungssystem 52, das im dargestellten Beispiel zwei zueinander seriell wirksame Schwingungsdämpfer 54, 56 aufweist. Eine Primärseite 58 eines ersten Schwingungsdämpfers der beiden Schwingungsdämpfer 54, 56, also des Schwingungsdämpfers 54, ist über die Überbrückungskupplung 36 an die Gehäuseanordnung 12 ankoppelbar. Eine Sekundärseite 60 des ersten Schwingungsdämpfers 54 ist über eine Dämpferelementenanordnung 62, beispielsweise eine Mehrzahl von zueinander parallel oder/und seriell wirksamen Dämpferfedern, mit der Primärseite 58 zur gemeinsamen Drehung um die Drehachse A gekoppelt, bezüglich dieser jedoch gegen die Rückstellwirkung der Dämpferelementenanordnung 62 um die Drehachse A drehbar. Parallel zu der Dämpferelementenanordnung 62 kann eine allgemein mit 64 bezeichnete Reibeinrichtung wirksam sein.

Die Sekundärseite 60 des ersten Schwingungsdämpfers 54 ist mit einer Primärseite 66 des zweiten der Schwingungsdämpfer 54, 56, also des Schwingungsdämpfers 56, verbunden oder/und stellt diese bereit. Eine Sekundärseite 68 des zweiten Schwingungsdämpfers 56 ist mittels einer Dämpferelementenanordnung 70 mit der Primärseite 66 zur gemeinsamen Drehung um die Drehachse A gekoppelt, gegen die Rückstellwirkung der Dämpferelementenanordnung 70 jedoch bezüglich der Primärseite 66 drehbar. Auch diese Dämpferelementenanordnung 70 kann eine Mehrzahl von parallel oder/und seriell zueinander wirkenden Dämpferfedern umfassen. Parallel zur Dämpferelementenanordnung 70 kann beispielsweise eine Reibereinrichtung 72 wirksam sein.

Eine als Planetengetriebeanordnung ausgebildete Kopplungsanordnung 74 umfasst einen an den zweiten Drehmomentübertragungsweg 48 angebundenen oder/und diesen bereitstellenden Planetenradträger 76 mit einer Mehrzahl von um die Drehachse A verteilt liegenden und am Planetenradträger 76 drehbar getragenen Planetenrädern 78. Die Planetenräder 78 weisen jeweils zwei Verzahnungsbereiche auf. Ein erster der Verzahnungsbereiche steht in Kämmeingriff mit einer im dargestellten Beispiel als Hohlrad ausgebildeten ersten Koppelradanordnung 80. Ein zweiter der Verzahnungsbereiche steht in Kämmeingriff mit einer gleichermaßen als Hohlrad ausgebildeten zweiten Koppelradanordnung 82. Die erste Koppelradanordnung 80 ist an die Sekundärseite 68 des zweiten Schwingungsdämpfers 56, welche gleichermaßen eine Sekundärseite bzw. den Ausgang des Schwingungssystems 52 bereitstellt, angekoppelt. Die zweite Koppelradanordnung 82 ist an den Ausgangsbereich 44 angekoppelt bzw. kann diesen bereitstellen. Durch die Auswahl des Übersetzungsverhältnisses der beiden Koppelradanordnungen 80, 82 mit den damit jeweils zusammenwirkenden Verzahnungsbereichen der Planetenräder 78 kann die Aufteilung des über den Eingangsbereich 38 eingeleiteten und zu übertragenden Drehmoments auf die beiden Drehmomentübertragungswege 46, 48 erfolgen. Durch das Bereitstellen des Schwingungssystems 52 im ersten Drehmomentübertragungsweg wird insbesondere dann, wenn dieses in einen überkritischen Schwingungszustand übergeht, eine Phasenverschiebung von über den ersten Drehmomentübertragungsweg 46 geleiteten Drehungleichförmigkeiten, beispielsweise Drehschwingungen, von bis zu 180° erreicht. Werden die beiden über die Drehmomentübertragungswege 46, 48 geleiteten Drehmomentenanteile im Bereich der Kopplungsanordnung 74 wieder zusammengeführt und sind die Drehungleichförmigkeiten des

über den ersten Drehmomentübertragungsweg 46 geleiteten Drehmomentenanteils bezüglich der im zweiten Drehmomentübertragungsweg 48 übertragenen Drehungleichförmigkeiten phasenverschoben, so entsteht bei der Überlagerung in der Kopplungsanordnung 74 idealerweise eine gegenseitige Auslöschung der Ungleichförmigkeiten, so dass ein im Wesentlichen konstantes Drehmoment über den Ausgangsbereich 44 in die Abtriebswelle 42 eingeleitet werden kann.

Um dieses Dämpfungsverhalten weiter beeinflussen zu können, kann beispielsweise dem Schwingungssystem 52 an der Sekundärseite 68 eine Zusatzmasse 84 zugeordnet sein, um die ausgangsseitige Masse des Schwingungssystems 52 zu erhöhen. Ferner kann beispielsweise dem Ausgangsbereich 44 ein weiteres Schwingungsdämpfungssystem 86, beispielsweise in Form eines so genannten drehzahladaptiven Tilgers zugeordnet sein. Dieser ist auf eine vorbestimmte Anregungsordnung abgestimmt und weist eine mit der drehzahlabhängigen Anregungsordnung sich verschiebende Eigenfrequenz auf. Beispielsweise kann ein derartiger drehzahladaptiver Tilger ausgebildet sein mit einem Auslenkungsmassenträger und einer oder mehrerer daran getragenen Auslenkungsmassen. Am Auslenkungsmassenträger oder/und an den Auslenkungsmassen sind Führungsbahnen mit radial außen bzw. radial innen liegenden Scheitelpunkten vorgesehen. Bei Bewegung der Auslenkungsmassen bzw. von diese ankoppelnden Kopplungselementen entlang der Führungsbahnen werden die Auslenkungsmassen bei Auftreten von Drehungleichförmigkeiten zwangsweise nach radial innen verlagert und nehmen dabei potentielle Energie auf. Bei einer alternativen Ausgestaltung können die Auslenkungsmassen über elastische, beispielsweise federelastische Elemente an den Auslenkungsmassenträger angebunden sein, deren die Resonanzfrequenz mit beeinflussende freie Biegelänge drehzahlabhängig variieren kann. Bei einer weiteren Ausgestaltungsart kann bei diesem zusätzlichen Schwingungsdämpfungssystem 86 auch ein so genannter Festfrequenzdämpfer vorgesehen sein. Dieser kann eine Auslenkungsmassenanordnung mit einer oder mehreren Auslenkungsmassen umfassen, die gegen die Rückstellwirkung einer Dämpferelementenanordnung, also beispielsweise Dämpferfedern, bezüglich eines Auslenkungsmassenträgers auslenkbar ist. Durch die Auswahl der Federsteifigkeit einerseits und des Massenträgheitsmoments der Auslenkungsmassenanordnung andererseits kann die Resonanzfrequenz eines derartigen Festfrequenzdämpfers definiert werden.

Bei Integration einer derartigen mit Leistungsaufzweigung arbeitenden Drehschwingungsdämpfungsanordnung in eine hydrodynamische Kopplungsanordnung, wie z. B. hydrodynamischer Drehmomentwandler oder Fluidkupplung, besteht die Notwendigkeit, zusätzliche Baugruppen, insbesondere die beispielsweise als Planetengetriebeanordnung ausgeführte Kopplungsanordnung, in die Gehäuseanordnung zu integrieren. Es ist daher die Zielsetzung der vorliegenden Erfindung, einen kompakten Aufbau einer derartigen hydrodynamischen Kopplungsanordnung bereitzustellen, welche gleichwohl eine verbesserte Dämpfungscharakteristik erreichen kann.

Erfindungsgemäß wird diese Aufgabe gelöst durch eine hydrodynamische Kopplungsanordnung, insbesondere Drehmomentwandler, umfassend eine mit Fluid gefüllte oder füllbare Gehäuseanordnung, ein mit der Gehäuseanordnung um eine Drehachse drehbares Pumpenrad, ein in der Gehäuseanordnung angeordnetes und mit einem Abtriebsorgan um die Drehachse drehbares Turbinenrad, eine Überbrückungskupplung zur Herstellung einer Drehmomentübertragungsverbindung zwischen der Gehäuseanordnung und dem Abtriebsorgan, eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung mit einem Eingangsbereich und einem Ausgangsbereich, wobei zwischen dem Eingangsbereich und dem Ausgangsbereich ein erster Drehmomentübertragungsweg und parallel dazu ein zweiter Drehmomentübertragungsweg sowie eine Kopplungsanordnung zur Überlagerung der über die Drehmomentübertragungswege geleiteten Drehmomente vorgesehen sind, wobei die Drehschwingungsdämpfungsanordnung ferner wenigstens in einem, vorzugsweise im ersten Drehmomentübertragungsweg eine Phasenschieberanordnung umfasst zur Erzeugung einer Phasenverschiebung von über diesen Drehmomentübertragungsweg geleiteten Drehungleichförmigkeiten bezüglich über den anderen, vorzugsweise den zweiten Drehmomentübertragungsweg geleiteten Drehungleichförmigkeiten, wobei die Kopplungsanordnung eine Planetengetriebeanordnung mit einem an den zweiten Drehmomentübertragungsweg angebundenen Planetenradträger mit einer Mehrzahl von daran drehbar getragenen Planetenrädern sowie einer an den ersten Drehmomentübertragungsweg angebundenen ersten Koppelradanordnung in Kämmeingriff mit den Planetenrädern und einer an den Ausgangsbereich angebundenen zweiten Koppelradanordnung in Kämmeingriff mit den Planetenrädern umfasst, wobei die Phasenschieberanordnung ein Schwingungssystem mit einem Schwingungsdämpfer mit einer Primärseite und einer gegen die Wirkung einer Dämpferelementenanordnung bezüglich dieser drehbaren Sekundärseite umfasst.

