



(10) **DE 101 17 746 B4** 2017.06.29

(12)

Patentschrift

(21) Aktenzeichen: **101 17 746.1**

(22) Anmeldetag: **09.04.2001**

(43) Offenlegungstag: **22.11.2001**

(45) Veröffentlichungstag
der Patenterteilung: **29.06.2017**

(51) Int Cl.: **F16H 45/02 (2006.01)**

Innerhalb von neun Monaten nach Veröffentlichung der Patenterteilung kann nach § 59 Patentgesetz gegen das Patent Einspruch erhoben werden. Der Einspruch ist schriftlich zu erklären und zu begründen. Innerhalb der Einspruchsfrist ist eine Einspruchsgebühr in Höhe von 200 Euro zu entrichten (§ 6 Patentkostengesetz in Verbindung mit der Anlage zu § 2 Abs. 1 Patentkostengesetz).

(66) Innere Priorität:
100 20 907.6 **28.04.2000**

(73) Patentinhaber:
**Schaeffler Technologies AG & Co. KG, 91074
Herzogenaurach, DE**

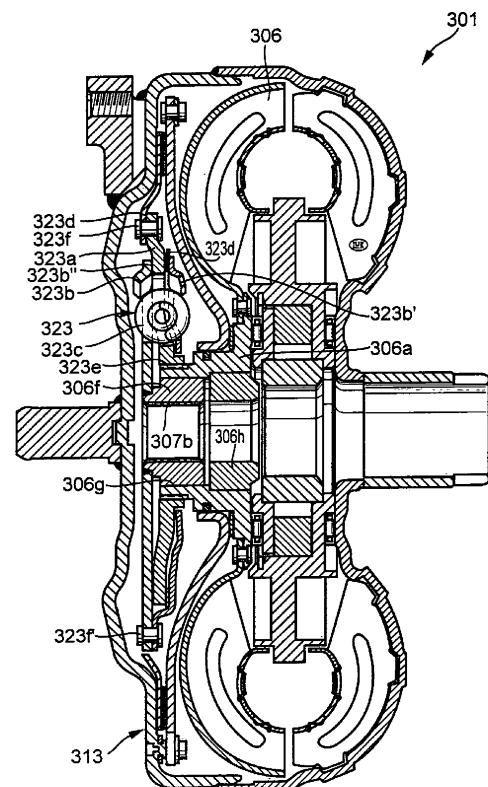
(72) Erfinder:
**Back, Gunnar, 77815 Bühl, DE; Granderath, Paul,
88074 Meckenbeuren, DE; Friedmann, Hubert,
77815 Bühl, DE; Heller, Jean-Francois, Illkirch-**

**Graffenstaden, FR; Maienschein, Stephan, 76534
Baden-Baden, DE; Müller, Bruno, 77815 Bühl, DE;
Meisner, Marc, 77815 Bühl, DE; Reik, Wolfgang,
Dr., 77815 Bühl, DE**

(56) Ermittelter Stand der Technik:
siehe Folgeseiten

(54) Bezeichnung: **Drehmomentübertragungseinrichtung**

(57) Hauptanspruch: Hydrodynamischer Drehmomentwandler, aufweisend ein in einem Gehäuse aufgenommenes, von einer Antriebseinheit angetriebenes Pumpenrad, ein Turbinenrad, gegebenenfalls ein Leitrad und eine mittels zumindest eines einen Reibengriff im Kraftweg zwischen einem Antriebsteil und einem Ausgangsteil des Drehmomentwandlers bildenden Reibengriffsmittels mit oder ohne Schlupf betreibbaren Wandlerüberbrückungskupplung sowie zumindest einen zumindest einstufigen, im Kraftfluss zwischen dem Turbinenrad und einem abtriebsseitigen Teil des Drehmomentwandlers angeordneten Torsionsschwingungsdämpfer, wobei beidseits des Reibengriffsmittels bei geschlossener oder schlupfender Wandlerüberbrückungskupplung jeweils eine mit einem Druckmedium zum Betreiben des Drehmomentwandlers beziehungsweise zum Betätigen der Wandlerüberbrückungskupplung befüllbare erste und zweite Kammer gebildet wird, wobei der Kolben axial verlagerbar und drehfest mit dem Gehäuse verbunden ist und verdrehbar auf einem Ausgangsteil des Wandlers, beispielsweise einer Nabe, angeordnet und abgedichtet ist, wobei der Kolben radial außen mittels von über den Umfang verteilter, an einem Ende mit dem Kolben und am anderen Ende mit dem Gehäuse verbundener, axial elastischer Blattfedern am Gehäuse befestigt und zentriert ist.



(19)



Deutsches
Patent- und Markenamt

(10) **DE 101 17 746 B4** 2017.06.29

(56) Ermittelter Stand der Technik:

DE	100 82 502	B3
DE	36 14 158	A1
DE	37 16 190	A1
DE	195 08 855	A1
DE	196 26 685	A1
DE	197 22 151	A1
DE	198 43 005	A1
US	2 793 726	A
US	5 655 368	A
US	3 184 019	A
EP	0 002 024	A1

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft einen hydrodynamischen Drehmomentwandler mit einem in einem Gehäuse aufgenommenen, von einer Antriebseinheit angetriebenen Pumpenrad, einem Turbinenrad, gegebenenfalls einem Leitrad, einer mittels zumindest eines einen Reibeingriff im Kraftweg zwischen einem Antriebsteil und einem Ausgangsteil des Drehmomentwandlers bildenden Reibeingriffsmittels mit oder ohne Schlupf betreibbaren Wandlerüberbrückungskupplung und gegebenenfalls mit zumindest einem zumindest einstufigen, im Kraftfluss zwischen einem Antriebsteil wie Turbine und/oder Ausgangsteil der Wandlerüberbrückungskupplung und einem abtriebsseitigen Teil des Drehmomentwandlers angeordneten Torsionsschwingungsdämpfer, wobei beidseits des Reibeingriffsmittels bei geschlossener oder schlupfender Wandlerüberbrückungskupplung jeweils eine mit einem Druckmedium zum Betreiben des Drehmomentwandlers befüllbare erste und zweite Kammer gebildet wird.

[0002] Ein dieser Gattung zugehöriger Drehmomentwandler ist beispielsweise in der DE 36 14 158 gezeigt, bei dem die Wandlerüberbrückungskupplung einen Reibeingriff zwischen dem angetriebenen Gehäuse und einem axial verlagerbaren, drehfest auf einer Nabe als Ausgangsteil – hier unter Zwischenschaltung eines Torsionsschwingungsdämpfers aufgenommen ist. In diesem sogenannten zweikanaligen Drehmomentwandler trennt der Kolben in eingerücktem Zustand der Wandlerüberbrückungskupplung zwei Kammern über den Reibbelag ab, so dass je nach herrschenden Druckverhältnissen in den beiden Kammern die Wandlerüberbrückungskupplung ein- und ausgerückt werden kann. Die Bildung des Reibeingriffs bis zum völligen Schließen der Kupplung bedingt einen Schlupf beider Reibungspartner gegeneinander, wodurch Reibungswärme entsteht, die durch das Druckmedium nur unzureichend abgeführt werden kann. Hierdurch entstehen Überhitzungen im Bereich des Reibeingriffs, insbesondere am Reibbelag, wodurch dieser und vor allem das mit ihm in Verbindung kommende Druckmedium nachhaltig geschädigt oder gar zerstört werden kann.

[0003] Weiterhin kann es aus Komfortgründen wünschenswert sein, die Wandlerüberbrückungskupplung sanft, das heißt mit erhöhtem Schlupf einzurücken. Dies bedingt eine zusätzliche Entstehung von Wärme und einen effektiven Abtransport dieser.

[0004] Aus der DE 100 82 502 B3 und der US 2 793 726 A sind ebenfalls hydrodynamische Drehmomentwandler bekannt, aufweisend ein in einem Gehäuse aufgenommenes, von einer Antriebseinheit angetriebenes Pumpenrad, ein Turbinenrad, ein Leitrad und eine mittels zumindest eines einen Reibeingriff im Kraftweg zwischen einem Antriebsteil

und einem Ausgangsteil des Drehmomentwandlers bildenden Reibeingriffsmittels betreibbaren Wandlerüberbrückungskupplung, wobei bei denen ein Kolben axial verlagerbar und mit dem Gehäuse verbunden ist.

[0005] Aufgabe der Erfindung ist daher einen Mechanismus zum Abtransport der durch Schlupfvorgänge entstehenden Wärme vorzuschlagen. Eine Überhitzung der Reibpartner, insbesondere des Reibbelags und des Druckmediums, soll wirksam vorgebeugt werden. Die Bauform des zweikanaligen Wandlers soll dabei nach Möglichkeit erhalten bleiben. Die Integration einer Lösung in bestehende Bauformen soll in kostengünstiger Weise möglich sein. Die Schnittstellen zu einer Druckversorgungseinrichtung, zum Getriebe und die Druckmediumsleitungen sollen nach Möglichkeit unverändert erhalten bleiben. Der Drehmomentwandler soll dennoch ökonomisch betrieben werden, das heißt insbesondere bei eingerückter, ohne Schlupf betriebenen Wandlerüberbrückungskupplung sollen die Druckmediumsflüsse über die Reibeingriffsflächen minimiert oder idealerweise unterbunden werden.

[0006] Die Aufgabe wird durch einen hydrodynamischen Drehmomentwandler mit allen Merkmalen von Anspruch 1 gelöst. Dabei kann das Gehäuse des Drehmomentwandlers von der Antriebseinheit, beispielsweise von einer Brennkraftmaschine, einer Gasturbine, einem Elektromotor, und das Gehäuse drehfest mit dem Pumpenrad verbunden sein, so dass das Pumpenrad über das Gehäuse von der Antriebseinheit angetrieben wird. Die Wandlerüberbrückungskupplung stellt eine Verbindung zwischen einem antriebsseitigen Bauteil wie beispielsweise dem Gehäuse oder einem mit dem Gehäuse drehfest verbundenen Bauteil und einem ausgangsseitigen Bauteil wie beispielsweise der Getriebeeingangswelle, einer darauf drehfest angeordneten Turbinennabe oder einem auf der Getriebeeingangswelle oder auf der Nabe drehfest angeordneten Teil, zur Überbrückung der hydraulischen Strecke über das Pumpenrad zum Turbinenrad, das mit einem Ausgangsteil des Drehmomentwandlers drehfest verbunden ist, dar.

[0007] Die Erfindung kann weiterhin in der Weise dargestellt werden, dass ein von einer Druckversorgungseinrichtung, beispielsweise einer Pumpe, die von der Antriebseinheit oder von einem Elektromotor angetrieben werden kann, bereitgestellter Druckmediumsfluss über einen hydraulischen Pfad von einer Kammer in die andere an Reibeingriffsbereich vorbeigeführt ist, wobei ein axial in Abhängigkeit von den durch die Druckversorgungseinrichtung eingestellten Druck in den beiden Kammern und dem daraus resultierenden Differenzdruck verstellbares Teil der Wandlerüberbrückungskupplung, beispielsweise ein axial verlagerbarer Kolben den Reibeingriff der Reibpartner herstellt und in den hydraulischen Pfad im

Bereich der Reibpartner eine Strombegrenzungseinrichtung geschaltet ist, die steuerbar ist. Besonders vorteilhaft ist eine Selbststeuerung dieser, beispielsweise in Abhängigkeit vom Schlupf beziehungsweise von der Differenzdrehzahl, wobei die Steuerung unmittelbar durch entsprechend angeordnete und/oder ausgebildete Steuerbauteile oder mittelbar über sich durch den Schlupf einstellende Parameter, beispielsweise durch die bei Schlupf erniedrigte Viskosität infolge einer Erwärmung dieses durch Reibungswärme, nachfolgend in vorteilhaften – nicht zwangsweise erschöpfend aufgezählten – Ausführungsbeispielen näher erläutert.

[0008] Bei vorteilhaften Ausgestaltungsbeispielen kann die Wandlerüberbrückungskupplung einen Reibeingriff zwischen dem antriebsseitigen Bauteil und einem abtriebsseitigen Bauteil, beispielsweise einem drehfest und axial verlagerbar auf einem Abtriebsteil aufgenommenen Kolben, ausbilden. Der Reibeingriff des Reibeingriffsmittels kann dabei von zwei Reibpartnern gebildet werden, wobei ein Reibpartner zumindest ein Reibbelag und der andere zumindest eine dieser zugeordnete Gegenreibfläche sein kann. Im Bereich des Reibeingriffs trennt die eingerückte oder schlupfende Wandlerüberbrückungskupplung das Wandlervolumen in zwei Kammern, die mit unterschiedlichem Druckmediumsdruck betrieben werden können, wodurch der Kolben wie Steuerkolben, der die eine von der anderen Kammer räumlich im wesentlichen trennen kann, durch den Druckunterschied axial so beaufschlagt werden kann, dass ein auf ihm angebrachter oder durch ihn angesteuerter Reibpartner in Eingriff mit dem anderen Reibpartner gebracht wird.

[0009] Die Ausgestaltung des Reibeingriffs kann beispielsweise mit einem Reibeingriffsmittel erfolgen, das aus einem Reibbelag und einer mit diesem in Reibeingriff bringbaren Gegenreibfläche besteht, wobei der Reibbelag an der antriebsseitigen Wirkkomponente der Kupplung, beispielsweise auf dem Gehäuse direkt oder auf einem mit diesem fest verbundenen Flanschteil und die Gegenreibfläche auf dem Kolben oder auf einem mit diesem direkt oder zumindest drehfest mit einem Ausgangsteil des Wandlers verbunden ist, wobei die Gegenreibfläche auf dem korrespondierenden Bauteil – Ausgangs- oder Eingangsteil des Wandlers – angeordnet ist. Weiterhin kann das Reibeingriffsmittel aus einem Lamellenpaket aus aufeinander sich abwechselnden Reibbelägen und Scheiben mit Gegenreibflächen gebildet sein, die einerseits die mit dem Eingangsteil drehfest und andererseits mit dem Ausgangsteil drehfest verbunden sind, wobei sie axial unter Begrenzung durch Anschläge mittels des Kolben beaufschlagbar sind, beispielsweise können die Gegenreibflächen drehfest mit dem Gehäuse und die Reibbeläge drehfest über ein Verbindungsmittel mit der auf der Getriebeeingangswelle drehfest angeordneten Nabe

verbunden sein. Eine weitere vorteilhafte Anordnung kann eine Reiblamelle vorsehen, die drehfest mit dem Ausgangsteil, beispielsweise der Nabe des Drehmomentwandlers verbunden ist und von einem Kolben axial so beaufschlagt wird, dass beide Seiten der Reiblamelle – eine mit dem Gehäuse und die andere mit Kolben – in Reibeingriff gebracht wird, wobei die Reibfläche und dadurch das übertragbare Drehmoment deutlich erhöht werden kann. Die Reibbeläge können dabei beidseitig auf der Reiblamelle oder auf dem Gehäuse und/oder dem Kolben angeordnet sein. Es versteht sich, dass hierzu der Kolben vorteilhafterweise drehfest mit dem Gehäuse verbunden sein kann. Hierzu wird eine Anordnung eines Wandlers vorgeschlagen, die für sich unabhängig von mit Nuten versehenen Reibeingriffsmitteln vorteilhaft sein kann und erfinderisch ist, die einen axial verlagerbar und drehfest mit dem Gehäuse verbundenen Kolben vorsieht, der verdrehbar auf einem Ausgangsteil des Wandlers, beispielsweise einer Nabe, angeordnet und abgedichtet ist und radial außen mittels axial elastischer Energiespeicher, beispielsweise mittels über den Umfang verteilter, an einem Ende mit dem Kolben und am anderen Ende mit dem Gehäuse verbundener Blattfedern am Gehäuse befestigt und zentriert ist. Besonders vorteilhaft kann dabei die Befestigung der Blattfedern zumindest an einem Bauteil mittels einer Vernietung sein, wobei die mittels aus dem Gehäuse und/oder aus dem Kolben ausgestellter Nietwarzen erfolgt. Die Reiblamelle kann sich dabei bis unmittelbar radial von innen an die Vernietung unter Wahrung eines Spalts ausdehnen, wodurch eine komplizierte Vernietung im radialen Ausdehnungsbereich der Reiblamelle entfällt.

[0010] Vorteilhaft kann weiterhin sein, im Kraftfluss zwischen dem Antriebsteil und dem Abtriebsteil einen Torsionsschwingungsdämpfer vorzusehen. Dieser kann zur Dämpfung von Torsionsschwingungen beispielsweise dann wirksam sein, wenn über die Wandlerüberbrückungskupplung und/oder die Turbine Kraft übertragen wird. Hieraus leiten sich verschiedene vorteilhafte Anordnungsprinzipien ab. Es können für den Kraftpfad Antriebseinheit/Wandlerüberbrückungskupplung/Ausgangsteil und Antriebseinheit/Pumpenrad/Turbinenrad/Ausgangsteil verschiedene Torsionsschwingungsdämpfer verwendet werden oder es kann ein Torsionsschwingungsdämpfer verwendet werden, dessen Eingangsteil mit der Turbine und mit dem Ausgangsteil der Wandlerüberbrückungskupplung, beispielsweise dem Kolben verbunden ist. Auch kann es vorteilhaft sein nur einen Torsionsschwingungsdämpfer, wie einen Turbinendämpfer vorzusehen. Der zumindest eine Torsionsschwingungsdämpfer kann in an sich bekannter Weise ausgestaltet sein und ein aus gegeneinander entgegen der Wirkung von Energiespeichern wie beispielsweise Schraubenfedern und/oder Gummielementen oder dergleichen verdrehbaren Scheibenteilen als Ein- und Ausgangsteil gebildet sein,

wobei eine oder mehrere Dämpferstufen seriell oder parallel zusammengeschaltet sein können und entsprechend vorteilhaft ausgestaltete Reibungseinrichtungen hierzu am Torsionsschwingungsdämpfer angeordnet sein können. Vorteilhaft kann beispielsweise die Integration eines Eingangsteils des Torsionsschwingungsdämpfers in die Wandlerüberbrückungskupplung sein, beispielsweise kann ein scheibenförmiges Eingangsteil von der Wandlerüberbrückungskupplung, beispielsweise dem Kolben gebildet oder mit ihm fest verbunden sein. So kann beispielsweise die Reiblamelle das Eingangsteil eines Torsionsschwingungsdämpfers bilden, wobei der Torsionsschwingungsdämpfer radial innerhalb der den Reibeingriff der Wandlerüberbrückungskupplung ausbildenden Reiblamelle sein.

[0011] Erfindungsgemäß weist zumindest ein Reibpartner eingearbeitete Nuten zur Herstellung des zumindest einen Kanals als Verbindung der beiden Kammern auf. Durch den Druckunterschied der beiden Kammern kommt es zu einer Durchströmung der Nuten und damit zu einer Kühlung der Reibeingriffsfläche, insbesondere des gegen Hitze empfindlichen Reibbelags. Durch die Erhöhung des Druckmediumsflusses wird dieses lokal weniger erhitzt und daher weniger zersetzt. Art und Anzahl der Nuten können vielfältig variiert werden. Es versteht sich, dass die Nuten in der Gegenreibfläche oder im Reibbelag eingebracht sein können oder Gegenreibfläche und Reibbelag mit Nuten versehen sein können, die sich insbesondere bei einer Relativverdrehung von Antriebs- und Abtriebsteil in ihren Profilen bezüglich ihrer Wirkungsweise, beispielsweise durch eine Vergrößerung des Querschnitts ergänzen können.