Dabei ist vorgesehen, dass das Schwingungssystem Schwingungsdämpfer umfasst, die seriell und / oder parallel zueinander angeordnet sind, wobei bei der seriellen Anordnung die Primärseite eines ersten Schwingungsdämpfers mit der Gehäuseanordnung gekoppelt oder koppelbar ist und die Sekundärseite eines zweiten Schwingungsdämpfers mit der Planetengetriebeanordnung, vorzugsweise der ersten Koppelradanordnung gekoppelt ist, und wobei der erste Schwingungsdämpfer radial innerhalb des zweiten Schwingungsdämpfers angeordnet ist.

Bei dem erfindungsgemäßen Aufbau ist also bei einer seriellen Anordnung vorgesehen, dass das von der Gehäuseanordnung aufgenommene und in Richtung zum Abtriebsorgan zu übertragende Drehmoment zunächst über einen weiter radial innen positionierten Schwingungsdämpfer, von diesem auf einen weiter radial außen liegend positionierten Schwingungsdämpfer und von diesem dann beispielsweise in die erste Koppelradanordnung übertragen wird. Dadurch wird die Möglichkeit geschaffen, die beiden Schwingungsdämpfer so anzuordnen, dass die beiden Schwingungsdämpfer sich wenigstens bereichsweise axial überlappen, also beispielsweise die Primärseite des ersten Schwingungsdämpfers und die Sekundärseite des zweiten Schwingungsdämpfers sich wenigstens bereichsweise axial überlappen. Dadurch wird eine axial kompakte Baugröße erhalten. Des Weiteren ist dafür gesorgt, dass der über den ersten Drehmomentübertragungsweg geleitete Drehmomentenanteil über die vergleichsweise weit radial außen positionierte Sekundärseite des zweiten Schwingungsdämpfers abgegeben bzw. in die erste Koppelradanordnung eingeleitet wird, was ebenfalls zu einem kompakten Aufbau beitragen kann.

Bei einer parallelen Anordnung sind wenigstens zwei zueinander parallel wirksame Schwingungsdämpfer umfasst. Zu derartigen parallel wirksamen Schwingungsdämpfern, die auch ineinander integriert bzw. ineinander geschachtelt angeordnet sein können, können dann ein- oder mehrere Schwingungsdämpfer seriell wirksam angeordnet sein, wobei auch hier wieder eine parallele Anordnung mehrerer Schwingungsdämpfer bzw. Dämpferelementenanordnungen vorgesehen sein kann.

Durch das Bereitstellen zweier axial bzw. radial geschachtelter Schwingungsdämpfer wird ein vergleichsweiser großer Gesamtdämpfer- bzw. -federweg erhalten,

was trotz kompakter, insbesondere axial kompakter Baugröße zu einem sehr guten Schwingungsdämpfungsverhalten, insbesondere Phasenverschiebungsverhalten z. B. im ersten Drehmomentübertragungsweg beiträgt.

Hierzu kann insbesondere auch vorgesehen sein, dass wenigstens die Dämpferelementenanordnung des ersten Schwingungsdämpfers im Wesentlichen radial innerhalb eines Verzahnungsbereichs der ersten Koppelradanordnung angeordnet ist.

Zu einem kompakten und auch einfach zu gestaltenden Aufbau trägt bei einem gattungsgemäßen bzw. dem vorangehend beschriebenen Aufbau bei, dass die Sekundärseite eines, vorzugsweise des zweiten Schwingungsdämpfers wenigstens eine, vorzugsweise eine Mehrzahl von mit der Planetengetriebeanordnung, vorzugsweise der ersten Koppelradanordnung verbundenen Ausbiegeglaschen umfasst.

Dazu kann beispielsweise vorgesehen sein, dass die Sekundärseite des einen Schwingungsdämpfers wenigstens ein dessen Dämpferelementenanordnung axial oder/und radial stützendes Führungselement aufweist und dass wenigstens eine Ausbiegeglasche an einem Führungselement des einen Schwingungsdämpfers vorgesehen ist. Es wird auf diese Weise eine Funktionenverschmelzung in zumindest einem der Führungselemente erreicht. Beispielsweise kann vorgesehen sein, dass die wenigstens eine Ausbiegeglasche eine axial oder/und radial in Richtung auf die erste Koppelradanordnung zu sich erstreckende Ausbiegeglasche umfasst.

Gemäß einem weiteren Aspekt wird die eingangs genannte Aufgabe gelöst durch eine hydrodynamische Kopplungsanordnung, insbesondere Drehmomentwandler, umfassend eine mit Fluid gefüllte oder füllbare Gehäuseanordnung, ein mit der Gehäuseanordnung um eine Drehachse drehbares Pumpenrad, ein in der Gehäuseanordnung angeordnetes und mit einem Abtriebsorgan um die Drehachse drehbares Turbinenrad, eine Überbrückungskupplung zur Herstellung einer Drehmomentübertragungsverbindung zwischen der Gehäuseanordnung und dem Abtriebsorgan, eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung mit einem Eingangsbereich und einem Ausgangsbereich, wobei zwischen dem Eingangsbereich und dem Ausgangsbereich ein erster Drehmomentübertragungsweg und parallel dazu ein zweiter Drehmomentüber-

tragungsweg sowie eine Kopplungsanordnung zur Überlagerung der über die Drehmomentübertragungswege geleiteten Drehmomente vorgesehen sind, wobei die Dreh-schwingungsdämpfungsanordnung ferner wenigstens in einem, vorzugsweise im ersten Drehmomentübertragungsweg eine Phasenschieberanordnung umfasst zur Erzeugung einer Phasenverschiebung von über den einen Drehmomentübertragungsweg geleiteten Drehungleichförmigkeiten bezüglich über den anderen Drehmomentübertragungsweg geleiteten Drehungleichförmigkeiten, wobei die Kopplungsanordnung eine Planetengetriebeanordnung mit einem an den zweiten Drehmomentübertragungsweg angebundenen Planetenradträger mit einer Mehrzahl von daran drehbar getragenen Planetenrädern sowie mit einer an den ersten Drehmomentübertragungsweg angebundenen ersten Koppelradanordnung in Kämmeingriff mit den Planetenrädern und mit einer an den Ausgangsbereich angebundenen zweiten Koppelradanordnung in Kämmeingriff mit den Planetenrädern umfasst. Ein derartiger Aufbau kann beispielsweise mit einigen oder allen der vorangehend bereits erläuterten Merkmalsgruppen kombiniert sein.

Bei diesem Aufbau ist weiter vorgesehen, dass die erste Koppelradanordnung und die zweite Koppelradanordnung jeweils ein Hohlrad mit einem Verzahnungsbereich und einem den Verzahnungsbereich tragenden Körperbereich umfassen, wobei der Körperbereich von einer der Koppelradanordnungen wenigstens eine in Umfangsrichtung begrenzte Aussparung aufweist und der Körperbereich der anderen Koppelradanordnung axial in die wenigstens eine Aussparung eingreift. Durch das Bereitstellen von Aussparungen in einem der Körperbereiche und das Eingreifen des anderen Körperbereichs in diese Aussparungen wird ein axiales Ineinandereintauchen der beiden Koppelradanordnungen erreicht, was wiederum zu einem kompakten Aufbau beiträgt. Ein gegenseitiges Stören der Koppelradanordnungen wird vermieden, da diese nur in begrenztem Ausmaß relativ zueinander zu drehen sind.

Bei diesem Aufbau kann beispielsweise vorgesehen sein, dass der Körperbereich der zweiten Koppelradanordnung vorzugsweise in Zuordnung zu wenigstens einem Planetenrad, vorzugsweise jedem Planetenrad, eine in eine Aussparung des Körperbereichs der ersten Koppelradanordnung eingreifende axiale Ausformung aufweist. Eine derartige axiale Ausformung kann als Ausbiegelasche aus einem scheibenförmigen Bauteil bereitgestellt sein, kann gleichermaßen aber auch an jeweiligen von einem zentralen Bereich nach radial außen greifenden Armabschnitten ausgebildet sein.

Gemäß einem weiteren Aspekt der vorliegenden Erfindung kann bei einem vorangehend beschriebenen Aufbau einer hydrodynamischen Kopplungsanordnung vorgesehen sein, dass die erste Koppelradanordnung und die zweite Koppelradanordnung jeweils ein Hohlrad mit einem Verzahnungsbereich und einem den Verzahnungsbereich tragenden Körperbereich umfassen, wobei der Körperbereich oder/und der Verzahnungsbereich der ersten Koppelradanordnung die zweite Koppelradanordnung radial außen axial wenigstens teilweise übergreift und der Verzahnungsbereich der ersten Koppelradanordnung sich mit der zweiten Koppelradanordnung radial überlappt.

Auch bei derartigem Aufbau sind die beiden Koppelradanordnungen so gestaltet, dass sie ineinander geschachtelt sind, gleichwohl jedoch eine erforderliche Wechselwirkung, also den Kämmeingriff, mit den Planetenrädern der Kopplungsanordnung ermöglichen. Auch dadurch wird ein kompakter Aufbau im Bereich der Kopplungsanordnung unterstützt, was die Möglichkeit bietet, für das für das Schwingungsdämpfungsverhalten substantielle Schwingungssystem, also die Phasenschieberanordnung, ausreichend Bauraum zur Verfügung zu stellen.

Beispielsweise kann der Aufbau derart sein, dass der Verzahnungsbereich der ersten Koppelradanordnung sich an einer ersten axialen Seite der zweiten Koppelradanordnung damit radial überlappt und dass der Körperbereich der ersten Koppelradanordnung sich an einer zweiten axialen Seite der zweiten Koppelradanordnung damit radial überlappt.

Insbesondere zum Bereitstellen einer Lagerungs- bzw. Zentrierfunktionalität für die erste Koppelradanordnung bzw. die damit auch verbundene Sekundärseite des Schwingungssystems ist es vorteilhaft, wenn der Körperbereich der ersten Koppelradanordnung die zweite Koppelradanordnung radial im Wesentlichen vollständig übergreift.

Um in einfacher Weise den ineinander geschachtelten Aufbau der beiden Koppelradanordnungen bereitstellen zu können, wird weiter vorgeschlagen, dass der Verzahnungsbereich der ersten Koppelradanordnung von dem Körperbereich der ersten Koppelradanordnung getrennt ausgebildet und damit radial außerhalb der zweiten

Koppelradanordnung, vorzugsweise durch Verschraubung, Vernietung oder/und Verschweißung, verbunden ist.

Gemäß einem weiteren Aspekt der Erfindung kann eine hydrodynamische Koppelungsanordnung mit einem vorangehend beschriebenen Aufbau derart ausgebildet sein, dass die erste Koppelradanordnung bezüglich des Abtriebsorgans drehbar gelagert ist.

Zur Bereitstellung dieser Lagerungsfunktionalität kann dann vorgesehen sein, dass ein Körperbereich der ersten Koppelradanordnung beispielsweise in seinem radial inneren Bereich einen bezüglich des Abtriebsorgans gelagerten Lagerungsansatz aufweist oder damit fest verbunden ist.

Eine Funktionenverschmelzung mit einem weiteren Beitrag zu einem kompakten Aufbau kann dadurch erreicht werden, dass der Lagerungsansatz am Turbinenrad vorgesehen ist, beispielsweise den radial inneren Bereich einer Turbinenradschale umfasst.

Um bei kompaktem Aufbau im Überbrückungszustand die Drehmomentübertragung über die beiden parallelen Drehmomentübertragungswege der Drehschwingungsdämpfungsanordnung erreichen zu können, wird vorgeschlagen, dass der Eingangsbereich mittels einer Überbrückungskupplung mit der Gehäuseanordnung koppelbar ist.

Weiter kann zum Eliminieren von in dem zu übertragenen Drehmoment enthaltenen Drehungleichförmigkeiten am Ausgangsbereich ein drehzahladaptiver Tilger vorgesehen sein. Alternativ oder zusätzlich kann am Ausgangsbereich ein Festfrequenzdämpfer vorgesehen sein, der beispielsweise mit einem Auslenkungsmassenträger und einer gegen die Rückstellwirkung einer Dämpferelementenanordnung bezüglich diesem bei Auftreten von Drehungleichförmigkeiten auslenkbaren Auslenkungsmassenanordnung aufgebaut sein kann.

Wie vorangehend dargelegt, kann insbesondere in Verbindung mit der radialen Staffelung der beiden Schwingungsdämpfer der Schwingungssystems vorteilhafter-

weise die erste Koppelradanordnung und damit auch die zweite Koppelradanordnung jeweils ein Hohlrad umfassen, so dass das vom Schwingungssystem radial außen abgegebene Drehmoment in eine vergleichsweise weit radial außen positionierte Baugruppe, nämlich eine Hohlradanordnung, eingeleitet werden kann.

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

- Fig. 1 den prinzipiellen Aufbau einer hydrodynamischen Kopplungsanordnung mit einer Drehschwingungsdämpfungsanordnung mit Leistungsverzweigung im Teil-Längsschnitt;
- Fig. 2 eine Teil-Längsschnittansicht einer hydrodynamischen Kopplungsanordnung mit einer darin integrierten Drehschwingungsdämpfungsanordnung mit Leistungsverzweigung;
- Fig. 3 eine der Fig. 2 entsprechenden Darstellung einer alternativen Ausgestaltungsart;
- Fig. 4 eine Teil-Längsschnittansicht einer hydrodynamischen Kopplungsanordnung mit einer darin integrierten Drehschwingungsdämpfungsanordnung mit Leistungsverzweigung.

Mit Bezug auf die Fig. 2 wird nachfolgend eine Ausgestaltungsform einer hydrodynamischen Kopplungsanordnung in Form eines Drehmomentwandlers beschrieben, welche grundsätzlich den in Fig. 1 dargestellten und mit Bezug auf die Fig. 1 auch beschriebenen Aufbau aufweist. Es sind daher für Bauteile oder Baugruppen, welche vorangehend mit Bezug auf die Fig. 1 bereits beschriebenen Bauteilen oder Baugruppen hinsichtlich Aufbau bzw. Funktion entsprechen, mit den selben Bezugszeichen bezeichnet.

Bei dem in Fig. 2 dargestellten Aufbau einer hydrodynamischen Kopplungsanordnung 10 umfasst die Gehäuseanordnung 12 eine an das Antriebsaggregat anzubin-

dende antriebsseitige Gehäuseschale 90, eine auch das Pumpenrad 18 bereitstellende abtriebsseitige Gehäuseschale 92 sowie ein diese beiden Gehäuseschalen 90, 92 miteinander verbindendes, ringartig aufgebautes Gehäuseteil 94. Dieses ringartige Gehäuseteil 94 stellt im Wesentlichen denjenigen Bauraum bereit, in welchem die in die hydrodynamische Koplungsanordnung 10 zu integrierende Kopplungsanordnung 74, also das Planetengetriebe, aufgenommen ist.

In der antriebsseitigen Gehäuseschale 90 ist im Wesentlichen auch die Überbrückungskupplung 36 vorgesehen. Diese umfasst mit dieser antriebsseitigen Gehäuseschale 90 zur gemeinsamen Drehung gekoppelte antriebsseitige Reibelemente, beispielsweise Lamellen, sowie mit einem Reibelemententräger 96 zur gemeinsamen Drehung gekoppelte abtriebsseitige Reibelemente bzw. Lamellen. Durch einen Kupplungskolben 98 können zur Herstellung des Überbrückungszustands die antriebsseitigen Reibelemente und die abtriebsseitigen Reibelemente in Reibeingriff miteinander gepresst werden.

Der Reibelemententräger 96 ist beispielsweise durch Vernietung mit zwei im Wesentlichen die Primärseite 58 des ersten und weiter radial innen positionierten Schwingungsdämpfers 54 bereitstellenden Deckscheibenelementen 100, 102 fest verbunden. In ihrem radial inneren Bereich sind diese beiden Deckscheibenelemente 100, 102 beispielsweise durch Vernietung mit einem Lagerungsansatz 104 und dem Planetenradträger 76 fest verbunden und über ein Lager 132 auf dem Abtriebsorgan 40 drehbar gelagert. Zusammen mit dem Reibelemententräger 96 können die beiden Deckscheibenelemente 100, 102 auch den bzw. einen Teil des Eingangsbereichs 38 bereitstellen, an welchen auch der Planetenradträger 76 angebunden ist und an dem die beiden Drehmomentübertragungswege 46, 48 aufzweigen.

Ein zwischen den beiden Deckscheibenelementen 100, 102 positioniertes Zentralscheibenelement 106 stellt in seinem radial inneren Bereich die Sekundärseite 60 des ersten Schwingungsdämpfers 54 bereit und stellt in seinem radial äußeren Bereich die Primärseite 66 des weiter radial außen positionierten zweiten Schwingungsdämpfers 56 bereit. Zwischen den beiden Deckscheibenelementen 100, 102 und dem Zentralscheibenelement 106 wirken die Dämpferfedern der Dämpferelementenanordnung 62 des radial inneren bzw. ersten Schwingungsdämpfers 54.

Die Sekundärseite 68 des zweiten Schwingungsdämpfers 56 umfasst ebenfalls zwei beispielsweise auch aus Blechmaterial geformte Deckscheibenelemente 108, 110. Ähnlich wie die Deckscheibenelemente 100, 102 des ersten Schwingungsdämpfers 54 umgreifen die Deckscheibenelemente 108, 110 die mit diesen zusammenwirkenden Dämpferfedern der Dämpferelementenanordnung 70 und stützen bzw. führen diese in axialer sowie auch in radialer Richtung.

Um die Primärseite 66 des zweiten Dämpfers 56, im Wesentlichen bereitgestellt durch nach radial außen greifende Armabschnitte des Zentralscheibenelements 106, zur Wechselwirkung mit den Dämpferfedern der Dämpferelementenanordnung 70 in den von den beiden Deckscheibenelementen 108, 110 umschlossenen Raumbereich einführen zu können, ist das Zentralscheibenelement 106 in seinem radial äußeren, im Wesentlichen auch Armabschnitte bereitstellen Abschnitt zunächst in axialer Richtung und dann wieder nach radial außen abgekröpft. In Zuordnung zu diesen Armabschnitten sind im Deckscheibenelement 108 axial offene Einführbereiche vorhanden, die ein axiales Ineinanderbewegen des Zentralscheibenelements 106 mit seinem radial äußeren Bereich und der beiden Deckscheibenelemente 108, 110 gestatten.

Die mit der Sekundärseite 68 des zweiten Schwingungsdämpfers 56 gekoppelte erste Koppelradanordnung 80 umfasst einen ringscheibenartig ausgebildeten und beispielsweise aus Blechmaterial aufgebauten Körperbereich 112. Dieser ist in seinem radial inneren Endbereich beispielsweise durch Vernietung oder Verschraubung oder Verschweißung mit einem Lagerungsansatz 114 verbunden, welcher über ein Lager 116, beispielsweise Gleitlager oder Wälzkörperlager, wie z. B. Nadellager, auf der als Abtriebsorgan 40 wirksamen Abtriebsnabe drehbar gelagert ist.

Die erste Koppelradanordnung 80 umfasst ferner einen Verzahnungsbereich 118, welcher beispielsweise durch Verschraubung, Vernietung oder Verschweißung mit dem Körperbereich 112 fest verbunden ist. Im Bereich dieser Verbindung oder durch separate Anbindungselemente sind an der Sekundärseite 68 des zweiten Schwingungsdämpfers 56, insbesondere dem abtriebsseitigen Deckscheibenelement 110 derselben, Ausbiegeflaschen 120 mit der ersten Koppelradanordnung 80 fest verbunden. Der Körperbereich 112 erstreckt sich über diesen Verbindungsbereich radial weiter

nach außen und ist dort mehrfach in axialer Richtung abgekröpft und beispielsweise mit einem oder mehreren zusätzlichen Masseteilen verbunden, um die Zusatzmasse 84 an der Sekundärseite 68 des Schwingungsdämpfers 56 und somit am Ausgang des Schwingungssystems 52 bereitzustellen.