[0012] Besonders vorteilhaft kann es sein, den zumindest einen Kanal beziehungsweise die Nuten mit dem Druckmedium so zu durchströmen, dass während des Reibeingriffs der Druckmediumsstrom in Abhängigkeit vom Schlupf eingestellt werden kann, vorzugsweise durch eine Steigerung des Flusses mit zunehmendem Schlupf. Vorteilhaft kann auch sein, den Fluss erst dann zu ermöglichen, wenn eine Relativverdrehung zwischen Antriebs- und Abtriebsteil, das heißt wenn Schlupf entsteht, was bedeutet, dass der Druckmediumsfluss erst dann entsteht, wenn beispielsweise durch Schlupf eine erhöhte Reibungsenergie in die Reibpartner eingetragen wird, also nur dann wenn eine Kühlung der Reibpartner notwendig ist. Im Falle der eingerückten Wandlerüberbrückungskupplung ist dann der Druckmediumsfluss beziehungsweise Druckmediumsstrom vernachlässigbar und die Pumpleistung zur Erzeugung des Druckmittelstroms kann entfallen, wodurch eine wirtschaftlichere Betriebsweise des Drehmomentwandlers resultiert, die sich beispielsweise bei einem Einsatz in einem Kraftfahrzeug durch einen verringerten Treibstoffverbrauch positiv bemerkbar macht. Durch diese vorteilhafte Anordnung kann außerdem die Wand-

lerüberbrückungskupplung zur Erhöhung des Komforts in schlupfender Weise ohne zu erwartende Dauerschäden betrieben werden. Vorteilhaft kann dabei sein, den Strom abhängig von einer Differenzdrehzahl zwischen Antriebseinheit und Ausgangsteil zu gestalten, wobei Detektions- und/oder Steuermittel der Differenzdrehzahl und/oder des Differenzdrucks in vorteilhafter Weise innerhalb des Wandler ohne zusätzliche von außen einwirkende Hilfsmittel, beispielsweise selbststeuernd die Einstellung einer schlupfabhängigen Betriebsweise der Kühlung der Reibpartner wie unten detailliert beschrieben bewirken können.

[0013] Der Differenzdruck steigt bei geschlossener oder schlupfender Wandlerüberbrückungskupplung mit zunehmendem von der Wandlerüberbrückungskupplung zu übertragendem Moment, so dass es vorteilhaft sein kann, den Druckmediumsstrom nicht proportional zu diesem variabel einstellbaren Differenzdruck zwischen den beiden Kammern auszugestalten sondern beispielsweise bei geschlossener Wandlerüberbrückungskupplung den Druckmediumsstrom unabhängig von der Differenzdrehzahl zu drosseln oder abzuriegeln.

[0014] Ein vorteilhaftes Ausgestaltungsbeispiel kann die Auswahl der von Breite und Tiefe abhängigen Nutenquerschnitte, Nutenlänge und Anzahl in der Weise sein, dass der Fluss von Druckmedium durch diese von der Viskosität des Druckmediums abhängig ist, so dass bei einem aufgeheizten Reibeingriff infolge einer Relativverdrehung der beiden Reibpartner dieses erwärmt und infolge der abnehmenden Viskosität schneller durch die Nuten fließt und dabei über seine Wärmekapazität den Reibpartnern Wärme entzieht und diese kühlt. Hierdurch erfolgt eine direkte Steuerung des Druckmittelstroms durch die entstehende Wärme an den Reibpartnern. Bei geschlossener Wandlerüberbrückungskupplung sinkt die Wärmeentwicklung und der Fluss des Druckmediums nimmt durch eine Viskositätserhöhung ab. Auf diese Weise können die entsprechend ausgestalteten Nuten als einstellbare Barriere für das Fluid wie Druckmedium dienen, weitere Beispiele sind unten angeführt.

[0015] Nach einem erfinderischen Gedanken kann im Bereich des Reibeingriffs zumindest eine Kühlfläche zur Kühlung der bei Schlupf erwärmten Reibpartner vorgesehen sein, wobei die Kühlfläche mit einem Wärmereservoir kleinerer Temperatur wärmeleitend in Verbindung stehen kann und/oder die Kühlfläche einer erhöhte Oberfläche zur Abkühlung durch das Druckmedium aufweisen kann. Ein Ausführungsbeispiel sieht beispielsweise eine Kühlfläche am Gehäuse, Kolben oder einem mit dem einen oder anderen Teil verbundenen Bauteil vor.

[0016] Ein weiterer erfinderischer Gedanke sieht vor, in diese Kühlfläche Nuten einzuarbeiten, die in Art, Anzahl und/oder Ausgestaltung für sich oder in Verbindung mit einer viskositätsabhängigen Durchflusssteuerung des Druckmediums eingesetzt werden können. Die Fläche oder Kühlfläche – vorzugsweise aus Metall wie Stahl, Grau, Aludruckguss, Metalllegierungen und dergleichen –, in der die Nuten eingebracht werden, kann eine am Gehäuse, an einem mit diesem zumindest drehfest verbundenen Bauteil, eine am Kolben und/oder eine an mit dem Kolben zumindest drehfest verbundenen Fläche sein, wobei mehrere Flächen zur Bildung eines Reibeingriffs mit mehreren Reibbelägen ebenfalls in den erfinderischen Gedanken einbezogen sind. Die Nuten können mittels Präge- oder Pressverfahren direkt in die Gegenreibfläche eingeprägt, von der Seite der Gegenreibfläche oder von der der Gegenreibfläche abgewandten Seite des die Gegenreibfläche tragenden Bauteils durchgestellt sein, wobei mindestens eine Prägekante im Bereich der Gegenreibfläche abgerundet sein kann. Die Nuten werden dabei von einem inneren Radius des als Reibpartner vorgesehenen, vorzugsweise ringförmigen Reibbelags zu einem äußeren Radius eingebracht, wobei es vorteilhaft sein kann, die eine Vielzahl von Nuten über den Umfang verteilt und geradlinig radial nach außen anzuordnen. Eine Erstreckung der Nuten in radiale Richtung über den Reibbelag beziehungsweise die gemeinsame Reibeingriffsfläche hinaus kann ebenfalls vorteilhaft sein. Die Anzahl der Nuten kann zwischen 8 und 400, vorzugsweise zwischen 100 und 300 Nuten, eine Länge zwischen 10 und 50, vorzugsweise zwischen 10 und 30 mm betragen. Zur Optimierung der Nutengeometrie beziehungsweise der Geometrie der Gegenreibfläche zur Erzielung einer möglichst hohen Kontaktfläche zum Reibbelag und einer bei minimal gehaltenem Druckmediumsfluss sowie einer möglichst hohen Kontaktfläche zum Druckmedium, beispielsweise ATF, kann die Weite der Nuten zwischen 0,2 und 20 mm, vorzugsweise zwischen 0,5 und 1 mm und die Nuttiefe kleiner 0,3 mm, vorzugsweise kleiner 0,15 mm betragen. Ein Flächenverhältnis zwischen eingepägten Nuten und aktiver Reibfläche im Bereich des Reibeingriffs kann vorteilhafterweise zwischen 2:1 und 1:20, vorzugsweise 1:1 und 1:10, was gegenüber einer planen Gegenreibfläche eine angenäherte aktive Gegenreibfläche zwischen 33% und 95%, vorzugsweise zwischen 50% und 91% bedeutet.

[0017] Ein Ausführungsbeispiel mit entsprechend vorgesehenen Nuten kann als Drehmomentwandler ausgebildet sein, bei dem die Nuten beidseitig in der zwischen dem Kolben und dem Gehäuse angeordneten Reiblamelle vorgesehen sind, wobei das Gehäuse und der Kolben jeweils zumindest einen Reibbelag, der mit der Reiblamelle in Reibeingriff bringbar ist, aufweisen können. Dabei können die Nuten der beiden Seiten der Reiblamelle sich über den Um-

fang verlaufend abwechseln, das heißt es kann eine Reiblamelle so ausgestaltet, beispielsweise geprägt sein, beziehungsweise können die Nuten der Reiblamelle so durchgestellt sein, dass auf einer Seite der Reiblamelle das ein Tal einer Nut bildende Material auf der anderen Seite eine aktive Reibfläche bildet und umgekehrt. Hierbei können die Nuten im wesentlichen radial ausgerichtet sein. Diese entsprechend ausgestaltete Reiblamelle kann direkt ein Eingangsteil eines Torsionsschwingungsdämpfers bilden oder mit dem Eingangsteil des Torsionsschwingungsdämpfers verbunden, beispielsweise vernietet, verschweißt oder verschraubt sein.

[0018] Die so vorgesehenen Nuten können nach einem weiteren erfinderischen Gedanken durch eine porös ausgebildete Gegenreibfläche ersetzt werden, die den Druckmediumsstrom bei eingerückter oder schlupfender Wandlerüberbrückungskupplung in ähnlicher Weise begrenzen kann, beispielsweise in von der Viskosität des Druckmediums abhängiger Arbeitsweise. Eine derartige poröse Gegenreibfläche kann aus einem beliebigen porösen, mechanisch und gegen das Druckmedium stabilen Material gebildet sein. Als vorteilhaft haben sich Sintermaterialien wie Metall, Kunststoff, Keramik, Glas und deren Gemische erwiesen, wobei Gegenreibflächen aus Sintermetall unter anderem infolge der hohen Hitzebeständigkeit, geringer Stückkosten, hoher Abriebfestigkeit, hoher mechanischer Stabilität, sehr guter Verarbeitbarkeit mit anderen im Wandler verwendeten Materialien sowie guter Resistenz gegenüber dem Druckmedium besonders vorteilhaft sein kann. Die porösen Reibflächen können aus vorzugsweise ringförmig gestalteten Scheibenteilen gebildet sein, die an ein Bauteil zur Bildung eines Reibeingriffs mit dem Reibbelag angebracht werden können, wobei dieses Bauteil eine gute Wärmeleitfähigkeit und/oder eine große Wärmekapazität zur Abführung der in das poröse Bauteil eingeführten Wärme zu erreichen, wobei ein guter Anlagekontakt des porösen Teils am Trägerteil von Vorteil sein kann. Das poröse Scheibenteil wird wie andere Gegenreibflächen vorteilhafterweise am Gehäuse, am Kolben und/oder an einem mit diesen verbundenen Bauteil angebracht. Die Befestigung erfolgt durch einen Formschluss, beispielsweise durch Verstemmen, Verschrauben, eine Vernietung, die beispielsweise mittels aus dem Trägermaterial geformten Nietwarzen, auf die das poröse Scheibenteil aufgesteckt und anschließend vernietet wird, erfolgen kann oder mittels einer Verklebung. Es versteht sich, dass derartige poröse Gegenreibflächen auch an Lamellenkupplungen und Reiblamellen vorteilhaft sein kann. Eine alternative Möglichkeit, den Reibkontakt auszugestalten, kann in besonderen Fällen darin bestehen, dass auf dem porösen Scheibenteil einseitig oder zweiseitig jeweils zumindest ein Reibbelag aufgebracht, beispielsweise verklebt oder versintert wird, und diese Reibbeläge in herkömmli-

cher Weise einen Reibkontakt mit einer Gegenreibfläche in an sich bekannter Weise ausbilden.

[0019] Ein weiteres vorteilhaftes Ausgestaltungsbeispiel sieht einen Drehmomentwandler mit einem Reibeingriffsmittel aus mindestens zwei Reibpartnern mit jeweils einer Reibfläche vor, wobei der erste Reibpartner – beispielsweise der Reibbelag – zur Bildung des zumindest einen Kanals beziehungsweise zur Bildung über den Umfang verteilter Nuten, wobei diese sich nur begrenzt von einem Reibflächenumfang und der ersten Kammer her in die Reibfläche hinein erstrecken und in der Reibfläche ein Ende bilden. Der dazu komplementäre Reibpartner – beispielsweise die Gegenreibfläche – weist auf radialer Höhe dieser Nutenden über den Umfang verteilte Öffnungen zu der zweiten Kammer auf. Ein besonders vorteilhaftes Ausführungsbeispiel sieht einen Drehmomentwandler vor, bei dem der erste Reibpartner ein an dem Gehäuse befestigter Reibbelag ist, der einen Reibeingriff mit der Gegenreibfläche des Kolbens ausbildet, wobei radial von innen her mit der ersten Kammer zwischen Kolben und Gehäuse eine Verbindung bildende Nuten über die im Kolben vorgesehenen Öffnungen eine Verbindung mit der zweiten Kammer bilden, insoweit sich die Enden der Öffnungen überlappen. Die Öffnungen können dabei auch im Reibbelag und die Nuten in der Gegenreibfläche vorgesehen sein, der Reibbelag kann auf der Antriebsseite, beispielsweise dem Gehäuse oder auf der Abtriebsseite, beispielsweise dem Kolben, der Wandlerüberbrückungskupplung mit einer dazu korrespondierenden Gegenreibfläche angeordnet sein. Die Nuten können von radial innen oder radial außen in das Innere der Reibeingriffsfläche – Reibbelag oder Gegenreibfläche – geführt sein. Derartige Anordnungen bilden vorteilhafterweise eine mit zunehmendem Schlupf abnehmende Barriere für das Druckmedium. Ohne Relativverdrehung sind die Öffnungen, die jeweils eine Verbindung zu einer Kammer bilden, gegenüber den die andere Kammer verbindenden Nuten ohne Relativverdrehung fixiert und bei entsprechender Anordnung und Anzahl von über den Umfang verteilten Nuten und Öffnungen kommt nur eine begrenzte Anzahl von Nuten und Öffnungen aufeinander zu liegen, so dass nur ein sehr kleiner, Idealerweise gar kein Druckmediumsstrom von der einen Kammer zur anderen zustande kommt. Die Ausformung und Anordnung der Nuten ist zur Einstellung der Steuerung der Überlappung, zur Minimierung der Überlappung von Öffnungen und Nuten und zur Erzielung eines hohen Kühleffekts am Reibkontakt – insbesondere am Reibbelag – optimiert, so können beispielsweise die Nuten im Bereich ihres innseitigen Endes in Umfangsrichtung radial erweitert sein, die Nuten können tangential in Drehrichtung und/oder an ihrem Ende schmal mit erhöhtem Tiefenprofil und in Richtung der zu verbindenden Kammer, radial außen oder radial innen verbreitert mit einem geringeren Tiefenprofil, beispielsweise zur Erhöhung der effektiven Kühlfläche, ausge-

bildet sein. Weiterhin können Anzahl von Öffnungen und Nuten verschieden sein, so kann beispielsweise das Verhältnis von Nuten zu Öffnungen ein nicht natürliche Zahl bilden, so dass bei entsprechend eingestelltem Abstand, das heißt bei entsprechender Anzahl von Öffnungen oder Nuten eine Überlappung besonders effektiv minimiert werden kann. Besonders vorteilhaft kann es sein, die Anzahl von Öffnungen und Nuten als unterschiedliche Primzahlen zu wählen, so dass maximal eine Nut und eine Öffnung aufeinander zu liegen kommen, wenn der Schlupf abgeregelt wird und daher der Fluss von Druckmedium in diesem Betriebszustand minimiert werden kann.

[0020] Zur weitergehenden Abdichtung von eventuell überlappenden Öffnungen und Nuten können an der Nutseite oder vorzugsweise an der Öffnungsseite entsprechende Ventile zum Schließen der Verbindungen zwischen Nuten und Öffnungen vorgesehen sein, die selbstschaltend sein können, beispielsweise in Abhängigkeit vom Differenzdruck der beiden Kammern. Auf diese Weise kann eine zusätzliche Barriere zwischen der ersten und zweiten Kammer geschaffen werden, die unabhängig vom Schlupf ist. Derartige Ventile können beispielsweise am Eingang der Öffnungen vorgesehen sein, wobei bewegliche Klappen oder Zungen einem Dichtsitz mit dem die Öffnungen umgebenden Material oder einem auf diesem angebrachten Dichtmaterial bilden können. Hierbei können die Klappen zwangsweise und vorzugsweise während des Schlupfs offen, beispielsweise entgegen der Wirkung einer Federkraft, gehalten sein und so eingestellt sein, dass bei einem vorgegebenen Differenzdruck die Klappen schließen. Die Federkraft kann gebildet werden, indem die Klappen komplett aus einem Ringteil oder einem Ringausschnitt für eine oder mehrere Klappen teilweise ausgestanzt und ausgestellt sind und federnd mit dem Ringteil oder dem Ringausschnitt verbunden sind. Das Ringteil kann dabei direkt mit dem die Öffnungen tragenden Bauteil wie Kolben verbunden, beispielsweise verschweißt, verpunktet, vernietet oder mittels eines Formschlusses verbunden sein. Um bei einer nach dem Schließen der Ventile sicheres Öffnen dieser bei erneut auftretender Schlupf sicher zu stellen, kann zumindest eine im sich relativ zum Bauteil mit den Ventilen verdrehten Bauteil angebrachte Nut vorgesehen sein, die von dem radial entgegengesetzten Umfang der Reibfläche, von der aus die übrigen Nuten in Richtung Öffnungen geführt sind, als von derselben Kammer, mittels deren höherem Druck die Ventile geschlossen wurden, geführt ist. Diese Nut bildet eine Verbindung zu dieser Kammer, wodurch ein eventueller Unterdruck aufgelöst und die entsprechenden Ventile unter Mitwirkung der anliegenden Federkraft geöffnet werden können.

[0021] Ein weiteres Ausführungsbeispiel nach dem erfinderischen Gedanken sieht einen Drehmomentwandler vor, der im Bereich der Wandlerüberbrü-

ckungskupplung zumindest einen druckelastischer Speicher zur Aufnahme und Abgabe von Druckmedium aufweist, der bei einer Relativverdrehung der Reibpartner der Wandlerüberbrückungskupplung mit Druckmedium aus einer mit Druckmedium höheren Drucks befüllten zweiten Kammer befüllt und in Folge der Relativverdrehung zur zweiten Kammer hin verschlossen und zur ersten, mit Druckmedium geringeren Drucks befüllten Kammer hin geöffnet wird, wodurch der druckelastische Speicher das Druckmedium an die erste Kammer abgibt. Der druckelastische Speicher kann dabei so ausgestaltet sein, dass der Befüll- oder Entleervorgang durch einen druckelastischen Widerstand, beispielsweise einer Speicherwand, unterstützt wird oder dass der Entleervorgang in die erste Kammer durch das auf den druckelastischen Speicher wirkende Druckmedium höheren Drucks der zweiten Kammer nach dem Öffnen des druckelastischer Speichers zur ersten Kammer hin das Druckmedium durch Verformen des druckelastischen Speichers unterstützt. Dabei kann es vorteilhaft sein, den zumindest einen druckelastischen Speicher an dem Reibpartner anzuordnen, der nicht den Reibbelag trägt, beispielsweise an der abgewandten Seite der Gegenreibfläche eines Kolbens oder an der Außenseite des Wandlergehäuses. Weiterhin kann sich der druckelastische Speicher über den gesamten Umfang erstrecken oder in eine Mehrzahl – beispielsweise 3 bis 36, vorzugsweise 9 bis 24 – kleinerer Speicher unterteilt sein, die jeweils separate Zugänge aufweisen. Der Speicher ist entgegen des Befüllwiderstands in seinem Volumen variabel und beispielsweise aus einem elastischen Material wie Gummi hergestellt, die Volumenausdehnung kann durch die Elastizität des Speichers oder einen Anschlag begrenzt sein. Zur selbsttätigen Steuerung der Befüllung und Entleerung des druckelastischen Speicher kann der Speicher so ausgebildet sein, dass er mit Druckmedium der Kammer mit höherem Druck befüllt wird, anschließend mit der Kammer mit niedrigerem Druck verbunden wird, wobei die Kammer mit dem höheren Druck auf den druckelastischen einwirkt und diesen komprimiert, wodurch der zumindest eine Speicher in die Kammer mit dem niedrigeren Druck entleert wird. Anschließend wird der Speicher wieder mit Medium der druckhöheren Kammer befüllt. Dieser Vorgang wird solange wiederholt, bis der Schlupf abgeregelt wird. In einer weiteren vorteilhaften Ausgestaltungsform können die druckelastischen Speicher aus Blechformteilen oder aus Faltenbälgen aus Blech oder Kunststoff gebildet und mit dem Kolben im wesentlichen dicht verbunden sind. Besonders vorteilhaft kann es sein, die druckelastischen Speicher aus einem einzigen Blechteil zu formen. Der Befüllwiderstand kann aus einer Wand des zumindest einen druckelastischen Speichers gebildet sein, wobei die Wand als ein zwei Extrempunkte mit dazu unterschiedlichen Speichervolumina einnehmendes Schnappblech ausgebildet sein kann. Hierbei kann das Schnappblech zumindest an einem Extrempunkt

auf Anschlag gehen und damit das Füllvolumen begrenzen. Außerdem kann das Schnappblech beim Entleervorgang auf Anschlag gehen, wobei der Kolben für das Schnappblech beim Entleervorgang einen Anschlag bilden kann.