Der Verzahnungsbereich 118, hier zum Bereitstellen eines Hohlrads mit einer Innenverzahnung ausgebildet, steht in Kämmeingriff mit den hier mit größerem Durchmesser ausgebildeten Verzahnungsbereichen der am Planetenradträger 76 getragenen Planetenräder 78. Da nur eine begrenzte Relativumfangsbewegung zwischen dem Planetenradträger 76 und der ersten Koppelradanordnung 80 auftreten wird, kann der Verzahnungsbereich 118 segmentartig ausgebildet sein, kann gleichermaßen aber auch als um die Drehachse A ringartig umlaufende Innenverzahnung ausgebildet sein.

Die zweite Koppelradanordnung 82 umfasst einen beispielsweise auch aus Blechmaterial aufgebauten Körperbereich 122. Dieser ist in seinem radial inneren Bereich beispielsweise durch Vernietung, Verschraubung oder Verschweißung mit der als Abtriebsorgan 40 wirksamen Abtriebsnabe fest verbunden und stellt im Wesentlichen auch den Ausgangsbereich 44 der Drehschwingungsdämpfungsanordnung 34 bereit. In seinem radial äußeren Bereich trägt der Körperbereich 122 einen ringartig oder segmentartig ausgebildeten Verzahnungsbereich 124, der im dargestellten Beispiel mit den Verzahnungsabschnitten mit kleinerem Durchmesser der Planetenräder 78 in Kämmeingriff steht.

Im Körperbereich 112 der ersten Koppelradanordnung 80 sind in Umfangsrichtung um die Drehachse A verteilt, in Umfangsrichtung und auch in radialer Richtung begrenzte Aussparungen 126 vorgesehen. Diese sind vorteilhafterweise in denjenigen Umfangsbereichen positioniert, in welchen auch die Planetenräder 78 vorgesehen bzw. am Planetenradträger 76 getragen sind. In diesen Umfangsbereichen weist der Körperbereich 122 der zweiten Koppelradanordnung 82 axiale Ausformungen 128 auf, die axial in die Aussparungen 126 eingreifen. Diese axialen Ausformungen können beispielsweise durch Ausbiegeglaschen aus einem ringscheibenartigen Bauteil erzeugt werden. Alternativ können diese axialen Ausformungen auch an bzw. durch den Verzahnungsbereich 124 tragende und nach radial außen greifende Armabschnitte des Körperbereichs 122 bereitgestellt werden. Auch diese können zum Bereitstellen von

ausreichend Bauraum für die Planetenräder 78 vorteilhafterweise in denjenigen Bereichen vorgesehen bzw. ausgeformt sein, in welchen die Planetenräder 78 positioniert sind.

Das Turbinenrad 22 ist mit seiner die Turbinenradschaufeln 24 tragenden Turbinenradschale 130 beispielsweise durch Verschweißung an den Körperbereich 112 der ersten Koppelradanordnung 80 angebunden und trägt somit zur Erhöhung der sekundärseitigen bzw. ausgangsseitigen Masse des Schwingungssystems 52 bei. Zusammen mit dem Körperbereich 112 der ersten Koppelradanordnung 80 ist das Turbinenrad 22 auf dem Abtriebsorgan 40 drehbar gelagert.

Bei diesem Aufbau einer hydrodynamischen Kopplungsanordnung 10 mit einer mit dem Prinzip der Leistungsverzweigung arbeitenden Drehschwingungsdämpfungsanordnung 34 sind verschiedene zum Erhalt eines kompakten Aufbaus einerseits und zum Sicherstellen einer hervorragenden Schwingungsdämpfungscharakteristik andererseits vorteilhafte Aspekte realisiert. Zum einen ist erkennbar, dass die beiden Schwingungsdämpfer 54, 56 radial gestaffelt liegen und sich zumindest bereichsweise axial überlappen. Deutlich zu erkennen ist dabei, dass die Dämpferelementenanordnung 62 des ersten Schwingungsdämpfers 54 im Wesentlichen radial innerhalb des Verzahnungsbereichs 118 der ersten Koppelradanordnung 80 positioniert ist. Durch diesen radial weiter innen liegenden positionierten ersten Schwingungsdämpfer 54 wird das Drehmoment, welches über die hydrodynamische Kopplungsanordnung 10 zu übertragen ist, aufgenommen und dann weiter nach radial außen zum zweiten Drehschwingungsdämpfer 56 abgegeben. Dieser wiederum leitet in einem radial außen liegenden Bereich das Drehmoment in die erste Koppelradanordnung 80 ein, was insbesondere daher vorteilhaft ist, da diese als Hohlrad ausgebildet ist und somit ein vergleichsweise kurzer, durch die Ausbiegelaschen 120 gleichwohl jedoch stabil bereitgestellter Anbindungsweg erhalten ist. Die drehmomentübertragenden Baugruppen insbesondere im das Schwingungssystem 52 umfassenden ersten Drehmomentübertragungsweg 46 weisen somit jeweils kurze Kraftflüsse bzw. Hebellängen auf, was zu einem stabilen Aufbau führt und gleichzeitig auch eine steife Lagerung des Getriebes ermöglicht.

Weiter ist zu erkennen, dass das zwischen den beiden Schwingungsdämpfern

54 und 56 drehmomentübertragende Bauteil, nämlich das Zentralscheibenelement 106, ein vergleichsweise einfach aufgebautes Bauteil mit geringem Massenträgheitsmoment ist, was das Schwingungsverhalten vorteilhaft beeinflusst. Demgegenüber könnten alle an die Sekundärseite des zweiten Schwingungsdämpfers 56 angebundenen bzw. diese bereitstellenden Bauteile zur Erhöhung des ausgangsseitigen Massenträgheitsmoments genutzt werden.

Ein weiterer substantieller Vorteil in der Ausgestaltung des Schwingungssystems 52 mit den beiden Schwingungsdämpfern 54 und 56 liegt darin, dass für den Fall, dass fliehkraftbedingt die Dämpferelementenanordnung 70 des zweiten Schwingungsdämpfers 56 blockiert und eine Elastizität in diesem Bereich nicht mehr bereitgestellt ist, weiterhin die nur geringeren Fliehkräften unterliegende Dämpferelementenanordnung 62 des weiter radial innen positionierten ersten Schwingungsdämpfers 54 elastisch wirksam sein kann und somit die Funktionalität der Phasenschiebung erfüllen kann.

Resultierend aus der vorteilhaften Kraft- bzw. Drehmomentenübertragung über den radial innen positionierten ersten Schwingungsdämpfers 54 und den radial weiter außen positionierten zweiten Schwingungsdämpfer 56 ergibt sich in Verbindung mit der Ausgestaltung der Koppelradanordnungen 80, 82 als Hohlräder der Vorteil, dass ein vergleichsweise kurzer Verbindungsweg zwischen der Sekundärseite 68 des zweiten Schwingungsdämpfers 56 und der ersten Koppelradanordnung 80 besteht. Somit ist es möglich, in einfacher Weise durch Bereitstellen der Ausbiegelaschen 120 am Deckscheibenelement 110 in gleichwohl jedoch stabiler Art und Weise eine Anbindung zwischen diesen Baugruppen herzustellen. Die Ausbiegelaschen können aus dem allgemein aus Blechmaterial aufgebauten Deckscheibenelement 110 durch Freischneiden bzw. Stanzen und Herausbiegen bereitgestellt werden und können mit der ersten Koppelradanordnung 80 durch Verschraubung, Vernietung, Verschweißung oder in sonstiger Weise fest verbunden werden.

Weiterhin ist die Sekundärseite 68 mit den beiden Deckscheibenelementen 108, 110 so gebildet, dass sie die Dämpferfedern der Dämpferelementenanordnung 70 insbesondere nach radial außen hin und in axialer Richtung abstützen bzw. führt, so dass für diese vergleichsweise starken Fliehkräften unterworfenen Dämpferfedern eine definierte Positionierung vorgegeben werden kann. Selbstverständlich stellen die Deck-

scheibenelemente 108, 110, ebenso wie die Deckscheibenelemente 100, 102 auch Umfangsabstützbereiche zur Drehmomentübertragungswechselwirkung mit den Dämpferelementenanordnungen 62, 70 der beiden Schwingungsdämpfer 56 bzw. 54 bereit.

Weiter ist insbesondere das Deckscheibenelement 108 so geformt bzw. ausgeschnitten, dass die nach radial außen greifenden Armabschnitte des Zentralscheibenelements 106, welche im Wesentlichen die Primärseite 66 des zweiten Schwingungsdämpfers 56 bereitstellen, durch axiales Heranbewegen und ggf. dann folgende Relativdrehbewegung in die zur Drehmomentübertragungswechselwirkung mit den Dämpferfedern der Dämpferelementenanordnung 70 erforderliche Positionierung gebracht werden können. Diese im Deckscheibenelement 108 bereitgestellten Aussparungen und Öffnungen können des Weiteren so geformt sein, dass sie durch Anschlagwechselwirkung mit dem Zentralscheibenelement 106 auch die Drehwinkelbegrenzung für den zweiten Schwingungsdämpfer 56 bereitstellen.

Ein weiterer wesentlicher Vorteil bei dieser hydrodynamischen Kopplungsanordnung 10 liegt in der Ausgestaltung bzw. auch der Relativpositionierung der beiden Koppelradanordnungen 80, 82. Insbesondere die Umfassung der zweiten Koppelradanordnung 82 durch die erste Koppelradanordnung 80 führt zu einer axial sehr kompakten Bauweise, bei welcher gleichwohl die Möglichkeit geschaffen ist, dass die beiden Verzahnungsbereiche 118, 124 definiert mit den Planetenrädern 78 zusammenwirken können. Dabei übergreift die erste Koppelradanordnung 80 teilweise mit ihrem Körperbereich 112 und teilweise mit dem Verzahnungsbereich 118 die zweite Koppelradanordnung 82 radial außen in axialer Richtung, wobei diese beiden Bauteile der ersten Koppelradanordnung 80 radial außerhalb der zweiten Koppelradanordnung 82 dann miteinander fest verbunden sind. Es ergibt sich somit eine derartige Positionierung, dass der Verzahnungsbereich 118 der ersten Koppelradanordnung 80 sich mit der zweiten Koppelradanordnung 82 an einer axialen Seite, nämlich der dem Antriebsaggregat zugeordneten axialen Seite, radial überlappt, während der Körperbereich 112 der ersten Koppelradanordnung 80 sich mit der zweiten Koppelradanordnung 82 an der anderen axialen Seite, nämlich der einem Getriebe zugewandten axialen Seite, radial überlappt bzw. die zweite Koppelradanordnung 82 nach radial innen hin im Wesentlichen vollständig übergreift. Dabei taucht die zweite Koppelradanordnung 82 mit ihrem Körperbe-

reich 122 axial in die Aussparungen 126 des Körperbereichs 112 ein, was eine kompakte axiale Bauweise unterstützt.

Die Aufteilung der Drehmomentenanteile auf die beiden Drehmomentübertragungswege zwischen dem Eingangsbereich 38 und dem Ausgangsbereich 44 wird im Wesentlichen bestimmt durch das Verhältnis der Übersetzung zwischen den Planetenrädern 78 und der ersten Koppelradanordnung 80 einerseits sowie der zweiten Koppelradanordnung 82 andererseits. Insbesondere bei Übersetzungsverhältnissen von größer als 1,1 ist es erforderlich bzw. vorteilhaft, die Planetenräder 78 gestuft mit zwei Verzahnungsbereichen mit unterschiedlichem Durchmesser bereitzustellen. Bei kleineren Übersetzungsverhältnissen kann dies auch unter Ausnutzung von Profilverschiebungen erreicht werden. Insbesondere dann, wenn die Planetenräder 78 so gestaltet sind, dass auch die erste Koppelradanordnung 80 vergleichsweise weit nach radial innen greifen muss, sich also zwangsweise mit der zweiten Koppelradanordnung 82 radial überlappen muss, um den Kämmeingriff des Verzahnungsbereich 118 mit den Planetenrädern 78 zu gewährleisten, ist die geteilte Ausgestaltung der zweiten Koppelradanordnung 80 besonders vorteilhaft.

Ein weiterer vorteilhafter Aspekt liegt darin, dass durch die Ausgestaltung der ersten Koppelradanordnung 80 mit dem radial außen liegenden und eine Zusatzmasse 84 bereitstellenden Bereich das Massenträgheitsmoment am Ausgang des Schwingungssystems 52 an einem sehr großen Bereich variiert und somit an die erforderlichen Schwingungscharakteristiken angepasst werden kann. Hierzu kann, wie in Fig. 2 auch dargestellt, beispielsweise der Körperbereich 112 mehrfach umgefaltet sein, um radial außen eine vergleichsweise große Masse bereitzustellen. Alternativ oder zusätzlich können in diesen Bereich an der zweiten Koppelradanordnung 80 auch ein oder mehrere zusätzliche Masseteile vorgesehen sein. Einen zusätzlichen Beitrag zur ausgangseitigen Masse des Schwingungssystems 52 liefert auch das Turbinenrad 22, das mit der Sekundärseite 68 des zweiten Schwingungsdämpfer 56 über die erste Koppelradanordnung 80 fest verbunden ist, gleichzeitig über die erste Koppelradanordnung 80 aber auch auf dem Abtriebsorgan 40 definiert und drehbar gelagert ist.

Um im Ausgangsbereich 44 möglicherweise noch vorhandene Drehmoment-schwankungen weiter eliminieren zu können, ist es möglich, mit dem Ausgangsbereich

ein oder mehrere weitere Schwingungsdämpfungssysteme, wie z. B. einen Festfrequenzdämpfer oder einen drehzahladaptiven Tilger, vorzusehen. Dieser könnte beispielsweise im radial äußeren Bereich zwischen dem Turbinenrad 22 und der ersten Koppelradanordnung 80 positioniert sein. Die Anbindung an den Ausgangsbereich kann in demjenigen Bereich des Körperbereichs 122 der zweiten Koppelradanordnung 82 erfolgen, in welchem diese sich axial in die Aussparungen 126 des Körperbereichs 112 der ersten Koppelradanordnung 80 hinein erstreckt und somit zum Zugriff von der dem Turbinenrad 22 zugewandt liegenden Seite frei liegt.

Eine alternative Ausgestaltungsform der hydrodynamischen Kopplungsanordnung 10 ist in Fig. 3 dargestellt. Diese entspricht in ihrem prinzipiellen Aufbau dem vorangehend beschriebenen Aufbau, so dass im Wesentlichen auf die voranstehenden Ausführungen verwiesen werden kann. Im Folgenden wird primär auf die zur Ausgestaltungsform gemäß Fig. 2 vorhandenen baulichen Unterschiede eingegangen.

Man erkennt, dass der Planetenradträger 76 in seinem radial inneren Bereich als integralen Bestandteil desselben den Lagerungsansatz 104 bereitstellt, welcher über das Lager 132, beispielsweise Gleitlager oder Wälzkörperlager, wie z. B. Nadellager, auf dem Abtriebsorgan 40 drehbar gelagert ist. Mit dem Planetenradträger 76 sind in ihrem radial inneren Bereich die Deckscheibenelemente 100, 102 des ersten Schwingungsdämpfers 56 durch Vernietung oder dergleichen fest verbunden.

In entsprechender Weise ist auch am Körperbereich 112 der ersten Koppelradanordnung 80 radial innen als integraler Bestandteil der Lagerungsansatz 114 vorgesehen. Dieser ist über das Lager 116 auf dem Abtriebsorgan 40 drehbar gelagert. Die Turbinenradschale 130 ist in ihrem radial inneren Bereich mit dem Körperbereich 112 radial innerhalb der darin vorgesehenen Aussparungen 126 beispielsweise durch Vernietung fest verbunden. In seinem über die Anbindung des Verzahnungsbereichs 118 nach radial außen weiter geführten Bereich stellt der Körperbereich 112 der ersten Koppelradanordnung 80 als weiteren integralen Bestandteil desselben das die Dämpferelementenanordnung 70 des zweiten Schwingungsdämpfers 56 nach radial außen stützende bzw. führende Deckscheibenelement 110 bereit. Die Abstützung der Dämpferelemente der Dämpferelementenanordnung 70 kann über eine oder mehrere an diesem Deckscheibenelement 110 vorgesehene Gleitlagerungseinlagen 134 erfol-

gen, welche zu einer Reibungsminderung beitragen.

Die Umfangsabstützung der Dämpferelemente der Dämpferelementenanordnung 70 kann über ein bzw. mehrere U-förmig gestaltete Abstützelemente 136 erfolgen, das bzw. die zusammen mit der Zusatzmasse 84 durch Vernietung am Körperbereich 112 festgelegt ist/sind. Das Zentralscheibenelement 106, welches in seinem radial äußeren Bereich die Primärseite 66 des zweiten Schwingungsdämpfers 56 bereitstellt, ist zur Wechselwirkung mit den Dämpferelementen der Dämpferelementenanordnung 70 axial in Richtung auf das Turbinenrad 22 zu abgebogen und greift mit seinen Armabschnitten radial zwischen die beiden U-Schenkel des Abstützelements 136 ein und kann somit die Abstützfunktionalität für die Dämpferelemente der Dämpferelementenanordnung 70 erfüllen. Das Zusammenfügen der beiden Schwingungsdämpfer 54, 56 kann hier durch axiales Aufeinanderzubewegen bzw. Ineinandereinschieben erfolgen.

Eine weitere Ausgestaltungsform der hydrodynamischen Kopplungsanordnung 10 ist in Fig. 4 gezeigt. Diese entspricht im Wesentlichen Bereichen den vorangehend beschriebenen Ausgestaltungsvarianten, insbesondere hinsichtlich des Aufbaus der beiden Schwingungsdämpfer 54 und 56 der in Fig. 3 dargestellten Ausgestaltungsform.

Ein Unterschied besteht in der Ausgestaltung des Körperbereichs 112 der zweiten Koppelradanordnung 80. Dieser ist bezüglich des Deckscheibenelements 110 der Sekundärseite 68 des zweiten Schwingungsdämpfers 56 wieder als separates Bauteil ausgebildet und mit diesem sowie auch dem Verzahnungsbereich 118 beispielsweise durch Vernietung verbunden. Die Zusatzmasse 84 ist zusammen mit dem Abstützelement 136 beispielsweise durch Vernietung am Deckscheibenelement 110 und somit der Sekundärseite 68 des Schwingungsdämpfers 56 festgelegt.

Ausgehend von seinem Anbindungsbereich an den Verzahnungsbereich 118 erstreckt sich der Körperbereich 112, die zweite Koppelradanordnung 82 axial übergreifend, in Richtung auf das Turbinenrad 22 zu und ist mit diesem beispielsweise im radialen Bereich der Turbinenradschaufeln 24 durch Verschweißung fest verbunden. Die Turbinenradschale 130 erstreckt sich nach radial innen und stellt mit ihrem radial inneren Bereich den über das Lager 116 auf dem Abtriebsorgan 40 drehbar gelagerten Lagerungsansatz 114 als integralen Bestandteil bereit. Somit bildet das Turbinenrad 130

mit seiner nach radial innen geführten Turbinenradschale 130 auch einen Teil der ersten Koppelradanordnung 80 bzw. stellt im Wesentlichen auch den Lagerungsansatz 114 für die erste Koppelradanordnung 80 bereit.