[0022] Die Steuerung der Befüll- und Entleervorgänge des druckelastischen Speichers kann nach dem erfinderischen Gedanken mittels sich über den Umfang abwechselnder Nuten in einem der Reibpartner, vorzugsweise im Reibbelag, erfolgen, wobei eine Nut von radial innen und die in Umfangsrichtung darauffolgende von radial außen an Öffnungen zum zumindest einen druckelastischen Speicher geführt ist und dabei der eine Nutentyp die Öffnungen von radial außen mit der einen Kammer und der andere Nutentyp die Öffnungen mit der anderen Kammer verbindet, so dass eine wechselseitige Verbindung der Kammern dann eintritt, wenn Schlupf vorhanden ist, das heißt, wenn durch die Relativverdrehung der beiden Reibpartner die verschiedenen Nutentypen an den Öffnungen vorbeiführt. Die Nuten können hierzu – wie bei dem vorigen Ausführungsbeispiel erwähnt – eine zur Kühlung und Steuerung entsprechende Ausgestaltung aufweisen, beispielsweise können sie in Umfangsrichtung ein- oder beidseitig im radialen Bereich der Öffnungen erweitert sein und/oder zur besseren Kühlung entsprechend ausgestaltete Tiefen- und Breitenprofile und/oder flächige Ausgestaltungen der Nuten aufweisen, wobei die beiden Nutentypen nicht zwangsläufig gleich oder symmetrisch aus gestaltet sein müssen sondern beispielsweise in Bezug auf ihre Führung von Druckmedium von radial außen nach innen oder umgekehrt mit den unterschiedlichen zur Verfügung stehenden Flächen, ihre unterschiedlichen Kühlungsfunktionen, unterschiedlich anliegenden Druckmediumsdrücken entsprechend ausgestaltet und an diese – nicht erschöpfend angeführten – Bedingungen ausgestaltet sein können.

[0023] Nach einem weiteren erfinderischen Gedanken kann ein Drehmomentwandler an einem Reibpartner eine mit dem anderen Reibpartner bei zu vernachlässigender Relativverdrehung in Dichtkontakt bringbare Dichtung aufweisen, wobei an einer Dichtfläche für die Dichtung in Umfangsrichtung betrachtet eine Wellenstruktur in axiale Richtung vorgesehen ist. Diese Wellenstruktur bewirkt, dass bei nicht schlupfenden Kupplungsbauteilen sich die Dichtung dichtend an die Wellenstruktur anlegen kann, während bei einer Relativverdrehung der beiden Teile gegeneinander die Dichtstruktur nicht so schnell an die Wellenstruktur angepasst werden kann und daher ein Dichtspalt entstehen kann, der die beiden Kammern verbindet, wodurch infolge eines Druckgefälles von einer Kammer zur anderen Kammer ein Druckmediumsstrom eingestellt werden kann, der zur Kühlung des Reibeingriffs während einer Betriebsweise mit Schlupf beiträgt. In einem vorteilhaften Ausführungs-

rungsbeispiel kann die Dichtung so angeordnet sein, dass sie durch die Flussrichtung des Druckmediums selbstverstärkend wirksam ist. Beispielsweise kann die Dichtung an einem Kolben mit einem Reibpartner angebracht werden, der in Reibeingriff mit dem den anderen Reibpartner aufweisenden Gehäuse bringbar ist, wobei am Gehäuse die wellenartige Dichtfläche vorgesehen ist. Empfehlenswert ist die Anbringung dieser Dichtungseinrichtung radial außerhalb des Reibeingriffs, vorzugsweise am Außenumfang des Kolbens, in besonderen Ausgestaltungsbeispielen kann auch radial innerhalb des Reibeingriffs abgedichtet werden und/oder die Dichtung zwischen den beiden Kammern am Gehäuse oder einem mit diesem verbundenen Bauteil mit einer entsprechenden Dichtfläche am Kolben oder einem anderen abtriebsseitigen Bauteil der Wandlerüberbrückungskupplung angeordnet sein.

[0024] Die Betriebsweise eines vorteilhaft ausgestalteten Drehmomentwandlers gemäß des erfinderischen Gedankens sieht vor, dass von einer extern, beispielsweise im Getriebe, angeordneten Druckversorgungseinrichtung Druckmedium über eine Zuleitung in den Wandler gepumpt wird und über eine im Druck einstellbare Ableitung den Wandler wieder verläßt. Im Druckmediumsfluß zwischen den Zu- und Ableitung ist die Wandlerüberbrückungskupplung angeordnet, die im eingerückten oder schlupfenden Betrieb den Wandler in zwei Kammern unterteilt, wobei eine als erste Kammer bezeichnete von der als zweite Kammer, in der die Turbine, das Pumpenrad und gegebenenfalls das Leitrad untergebracht sind, bezeichnete Kammer abgetrennt ist. Gegebenenfalls in den Kraftweg einzugliedernde Torsionsschwingungsdämpfer können in der ersten und/oder zweiten Kammer untergebracht sein. Die Wandlerüberbrückungskupplung wird durch einen an eine Kammer angelegten Druckmediumsdruck in Reibeingriff gebracht, wobei vorteilhafterweise ein axial verlagerbarer oder axial in radialer Höhe des Reibeingriffs deformierbarer Kolben, der die beiden Kammern voneinander trennen und hierzu entsprechend abgedichtet sein kann, durch den Druck beaufschlagt wird. Die Druckrichtung kann in der Weise ausgestaltet sein, dass die Druckerhöhung durch die Druckversorgungseinrichtung in die erste Kammer eingespeist wird, dadurch den Kolben beaufschlagt und einen Reibeingriff mit der Antriebsseite bewirkt, wobei das durch den zumindest einen Kanal wie Nuten fließende Druckmedium die sich bei Schlupf erwärmenden Reibpartner kühlt und anschließend in ein Druckmittelreservoir, das das im Kraftfluß nachgeschaltete Getriebe sein kann, abgeführt werden kann. Es kann nun von Nachteil oder sogar schädlich sein, wenn stark angewärmtes Druckmedium in das Druckmittelreservoir gelangt. Es kann daher nach einem weiteren erfinderischen Gedanken besonders vorteilhaft sein, wenn die Flussrichtung umgedreht und die erste Kammer mit Druck beaufschlagt wird und das Druckmedium

nicht durch den Wandler vorgewärmt wird sondern mit niedriger Anfangstemperatur in Kontakt mit dem Reibflächen kommt. Hierzu kann das Druckmedium beispielsweise über einen Ölkühler vorgekühlt werden.

[0025] Hierzu kann eine andere Anordnung der Wandlerüberbrückungskupplung angezeigt sein, die einen axial verlagerbaren Kolben vorsieht, der auf einem antriebsseitigen oder abtriebsseitigen Bauteil wie Nabe verdrehbar angeordnet ist und einen Reibeingriff mit einem Antriebsteil vorsieht, das axial zwischen Kolben und Turbine angeordnet ist, so dass der beaufschlagende Druckmediumsdruck den Kolben axial in Richtung Turbine beaufschlägt. Das zwischen Kolben und Turbine angeordnete Antriebsteil kann beispielsweise ein mit dem Gehäuse fest verbundenes, radial von dem Gehäuseumfang nach innen geführtes Flanschteil sein.

[0026] Ein weiteres Ausführungsbeispiel zur Verbesserung der Druckmittelführung kann einen Drehmomentwandler vorsehen, dessen Kolben mittels eines axial verlagerbaren Hilfskolbens beaufschlagt wird, wobei der Hilfskolben von einem Druckmittel beaufschlagt wird, das einer dritten Kammer, die der Hilfskolben von der ersten Kammer abtrennt, zugeführt wird und zwischen dem Kolben und dem Hilfskolben Druckmedium über den ersten Kanal dem zweiten Kanal oder über den zweiten Kanal zum ersten Kanal als Kühlfluid zur Kühlung der Reibpartner gepumpt wird. Dabei ist der Hilfskolben vorteilhafterweise axial zwischen einem radial verlaufenden Gehäuseteil und dem Kolben angeordnet. Weiterhin kann der Kolben einen Reibeingriff zu mindestens einem mit dem Gehäuse fest verbundenen Reibpartner ausbilden, besonders vorteilhaft ist die Gestaltung des Kolbens als Beaufschlagungsmittel für eine Lamellenkupplung, deren Lamellen mit dem Ausgangsteil des Wandlers, beispielsweise mit einem auf einer Ausgangsnabe angeordneten Torsionsschwingungsdämpfer, verbunden ist und deren Gegenreibflächen mit dem Außenumfang des Gehäuses mit Ausnahme eines endseitigen, dem Kolben gegenüberliegenden fest mit dem Gehäuse verbundenen Anschlags axial verlagerbar und drehfest verbunden sind.

[0027] Eine in Verbindung mit den genannten Ausführungsbeispielen oder für sich betrachtete vorteilhafte Ausführung eines Drehmomentwandlers nach dem erfinderischen Gedanken sieht eine Kühlfläche vor, die in wärmeleitender Verbindung mit einem Reibpartner steht und eine wärmeleitende Verbindung zu einem Kühlmediumsspeicher oder -kammer zur Bildung einer Wärmetransporteinrichtung aufweist. Dieser Kühlmediumsspeicher kann ein Volumen ausbilden, das zumindest teilweise mit einem Kühlmedium oder -fluid befüllt ist und bei Erwärmung der Reibpartner diesen Wärme entzieht. Ein erfindungsgemäßer Kühlmediumsspeicher kann radial

nach innen von den Reibeingriffsflächen weg erweitert sein, wodurch bei entsprechender Abstimmung des Kühlmediums eine Verdampfung dessen durch die sich beim Reibeingriff bildende Wärme erfolgt, die gasförmige Phase wird infolge der Fliehkraft des sich drehenden Gehäuses und damit des an diesem befestigten Kühltellers infolge der geringeren Dichte nach radial innen beschleunigt und kann an dem kühleren Teil des Kühlmediumsspeichers rekondensieren und wird als Flüssigkeit wieder nach außen beschleunigt. Ein derartiger Kühlkreislauf kann lokal auftretende Wärme im Reibflächenbereich abführen. Der Kühlmediumsspeicher wird vorteilhafterweise mittels eines – vorzugsweise außerhalb – auf dem Gehäuse angebrachten, beispielsweise verschweißten, und wirksam abgedichteten topfförmigen Teils gebildet werden. In besonderen Fällen kann der Kühlmediumsspeicher auch auf dem Kolben oder einem anderen drehbaren Bauteil des Wandlers vorgesehen werden. Als Kühlfluid können alle Stoffe mit einer für diesen Zweck wirksamen Verdampfungsenthalpie, beispielsweise Wasser, ein zu einer Flüssigkeit verdichtetes Gas oder dergleichen vorteilhaft sein. Auch kann es vorteilhaft sein entsprechende Stoffe zur Kühlung durch Nutzung von Schmelzenthalpien wie festes Natrium oder dergleichen einzusetzen.

[0028] Ein weiteres vorteilhaftes Ausführungsbeispiel zur Kühlung der Reibeingriffsflächen sieht einen Drehmomentwandler vor, dessen Turbine zumindest eine axial in Richtung Wandlerüberbrückungskupplung ausgerichtete Schaufel aufweist. Vorteilhaft ist eine Ausgestaltung von mehreren, über den Umfang verteilten Schaufeln. Die Schaufeln können aus der Turbine ausgestellt sein oder an dieser befestigt, beispielsweise verschweißt, vernietet, verbördelt oder dergleichen sein. Vorteilhafterweise sind die Schaufeln auf radialer Höhe der Reibpartner angeordnet und so ausgerichtet beziehungsweise geformt, dass sie die Relativgeschwindigkeit von Druckmedium an dem ihnen zugewandten Seite erhöhen und damit eine erhöhte Wärmeabfuhr bewirken. Der Kühleffekt ist dann besonders effektiv, wenn in einem Ausführungsbeispiel mit der Turbine benachbartem Kolben eine Relativverdrehung zwischen Turbine und Kolben stattfindet. Eine Anordnung der Schaufeln auf der Turbine kann ebenfalls vorteilhaft sein, wenn die Schaufeln auf einem Schaufelrad – beispielsweise aus bezogen auf die Turbine anderem Material – angeordnet sind, wobei das Schaufelrad mit der Turbine drehfest verbunden ist und die Schaufeln aus dem Schaufelrad ausgestellt sein können.

[0029] Nach dem erfinderischen Gedanken kann ein weiteres Ausgestaltungsbeispiel einer schlupfabhängigen Kühlung der Reibpartner einen Drehmomentwandler vorsehen, in eine Pumpe angeordnet ist, die selbsttätig wirkend bei einer Relativverdrehung eines angetriebenen Teils und eines abtriebsseitigen Teils Druckmedium durch den zumindest einen

Kanal fördert. Hierzu kann eine Pumpe vorgesehen sein, die nach dem Prinzip einer Dosierpumpe arbeitet und von einer Druckmittelleitung mit hohem Druckmediumsdruck Druckmedium in eine Leitung mit niedrigem Druck in Abhängigkeit vom Schlupf dosiert. In diesen Kreislauf ist die Reibeingriffsfläche der Wandlerüberbrückungskupplung einbezogen und die Pumpe kann an nahezu beliebiger Stelle angeordnet werden. Zur selbsttätigen Steuerung der Pumpe in Abhängigkeit vom Schlupf kann eine besonders vorteilhafte Ausgestaltung die Anordnung der Pumpe im Bereich der Drehachse der Antriebswelle beziehungsweise der Getriebeeingangswelle vorsehen, wobei die Pumpe beispielsweise aus einem als Pumpenzylinder ausgestalteten Pumpengehäuse, in dem ein Pumpenkolben verlagerbar geführt ist, mit je einer Öffnung am Ende des Pumpenzylinders gebildet sein kann und das Pumpengehäuse mit einem Antriebsteil, beispielsweise einem Gehäuseteil oder einer Führungsnabe drehfest verbunden ist. Die Zuführung des Druckmediums und dessen Ableitung in Richtung Reibpartner sind über das Ausgangsteil des Wandlers, beispielsweise über die Nabe der Turbine auf die Öffnungen der Pumpe geführt. Tritt nun eine Relativverdrehung zwischen Antriebs- und Abtriebsteil ein wird das Pumpengehäuse im Abtriebsteil verdreht und alternierend an den Leitungen zur Zu- und Abfuhr des Druckmediums vorbeigeführt, wobei der Pumpenkolben alternierend eine aus der Zuleitung im Pumpengehäuse aufgenommene Druckmediumsmenge über die Ableitung zu den Reibpartnern pumpt. Bei nachlassender Relativverdrehung kann der Pumpenkolben ein dichtendes Ventil für die Zuleitung bilden.

[0030] Ein weiteres vorteilhaftes Ausführungsbeispiel einer schlupfabhängigen Versorgung der Reibpartner mit Druckmedium mittels einer Pumpe sieht zumindest eine, vorteilhafterweise mehrere über den Umfang verteilte Pumpen wie Dosierpumpen im Bereich des Reibeingriffs der Wandlerüberbrückungskupplung vor, wobei – wie zuvor bereits beschrieben – ein Reibpartner über den Umfang alternierend von radial außen und von radial innen in der Reibfläche endende Nuten aufweist, die mit Öffnungen im dazu korrespondierenden Reibpartner bei Überlappung zusammenwirken und jeweils eine Verbindung zur ersten beziehungsweise zweiten Kammer herstellen. In diesem Ausführungsbeispiel sind jeweils zwei in Umfangsrichtung benachbarte Öffnungen mit den Öffnungen einer Dosierpumpe mit Pumpenzylinder und darin verlagerbarem Pumpenkörper verbunden. Bei einer Relativverdrehung der Reibpartner überlagern sich die Öffnungen der Dosierpumpen mit den Nuten so, dass sich an den Pumpenöffnungen stets eine Überlappung einer druckseitigen Nut mit einer Öffnung und eine Überlappung einer drucklosen Nut mit der anderen Öffnung der Dosierpumpen ergibt. Dadurch bildet sich ein Zustand aus, bei dem von der Druckseite her die Dosierpumpen mit

Druckmedium bis zum Anschlag des Pumpenkörpers am Pumpengehäuse befüllen und bei weiterer Verdrehung die Öffnungen gegenüber den Nuten verlagert werden, so dass die Verbindung der Öffnungen mit den Kammern umgekehrt wird und das Druckmittelvolumen in der Pumpe in die drucklose Kammer beziehungsweise in die Kammer mit dem geringeren Druck dosiert wird. Dieses Wechselspiel von Befüllen und Entleeren der Dosierpumpe und damit eine Dosierung von Druckmedium über die Reibpartner zu deren Kühlung setzt sich fort, bis der Schlupf abge-regelt wird und findet in jeder der über den Umfang verteilten Dosierpumpen statt.

[0031] Ergänzend oder alternativ zu den beschriebenen Anordnung kann nach dem erfinderischen Gedanken ein Verfahren zur Steuerung der Kühlung einer Wandlerüberbrückungskupplung eines Drehmomentwandlers vorteilhaft sein, wobei die Wandlerüberbrückungskupplung durch einen Reibeingriff zwischen einem Gehäuseteil und einem Ausgangsteil des Drehmomentwandlers schaltbar ist und in einem schlupfenden oder nicht schlupfenden Betrieb des Reibeingriffs beidseits von den Reibeingriff bildenden Mitteln eine mit einem Druckmedium befüllte Kammer gebildet wird, die durch zumindest einen Kanal in den Mitteln miteinander verbunden sind und im schlupfenden Betrieb ein einzustellender Druckmediumsstrom zwischen den beiden Kammern größer ist als im nicht schlupfenden Betrieb. Dabei kann in einem weiter ausgestalteten Verfahren der Druckmediumsstrom im nicht schlupfenden Bereich begrenzt beziehungsweise abgestellt werden, beispielsweise mittels eines Ventils eingestellt wird. Weiterhin kann das Verfahren vorsehen, dass der Druckmediumsstrom in Abhängigkeit von sich durch Schlupf überschneidenden Öffnungsquerschnitten in gegeneinander durch den Schlupf relativ verdrehten Bauteilen wie Reibpartnern der Wandlerüberbrückungskupplung eingestellt wird.

[0032] Zusammenfassend kann die Erfindung als Strombegrenzungs-, Stromregel- und/oder Stromsteuerungseinrichtung in ölhydraulischer Betrachtungsweise beschrieben werden, die bei geöffneter Wandlerüberbrückungskupplung überbrückt und bei schlupfender und/oder eingerückter Wandlerüberbrückungskupplung im Bereich des Reibeingriffs zwischen Antriebsseite – beispielsweise einem Gehäuseteil des Wandlers – und der Abtriebsseite – beispielsweise dem Kolben der Wandlerüberbrückungskupplung wirksam ist. Dabei erfolgt die Regelung oder Ansteuerung der Stromregleinrichtung direkt in Abhängigkeit vom Schlupf oder einem Parameter, der in Beziehung mit dem Schlupf steht, vom Schlupf beeinflusst oder bestimmt wird, beispielsweise die Differenzdrehzahl zwischen Antriebs- und Abtriebsseite der Wandlerüberbrückungskupplung, der Öffnungs-, beziehungsweise Schließdruck zum Betätigen der Wandlerüberbrückungskupplung, die Druck-

mediumstemperatur insbesondere im Bereich des Reibeingriffs oder – mittels eines separaten Sensors erfasst – zur Steuerung des Druckmediumsflusses in Verbindung mit einem im hydraulischen Pfad vorgesehenen Druckbegrenzungsventils zur Steigerung des Flusses bei ansteigender Druckmediumstemperatur, die Viskosität des Druckmediums, die Reibbelagstemperatur oder dergleichen, wobei dem erfinderischen Gedanken entsprechend eine Kombination zweier oder mehrerer Einflussgrößen besonders vorteilhaft zur Ansteuerung der Stromregleinrichtung sein kann, um beispielsweise eine optimale Kühlung der Reibeingriffsflächen bei ökonomisch begrenztem Druckmediumsfluss und/oder -druck zu erzielen.

[0033] Nach dem erfinderischen Gedanken kann es in speziellen Anwendungsfällen vorteilhaft sein, die in den Anmeldungsunterlagen vorgeschlagene Wandlerüberbrückungskupplung als Kupplung, beispielsweise als Anfahrkupplung, separat vorzusehen und auf eine Kopplung mit einem Drehmomentwandler zu verzichten. In diesen Fällen kann diese Kupplung eine den üblichen Reibungskupplungen entsprechende Aufgabe erfüllen. Ein Einsatz in Verbindung mit manuell oder automatisch schaltbaren Getrieben mit diskreten Übersetzungsstufen sowie insbesondere mit CVT-Getrieben kann besonders vorteilhaft sein. In Ausführungsbeispielen nach einem erfinderischen Gedanken kann diese Kupplung in Verbindung mit antriebsseitigen Schwungmassen wie Schwungrädern, beispielsweise geteilten Schwungrädern oder Einrichtungen mit Zweimassenschwun-geffekt, beispielsweise gegeneinander relativ entgegen der Wirkung zumindest eines Energiespeichers und gegebenenfalls einer Reibeinrichtung verdrehbare Schwungmassen, vorgesehen sein. Die Kupplung kann dabei in Aggregaten wie dem Getriebe oder der Antriebseinheit integriert sein und von einer in einem dieser Aggregate vorhandenen Druckversorgungseinrichtung wie Ölpumpe mit Druckmedium versorgt werden.

[0034] Die Erfindung wird anhand der **Fig. 1** bis **Fig. 35** näher erläutert. Dabei zeigen:

[0035] **Fig. 1** eine schematische Darstellung eines Drehmomentwandlers nach dem erfinderischen Gedanken,

[0036] **Fig. 2** und **Fig. 3** Ausführungsbeispiele nicht erfinderischer Drehmomentwandler im Schnitt,

[0037] **Fig. 4** bis **Fig. 6** Ausführungsbeispiele erfinderischer Drehmomentwandler im Schnitt,

[0038] **Fig. 7** und **Fig. 8** Ausführungsbeispiele nicht erfinderischer Drehmomentwandler im Schnitt,

[0039] **Fig. 9** bis **Fig. 12** vorteilhafte Ausgestaltungsbeispiele der Wandlerüberbrückungskupplung,

[0040] Fig. 13 ein Ausgestaltungsbeispiel eines Reibpartners,

[0041] Fig. 13a ein Detail aus Fig. 13,

[0042] Fig. 14 eine Ansicht eines Kolbens mit druckelastischen Speichern,

[0043] Fig. 15 ein Schnitt entlang der Linie A-A des Kolbens der Fig. 14,

[0044] Fig. 16a bis Fig. 20b vorteilhafte Ausgestaltungsbeispiele von Wandlerüberbrückungskupplungen mit druckelastischen Speichern,

[0045] Fig. 21 ein Ausgestaltungsbeispiel der Wandlerüberbrückungskupplung des Drehmomentwandlers der Fig. 3,

[0046] Fig. 22 ein Schnitt durch das Ausgestaltungsbeispiel der Fig. 21 entlang der Linie B-B,

[0047] Fig. 23 und Fig. 24 vorteilhafte Ausgestaltungsbeispiele von Wandlerüberbrückungskupplungen,

[0048] Fig. 25 eine weitere Ausgestaltung der Wandlerüberbrückungskupplung des Drehmomentwandlers der Fig. 8,

[0049] Fig. 26 ein Detail Y der Fig. 25,

[0050] Fig. 27 das Detail Y der Fig. 25 in Ansicht X,

[0051] Fig. 29 das Detail Y aus Fig. 25 in Ansicht W,

[0052] Fig. 29a bis Fig. 29k verschiedene vorteilhafte Strukturen von Reibbelägen,

[0053] Fig. 30 ein weiteres Ausführungsbeispiel eines nicht erfindungsgemäßen Drehmomentwandlers,

[0054] Fig. 31 eine weitere vorteilhafte Ausgestaltung des Kolbens des Drehmomentwandlers der Fig. 2,

[0055] Fig. 32a und Fig. 32b Schnitte durch den Kolben der Fig. 31 entlang der Linie C-C bei unterschiedlichen Funktionszuständen des Kolbens,

[0056] Fig. 33 einen Teilschnitt durch einen Drehmomentwandler mit einer Dichteinrichtung am Kolbenumfang,

[0057] Fig. 34a und Fig. 34b Schnitte entlang der Linie D-D des Kolbens der Fig. 33 bei verschiedenen Funktionszuständen und

[0058] Fig. 35 ein Ausführungsbeispiel eines Drehmomentwandlers mit einer speziell ausgestalteten Kühlfläche im Bereich der Reibpartner.

[0059] Die Fig. 1 zeigt schematisch einen Drehmomentwandler 1 mit einer von einer Antriebseinheit 2, beispielsweise, einer Brennkraftmaschine, einer Elektromaschine, einer Gasturbine oder einem Hybridantrieb, angetriebenen Antriebswelle 3, die – vorzugsweise axial flexibel – mit einem Gehäuseteil 4 des Drehmomentwandlers 1 kraftschlüssig oder fest verbunden ist. Das Gehäuseteil 4 ist mit dem Pumpenrad 5 drehfest verbunden, wobei das Pumpenrad 5 ein weiteres Gehäuseteil bilden kann oder mit einem weiteren mit dem Gehäuseteil 4 fest und dichtend verbundenen Gehäuseteil drehfest verbunden sein kann. Das in sich geschlossene und nach außen abgedichtete Gehäuse 4a ist mit Druckmedium befüllt, das als Wandlermedium bei rotierendem Pumpenrad 5 ein diesem zugeordnetes Turbinenrad 6 antreibt. Das Turbinenrad 6 ist drehfest über eine Nabe mit der Getriebeeingangswelle 7 verbunden, die das eingeleitete Drehmoment auf das Getriebe 8 wie Geschwindigkeitswechselgetriebe, beispielsweise ein Schaltstufenautomat, ein CVT-Getriebe mit Umschlingungsmittel oder Reibrädern oder dergleichen, und von dort an zumindest ein Antriebsrad 9 eines Kraftfahrzeugs überträgt. Zur Wandlung des Drehmoments in bestimmten Drehzahlbereichen ist in dem gezeigten Ausführungsbeispiel ein ansonsten optionales Leitrad 10, das sich mittels eines Freilaufs 11 gegen ein fest angeordnetes Gehäuseteil 12, beispielsweise einem rohrförmig axial erweiterten Hals des Getriebegehäuses abstützt.

[0060] Der Kraftfluss über Pumpenrad 5 und Turbinenrad kann mittels einer Wandlerüberbrückungskupplung 13 überbrückt werden. Hierzu ist zwischen einem Antriebsteil – hier dem Gehäuseteil 4 und einem axial verlagerbaren, mittelbar oder unmittelbar mit einem Ausgangsteil 7 wie der Getriebeeingangswelle oder einer auf dieser drehfest angeordneten Nabe, die auch die Turbine 6 aufnehmen kann, angeordneten Bauteil 16, beispielsweise einem axial verlagerbaren Kolben, jeweils zumindest ein Reibpartner 14, 15, die bei axialer Verlagerung des Bauteils 16 in Reibeingriff zueinander gebracht werden, wobei ein Reibpartner 14, 15 ein Reibbelag und der andere eine Gegenreibfläche, beispielsweise eine Metallfläche mit entsprechender vorteilhafter Oberflächenrauigkeit sein kann. Der Reibeingriff der Reibpartner kann bei Schlupf, das heißt bei einer Differenzdrehzahl zwischen dem Gehäuseteil 4 und dem Kolben 16, und ohne Schlupf bei vernachlässigbarer Differenzdrehzahl erfolgen. Die Steuerung des Reibeingriffs erfolgt durch Einstellung eines Druckunterschieds in den beiden mit Druckmedium zumindest teilweise befüllten oder durchströmten Kammern 17, 18 mittels der Druckversorgungseinrichtung 19, deren Druck mittels eines Druckbegrenzungsventils li-

mitiert sein kann. Bei einem gegenüber der Kammer **17** erhöhten Druck in der Kammer **18** wird in dem gezeigten Ausführungsbeispiel der Kolben **16** in Reibingriff mit dem Gehäuse gebracht. Die Höhe des Druckunterschieds bestimmt dabei, ob die Wandlerüberbrückungskupplung **13** schlupfend oder ohne Schlupf betrieben wird. Bei vernachlässigbarem Druckunterschied kann der Kolben **16** mittels eines Energiespeichers und/oder durch Einbau einer – nicht dargestellten – Drossel wie beispielsweise Druckbegrenzungsventil in den Druckmediumsfluss zwischen der Wandlerüberbrückungskupplung **13** und dem Ablauf **20** zurückgestellt und dadurch die Wandlerüberbrückungskupplung **13** geöffnet werden. Der Druckmediumspfad gestaltet sich aus dem Teilpfad **19a** in die Kammer **18** und dem Teilpfad **19b** in das Druckmittelreservoir **20**. Die Pumpe **20a** wird aus dem Druckmittelreservoir **20a** mit Druckmedium versorgt, dabei können die Reservoirs **20**, **20a** identisch oder miteinander – vorteilhafterweise unter Zwischenschaltung einer Kühleinrichtung – verbunden sein. Es versteht sich, dass auch eine umgekehrte Führung des Druckmediums vorteilhaft sein kann, indem die Pumpe **19** das Druckmittel zuerst in die Kammer **17** und dann in die Kammer **18** durch die Reibpartner **14**, **15** fördert. Die Kammern **17**, **18** sind gegeneinander so abgedichtet, dass ein Austausch von Druckmedium im wesentlichen nur über den Bereich des Reibingriffsmittels **21** erfolgt.

[0061] Nach dem erfinderischen Gedanken erfolgt die Ausbildung des Reibingriffsmittels **21** mit den Reibpartner **14**, **15** nun in der Weise, dass der Fluss des Druckmediums über die Reibpartner **14**, **15** gesteuert werden kann, dass also im hydraulischen Pfad **19a**, **19b** zwischen den beiden Kammern **17**, **18** eine Stromregelungs- beziehungsweise eine Strombegrenzungseinrichtung **22** wirksam ist, die den Druckmediumsstrom oder -fluss den Erfordernissen des Reibingriffs anpasst. Die Erfordernisse sehen zumindest einen geringen beziehungsweise vernachlässigbaren Druckmediumsfluss bei vernachlässigbarer Relativverdrehung zwischen der Antriebsseite **4** und der Abtriebsseite **7** vor und/oder einen in Abhängigkeit von einem Schlupfparameter variierenden Druckmediumsfluss vor, wobei die Steuerung der Stromregelungseinrichtung **22** mittels der Differenzdrehzahl der beiden Teile **4**, **7**, den Differenzdruck zwischen den beiden Kammern **17**, **18**, der Viskosität des Druckmediums und/oder aus der Auswertung einer Kombination dieser erfolgen kann. Dabei ist es von wesentlichem Vorteil für den praktischen Nutzen des Drehmomentwandlers **1**, wenn die Steuerung selbständig innerhalb des Wandlers **1** erfolgt. Diesbezüglich können Steuermittel in Art und Ausgestaltung der Reibpartner **14**, **15** und/oder Mittel zur Dosierung von Druckmedium durch die Reibpartner **14**, **15** vorgesehen sein.

[0062] Die schlupfabhängige Ausgestaltung des Druckmediumsflusses hat insbesondere den Vorteil, dass bei einer Zunahme des Flusses mit der Differenzdrehzahl der Teile **4**, **7** die Reibpartner **14**, **15**, die bei einer Erhöhung der Differenzdrehzahl während eines Reibingriffs mehr Wärme produzieren, effektiver durch das Druckmedium – das hierbei durch den erhöhten Fluss nicht so stark erwärmt wird – gekühlt werden und damit Reibpartner **14**, **15** und Druckmedium besser vor Verschleiß und Zerstörung geschützt sind. Weiterhin ist eine Abriegelung des Druckmediums durch die Stromregelungseinrichtung **22** bei abgeregeltem Schlupf von Vorteil, weil Verluste von Druckmedium in die Kammer mit kleinerem Druck – hier Kammer **17** – bei eingerückter und daher durch die Pumpe **19** druckbeaufschlagt betriebener Wandlerüberbrückungskupplung **13** eine erhöhte Pumpenleistung erfordern und damit eine weniger ökonomische Betriebsweise die Folge ist.

[0063] Zur Verringerung von Torsionsschwingungen können in dem Drehmomentwandler **1** zwei Torsionsschwingungsdämpfer **23**, **24** vorgesehen sein, die ein- oder mehrstufig ausgestaltet sein können, wobei in mehrstufiger Ausführung die einzelnen Dämpferstufen parallel oder seriell geschaltet sein können und entsprechende Anschlüsse der Dämpfer zum Schutz der elastischen Mittel zwischen den Ein- und Ausgangsteilen der Torsionsschwingungsdämpfer **23**, **24** sowie den einzelnen Stufen überlagert oder auf mehrere Stufen einwirkende, verschleppte und/oder nicht verschleppte Reibeinrichtungen vorgesehen sein können. Dabei kann der erste Torsionsschwingungsdämpfer **23** im Kraftfluss zwischen der Wandlerüberbrückungskupplung **13** und der Getriebeeingangswelle **7** angeordnet sein, wobei Teile zur Bildung von Eingangsteil aus dem Kolben **16** und Teile des Ausgangsteils durch Bauteile der Turbinennabe gebildet sein können. Der zweite Dämpfer **24** kann ein erfindungsgemäßer Turbinendämpfer sein, der in den Kraftpfad zwischen Turbine **6** und Getriebeeingangswelle **7** geschaltet sein kann, wobei die Turbine **6** auf einer Nabe der Getriebeeingangswelle **7** begrenzt verdrehbar angeordnet sein und das Ausgangsteil des Dämpfers **24** fest mit drehfest mit dieser verbunden sein kann, wodurch sich innerhalb der begrenzten Verdrehbarkeit der wirksame Bereich des Torsionsschwingungsdämpfers **24** ergeben kann. Auch kann es vorteilhaft sein die beiden Funktionen der Torsionsschwingungsdämpfer **23**, **24** in einem Torsionsschwingungsdämpfer zusammenzufassen, indem das Eingangsteil des Torsionsschwingungsdämpfers von der Wandlerüberbrückungskupplung **13**, beispielsweise in Form des Kolbens **16** und der Turbine **6** beaufschlagt wird und das Ausgangsteil des Torsionsschwingungsdämpfers mit der Getriebeeingangswelle **7** oder mit der auf dieser drehfest angeordneten Nabe drehfest verbunden ist.

[0064] Weiterhin kann am Drehmomentwandler **1**, der hierzu nach einem erfinderischen Gedanken auch ohne die Stromregelungseinrichtung **22** vorteilhaft sein kann, zumindest eine der Zusatzmassen **25a**, **25b**, **25c**, **25d** angebracht sein, um spezielle Anforderungen der Schwingungsdämpfung und/oder -tilgung zu lösen. Vorteilhaft kann dabei sein, den Zweimassenschwungeffekt auszunutzen und beispielsweise vor und hinter einem Torsionsschwingungsdämpfer **23**, **24** Massen **25b**, **25a** beziehungsweise **25c**, **25d** vorzusehen – hierbei können selbstverständlich bereits vorhandene Wandlerbauteile mit entsprechenden Massen und Trägheitsmomenten, wie beispielsweise das Turbinenrad **6**, das Gehäuse **4a** und dessen Bestandteile einbezogen sein. Auch kann es vorteilhaft sein nur eine Masse **25b** und/oder **25c** im Kraftfluss vor dem Torsionsschwingungsdämpfer **23** beziehungsweise **24** anzuordnen, wobei die Lage der Massen zur Erhöhung des Trägheitsmoments vorzugsweise an radial äußeren Bauteilen angebracht werden kann und in Bauräumen, die durch die vorgegebene Anordnungen frei sind, beispielsweise im Bereich des radial äußeren oder radial inneren Torus der Turbine **6** oder im Winkel des Gehäuses **4a** in radialer Verlängerung des Kolbens **16**. Die Massen **25a**, **25d** können dabei direkt oder über weitere Bauteile mit dem Ausgangsteil der entsprechenden Torsionsschwingungsdämpfer **23**, **24**, die Massen **25b**, **25c** direkt am Eingangsteil des Torsionsschwingungsdämpfers **24** oder anderen mit dem Eingangsteil verbundenen Bauteilen wie Kolben **16** beziehungsweise Turbine **6** angeordnet sein.

[0065] Fig. 2 zeigt ein Ausführungsbeispiel eines Drehmomentwandlers **101** im Schnitt. Die Kurbelwelle **103** der – nicht näher dargestellten – Antriebseinheit ist mit einem axial flexiblen, auf an einem axialen Vorsprung **103a** der Kurbelwelle **103** zentrierten Antriebsblech **126** verbunden, beispielsweise mittels der Schrauben **103b** verschraubt. Radial außen weist das Antriebsblech **126** einen auf diesem axial fest und drehfest beispielsweise mittels einer Verzahnung, Verstemmung, Verschweißung und/oder Aufschrupfen aufgenommenen Anlasserzahnkranz **126a** sowie gegebenenfalls umlaufende Markierungen zur Steuerung der Antriebseinheit auf. Radial zwischen Anlasserzahnkranz **126a** und Verschraubung **103b** ist ein das Antriebsblech **126** mit Aufnahmemitteln **104b** des Drehmomentwandlers **101** lösbar verbunden, beispielsweise mittels Schrauben **126b** verschraubt oder mittels einer Selbstverriegelungseinrichtung, eines Bajonettverschlusses oder dergleichen verrastet. Die Aufnahmemittel **104b** können ringförmig oder ringsegmentförmig am Wandlergehäuse **104a** befestigt sein, beispielsweise verschweißt oder vernietet, beispielsweise mittels am Gehäuse **104a** oder an den Befestigungsmitteln **104b** ausgeformter Nietwarzen. Das Gehäuse **104a** kann im Bereich der Aufnahmemittel **104b**, axial eingezo-

gen sein, so dass die Aufnahmemittel **104b** axial beabstandet zur Befestigung des Antriebsblechs **126** an der Kurbelwelle **103** angeordnet sein. Hierzu kann das Antriebsblech **126** radial außen im Bereich der Aufnahmemittel **104b** axial von der Kurbelwelle **103** wegweisend ausgestaltet sein. Die Aufnahmemittel können mittels über den Umfang verteilter sich axial erstreckender Nocken **104c** mit dem Gehäuse **104a** verbunden sein und/oder für sich als erfinderisch betrachtete Ausgestaltung für alle Drehmomentwandler vorteilhaft anwendbare Lösung der Aufgabe der Verbindung von Antriebseinheit und Drehmomentwandler ohne Befestigungsmittel mit entsprechend komplementär im Gehäuse **104a** ausgebildeten Anprägungen **104d**, die auch als separat ausgestalteter Nockenring auf dem Gehäuse **104a** angebracht sein können, einen Formschluss, beispielsweise eine Verzahnung, Profilierung, Hirth-Verzahnung und/oder Verstiftung bilden, so dass in Drehrichtung eine drehfeste Verbindung gebildet wird und die Befestigung zwischen Antriebsblech **126** und Gehäuse **104b** mittels der Befestigungsmittel **126b** entfallen kann. Hierdurch kann eine aufwendige Montage des Drehmomentwandlers **101** an das Antriebsblech **126** bei der Endmontage des Antriebsstrangs entfallen. Das Antriebsblech **126** kann dabei gegen das Gehäuse **104a** unter Vorspannung eingebaut werden, das axiale Moment des Drehmomentwandlers **101** kann sich dabei in Richtung Getriebe vorteilhafterweise mittels eines vorzugsweise gelagerten Anschlags des Gehäuses **104a** beispielsweise am – nicht gezeigten – Getriebegehäuse oder an der Getriebeeingangswelle **107** abstützen. Der Formschluss kann zwischen Antriebsblech **126** und Gehäuse **104a** kann so ausgestaltet sein, dass er bei dessen Bildung während der Montage selbst ausrichtet. Es versteht sich, dass entsprechende Nocken **104c** aus dem Antriebsblech **126** einteilig, beispielsweise durch Umliegung von Blech gebildet sein und die Befestigungsmittel **104b** und/oder der Anlasserzahnkranz **126a** Zusatzmassen, die das Torsionsschwingungsverhalten des Antriebsstrangs durch Nutzung des Zweimassenschwungeffekts in Verbindung mit zumindest einem Torsionsschwingungsdämpfer positiv beeinflussen können, bilden können. Weiterhin kann es vorteilhaft sein, das Gehäuse **104** direkt unter Weglassung des Antriebsblechs **126** mittels eines Formschlusses mit der Kurbelwelle **103** zu verbinden, wobei an der Kurbelwelle **103** direkt oder vorzugsweise an einem mit der Kurbelwelle **103** angebrachten, vorzugsweise gehärteten Bauteil mit kleinerem Radius als das Antriebsblech **126** vorzugsweise radial im Bereich der Verschraubung **103a** den Formschluss bildende Elemente vorgesehen sein können, die mit entsprechend komplementär ausgebildeten Bauteile oder Anprägungen des Gehäuses **104a** einen Formschluss bilden. Hier kann der Formschluss so ausgebildet sein, dass gleichzeitig ein Versatz von Kurbelwelle **103** und Getriebeeingangswelle **107** kompensiert werden kann. Radial zwischen dem Außen-

umfang und dem Formschluss kann das Gehäuse **104a** axial flexibel, beispielsweise durch Variation der Blechstärke in diesem Bereich ausgestaltet sein. Der Formschluss kann insbesondere zur Geräuschkämpfung beschichtet sein, beispielsweise mit einer Beschichtung aus Kunststoff, anderen Metallen oder -legierungen oder Keramik oder zwischen den beiden den Formschluss bildenden Teilen kann ein Dämpfungselement wie ein Energiespeicher, beispielsweise ein Federelement, ein Gummiteil oder dergleichen angeordnet sein.