Um eine axial noch kürzer bauende Ausgestaltung zu erhalten, könnten hier beispielsweise in dem radial innerhalb der Turbinenradschaufeln 24 liegenden Bereich der Turbinenradschale 130 die vorangehend mit Bezug auf den Körperbereich 112 beschriebenen Aussparungen 126 vorgesehen sein, in welche entsprechende axiale Ausformungen des Körperbereichs 122 der zweiten Koppelradanordnung 82 eingreifen können.

Es sei abschließend darauf hingewiesen, dass selbstverständlich bei den verschiedenen vorangehend beschriebenen Ausgestaltungsformen die für die vorliegende Erfindung besonders vorteilhaften Aspekte in der Ausgestaltung der Schwingungsdämpfer bzw. des Schwingungssystems einerseits und der Ausgestaltung der Koppelungsanordnung mit ihren Koppelradanordnungen andererseits beliebig miteinander kombiniert werden können.

Bezugszeichen

10	Kopplungsanordnung
12	Gehäuseanordnung
14	Antriebswelle
16	Antriebsaggregat
18	Pumpenrad
20	Pumpenradschaufeln
22	Turbinenrad
24	Turbinenradschaufeln
26	Leitrad
28	Leitradschaufeln
30	Freilaufanordnung
32	Stützhohlwelle
34	Drehschwingungsdämpfungsanordnung
36	Überbrückungskupplung
38	Eingangsbereich
40	Abtriebsorgan
42	Abtriebswelle
44	Ausgangsbereich
46	erster Drehmomentübertragungsweg
48	zweiter Drehmomentübertragungsweg
50	Phasenschieberanordnung
52	Schwingungssystem
54	Schwingungsdämpfer
56	zweiter Schwingungsdämpfer
58	Primärseite
60	Sekundärseite
62	Dämpferelementenanordnung
64	Reibeinrichtung
66	Primärseite
68	Sekundärseite
70	Dämpferelementenanordnung
72	Reibeinrichtung

- 74 Kopplungsanordnung
- 76 Planetenradträger
- 78 Planetenräder
- 80 Koppelradanordnung
- 82 zweite Koppelradanordnung
- 84 Zusatzmasse
- 86 Schwingungsdämpfungssystem
- 90 antriebsseitige Gehäuseschale
- 92 abtriebsseitige Gehäuseschale
- 94 ringartiges Gehäuseteil
- 96 Reibelemententräger
- 98 Kupplungskolben
- 100 Deckscheibenelement
- 102 Deckscheibenelement
- 104 Lagerungsansatz
- 106 Zentralscheibenelement
- 108 Deckscheibenelement
- 110 Deckscheibenelement
- 112 Körperbereich
- 114 Lagerungsansatz
- 116 Lager
- 118 Verzahnungsbereich
- 120 Ausbiegelasche
- 122 Körperbereich
- 124 Verzahnungsbereich
- 126 Aussparung
- 128 axiale Ausformung
- 130 Turbinenradschale
- 132 Lager
- 134 Gleitlagerungseinlagen
- 136 Abstützelement

Patentansprüche

1. Hydrodynamische Kopplungsanordnung, insbesondere Drehmomentwandler, umfassend eine mit Fluid gefüllte oder füllbare Gehäuseanordnung (12), ein mit der Gehäuseanordnung (12) um eine Drehachse (A) drehbares Pumpenrad (18), ein in der Gehäuseanordnung (12) angeordnetes und mit einem Abtriebsorgan (40) um die Drehachse (A) drehbares Turbinenrad (22), eine Überbrückungskupplung (36) zur Herstellung einer Drehmomentübertragungsverbindung zwischen der Gehäuseanordnung (12) und dem Abtriebsorgan (40), eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung (34) mit einem Eingangsbereich (38) und einem Ausgangsbereich (44), wobei zwischen dem Eingangsbereich (38) und dem Ausgangsbereich (44) ein erster Drehmomentübertragungsweg (46) und parallel dazu ein zweiter Drehmomentübertragungsweg (48) sowie eine Kopplungsanordnung (74) zur Überlagerung der über die Drehmomentübertragungswege (46, 48) geleiteten Drehmomente vorgesehen sind, wobei die Drehschwingungsdämpfungsanordnung (34) ferner wenigstens in einem, vorzugsweise im ersten Drehmomentübertragungsweg (46) eine Phasenschieberanordnung (50) umfasst zur Erzeugung einer Phasenverschiebung von über diesen Drehmomentübertragungsweg (46) geleiteten Drehungleichförmigkeiten bezüglich über den anderen, vorzugsweise den zweiten Drehmomentübertragungsweg (48) geleiteten Drehungleichförmigkeiten, wobei die Kopplungsanordnung (74) eine Planetengetriebeanordnung mit einem an den zweiten Drehmomentübertragungsweg (48) angebundenen Planetenradträger (76) mit einer Mehrzahl von daran drehbar getragenen Planetenrädern (78) sowie mit einer an den ersten Drehmomentübertragungsweg (46) angebundenen ersten Koppelradanordnung (80) in Kämmeingriff mit den Planetenrädern (78) und mit einer an den Ausgangsbereich (44) angebundenen zweiten Koppelradanordnung (82) in Kämmeingriff mit den Planetenrädern (78) umfasst, wobei die Phasenschieberanordnung (50) ein Schwingungssystem (52) mit einem Schwingungsdämpfer (54, 56) mit einer Primärseite (58, 66) und einer gegen die Wirkung einer Dämpferelementenanordnung (62, 70) bezüglich dieser drehbaren Sekundärseite (60, 68) umfasst, dadurch gekennzeichnet, dass das Schwingungssystem (52) Schwingungsdämpfer (54, 56) umfasst, die zueinander seriell oder/und parallel angeordnet sind, wobei bei einer seriellen Anordnung die Primärseite (58) eines ersten Schwingungsdämpfers (54) mit der Gehäuseanordnung (12) gekoppelt oder koppelbar ist und die Sekundärseite (68) eines zweiten Schwingungsdämpfers (56) mit der Planetengetriebeanordnung, vorzugsweise der ers-

ten Koppelradanordnung (80) gekoppelt ist, und wobei der erste Schwingungsdämpfer (54) radial innerhalb des zweiten Schwingungsdämpfers (56) angeordnet ist.

2. Hydrodynamische Kopplungsanordnung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass bei einer seriellen Anordnung der Schwingungsdämpfer die Primärseite (58) des ersten Schwingungsdämpfers (54) und die Sekundärseite (68) des zweiten Schwingungsdämpfers (56) sich wenigstens bereichsweise axial überlappen.

3. Hydrodynamische Kopplungsanordnung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass wenigstens die Dämpferelementenanordnung (62) des ersten Schwingungsdämpfers (54) im Wesentlichen radial innerhalb eines Verzahnungsbereichs (118) der ersten Koppelradanordnung (80) angeordnet ist.

4. Hydrodynamische Kopplungsanordnung nach einem der vorhergehenden Ansprüche oder dem Oberbegriff des Anspruchs 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Sekundärseite (68) eines, vorzugsweise des zweiten Schwingungsdämpfers (56) wenigstens eine, vorzugsweise eine Mehrzahl von mit der Planetengetriebeanordnung, vorzugsweise der ersten Koppelradanordnung (80) verbundenen Ausbiegelaschen (120) umfasst.

5. Hydrodynamische Kopplungsanordnung nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass die Sekundärseite (68) des einen Schwingungsdämpfers (56) wenigstens ein dessen Dämpferelementenanordnung (70) axial oder/und radial stützendes Führungselement (108, 110) aufweist und dass wenigstens eine Ausbiegelasche (120) an einem Führungselement (110) des einen Schwingungsdämpfers (56) vorgesehen ist.

6. Hydrodynamische Kopplungsanordnung nach Anspruch 4 oder 5, dadurch gekennzeichnet, dass die wenigstens eine Ausbiegelasche (120) eine axial oder/und radial in Richtung auf die erste Koppelradanordnung (80) zu sich erstreckende Ausbiegelasche (120) umfasst.

7. Hydrodynamische Kopplungsanordnung, insbesondere Drehmomentwandler, umfassend eine mit Fluid gefüllte oder füllbare Gehäuseanordnung, ein mit der Gehäus-

seanordnung (12) um eine Drehachse (A) drehbares Pumpenrad (18), ein in der Gehäuseanordnung (12) angeordnetes und mit einem Abtriebsorgan (40) um die Drehachse (A) drehbares Turbinenrad (22), eine Überbrückungskupplung (36) zur Herstellung einer Drehmomentübertragungsverbindung zwischen der Gehäuseanordnung (12) und dem Abtriebsorgan (40), eine Drehschwingungsdämpfungsanordnung (34) mit einem Eingangsbereich (38) und einem Ausgangsbereich (44), wobei zwischen dem Eingangsbereich (38) und dem Ausgangsbereich (44) ein erster Drehmomentübertragungsweg (46) und parallel dazu ein zweiter Drehmomentübertragungsweg (48) sowie eine Kopplungsanordnung (74) zur Überlagerung der über die Drehmomentübertragungswege (46, 48) geleiteten Drehmomente vorgesehen sind, wobei die Drehschwingungsdämpfungsanordnung (34) ferner wenigstens in einem, vorzugsweise im ersten Drehmomentübertragungsweg (46) eine Phasenschieberanordnung (50) umfasst zur Erzeugung einer Phasenverschiebung von über diesem Drehmomentübertragungsweg (46) geleiteten Drehungleichförmigkeiten bezüglich über den anderen Drehmomentübertragungsweg (48) geleiteten Drehungleichförmigkeiten, wobei die Kopplungsanordnung (74) eine Planetengetriebeanordnung mit einem an den zweiten Drehmomentübertragungsweg (48) angebundenen Planetenradträger (76) mit einer Mehrzahl von daran drehbar getragenen Planetenrädern (48) sowie mit einer an den ersten Drehmomentübertragungsweg (46) angebundenen ersten Koppelradanordnung (80) in Kämmeingriff mit den Planetenrädern (76) und mit einer an den Ausgangsbereich (44) angebundenen zweiten Koppelradanordnung (82) in Kämmeingriff mit den Planetenrädern umfasst, vorzugsweise nach einem der vorhergehenden Ansprüche oder dem Oberbegriff des Anspruchs 1, dadurch gekennzeichnet, dass die erste Koppelradanordnung (80) und die zweite Koppelradanordnung (82) jeweils ein Hohlrad mit einem Verzahnungsbereich (118, 124) und einem den Verzahnungsbereich (118, 124) tragenden Körperbereich (112, 122) umfassen, wobei der Körperbereich (112) von einer der Koppelradanordnungen (80) wenigstens eine in Umfangsrichtung begrenzte Aussparung (126) aufweist und der Körperbereich (122) der anderen Koppelradanordnung (82) axial in die wenigstens eine Aussparung (126) eingreift.