[0066] Das Gehäuse **104a** bildet mit dem Pumpenrad **105** einen Formschluss **105a** und bildet damit das Eingangsteil des Drehmomentwandlers **101**. Der Formschluss **105a** kann an mehreren, – wie hier gezeigt – an drei Umfängen des Pumpenrads **105** über den Umfang verteilte Nocken aufweisen, die in dazu im Gehäuse **104a** vorgesehene, komplementäre Einprägungen eingreifen. Das Gehäuse **104a** mündet in Richtung Getriebeseite in den axial erweiterten Wandlerhals **104e**, der auf dem axial erweiterten Teil **108a** des Getriebes, das das Leitrad **110** über den Freilauf **111** aufnimmt, gelagert und abgedichtet ist. Das Pumpenrad **105** stützt sich am Leitrad **110** mittels eines Lagers **110a** verdrehbar ab.

[0067] In Wirkverbindung über das Druckmedium ist der – nicht näher dargestellten – Beschaukelung des Pumpenrads **105** das Turbinenrad **106** mit einer – ebenfalls nicht näher dargestellten – Beschaukelung sowie das Leitrad **110** zugeordnet. Das Turbinenrad **106** ist auf einer Nabe **106a** drehfest aufgenommen, beispielsweise mit dieser vernietet; diese ist drehfest und axial verlagerbar auf der Getriebeeingangswelle **107** aufgenommen, mittels der Dichtung **107a** gegen diese abgedichtet und stützt sich über das Axiallager **110b** am Leitrad **110** ab.

[0068] Weiterhin ist auf einem axialen Vorsprung der Nabe **106a** der Kolben **116** für die Wandlerüberbrückungskupplung **113** axial verlagerbar aufgenommen, gegen diesen mittels der Dichtung **106c** abgedichtet; der sich radial erweiternde Flansch **106b** zur Aufnahme des Turbinenrads **106** ist zugleich ein axialer Anschlag für den Kolben **116** bei einer Axialverlagerung. Der Kolben **116** mit einer Reibeingriffsfläche **115**, beispielsweise einem Reibbelag, der aufgeklebt, aufgenietet oder dergleichen sein kann, bildet mit der Gehäusewand **104** mit einer Gegenreibfläche **114** die Wandlerüberbrückungskupplung **113** mit der erfindungsgemäßen Strombegrenzungseinrichtung **122**, die in vorteilhaften Ausgestaltungsbeispielen in den nachfolgenden Fig. 9 bis Fig. 13 in vergrößerter Darstellung näher erläutert ist.

[0069] Der Kolben **116** teilt den durch das Gehäuse **104a** begrenzten Wandlerinnenraum in zwei Kammern **117**, **118**, die bei eingerückter oder schlupfender Wandlerüberbrückungskupplung **113** bis auf ei-

nen sich in Abhängigkeit der Wirkung der Strombegrenzungseinrichtung **122** einstellenden Druckmediumsflusses gegeneinander abgedichtet sind. Die Zu- und Abführung von Druckmedium erfolgt in diesem Ausführungsbeispiel des Drehmomentwandlers **101** durch eine radial zwischen dem Getriebehals **108a** und dem Wandlerhals **104e** geführten Druckleitung **119a** in die Kammer **118**, die Ableitung aus der Kammer **117** über eine Hohlbohrung **107b** in der Getriebeeingangswelle **107**, die in eine radial zwischen dem Getriebehals **108a** und der Getriebeeingangswelle **107** vorgesehene Ableitung **119b** mündet. Getriebehals **108a** und Getriebeeingangswelle **107** sind mittels des Gleitlagers mit Dichtfunktion **108b** gegeneinander gelagert und abgedichtet, so dass Druckmedium aus der Ableitung **119b** nicht in die Kammer **118** gelangen kann.

[0070] Durch eine Erhöhung des Druckmediumsdrucks in der Kammer **118** gegenüber der Kammer **117** wird der Kolben **116** axial verlagert und das Reibeingriffsmittel **121** mit den Reibeingriffsflächen **114**, **115** gebildet aus den Reibpartnern **114'**, **115'** bildet einen Reibeingriff und übertragen ein Drehmoment vom Gehäuse **104a** über die Gehäusewand **104** auf den Kolben **116**. Durch die Einstellung eines höheren Drucks in der Kammer **117** wird der Reibeingriff zwischen den Teilen **114**, **115** getrennt und das zu übertragende Drehmoment wird vom Pumpenrad **105** über das Turbinenrad **106**, die Nabe **106a** auf die Getriebeeingangswelle **107** übertragen. Das bei geschlossener oder schlupfender Wandlerüberbrückungskupplung **113** in den Kolben **116** eingeleitete Drehmoment wird weiter in die Nabe **106a** und dort in die Getriebeeingangswelle **107** eingeleitet. Hierzu ist der Kolben über einen Torsionsschwingungsdämpfer **123** mit Verdrehspiel im Bereich der Wirkung des Torsionsschwingungsdämpfers **123** mit der Nabe **106a** drehfest verbunden, wobei am Außenumfang des Torsionsschwingungsdämpfers **123** dessen Eingangsteil **123a**, hier bestehend aus zwei Scheibenteilen, mit dem der Kolben **116** fest verbunden, beispielsweise vernietet ist und dessen Ausgangsteil **123b**, das hier als Flanschteil axial zwischen den beiden Scheibenteilen des Eingangsteils **123a** angeordnet ist, drehfest und axial verlagerbar, beispielsweise mittels einer Verzahnung auf der Nabe **106a** angeordnet ist. Zwischen Ausgangsteil **123b** und Eingangsteil **123a** sind Energiespeicher **123c** angeordnet, entgegen deren Wirkung Eingangs- und Ausgangsteil **123a**, **123b** gegeneinander relativ verdrehbar sind, wozu diese über entsprechende Beaufschlagungs-, Aufnahme- und Abstützeinrichtungen verfügen. Es versteht sich, dass Anschläge der beiden Teile **123a**, **123b** die Wirkung der Energiespeicher mit zunehmendem Winkel begrenzen können. Weiterhin kann eine Reibereinrichtung, wie beispielsweise ein axial zwischen den Teilen **123a**, **123b** wirkender Energiespeicher **123d** vorgesehen sein.

[0071] Der Drehmomentwandler **101** ist mittels eines Zapfens **104f**, der mit dem Gehäuse **104a** fest verbunden und vorteilhafterweise mittels einer aus der Gehäusewand **104** axial ausgestellten Nietwarze **104g** zentriert oder aus der Gehäusewand **104** geformt ist und in eine Öffnung **103c** der Kurbelwelle **103** axial eingreift, mit der Kurbelwelle **103** verdrehbar verbunden. Die Lagerung erfolgt in der Weise, dass ein Winkel- und/oder Axialversatz der Getriebeeingangswelle **107** gegen die Kurbelwelle **103** ausgeglichen werden kann. Die axialen Vorsprünge **103a** der Kurbelwelle bilden durch ihr Profil eine Einführhilfe für den Zapfen **104f** bei der Montage. Weiterhin kann es vorteilhaft sein, mittels der ausgestellten Nietwarze **104g** auch den Zapfen **104f**, der auch hülsenförmig oder topfförmig ausgestaltet sein kann, am Gehäuse **104a** zentriert zu befestigen, das heißt mit diesem zu vernieten, wobei eine zusätzliche Befestigung – wie beispielsweise die hier gezeigte Verschweißung – entfallen kann. Es versteht sich, dass diese Ausführung auch für alle anderen Wandlerbauarten mit einem Pilotlager in der Kurbelwelle vorteilhaft sein kann. In diesem Zusammenhang kann es auch vorteilhaft sein, eine entsprechende Aufnahme, das heißt Zentrierung und/oder Lagerung, für die Getriebeeingangswelle auszubilden, indem ein hülsenförmiges Bauteil an der Gehäuseinnenwand des Wandlers vorgesehen wird, in das die Getriebeeingangswelle eingeführt wird. Dieses Bauteil kann vorteilhafterweise mittels einer aus der Gehäusewand ausgestellten Nietwarze befestigt sein.

[0072] Fig. 3 zeigt einen Drehmomentwandler **201**, der sich im wesentlichen vom Drehmomentwandler **101** der Fig. 1 durch eine geänderte Ausgestaltung der Wandlerüberbrückungskupplung **213** unterscheidet. Hierbei ist der Kolben **216** im Bereich seines Außenumfangs axial verlagerbar und drehfest mit der Gehäusewand **204** verbunden. Ein für alle Drehmomentwandler dieser Art besonders vorteilhaftes Ausgestaltungsbeispiel sieht einen Kolben **216** vor, der mit dem Gehäuse **204** mittels über den Umfang verteilter Blattfedern **216a** verbunden ist, wobei jeweils ein Ende der Blattfedern **216a** am Kolben **216** und deren anderes Ende mit der Gehäusewand **204** fest verbunden ist. Dabei kann es besonders vorteilhaft sein, im Bereich der Gehäusewand **204** eine Vernietung vorzusehen, die aus axial ausgestellten beziehungsweise aus der Gehäusewand **204** ausgeformten Nietwarzen **204h** gebildet ist. Es kann auch vorteilhaft sein zusätzlich oder alternativ im Kolben **216** entsprechende Nietwarzen vorzusehen.

[0073] Die verdrehbare Anordnung des Kolbens **216** auf der Nabe **206a** wird durch ein Axiallager wie beispielsweise der Gleittringscheibe **206d** erleichtert. Die Drehmomenteinleitung von der Gehäusewand **204** bei geschlossener oder schlupfender Wandlerüberbrückungskupplung **213** auf die Getriebeeingangswelle **207** erfolgt über die Reiblamelle **223d**, die im

Bereich ihres Außenumfangs und radial innerhalb der Nietwarzen **204h** beidseitig Reibbeläge **214a'**, **214b'** aufweist, die mit den Gegenreibflächen **215a'**, **215b'** einen Reibeingriff bilden, und die mit dem Eingangsteil **223a** des Torsionsschwingungsdämpfers **223** fest verbunden, beispielsweise vernietet ist. Das Ausgangsteil **223b** des Torsionsschwingungsdämpfers **223** ist drehfest und axial verlagerbar mit der Nabe **206a**, beispielsweise mittels der Verzahnung **223e** verbunden, wobei das Ausgangsteil zur Bildung dieser radial innen in axiale Richtung umgeformt sein kann. Die Ausgestaltung des Torsionsschwingungsdämpfers **223** ist dem Torsionsschwingungsdämpfer **123** der Fig. 1 ähnlich.

[0074] Der Reibeingriff der Wandlerüberbrückungskupplung **216** erfolgt an zwei Reibbelägen, wodurch durch die erhöhte Reibfläche das zu übertragende Reibmoment erhöht oder die Reibbeläge geometrisch unter Verminderung des Bauraums angepasst werden können. Die Strombegrenzungseinrichtung beziehungsweise Stromregleinrichtung **222** kann an einem oder beiden Reibeingriffen **214a**, **215a** und/oder **214b**, **215b** vorgesehen sein. Vorteilhafte Ausgestaltungsbeispiele sind im Detail in den Fig. 22 bis Fig. 25 gezeigt und näher erläutert.

[0075] Fig. 4 zeigt ein dem Drehmomentwandler **201** der Fig. 3 ähnliches Ausführungsbeispiel eines Drehmomentwandlers **301**, der ohne antriebsseitige Anbindung und ohne Getriebeeingangswelle dargestellt ist, wobei die Unterschiede im wesentlichen in der Ausgestaltung und Wirkungsweise der Wandlerüberbrückungskupplung **313** und des Torsionsschwingungsdämpfers **323** liegen. Der wesentliche Vorteil dieses Ausführungsbeispiels liegt in der Verwendung des Torsionsschwingungsdämpfers **323** als Turbinendämpfer und als Torsionsschwingungsdämpfer für die Wandlerüberbrückungskupplung **313**. Hierzu ist das Eingangsteil **323a** sowohl mit der Nabe **306a**, auf der das Turbinenrad **306** drehfest angeordnet ist, als auch mit der Reiblamelle **323d** drehfest verbunden, so dass Drehmoment vom Turbinenrad **306** und von der Wandlerüberbrückungskupplung **313** in das Eingangsteil **323a** eingespeist werden kann. Das Eingangsteil **323a** ist hierzu mittels eines Formschlusses wie der Verzahnung **323e** mit der Nabe **306a** verbunden, die Reiblamelle **323d** ist radial außerhalb der Energiespeicher **323c** mit dem Eingangsteil **323a** fest verbunden, beispielsweise vernietet. Die Nabe **306a** ist gegenüber der – nicht dargestellten – Getriebeeingangswelle verdrehbar angeordnet, wobei ein Nabenteil **306f** mittels der Verzahnung **307b** mit der Getriebeeingangswelle drehfest verbunden und die Nabe **306a** verdrehbar am Außenumfang des Nabenteils **306f** verdrehbar, beispielsweise unter Zwischenlegung eines Lagers, beispielsweise eines Gleitlagers **306g** oder eines Wälzlagers, aufgenommen werden kann. Das Ausgangsteil **323b** des Torsionsschwingungsdämpfers **323** ist fest mit dem Na-

benteil **306f** verbunden, beispielsweise geschweißt wie laser-, impuls- oder punktgeschweißt oder verstemmt. Ein weiteres, zur günstigeren Räumung der Verzahnung **307b** separat ausgestaltetes Nabenteil **306h** kann die Nabe **306a** zusätzlich radial außen an deren Innenumfang aufnehmen, beispielsweise mittels eines Presssitzes, und auf der Getriebeeingangswelle abstützen, wobei Lagerstellen zur Relativverdrehung zwischen Getriebeeingangswelle und Nabenteil **306h** vorgesehen sein können.

[0076] Die Dämpfung von Torsionsschwingungen erfolgt durch eine Relativverdrehung von Eingangs- und Ausgangsteilen **323a**, **323b** entgegen der Wirkung der Energiespeicher **323c** und einer Reibeinrichtung, die durch den axial wirksamen, zwischen dem Seitenteil **323b'** und dem Eingangsteil **323a** gespannten Energiespeicher **323d** und/oder durch das Reibmoment des Gleitlagers **306g** oder vorzugsweise an der Reibstelle **323b''** gebildet werden kann. Das mit dem Ausgangsteil **323b** über den Umfang verteilte Nieten **323f** verbundene Seitenteil **323b'** sowie das Ausgangsteil **323b** umschließen das Eingangsteil **323a**, das radial außen mittels den Nieten **323f** mit der Reiblamelle **323d** verbunden ist, axial und bilden Beaufschlagungs-, Aufnahme- und/oder Abstützeinrichtungen für die Energiespeicher **323c**, beispielsweise über den Umfang verteilte, gegebenenfalls ineinander geschachtelte Schraubendruckfedern, und gegebenenfalls Anschläge zur Begrenzung der maximalen Verdrehbarkeit gegeneinander.

[0077] Die Fig. 5 und Fig. 6 zeigen Ausführungsbeispiele von Drehmomentwandlern **401**, **401a**, die ähnlich sind und deren Gemeinsamkeiten unter Verwendung gleicher Bezugszeichen beschrieben werden, im Teilschnitt. In einem von der Antriebseinheit angetriebenen Gehäuse **404a** mit drehfest mit diesem verbundenem Pumpenrad **405** sind Turbinenrad **406**, Leitrad **410** und die Wandlerüberbrückungskupplung **413**. Der Kolben **416** ist axial auf der Nabe **406a** gelagert und mit einer Mitnehmerscheibe **416b**, die drehfest und axial verlagerbar mittels der Verzahnung **416c** auf der Nabe **406a** aufgenommen ist, beispielsweise mittels über den Umfang verteilter Nieten **416d** verbunden. Die Funktion der Mitnehmerscheibe **416b** kann in einem weiteren Ausführungsbeispiel in Eingangs- und Ausgangsteil eines Torsionsschwingungsdämpfers aufgeteilt sein, wobei die se relativ entgegen der Wirkung zumindest eines Energiespeichers und gegebenenfalls einer Reibeinrichtung verdrehbar sind. Ausgangs- und/oder Eingangsteil können hierzu aus mehreren Scheibenteilen gebildet sein, das Eingangsteil kann erfindungsgemäß zusätzlich oder alternativ eine Verbindung zum Turbinenrad **406** oder einem mit dieser verbundenen Bauteil aufweisen.

[0078] Der Reibeingriff zwischen dem Kolben **416** als abtriebsseitigem Bauteil und dem Gehäuse **404a**

als antriebsseitigem Bauteil wird durch die Reibpartner **414'**, **415'** mit den Reibeingriffsflächen **414**, **415** gebildet. Die antriebsseitige Reibeingriffsfläche wie Reibpartner **415** ist auf einem sich vom Gehäuseinnenumfang nach radial innen erstreckenden, mit dem Gehäuse **404a** fest verbundenen Flanschteil **404i** angeordnet, das am Gehäuse **404a** axial angeflanscht und befestigt, beispielsweise verschweißt sein, sich zuerst in Richtung Antriebseinheit erstrecken und radial nach innen umgeformt sein kann. Eine Reibeingriffsfläche **414**, **415** kann durch einen Reibbelag gebildet sein, der auf dem Kolben **416** oder auf dem Flanschteil **404i** aufgebracht sein kann. Die Wandlerüberbrückungskupplung **413** kann im Bereich des Reibeingriffs eine Strombegrenzungseinrichtung **422** aufweisen, die wie in den übrigen Ausführungsbeispielen unter dem Index x22, wobei x für die entsprechende Ausgestaltung steht, unter Rücksichtnahme auf die geänderten Geometrie unter Verwendung des Flanschteils **404i**, das zu diesem Zweck die Funktion einer Gehäusewand wie beispielsweise entsprechend der Wand **104** der Fig. 2 des Gehäuses **404a** übernehmen kann.

[0079] Die Funktionsweise der Drehmomentwandler **401**, **401a** zur Ansteuerung der Wandlerüberbrückungskupplung **413** mittels Druckmedium, sieht einen veränderten Druckmittelfluss gegenüber den beispielsweise in den Fig. 1 bis Fig. 4 gezeigten Drehmomentwandlern **1**, **101**, **201**, **301** vor. Bei den Drehmomentwandlern **401**, **401a** wird zum Schließen oder zum schlupfenden Betrieb der Wandlerüberbrückungskupplung **413** das Druckmittel zuerst in die Kammer **417** und von dort über die Strombegrenzungseinrichtung **422** in die Kammer **418** eingeleitet und anschließend abgeführt. Durch die Bildung eines Differenzdrucks zwischen den Kammern **417** und **418** mit einem höheren Druck in der Kammer **417** wird die Wandlerüberbrückungskupplung **413** geschlossen oder schlupfend betrieben, bei höherem Druck in der Kammer **418** wird die Wandlerüberbrückungskupplung **413** geöffnet. Es kann auch vorteilhaft sein, die Wandlerüberbrückungskupplung **413** mittels eines Energiespeichers bei nachlassendem Druck in der Kammer **417** selbstöffnend auszugestalten, wobei beispielsweise zwischen der Nabe **406a** und dem Kolben **416** ein axial wirksamer Energiespeicher vorgesehen sein kann. Der Vorteil dieser Druckmediumsführung kann darin liegen, dass durch den schlupfenden Betrieb der Wandlerüberbrückungskupplung **413** erwärmtes Druckmedium nicht direkt über eine Ableitung wärmeempfindlichen Bauteilen, beispielsweise im Getriebe zugeführt sondern vorher eine Durchmischung in der Kammer **418** mit weniger angewärmtem Druckmedium erfolgen kann. Weiterhin kann kühleres, beispielsweise über eine Kühleinrichtung vorgekühltes Druckmedium in kleineren Mengen direkt – und nicht durch den Wandler angewärmt – an die Reibeingriffsflächen **414**, **415** herangeführt werden.