8. Hydrodynamische Kopplungsanordnung nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, dass der Körperbereich (122) der zweiten Koppelradanordnung (82) vorzugsweise in Zuordnung zu wenigstens einem Planetenrad (78), vorzugsweise jedem Plane-

tenrad (78), eine in eine Aussparung (126) des Körperbereichs (112) der ersten Koppelradanordnung (80) eingreifende axiale Ausformung aufweist.

9. Hydrodynamische Kopplungsanordnung nach einem der Ansprüche 7 oder 8 oder dem Oberbegriff des Anspruchs 7, dadurch gekennzeichnet, dass die erste Koppelradanordnung (80) und die zweite Koppelradanordnung (82) jeweils ein Hohlrad mit einem Verzahnungsbereich (118, 124) und einem den Verzahnungsbereich (118, 124) tragenden Körperbereich (112, 122) umfassen, wobei der Körperbereich (112) oder/und der Verzahnungsbereich (118) der ersten Koppelradanordnung (80) die zweite Koppelradanordnung (82) radial außen axial wenigstens teilweise übergreift und der Verzahnungsbereich (118) der ersten Koppelradanordnung (80) sich mit der zweiten Koppelradanordnung (82) radial überlappt.

10. Hydrodynamische Kopplungsanordnung nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, dass der Verzahnungsbereich (118) der ersten Koppelradanordnung (80) sich an einer ersten axialen Seite der zweiten Koppelradanordnung (82) damit radial überlappt und dass der Körperbereich (112) der ersten Koppelradanordnung (80) sich an einer zweiten axialen Seite der zweiten Koppelradanordnung (82) damit radial überlappt.

11. Hydrodynamische Kopplungsanordnung nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, dass der Körperbereich (112) der ersten Koppelradanordnung (80) die zweite Koppelradanordnung (82) radial im Wesentlichen vollständig übergreift.

12. Hydrodynamische Kopplungsanordnung nach einem der Ansprüche 9 bis 11, dadurch gekennzeichnet, dass der Verzahnungsbereich (118) der ersten Koppelradanordnung (80) von dem Körperbereich (112) der ersten Koppelradanordnung (80) getrennt ausgebildet und damit radial außerhalb der zweiten Koppelradanordnung (82), vorzugsweise durch Verschraubung, Vernietung oder/und Verschweißung, verbunden ist.

13. Hydrodynamische Kopplungsanordnung nach einem der Ansprüche 7 bis 12 oder dem Oberbegriff des Anspruchs 7, dadurch gekennzeichnet, dass die erste Koppelradanordnung (80) bezüglich des Abtriebsorgans (40) drehbar gelagert ist.

14. Hydrodynamische Kopplungsanordnung nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, dass ein Körperbereich (112) der ersten Koppelradanordnung (80) einen bezüglich des Abtriebsorgans (40) gelagerten Lagerungsansatz (114) aufweist oder damit fest verbunden ist.

15. Hydrodynamische Kopplungsanordnung nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, dass der Lagerungsansatz (114) am Turbinenrad (22) vorgesehen ist.

16. Hydrodynamische Kopplungsanordnung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Eingangsbereich (38) vermittle einer Überbrückungskupplung (36) mit der Gehäuseanordnung (12) koppelbar ist.

17. Hydrodynamische Kopplungsanordnung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass am Ausgangsbereich (44) ein drehzahl-adaptiver Tilger oder/und ein Festfrequenzdämpfer vorgesehen ist.

18. Hydrodynamische Kopplungsanordnung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die erste Koppelradanordnung (80) und die zweite Koppelradanordnung (82) jeweils ein Hohlrad umfassen.