[0080] Zusätzlich oder alternativ – auch in anderen Drehmomentwandlern ohne geänderte Druckmediumsführung vorteilhaft – kann wie in den Ausführungsbeispielen **401**, **401a** gezeigt eine zusätzliche Kühleinrichtung **427a**, **427b** vorgesehen sein, die für eine erhöhte Verwirbelung beziehungsweise einen erhöhten Druckmediumsfluss am Flanschteil **404i** oder beispielsweise in anderen Ausführungsbeispielen am Kolben im radialen Bereich des Reibeingriffs bei einer Relativverdrehung dieser gegen das Turbinenrad **406** sorgt. Hierzu sind beispielsweise am Turbinenrad **406** der **Fig. 5** über den Umfang verteilte Schaufeln **428a** vorgesehen, die beispielsweise aus dem Turbinenrad **406** ausgestellt oder mit diesem einen Formschluss bilden oder an diesem befestigt, beispielsweise vernietet oder verschweißt sein können. Die Schaufeln **428** können dabei auch durch einzelne, nicht umgebogene Laschen gebildet sein, mittels derer ansonsten die Turbinenschaufeln **406'** mit dem Turbinenrad **406** formschlüssig durch umlegen der Laschen verbunden werden. Die Kühleinrichtung **427a** führt hierbei mittels der Schaufeln **428a** durch einen Reibkontakt der Reibpartner **414**, **415** im schlupfenden Betrieb erwärmtes Druckmedium ab und führt kühleres Druckmedium aus dem Volumen der Kammer **418** zu beziehungsweise verwirbelt das Druckmedium an der Oberfläche der Kühlfläche des Flanschteils **404i**, so dass bei Spitzenerwärmungen das Abführen der Wärme zu einer gleichmäßigeren Wärmebelastung beziehungsweise -verteilung an den Reibpartnern **414**, **415** und damit zu einer schonenderen Erwärmung des Druckmediums führt. In gleicher Weise wirkt die Kühleinrichtung **427b** des Ausführungsbeispiels **401a** mit dem Unterschied, dass die Schaufeln **428b** aus einem Scheibenteil **428c** gebildet, beispielsweise aus diesem ausgestellt oder mit diesem verbunden sind und das Scheibenteil **428c** mit dem Turbinenrad **406** verbunden, beispielsweise an dessen Innenumfang mit dem Turbinenrad **406** verschweißt ist.

[0081] **Fig. 7** zeigt ein vorteilhaftes Ausführungsbeispiel eines Drehmomentwandlers **501** im Schnitt mit einer drehfest mit dem Gehäuse **504a**, beispielsweise mittels einer im fest mit dem Gehäuse **504a** verbundenen Zapfen **504f** vorgesehenen Verzahnung verbundenen Nebenabtriebswelle **507c**, die in der hohlgebohrten, von dem Gehäuse über den Wandler mit Drehmoment der Antriebseinheit beaufschlagten Getriebeeingangswelle **507** geführt ist. Auf einem axialen Vorsprung des Zapfens **504f** ist axial verlagerbar und drehfest gegenüber dem Zapfen **504f** ein Hilfskolben **516e** aufgenommen, der an seinem Außenumfang an einem axial verlaufenden Gehäuseteil des Gehäuses **504a** abgedichtet ist, so dass durch den Hilfskolben **516e** eine Kammer **518a** gebildet wird, die zur Axialverlagerung des Hilfskolbens **516e** mit Druckmedium beaufschlagbar ist. Der Hilfskolben **516e** steht in Anschlagkontakt mit dem axial verlagerebaren, auf einem Vorsprung **506i** der mit der Ge-

triebeeingangswelle **507** axial verlagerbar und drehfest verbundenen Nabe **506a** angeordneten Kolben **516**, der das abtriebsseitige Teil der Wandlerüberbrückungskupplung **513** bildet oder ist mit diesem axial fest verbunden, beispielsweise verschweißt, verastet oder verpunktet. Das antriebsseitige Teil wird durch das mittels eines Formschlusses drehfest am Gehäuse **504a** angeordnete und axial durch den Anschlag **504k** begrenzte, radial sich nach innen erstreckende Flanschteil **504i** gebildet, wobei der Formschluss durch eine Außenprofilierung, beispielsweise eine Außenverzahnung gebildet sein kann, die in ein komplementär ausgestaltetes, vorzugsweise aus dem Gehäusematerial ausgeformtes, beispielsweise durchgestelltes Innenprofil des Gehäuses **504a** eingreift. Der Reibeingriff erfolgt auf eine Reiblamelle **523d** über die Reibeingriffsflächen **514a**, **514b**, **515a**, **515b**, wobei die Reibeingriffsflächen **514a**, **514b** durch Reibbeläge gebildet sein können, die bevorzugt an der Reiblamelle **523d** befestigt sind und zur Bildung einer Verbindung einen Kanal wie beispielsweise ein Nutmuster **530** aufweisen können. Die Reiblamelle **523d** ist unter Zwischenschaltung eines Torsionsschwingungsdämpfers **523** – wie bereits in **Fig. 3** unter **223** beschrieben – drehfest und axial verlagerbar auf der Nabe **506a** radial außerhalb und vorzugsweise auf gleicher axialer Höhe wie der Kolben **516** angeordnet.

[0082] Bei eingerückter oder schlupfender Wandlerüberbrückungskupplung **513** trennt der Kolben **516** in Verbindung mit den Reibpartnern **514a**, **514b**, **515a**, **515b** unter Bildung der Strombegrenzungseinrichtung **522** das Wandlervolumen in zwei Kammern **517**, **518** ab. Zur Ansteuerung der Wandlerüberbrückungskupplung **513** wird die Kammer **518a** ein Druckmediumsdruck angelegt, der gegenüber dem Druck in der Kammer **518** zum Einrücken der Kupplung **513** höher und zum Ausrücken dieser kleiner ist. Die Zuleitung des Druckmediums zur Kammer **518a** erfolgt über eine mit der – nicht dargestellten – Druckversorgungseinrichtung in Verbindung stehende Leitung **504p** im Leitrastutzen **504e**, der an seinem Innenumfang mittels der Bohrung **504n** mit der Bohrungen **507e**, **507f** in der Getriebeeingangswelle **507** beziehungsweise der Nebenabtriebswelle **507c** in Verbindung steht, so dass das Druckmedium in den in der Nebenabtriebswelle **507c** geführten Kanal **507d** und von dort über den Stichkanal **504l** in die Kammer **518a** gelangt und diese mit dem vorgegebenen Druck beaufschlagt. Die Beaufschlagung der Kammer **518a** mit Druck ist vorteilhafterweise bei vorliegendem Ausführungsbeispiel unabhängig von der Durchströmung der Strombegrenzungseinrichtung **522**, das heißt, die Kammern **517**, **518** können unabhängig voneinander in der Kammer **518a** anliegenden Druck durchströmt werden. Die Strömungsrichtung und -reihenfolge, in der die Kammern **517**, **518** angeströmt werden, kann dem Anwendungsfall entsprechend ausgestaltet werden, in dem gezeigt

ten Ausführungsbeispiel **501** wird zuerst die Kammer **517** mit Druckmedium versorgt. Die Versorgung der Kammern **517** erfolgt durch eine weitere Verbindungsleitung **504p'** und eine sich anschließende Axialbohrung **504o** im drehfesten Leitradsstutzen **504e** durch die mit einer Öffnung **504q** versehene Nabe **506a**. Über die Kammer **517** und die Nuten **530** gelangt das Druckmedium in die Kammer **518** und wird über die Öffnung **504r** in eine im Leitradsstutzen **504e** vorgesehene – in diesem Schnitt nicht ersichtliche – Ableitung abgeführt. Der Vollständigkeit halber seien die Öffnungen **504m**, **504d** im Leitradsstutzen **504e** beziehungsweise in der Getriebeeingangswelle **507** erwähnt, über die das sich anschließende Getriebe, beispielsweise ein Drehmomentfühler eines CVT-Getriebes in Verbindung mit einer weiteren oder einer der Leitungen **504p**, **504p'** und der Leitung **519a** zwischen Nebenabtriebswelle **507c** und Getriebeeingangswelle **507** mit Druckmedium versorgt wird. Es versteht sich, dass einzelnen Bohrungen und Öffnungen zur Bildung einzelner Zuleitungen zu verschiedenen Kammern gegeneinander abgedichtet sind.

[0083] Es versteht sich, dass weitere Ausführungsbeispiele mit einem Hilfskolben **516e** unter Ausbildung einer separat ansteuerbaren Druckkammer **518a** auch für Drehmomentwandler ohne Nebenabtrieb und/oder ohne Strombegrenzungseinrichtung **522** vorteilhaft sein kann. Die hierzu nötigen Auswahl an Druckmediumsleitungen wird dabei in Abhängigkeit von der Ausführungsweise eines derartigen Ausführungsbeispiel vorgesehen. Weiterhin kann der Druckmediumsfluss von Drehmomentwandlern durch speziell angeordnete Ventile begrenzt werden. Beispielsweise kann eine Strombegrenzungseinrichtung – wie beispielsweise die Strombegrenzungseinrichtung **522** – ein Strombegrenzungsventil enthalten, das den Druckmediumsfluss in Abhängigkeit von der Temperatur steuert, so dass beispielsweise bei entstehender Erwärmung des Druckmediums bei schlupfender Wandlerüberbrückungskupplung der Druckmediumsfluss gesteigert wird. Hierzu muß das Strombegrenzungsventil nicht direkt im Bereich des Reibeingriffs angeordnet sein, es kann vielmehr ausreichend sein, in diesem Bereich einen Temperatursensor anzuordnen.

[0084] In **Fig. 8** ist ein Ausführungsbeispiel eines Drehmomentwandlers **601** im Schnitt gezeigt, der mit dem Drehmomentwandler **101** der **Fig. 1** ähnlich ist und im Unterschied zu diesem eine spezielle Ausgestaltung des Kolbens **616** zur Ausbildung der Strombegrenzungseinrichtung **622** aufweist. Weiterhin ist eine entsprechende Form und Ausgestaltung der Reibeingriffsflächen **614**, **615** mit Reibpartnern **614'**, **615'** vorgesehen, die in den **16a** und **16b** näher erläutert ist. Der Kolben **616** mit über den Umfang verteilten elastischen Druckspeichern **629** ist in den **Fig. 14** und **Fig. 15** näher dargestellt und erläutert.

[0085] Die **Fig. 9** bis **Fig. 12** zeigen Ausführungsbeispiele **X(9)** bis **X(12)** der Strombegrenzungseinrichtung **122** der **Fig. 2** im Detail. **X(9)** der **Fig. 9** zeigt dabei einen Kolben **116** und einen Gehäuseausschnitt der Gehäusewand **104** mit einer der Wandlerüberbrückungskupplung **113** zugewandten Kühlfläche **104k** und mit über den Umfang verteilten radial ausgerichteten Nuten **130**, die in die Gehäusewand **104** eingepreßt sind. Dabei bildet die nicht eingepreßte Fläche die antriebsseitige Reibeingriffsfläche **114** und der auf dem Kolben **116** befestigte Reibbelag **115'** die abtriebsseitige Reibeingriffsfläche **115**. Im geschlossenen und schlupfenden Betrieb der Wandlerüberbrückungskupplung **113** befinden sich die Reibeingriffsflächen **114**, **115** in Reibeingriff zueinander, ein Druckmediumsfluss kommt lediglich über die Nuten **130** zustande. Der Querschnitt, der sich aus der Tiefe und Breite der Nuten **130** bildet sowie die Anzahl der über den Umfang verteilten Nuten **130** ist dabei maßgeblich für den Druckmediumsfluss bei einer vorgegebenen Temperatur und damit eingestellter Viskosität des Druckmediums. Bei einer Erhöhung der Druckmediumstemperatur durch ein Reibmoment der beiden Reibeingriffsflächen **114**, **115**, während die Wandlerüberbrückungskupplung **113** schlupft, wird das durch die Nuten **130** gedrückte Druckmedium erwärmt, indem es die entstehende Wärme an den Reibeingriffsflächen aufnimmt. Dadurch verringert sich dessen Viskosität und erhöht bei vorgegebenem Druck dessen Durchfluss. Entsprechende Auslegung der Nuten **130** optimiert zumindest die Kühlung der Reibeingriffsflächen **114**, **115** sowie den Durchfluss bei schlupfender und nicht schlupfender Wand **113**. Diese Art der Anordnung ergibt daher ein Ausführungsbeispiel einer Strombegrenzungseinrichtung **22**, **122**, die schlupfabhängig ist. Es versteht sich, dass in speziellen Fällen die Nuten **130** unter Gesichtspunkten der Kühlung so optimiert werden können, dass eine nahezu viskositätsunabhängige Betriebsweise möglich sein kann.

[0086] Für vorteilhafte Ausgestaltungsbeispiele hat sich gezeigt, dass die radiale Länge L der Nuten **130** wie in einer Ansicht eines Ausschnitts aus der Gehäusewand **104** in **Fig. 13** gezeigt im Bereich $10\text{ mm} < L < 50\text{ mm}$ in besonders vorteilhaften Ausgestaltungsbeispielen zwischen $10\text{ mm} < L < 30\text{ mm}$ betragen kann. Dabei ist die Länge L der Nuten **130** vorzugsweise größer als die Länge des Querschnitts Reibbelags **115** in radiale Richtung, so dass das Druckmedium durch diesen nahezu ungehindert in die Nuten **130** ein- und ausströmen kann. Unter hydrodynamischen Gesichtspunkten ist die Länge L der Nuten **130** sowie deren Querschnittsfläche sowie das Verhältnis zwischen Nuttiefe t und Nutbreite b maßgebend. Ein Schnitt entlang der Linie A-A der **Fig. 13** zeigt in **Fig. 13a** den Querschnitt eines Teils der Gehäusewand **104** mit einer Nut **130** mit der Nuttiefe t und der Nutbreite b und einer optional gerundeten Kante **130'**. Es hat sich als vorteilhaft erwiesen, die

Nutbreite b zwischen 0,2 und 20 mm, vorzugsweise zwischen 0,5 und 1 mm und die Nuttiefe t kleiner 0,3 mm vorzugsweise kleiner 0,15 mm zu wählen. Es versteht sich, dass nicht nur rechteckige Nuten **130** vorteilhaft sein können sondern dass die Form der Nuten **130** insbesondere zu einer bezüglich der Fläche zwischen Nuten **130** und erhabenen Zwischenraum **130a** gleichmäßigen Verteilung in radiale Richtung trapezförmig mit der breiteren Grundseite radial außen ausgestaltet werden kann. Weiterhin können die Nuten **130** Richtungsanteile in Umfangsrichtung aufweisen, so dass beispielsweise eine erhöhte Flussrate des Druckmediums mit zunehmender Drehzahl des die Nuten **130** tragenden Bauteils erfolgen kann.

[0087] Der Gesamtfluss wird neben der Ausgestaltung der einzelnen Nuten **130** durch deren Anzahl bestimmt. Eine Anzahl zwischen 8 und 400, vorzugsweise zwischen 100 und 300 Nuten hat sich als vorteilhaft erwiesen.

[0088] Das Einbringen der Nuten **130** der **Fig. 13** kann mittels Press-, Erodier-, Fräsverfahren oder dergleichen erfolgen. In der **Fig. 9** sind hierzu Nuten **130** gezeigt die eingepresst sind. **Fig. 10** zeigt eine Detail X(10) mit eingepressten Nuten **130b**, die in der Deckelwand **104** durchgestellt sind, das heißt, auf der anderen Seite der Gehäusewand **104** als erhabene Ausprägungen **130c** ausgestellt sind. Die Pressrichtung der beiden Ausgestaltungsbeispiele ist von der Reibeingriffsseite **114** her. Das Detail X(11) der **Fig. 11** zeigt eine antriebsseitige Reibeingriffsfläche **114**, die gegenüber der Gehäusewand **104** axial erhaben ausgebildet ist, wobei über den Umfang verteilt nicht erhaben ausgeprägte – in dieser Darstellung nicht ersichtlicher – Nuten vorgesehen sind. Die Ausbildung kann mittels eines axial von der der Reibeingriffsfläche **114** abgewandten Seite der Gehäusewand **104** eingebrachten Nutenmusters **130e** mit über den Umfang verteilten Nuten erfolgen, wobei die erhabenen Ausprägungen **114** durch das Material der Gehäusewand **104** durchgestellt sind.

[0089] Das Detail X(12) des Ausführungsbeispiels **101** der **Fig. 2** sieht eine Ausführung ohne Nuten unter Verwendung eines für Druckmedium durchlässigen Materials, beispielsweise Sintermaterialien, poröse Keramik, poröse, temperaturbeständige organische Materialien wie Kunststoff, poröses Glas und dergleichen vor, das als Reibpartner mit einer antriebsseitigen Reibeingriffsfläche **114** einen Reibeingriff mit der abtriebsseitigen Reibeingriffsfläche **115**, beispielsweise eines Reibbelags, der auf einem Kolben **116** aufgebracht ist, bildet. Wird die hier offen dargestellte Wandlerüberbrückungskupplung **113** geschlossen oder schlupfend betrieben, wird Druckmedium durch die poröse Schicht **131** in Form eines Scheibenteils gedrückt. Dabei wird bei Entwicklung von Reibungswärme durch Schlupf diese auf das Druckmedium übertragen und abgeführt. Der Durch-

fluss ergibt sich unter anderem in Abhängigkeit von der von der Reibungswärme eingestellten Druckmediumtemperatur und der Porosität des Scheibenteils **131**. Das Scheibenteil **131** ist mit dem es aufnehmenden Teil wie hier der Gehäusewand **104** fest verbunden, beispielsweise mittels Nieten **131a**, beispielsweise mittels ausgesetzter Nietwarzen, vernietet, verklebt oder als Beschichtung aufgetragen. Es versteht sich, dass auch der Kolben **116** die poröse Schicht als Scheibenteil tragen kann und entsprechend der Reibbelag mit der Reibeingriffsfläche **114** auf der Gehäusewand **104** angeordnet sein kann. Weiterhin kann der Reibbelag auf der porösen Schicht **131** angebracht sein und der Kolben **116** oder die Gehäusewand **104** direkt oder über eine weitere poröse Schicht eine Gegenreibfläche bilden.

[0090] Die **Fig. 14** zeigt ein Ausführungsbeispiel eines Kolbens **616** der **Fig. 8** als Teilansicht mit über den Umfang verteilten druckelastischen Speichern **629**, die auf dem Kolben **616** im wesentlichen dicht aufgebracht sind und mit diesem entlang der Linie **629a** fest verbunden, beispielsweise verklebt oder verschweißt sind. Die druckelastischen Speicher **629** können auch aus einem Blechteil **629c** geformt sein, das beispielsweise ringscheibenförmig auf dem Kolben **616** aufgebracht sein kann. Jeder druckelastische Speicher **629** ist nach außen mit einer Öffnung **629b** verbunden, die radial im Bereich der Reibeingriffsfläche **615** – wie aus dem Schnitt des Kolbens **616** mit druckelastischen Speichern **629** und mit ihnen kommunizierenden Öffnungen **629b** entlang der Linie A₁-A₁ in der **Fig. 15** ersichtlich wird – angeordnet ist. In Abhängigkeit vom im Druckspeicher **629** und dem außen anliegenden Druck verändert der druckelastische Speicher sein Volumen und wird über die Öffnung **629b** befüllt oder entleert. Dabei erfolgt die Volumenänderung über eine Elastizität des Materials, beispielsweise dünnes Blech, Gummimaterialien, eine Mischung dieser oder dergleichen, in dem gezeigten Beispiel dünnes Blech.