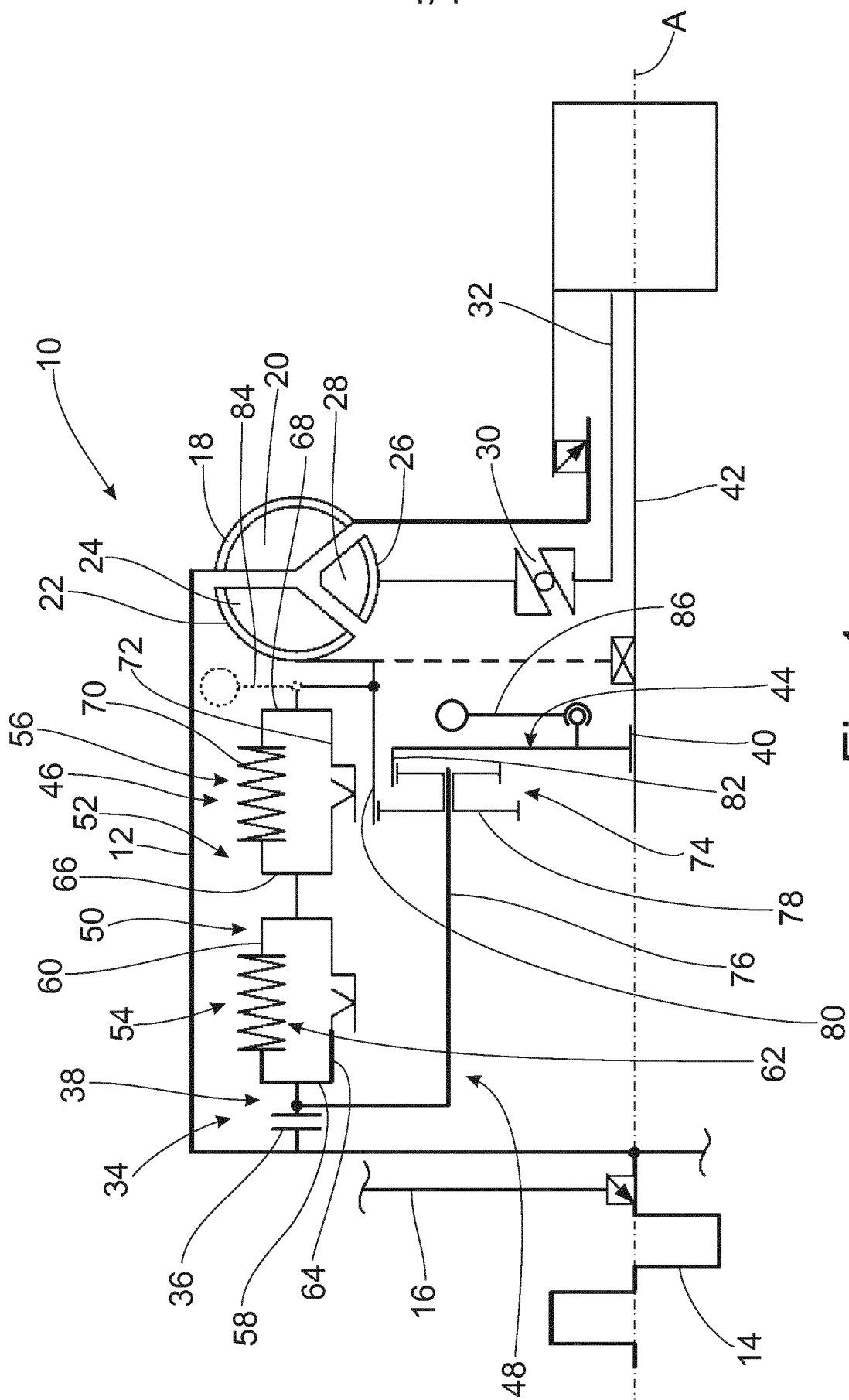


Fig. 1

2/4

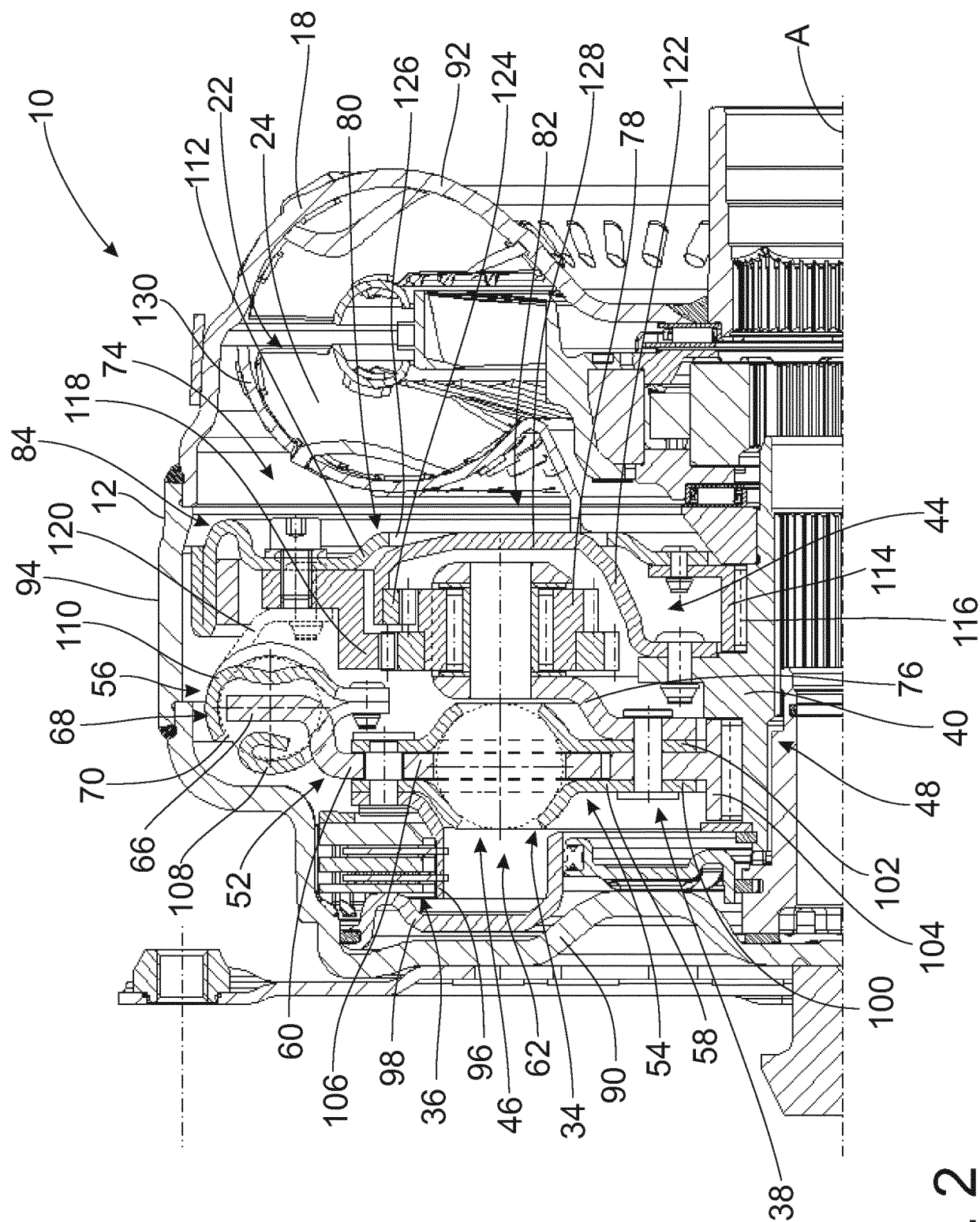


Fig. 2

3/4

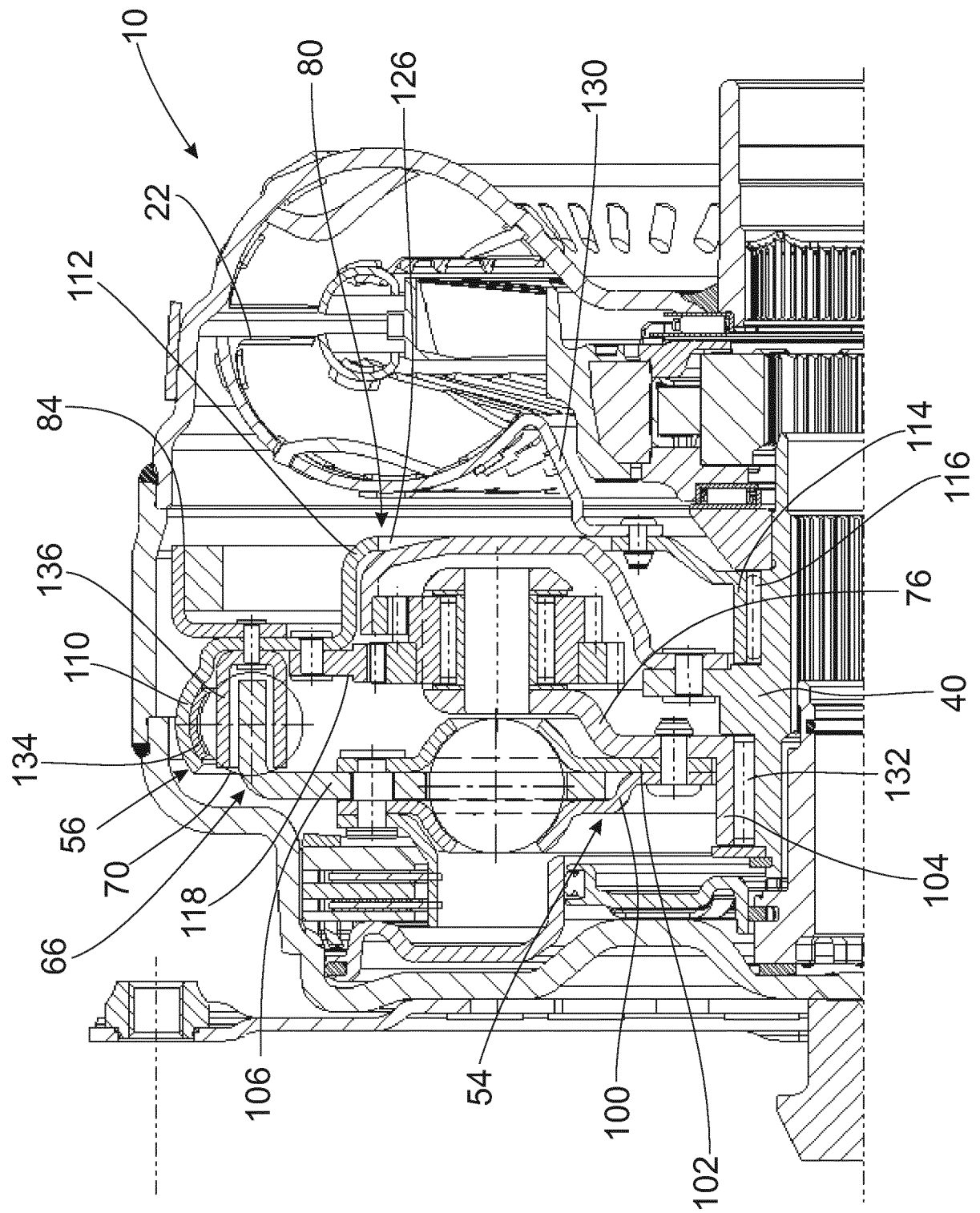


Fig. 3

4/4

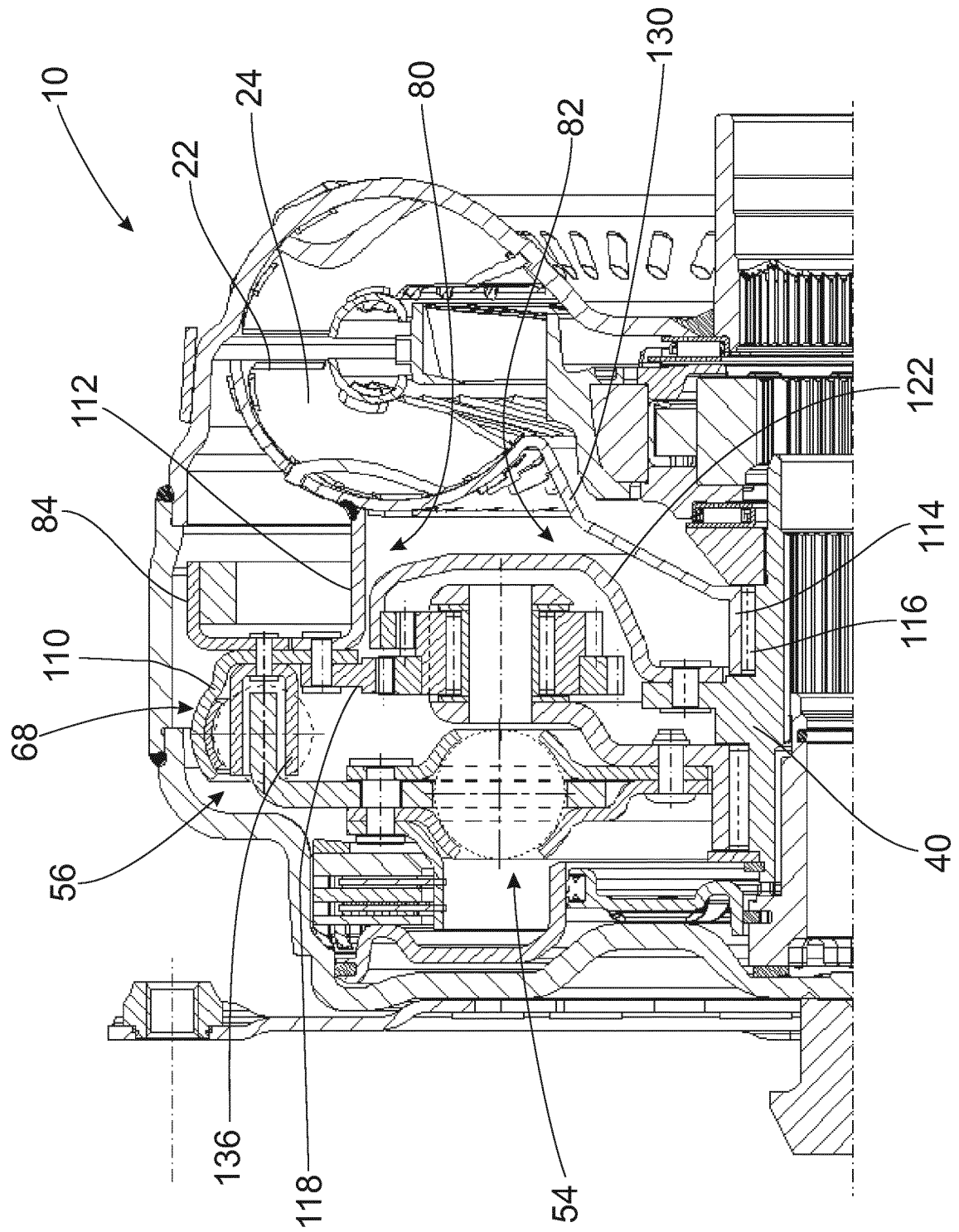


Fig. 4