[0091] Die Ansteuerung der Befüllung und Entleerung der über den Umfang verteilten druckelastischen Speicher übernimmt unter Ausbildung der Strombegrenzungseinrichtung **622** der **Fig. 8** die Ausgestaltung der Reibeingriffsflächen **614**, **615**, die in den **Fig. 16a** bis **Fig. 18b** anhand von vorteilhaften Ausgestaltungsbeispielen des Drehmomentwandlers **601** der Figur im Detail dargestellt sind. Zur besseren Übersicht der Zugehörigkeit von Reibbelägen sind die Ausführungsbeispiele jeweils in offener Position gezeigt, obwohl die Funktion nur im Reibeingriff eintritt. **Fig. 16a** zeigt dabei die Ausgestaltung des Reibeingriffsmittels **621** mit den Reibpartnern **614'**, **615'**, wobei der Reibpartner **614'** als des Reibbelag ausgeführt ist und die Reibeingriffsfläche **614** bildet, während eines Entleerungsvorgangs eines der druckelastischen Speichers **629** durch eine der im Kolben **616** vorgesehenen, über den Umfang

verteilten Öffnungen **629b**. Hierzu weist der Reibbelag **614'** über den Umfang verteilte, von radial innen zumindest bis auf die radiale Höhe der Öffnung **629b** und nach radial außen verschlossene Nuten **630** auf, die bei einer Relativverdrehung der Gehäusewand **604** gegenüber dem Kolben **616** zeitweise die Öffnung **629b** überschneidet. Der in der Kammer **618** – entsprechend der Kammer **118** in Fig. 2 – anliegende Druck zur Axialverlagerung des Kolbens **618** mit Bildung des Reibeingriffs der Reibeingriffsflächen **614**, **615** ist höher als der in der Kammer **617** – entsprechend der Kammer **117** der Fig. 2 – und drückt daher den Druckmediums Inhalt des druckelastischen Speichers **629**, der wie gezeigt deformiert wird und auf Axialanschlag mit dem Kolben **616** gehen kann, in die Kammer **617**. Durch den Druckmediumsfluß erfolgt eine Kühlung der sich während der Schlupfphase gegeneinander verdrehenden Reibeingriffsflächen **614**, **615**. Infolge weiterer Relativverdrehung dieser wird der druckelastische Speicher **629** – wie in Fig. 16b gezeigt – wieder befüllt. In dem Reibbelag sind dazu vorzugsweise mit den mit der Kammer **617** in Verbindung stehende Nuten **630** über den Umfang abwechselnde Nuten **630a** vorgesehen, die von radial außen zumindest auf die radiale Höhe der Öffnungen **629b** und nach radial innen verschlossen geführt sind, so dass bei Überschneidung der Öffnungen **629b** mit den Nuten **630a** ein Druckausgleich stattfindet und der druckelastische Speicher **629** wieder mit Druckmedium aus Kammer **618** befüllt wird. Der Befüll- und Entleervorgang der über den Umfang verteilten druckelastischen Speicher **629** erfolgt sukzessive entsprechend der Überschneidung der Nuten **630**, **630a** mit den Öffnungen **629b** solange, bis die Relativverdrehung zum Stillstand kommt, die Wandlerüberbrückungskupplung **613** also eingerückt ist oder ausgerückt wird. In diesem Sinne wirkt die Anordnung der druckelastischen Speicher **629** in Verbindung mit den Nuten **630**, **630a** als Stromregelinrichtung **622**, wobei die Regelgröße der Schlupf ist. Vorteilhafterweise kann die Anzahl der Öffnungen **629b** und die Anzahl der Nuten **630**, **630a** so eingestellt werden, dass die Wahrscheinlichkeit, dass durch sich rhythmisch wiederholendes Überschneiden von Nuten **630**, **630a** und Öffnungen **629** mit nachfolgendem Befüllen und Entleeren der druckelastischen Speicher **629** eine Anregungsfrequenz zur Anregung des Drehmomentwandlers und/oder des anderer Bauteile des Antriebsstrangs oder des Kraftfahrzeugs zu Schwingungen und/oder Geräuschbildung niedrig ist oder derartige Vorgänge ganz ausgeschlossen werden können. Vorteilhaft sind Anzahlen von Öffnungen **629b** beziehungsweise Nuten **630**, **630a** mit großen gemeinsamen Vielfachen, besonders zueinander verschiedene Primzahlen.

[0092] Die Fig. 17a und Fig. 17b zeigen eine Abwandlung der Wandlerüberbrückungskupplung **613** der Fig. 16 und Fig. 16b als Wandlerüberbrückungskupplung **613a**, bei dem die druckelastischen Spei-

cher **629** am Kolben **616** und der Reibpartner Reibbelag **615'** ebenfalls am Kolben **616** angeordnet ist. Der Reibbelag **615'** weist hierzu Öffnungen **629'** auf, die sich mit den Öffnungen **629b** des Kolbens **616** decken. Die Nuten **630**, **630a** sind in der Gehäusewand **104** eingearbeitet, beispielsweise eingepresst, eingefräst oder erodiert.

[0093] Ein weiteres in der Darstellung der Fig. 18a und Fig. 18b entsprechend gezeigtes Ausgestaltungsbeispiel einer den Wandlerüberbrückungskupplungen **613**, **613a** ähnliche Wandlerüberbrückungskupplung **613c** mit an der Außenseite des Trägerteils **604** angeordneten druckelastischen Speichern **629** mit auf dem Kolben **616** angebrachtem Reibbelag **614'**. Die Öffnungen **629** sind durch das Gehäuse **604** geführt.

[0094] In den Fig. 19a bis Fig. 20b sind jeweils zwei Ausführungsbeispiele von Wandlerüberbrückungskupplungen **213a**, **213b** im Detail gezeigt, die anstelle der Wandlerüberbrückungskupplung **213** der Fig. 3 einsetzbar sind, wobei die drehfeste Aufnahme des Kolbens **216** mittels der Blattfedern **216a** entfällt und ein Formschluss **216a** – wie beispielsweise in Fig. 7 gezeigt – die drehfeste Mitnahme mit dem Gehäuseteil **204** übernimmt. Die Wandlerüberbrückungskupplungen **213a**, **213b** in den Fig. 19a bis Fig. 20b sind zur besseren Übersicht der Zugehörigkeit der einzelnen Komponenten zueinander geöffnet dargestellt, die Funktion der Wandlerüberbrückungskupplungen **213a**, **213b** erfolgt jedoch in geschlossener Form, das heißt bei in Reibeingriff stehenden Reibeingriffsflächen **214a**, **214b**, **215a**, **215b**. Fig. 19a zeigt die das Drehmoment an das Ausgangsteil **206a** des Wandlers **201** übertragende Reiblamelle **223d** mit beidseitig angeordneten Reibbelägen **214'**, **214''**. Die druckelastischen Speicher **229** sind auf der der Reibeingriffsfläche **215a** gegenüberliegenden Seite des Kolbens **216** angeordnet und jeweils mit einer Öffnung **229b** versehen. Fig. 19a zeigt die Befüllung der Speicher **229** über die Nuten **230**, wobei das Druckmittel von der Kammer **218** über den Formschluss **216a'** und/oder über eine – nicht dargestellte – Öffnung radial zwischen dem Formschluss **216a'** und der Reibeingriffsfläche **215a** in die Speicher **229** geleitet wird. Die Nuten **230a** sind in dem Reibbelag **214''**, der den Reibeingriff mit der Reibfläche **215b** der Gehäusewand **204** bildet eingearbeitet. Zur Schaffung einer Verbindung zwischen den Öffnungen **229b** weisen die Reibbeläge **214'**, **214''** und die Reiblamelle **223d** ebenfalls eine Öffnung **229c** auf. Die Entleerung der Speicher **229** des Ausführungsbeispiels der Fig. 19a ist in Fig. 19b gezeigt. Hierzu sind Nuten **230** vorzugsweise abwechselnd mit den Nuten **230a** über den Umfang angeordnet. Die Funktion der Entleerung der Speicher **229** ist unter Fig. 16a erläutert.

[0095] Die **Fig. 20a** und **Fig. 20b** zeigen analog zu den vorhergehenden **Fig. 19a** und **Fig. 20a** die Befüllung und Entleerung der druckelastischen Speicher **229**, wobei hierzu unterschiedlich die den Austauschvorgang von Druckmedium steuernden Nuten **230**, **230a** in dem dem Kolben **216** zugewandten Reibbelag **214'** vorgesehen sind und damit die Öffnung **229c** der **Fig. 19a** entfallen kann. Es versteht sich, dass die Ausgestaltung der Reibeingriffsflächen **214a**, **214b**, **215a**, **215b** der **Fig. 19a** bis **Fig. 20b** auch in einem einzigen Ausführungsbeispiel einsetzbar ist, indem beide Reibbeläge **214'**, **214''** entsprechende Nuten **230**, **230a** aufweisen und die druckelastischen Speicher **229** vorzugsweise alternierend durch die Nuten **230**, **230a** des einen und des anderen Reibbelags **214'**, **214''** befüllt und entleert werden.

[0096] **Fig. 21** zeigt ein dem Drehmomentwandler **201** der **Figur** ähnliches Ausführungsbeispiel mit einer hier im Detail gezeigten, geänderten Wandlerüberbrückungskupplung **213d** mit einer Reiblamelle **223d'**, einem mit dem Gehäuseteil **204** über einen Formschluss wie Blattfedern **216a** axial verlagerbar und drehfest verbundenen Kolben **216**, der bei Axialverlagerung jeweils einen am Gehäuseteil **204** und am Kolben **216** angebrachten Reibbelag **214'**, **214''** mit der Reiblamelle **223d'** in Reibeingriff bringt. Die Reiblamelle **223d'** weist im Bereich der Reibbeläge **214'**, **214''** ein sich über den Umfang abwechselndes Axialprofil **230b** auf, das in einem Schnitt entlang der Linie B-B in **Fig. 22** näher erläutert ist. Hierbei zeigt die **Fig. 22** das Gehäuseteil **204** mit dem an ihm befestigten Reibbelag **214'**, die Reiblamelle **223d'**, den Kolben **216** mit dem an diesem befestigten Reibbelag **214''**. Die Reiblamelle **223d'** ist mit über den Umfang axial sich mit Nuten **232a**, **232b** abwechselnden erhabenen Reibflächen **233a**, **233b** versehen, wobei die zum Reibbelag **214''** hin erhabenen Reibflächen **233a** zum Reibbelag **214'** hin die Nuten **232a** bilden und die zum Reibbelag **214'** hin erhabenen Reibflächen **233b** die Nuten **232b** am Reibbelag **214''** bilden. Die Nuten **232a**, **232b** bilden die Stromregel-einrichtung **222** zwischen den beiden Kammern **217**, **218** durch Einstellung des Flusses in Abhängigkeit von der Temperatur und damit von der Viskosität des Druckmediums. Bezüglich der Auslegung der Tiefe, Länge, Breite und Anzahl der Nuten **232a**, **232b** gelten die bereits zuvor anhand der Wandlerüberbrückungskupplung **613a**, **613b**, **613c** unter Berücksichtigung der Verdoppelung der Nuten **232a**, **232b** durch Anlage an zwei Reibbeläge **214'**, **214''** mit entsprechender Erhöhung dieser Anzahl beschriebenen Angaben.

[0097] Die **Fig. 23** und **Fig. 24** zeigen in Anlehnung an das Ausführungsbeispiel einer Wandlerüberbrückungskupplung **113** im Detail X(12) der **Fig. 12** den Einsatz von porösen Materialien an einer Wandlerüberbrückungskupplung **213a** mit einer Reiblamelle **223d''**, an der zwei Sinterbeläge **231a** – wie unter

Fig. 12 näher beschrieben – befestigt sind und mit den Reibbelägen **214'**, **214''** in Reibkontakt bringbar sind. Es versteht sich, dass zumindest einer der Reibbeläge **214'**, **214''** auch auf dem entsprechenden Sinterbelag **231a** angeordnet sein kann und der Reibeingriff mit dem Kolben **216** und/oder mit der Gehäusewand **204** erfolgt. Eine weitere Variante für eine Wandlerüberbrückungskupplung **213b** mit Sintermaterial zeigt **Fig. 24**. Hier ist die Reiblamelle **223d'''** nur bis radial innerhalb der Reibbeläge **214'**, **214''** ausgeführt und mit einer sich nach radial außen anschließenden Sinterscheibe **231b** verbunden, beispielsweise vernietet, die mittels der Reibflächen **215**, **215a** den Reibeingriff mit den Reibbelägen **214'**, **214''** ausbildet.

[0098] **Fig. 25** zeigt einen Ausschnitt einer Wandlerüberbrückungskupplung **613d** mit einem Reibeingriffsmittel **621** bestehend aus den Reibpartnern **614'**, **615'** mit den Reibeingriffsflächen **614**, **615** und einem Kolben **616d**, der die Kolben **116** der **Fig. 2** oder **Fig. 616** der **Fig. 8** ersetzen kann, wodurch eine weitere vorteilhafte Möglichkeit einer Stromregel-einrichtung **122** beziehungsweise **622** zwischen den Kammern **617**, **618** vorgeschlagen werden kann. Hierzu weist der Kolben **616d** einen Reibbelag **614'** auf, in den über den Umfang verteilt Nuten **630d** eingearbeitet sind, die von radial innen bis auf die radiale Höhe der Öffnungen **629b** und nach radial außen verschlossen eingearbeitet sind. Anstatt der druckelastischen Speicher **629** der **Fig. 8**, **Fig. 16a**, **Fig. 16b** sind die Öffnungen **629b** im Kolben **616d** direkt mit der Kammer **618** verbunden. Bei einer Relativverdrehung des Gehäuseteils beziehungsweise der Gehäusewand **604** gegen den Kolben **616d** überschneiden sich die Öffnungen **629b** und die Nuten **630d** zeitlich und geben in dieser Überschneidungszeit einen Pfad zwischen der Kammer **617** und der Kammer **618** frei, durch den Druckmedium fließen kann, so dass während der Schlupfphase zumindest der Reibbelag **614'** durch das Medium gekühlt wird. Wächst der Druck in der Kammer **618** zum Schließen der Wandlerüberbrückungskupplung **613d** durch eine Axialverlagerung des Kolbens **616d** an, nimmt die Relativverdrehung ab und kommt schließlich zum Stehen. Die Anzahl der Öffnungen **629b** und die Anzahl der Nuten **630d** können dabei so abgestimmt sein, dass die Wahrscheinlichkeit der Überschneidung sehr gering ist, beispielsweise durch Wahl jeweils verschiedener Primzahlen als Anzahl für die Öffnungen **629b** und Nuten **630d**. Weiterhin kann – wie in dem Ausführungsbeispiel der **Fig. 25** gezeigt – eine Verschleißeinrichtung **635** vorgesehen sein, der bei hohem Druck – und damit geschlossener Wandlerüberbrückungskupplung **613d** mit nicht mehr nötiger Kühlung des Reibbelags **614'** – zumindest eine, vorzugsweise alle Öffnungen **629b** im wesentlichen dichtend verschließt.

[0099] Hierzu zeigt die **Fig. 26** die Verschleißeinrichtung **635** zum Verschließen der Öffnungen **629b** als Detail Y, die **Fig. 27** das Detail V der **Fig. 26** in Ansicht aus der Richtung X und **Fig. 28** ein Detail aus der Ansicht W der **Fig. 25**. Die Verschleißeinrichtung **635** wird aus axial verlagerbaren Zungen **635a** gebildet, die vorteilhafterweise aus einem ringförmigen, mit dem Kolben **616d** fest verbundenen, beispielsweise verklebten oder verschweißten Ringteil **635b** ausgestellt sind. Die Verstellung der Zungen **635a** über den vom Druckmedium angelegten Druck erfolgt gegen die Rückstellkraft der Zungen **635a** aufgrund der elastischen Eigenschaften des Materials, beispielsweise Blech. Die Rückstellkraft ist beispielsweise durch Wahl des Materials sowie dessen Dicke und dergleichen so eingestellt, dass bei einem Druck, der die Wandlerüberbrückungskupplung **613d** schließt, auch die Zungen **635a** auf die Öffnungen **629b** dichtend gelegt werden. Bei nachlassenden Druck werden die Zungen **635a** infolge ihrer Rückstellkraft wieder in die öffnende Position zurückgestellt. Hierzu kann zusätzlich vorgesehen sein, dass im Reibbelag **614'** zumindest eine Nut nach radial außen öffnend angeordnet ist, die bei erneut auftretendem Schlupf bei einer Relativverdrehung von Kolben **616d** und Gehäusewand **604** die Zungen **635a** mit dem in der Kammer **618** herrschenden Druck beaufschlagt und dadurch zusätzlich eine verbesserte Öffnung der Zungen **635a** erwirkt werden kann.

[0100] Auf diese Weise kann eine Stromregelrichtung **122**, **622**, **622a** für das Druckmedium vorgeschlagen werden, die in Abhängigkeit vom zunehmenden Druckmediumsdruck und/oder Differenzdrehzahl zwischen Gehäuse **604** und Kolben **616d**, das heißt bei schlupfender Wandlerüberbrückungskupplung vermehrt produzierter Reibungswärme, den Druckmediumsfluss anpasst und bei eingerückter, nicht schlupfender Wandlerüberbrückungskupplung den Druckmediumsfluss abriegelt. Es versteht sich, dass diese Stromregelrichtung auch für andere Ausführungsbeispiele mit anders ausgestalteten und angeordneten Reibbelägen und Reiblamellen mit an das Gehäuse gekoppeltem Kolben vorteilhaft sein kann. Hierzu können beispielsweise Ausführungsbeispiele entsprechend der **Fig. 17** bis **Fig. 20b** mit der entsprechenden Stromregelrichtung anstatt einer Ausführung mit druckelastischen Speichern vorgesehen sein.

[0101] Die **Fig. 29a–Fig. 29k** zeigen vorteilhafte Ausgestaltungsmöglichkeiten für Reibbeläge **636a–636k**, die beispielsweise anstelle der Reibbeläge **214'**, **214''**, **614'** in den **Fig. 16a**, **Fig. 16b**, **Fig. 19a**, **Fig. 19b**, **Fig. 20a**, **Fig. 20b** zur Ansteuerung des Druckmediumsflusses über die Reibbeläge eingesetzt werden können. Dabei kann es vorteilhaft sein, bei Verwendung einer Stromregelrichtung mit druckelastischen Speichern, die nach radial innen geöffneten Nuten **636a'–636k'** und die nach ra-

dial außen geöffneten Nuten **636a''–636k''** in annähernd gleicher Anzahl über den Umfang vorzugsweise sich abwechselnd verteilt anzuordnen, während bei einer Stromregelrichtung **622a** der **Fig. 25** nur einzelne, beispielsweise eine oder drei über den Umfang verteilte Nuten **636a'–636k'** in das ansonsten über den Umfang gleichmäßig angeordnete Nutmuster der Nuten **636a''–636k''** eingefügt werden. Das in der **Fig. 29a** gezeigte Ausführungsbeispiel des Reibbelags **636a** sieht im radialen Bereich der Öffnungen **629b**, **229b** Erweiterungen in Umfangsrichtung vor, beispielsweise um die Überschneidungsdauer der Nuten **636a'**, **636a''** mit den Öffnungen **629b**, **229b** zu erhöhen während auftretendem Schlupf zu erhöhen, während die Nuten **636b'** und **636b''** der **Fig. 29b** nur radial ausgerichtet sind und im radialen Bereich der Öffnungen **629b**, **22b** enden. Im Gegensatz hierzu ist der Reibbelag **636c** mit Nuten **636c'**, **636c''** versehen, die radial über die radiale Höhe der Öffnungen **229b**, **629b** hinaus erweitert sind. Die Nuten **636d'**, **636d''** des Reibbelags **636d** in **Fig. 29d** weisen einen Richtungsanteil in Umfangsrichtung auf, wobei der Richtungsanteil der Nuten **636d'** dem der Nuten **636d''** – wie gezeigt – entgegengesetzt oder gleichsinnig sein kann. Die **Fig. 29e**, **Fig. 29f**, **Fig. 29g** zeigen Ausschnitte aus Reibbelägen **636e**, **636f**, **636g** mit Nuten **636e'**, **636e''**, **636f'**, **636f''**, **636g'**, **636g''**, die jeweils radial oder radial innen vom jeweiligen Umfang her in die Reibbeläge **636e**, **636f**, **636g** hinein und wieder an diesem Umfang endend herausgeführt sind. Vorteilhafte Ausgestaltungsformen können Ringausschnitte, rechteckige Ausschnitte, Reibbeläge mit gemischten, aneinander bezüglich einer Linienführung der Nuten so angepassten Geometrie, dass bei gegebener Fläche ein möglichst lange Nut resultiert, beispielsweise halbkreisförmigen Ringförmigen Nuten **636e'** radial außen und Nuten **636e''** in Form von Trapezausschnitten radial innen oder dergleichen. Die **Fig. 29h** und **Fig. 29i** zeigen Ausführungsbeispiele mit Nuten **636h'**, **636h''**, **636i'**, **636i''**, deren Breite am Umfang in dessen Richtung sie geöffnet sind, größer oder gleich der Tiefe in radiale Richtung ist. Daraus können rechteckige, dreieckige gemischte und/oder ähnliche Formen in den Reibbelägen **636h**, **636i** resultieren. Die Kanten dieser Nuten **636h'**, **636h''**, **636i'**, **636i''** können gerundet sein. **Fig. 29j** zeigt einen Reibbelag **636j** mit Nuten **636j'**, **636j''**, die zur Erhöhung der Länge und damit insbesondere zur besseren Kühlung des Reibbelags **636j** nicht in gerader Linie vom entsprechenden Umfang radial innen beziehungsweise radial außen an den radialen Punkt der Überschneidung mit den Öffnungen **229b**, **629b** sondern beispielsweise – wie in **Fig. 29j** gezeigt – zickzackförmig ausgeführt sind. **Fig. 29k** zeigt einen Reibbelag **636k** mit Nuten **636k'**, **636k''** mit kammförmiger Struktur, wobei die deren Zähne in Außen- beziehungsweise Innenumfangsrichtung ausgerichtet. Es versteht sich, dass diese Nuten entsprechend der Darstellung in den **Fig. 17a**, **Fig. 17b** auch in die Gegenreibfläche, beispielsweise

in der Gehäusewand **604** – wie gezeigt – oder im Kolben **616** eingebracht werden können.

[0102] Fig. 30 zeigt ein weiteres Ausgestaltungsbeispiel eines Drehmomentwandlers **701** mit dem Reibeingriffsmittel **722** und der Stromregeleinrichtung **722**, die in Abhängigkeit vom Schlupf der Wandlerüberbrückungskupplung **713** die Zufuhr von Druckmedium an diese regelt. Die Regelgröße ist dabei unmittelbar die Differenzdrehzahl zwischen dem Kolben **716** und dem Gehäuse **704**. Hierzu ist in der Nabe **706a**, die mit dem Turbinenrad **706** und dem Kolben **716** als ausgangsseitigem Teil der Wandlerüberbrückungskupplung **713** – hier unter Zwischenschaltung und Wirkung des Torsionsschwingungsdämpfers **723** – antriebsmäßig verbunden ist, eine Dosierpumpe **737** vorgesehen, die gegen die Nabe **706a** verdrehbar in dieser aufgenommen und axial mittels des Sicherungsrings **737a** gesichert ist. Die Dosierpumpe **737** ist mittels des Pumpengehäuses **737b** drehfest, beispielsweise – wie hier gezeigt – mittels in eine Öffnung **704f** des axial erweiterten Zapfens **704f**, der mit der Gehäusewand **704** fest verbunden ist, eingreifender Stifte **737c** mit der Gehäusewand **704** verbunden und folgt der Drehbewegung dieser. Im Pumpengehäuse **737b** ist ein Pumpenkörper **738**, beispielsweise eine Kugel, entlang einer vorzugsweise hohlzylindrischen Pumpenkammer **741** axial verlagerbar geführt, der das Pumpenvolumen beziehungsweise die Pumpenkammer **741** jeweils an den beiden Ausgängen **739**, **740** der Pumpe **737** beispielsweise über eine Dichtsitz abdichtet. Den Ausgängen **739**, **740** stehen Leitungen **742**, **743** in der Nabe **706a** gegenüber, die jeweils eine Verbindung an die Druckseite **719a** und an den Ablauf **719b** zum Transport des Druckmediums aufweisen und die bei einer Relativverdrehung von Gehäuseteil **704** und Nabe **706a** abwechselnd jedoch und gleichzeitig mit den Ausgängen verbunden werden, wobei das Pumpengehäuse jeweils um 180° verdreht wurde. Auf diese Weise wird bei einer Relativverdrehung des Gehäuseteils **704** gegen die Nabe **706a** bei gegenüber der Leitung **742** erhöhtem Druck in der Leitung **743** zweimal ein Kammervolumen **741** von der Hochdruckseite der Leitung **743** in die Leitung **742** dosiert, indem bei Verbindung des Ausgang **740** unter Druck zuerst der Pumpenkörper **743** in der Pumpenkammer **741** axial gegen den Ausgang **739** dichtend verlagert wird und nach einer Verdrehung im Drehsinn der Gehäusewand **704** das Pumpengehäuse **737b** zur Nabe **706a** relativ verdreht, so dass sich der Ausgang **739** mit der Leitung **743** überschneidet, und dadurch der Pumpenkörper erneut axial verlagert und das aufgenommene Druckmedium in die Leitung **742** dosiert. Dieser Vorgang wiederholt sich bis zum Verschwinden der Relativverdrehung von Gehäusewand **704** und Nabe **706a** bei eingerückter Wandlerüberbrückungskupplung **713**. Im offenen Zustand der Wandlerüberbrückungskupplung **713** kommt es infolge eines fehlenden Druckunterschieds zwischen den beiden Leitun-

gen **742**, **743** zu keinem nennenswerten Druckmediumsfluss über diese, obwohl durch den Schlupf zwischen Turbinenrad **706** und Pumpenrad **705** eine Relativverdrehung zwischen Gehäuseteil **704** und Nabe **706a** resultieren kann.

[0103] Zur Weiterleitung des in die Leitung **742** dosierten Druckmediums in den Bereich des Reibeingriffs der Wandlerüberbrückungskupplung **713**, in denen bei Schlupf entstehende Reibungswärme an den Reibflächen **714**, **715** abgeführt werden soll, ist zwischen dem Kolben **716** und einem weiteren Bauteil **744** eine Kammer **745** gebildet, die mit der Leitung **742** in Verbindung steht und nach außen, das heißt zur Kammer **718** hin abgedichtet ist. Das Bauteil **744** kann aus beispielsweise Kunststoff mittels Spritzgußverfahren oder Blech mittels Prägeverfahren hergestellt sein und ist radial innen gegen die Nabe **706a** und radial außen gegen den Kolben **716** abgedichtet. Im Bereich der Aufnahme **723g** des Torsionsschwingungsdämpfers **723** am Kolben **716** kann das Bauteil **744** am Kolben **716** anliegen und/oder um die Aufnahme **723g** herum ausgespart und separat gedichtet sein. Im Bereich der Reibeingriffsflächen, vorzugsweise radial außen sind über den Umfang vorgesehene Öffnungen **729b** vorgesehen, die in Verbindung mit in einer Reibfläche **714**, **715**, vorzugsweise in dem Reibbelag **714'** vorgesehenen – nicht näher dargestellten – Nuten das von der Pumpe **737** in die Leitung **742** und in die Kammer **745** dosierte Druckmedium in die Kammer **717** weiterleiten. Die Kammer **717** weist eine nicht näher dargestellte Verbindung zur Ableitung **719b** auf. Für die – nicht näher dargestellten – Nuten können Nutmuster der Fig. 29a–Fig. 29k vorteilhaft sein – mit der Einschränkung, dass eine Öffnung der Nuten nur vom Innenumfang her zur radialen Höhe der Öffnungen **729b** vorgesehen ist. Die Wandlerkammer **718** wird wie an sich bekannt durch die Zuleitung **719a** mit Druckmedium versorgt.

[0104] Die Fig. 31 bis Fig. 32b zeigen eine weitere Variante einer Stromregeleinrichtung **822** in Form des Dosierpumpenprinzips der Fig. 30 in einer Teilansicht in Fig. 31 beziehungsweise Teilschnitten entlang der Linie C-C hierzu in den Fig. 32a und Fig. 32b bei unterschiedlichen Funktionszuständen. In Fig. 31 ist der teilweise in Ansicht dargestellte Kolben **816** mit über den Umfang verteilten Dosierpumpen **837**, die im Gegensatz zur Dosierpumpe **737** in Fig. 30 direkt im Bereich des Reibeingriffs zwischen Kolben **816** und Gehäusewand **804** mit einem dazwischen angeordneten Reibbelag **814'**, der entweder am Kolben **816** oder vorzugsweise an der Gehäusewand **804** befestigt sein kann, am Außenumfang des Kolbens **816** angeordnet sind und daher keiner besonderen Vorkehrungen zur Heranleitung des Druckmediums bedürfen. Wie Fig. 32 zeigt, weisen die Dosierpumpen **837** an ihren umfangsseitigen Enden jeweils einen Ausgang **839**, **840** auf, der aus Stutzen **839a**, **840a** gebildet ist, die in entsprechende Öffnun-

gen **839b**, **840b** im Kolben **816** bis zu einem Anschlag **839c**, **840c** eingeführt sind. Die Stutzen **839a**, **840a** sowie das zwischen ihnen aufgenommene Rohrstück **837c** bilden das Pumpengehäuse **837b**, in dem entlang des Rohrlängsachse der Pumpenkörper **838** axial verlagerbar ist. Es versteht sich, dass die Stutzen **839a**, **840a** oder die Dosierpumpe **837** auch zweiteilig steckbar als Kunststoffteil mittels Spritzguß in vorteilhafter Weise herstellbar sind.

[0105] Bei auf der Gehäusewand **804** fixiertem Reibbelag **814'** sind in diesem von radial außen über den Umfang abwechselnd mit von radial innen her geführten, bis radial zu den Ausgängen **839**, **840** verlaufende Nuten **830**, **830a** vorgesehen, die in ihrem Abstand voneinander in Umfangsrichtung so angeordnet sind, dass bei einer Relativverdrehung der Gehäusewand **804** gegen den Kolben **816** jeweils eine radial nach innen geöffnete Nut **830** und jeweils eine radial nach außen geöffnete Nut **830a** diese Ausgänge **839**, **840** gleichzeitig überschneiden. Für die weitere Ausgestaltung der Nuten **830**, **830a** wird auf die **Fig. 29a–Fig. 29k** verwiesen. Bei Fixierung des Reibbelags **814** auf dem Kolben **816** weist dieser den Ausgängen **839**, **840** entsprechend angeordnete Öffnungen auf und die Nuten **830**, **830a** sind in die Gehäusewand **804** eingearbeitet.

[0106] Die Funktionsweise der über den Umfang verteilten Dosierpumpen erfolgt – wie in **Fig. 32a** gezeigt – in der Weise, dass von der Druckseite her, beispielsweise von der Kammer **118** bei einem entsprechend der Anordnung der Stromregeleinrichtung **822** ausgestalteten Wandler Druckmedium über die Nuten **830** in Pfeilrichtung unter Verlagerung des Pumpenkolbens **838** – hier eine Kugel – in das Pumpenvolumen **841** hinein gedrückt und dieses befüllt wird. Gleichzeitig wird in dem durch den Pumpenkolben **838** abgetrennten Pumpenvolumen **841a** vorhandenes Druckmedium über die Nuten **830** in die mit dem Ablauf verbundene Kammer dosiert und es kommt zu einem schlupfabhängigen Fluss von Druckmedium. Der Pumpenkolben befindet sich im Endzustand dichtend an der Öffnung **840**. Im weiteren, in der **Fig. 32b** gezeigten Ablauf der Relativverdrehung überschneiden sich die Ausgänge **839**, **840** mit den komplementären Nuten **830a**, **830**, die Ausgänge **839** überschneiden sich mit den Nuten **830** und die Ausgänge **840** mit den Nuten **830a**, das heißt, das in **Fig. 32a** in die Pumpenkammer **841** über die Nuten **830a** wird in **Fig. 32b** in die Nuten **830** dosiert, indem an die Anschlüsse **840** über die mit der Hochdruckseite verbundenen Nuten **830a** erneut Druckmedium in die Pumpenkammer **841** und zwar in die Teilkammer **841a** gepumpt wird. Dies führt zu einer Umkehrung der Flussrichtung des Druckmediums entlang der Pfeile gegenüber dem Beispiel in **Fig. 32a** und daher zu einem kontinuierlichen Pumpeffekt, solange eine Relativverdrehung der beiden Teile **804**, **816** gegeben ist. Bei eingerückter Wandlerüberbrückungskupplung **813** dichten die Pumpenkörper **838** den Druckmittelfluss von der Hochdruckseite zur Niederdruckseite im wesentlichen dichtend ab.

ckungskupplung **813** dichten die Pumpenkörper **838** den Druckmittelfluss von der Hochdruckseite zur Niederdruckseite im wesentlichen dichtend ab.

[0107] **Fig. 33** zeigt ein Ausführungsbeispiel eines Drehmomentwandlers **901** mit der Wandlerüberbrückungskupplung **913** mit den Reibpartnern **914'**, **915'**, der im wesentlichen mit dem Drehmomentwandler **101** der **Fig. 2** vergleichbar ist im Teilschnitt. Der Wandler **901** weist eine spezielle Ausgestaltung des Kolbens **916** auf, der im Bereich seines Außenumfangs eine Dichtung **950** auf, die gegen das Gehäuseeteil **904** mittels einer Dichtlippe **951** in Anlagekontakt bringbar ist. Die Dichtung **950** kann bezüglich ihrer Materialeigenschaften, beispielsweise ihres Elastizitätsmoduls, ihrer shore-Härte, einer in die Dichtung **950** im Bereich der Dichtlippe **951** eingearbeiteten Verstärkung wie Drahttring und/oder dergleichen, so ausgestaltet sein, dass der Anlagekontakt nur bei erhöhtem Druck des Druckmediums erfolgt. Weiterhin ist in der Gehäusewand **904** ein über den Umfang variierendes, Axialprofil **952**, beispielsweise in Form eines Wellenzuges eingearbeitet, beispielsweise eingepreßt, durchgestellt oder mittels eines Fließpressverfahrens hergestellt, an das sich die Dichtlippe **951** der Dichtung **950** bei eingerückter Wandlerüberbrückungskupplung **913** axial dichtend anlegt. **Fig. 34b** zeigt hierzu entlang der Schnittlinie D-D den Dichtring **950** in Anlagekontakt zur Gehäusewand **904** gemeinsam in Pfeilrichtung umlaufend. Tritt zwischen dem Kolben **916** und der Gehäusewand **904** eine Relativverdrehung auf, so kann infolge des Axialprofils **952** der Gehäusewand **904** die Dichtlippe **951** den Anlagekontakt, insbesondere auch wegen des geringeren Drucks und/oder deren Steifigkeit, nicht aufrechterhalten, so dass – wie in **Fig. 34a** gezeigt – während einer Relativverdrehung von Dichtung **950** gegenüber der Gehäusewand **904** in Pfeilrichtung Dichtspalte **953** entstehen durch die Druckmedium von der Hochdruckseite, beispielsweise Kammer **918**, zur Niederdruckseite, beispielsweise Kammer **917** fließt, wobei im Reibeingriffsbereich weiterhin radial verlaufende – nicht näher dargestellte – Nuten beispielsweise im Reibbelag **914** vorgesehen sind. Der Anlagekontakt in Abhängigkeit vom Druck, bei dem die Wandlerüberbrückungskupplung **913** eingerückt ist, kann durch die oben erwähnte Ausgestaltung des Dichtrings **950** beziehungsweise der Dichtlippe **951** voreingestellt werden.

[0108] **Fig. 35** zeigt ein Ausführungsbeispiel eines Drehmomentwandlers **1001** im Teilschnitt, der alternativ oder zusätzlich zu einer Stromregeleinrichtung **22** wie in

[0109] **Fig. 1** gezeigt ein Kühleinrichtung **1060** zur Kühlung der Reibeingriffsflächen **1015**, **1014** der Reibpartner **1014'**, **1015'** der Wandlerüberbrückungskupplung **1013** auf der diesen abgewandten Seite **1061** aufweist, wie hier beispielsweise die Ge-

häusewand **1004**. Andere Ausführungsbeispiele können auch oder alternativ in entsprechender Weise die Kühlung der abgewandten Seite des Kolbens **1016** vorsehen. Zur Kühlung ist eine sich radial nach innen über die Reibingriffsflächen **1014**, **1015** hinaus erstreckende Kammer **1062** vorgesehen, die beispielsweise durch die Gehäusewand **1004** und ein mit ihr verbundenes, beispielsweise dicht verschweißtes Blechteil **1063** mit einer verschließbaren Einfüllöffnung **1064** gebildet ist. Die Kammer ist teilweise mit einem Kühlmittel **1065** befüllt, das unter der auf es einwirkenden Reibungswärme einen Phasenübergang von einem Zustand größerer in einen Zustand kleinerer Dichte ausführt. Durch diesen Phasenübergang nimmt das Kühlmittel **1065** Energie auf und wird gleichzeitig infolge der kleineren Dichte und der auf dieses wirkenden geringeren Fliehkraft bei drehendem Gehäuse **1004** nach radial innen beschleunigt. Dort kann es an kühlere Gehäusebereiche **1004h**, **1063a** Wärme abgeben und der Phasenübergang wird reversiert, was eine erneute Fliehkraftbeschleunigung nach radial außen und eine erneute Kühlung der Gehäusefläche **1061** durch das wieder abgekühlte Kühlmittel **1065** zur Folge hat. Als Kühlmittel können beispielsweise Wasser, Ammoniak, Schwefelhexafluorid, Freonersatzstoffe mit einem Phasenübergang flüssig nach gasförmig, Stoffe mit einem Übergang von fest nach gasförmig oder Stoffe von fest nach flüssig wie zum Beispiel Natrium vorteilhaft sein. Zur Angleichung des Phasenübergangs an die bei der Entwicklung von Reibungswärme entstehenden Temperaturen kann die Kammer unter Druck gesetzt werden oder Unterdruck angelegt werden. Die Kühleinrichtung **1060** kann insbesondere auch für Wandler mit konischer Wandlerüberbrückungskupplung vorteilhaft sein, da hier die Kammer **1062** in den konisch ausgebildeten Raum im Bereich der Reibingriffsflächen angeordnet werden kann und damit der axiale beanspruchte Bauraum gering ausfällt.

[0110] Gleichartige Bauteile sind über die einzelnen Figuren hinweg im wesentlichen durch Bezugszeichen mit gleichen zweistelligen Endziffern dargestellt. Zur Unterscheidung der Bauteile der einzelnen, nicht erschöpfend aufgeführten Ausführungsbeispiele werden den zweistelligen Bezugszeichen in Hunderterschritten weitere Ziffern angefügt. Es versteht sich, dass im Rahmen der Offenbarung, vergleichbare Teile untereinander austauschbar sind.

Patentansprüche

1. Hydrodynamischer Drehmomentwandler, aufweisend ein in einem Gehäuse aufgenommenes, von einer Antriebseinheit angetriebenes Pumpenrad, ein Turbinenrad, gegebenenfalls ein Leitrad und eine mittels zumindest eines einen Reibeingriff im Kraftweg zwischen einem Antriebsteil und einem Ausgangsteil des Drehmomentwandlers bildenden Reibeingriffsmittels mit oder ohne Schlupf betreibba-

ren Wandlerüberbrückungskupplung sowie zumindest einen zumindest einstufigen, im Kraftfluss zwischen dem Turbinenrad und einem abtriebsseitigen Teil des Drehmomentwandlers angeordneten Torsionsschwingungsdämpfer, wobei beidseits des Reibeingriffsmittels bei geschlossener oder schlupfender Wandlerüberbrückungskupplung jeweils eine mit einem Druckmedium zum Betreiben des Drehmomentwandlers beziehungsweise zum Betätigen der Wandlerüberbrückungskupplung befüllbare erste und zweite Kammer gebildet wird, wobei der Kolben axial verlagerbar und drehfest mit dem Gehäuse verbunden ist und verdrehbar auf einem Ausgangsteil des Wandlers, beispielsweise einer Nabe, angeordnet und abgedichtet ist, wobei der Kolben radial außen mittels von über den Umfang verteilter, an einem Ende mit dem Kolben und am anderen Ende mit dem Gehäuse verbundener, axial elastischer Blattfedern am Gehäuse befestigt und zentriert ist.

2. Hydrodynamischer Drehmomentwandler (1) nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Befestigung der Blattfedern zumindest an einem Bauteil mittels einer Vernietung erfolgt.

3. Hydrodynamischer Drehmomentwandler (1) nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Vernietung mittels aus dem Gehäuse und/oder aus dem Kolben ausgestellter Nietwarzen erfolgt.

4. Hydrodynamischer Drehmomentwandler (1) nach einem der Ansprüche 2 bis 3, **dadurch gekennzeichnet**, dass sich eine Reiblamelle bis unmittelbar radial von innen an die Vernietung unter Wahrung eines Spalt ausdehnt.

5. Hydrodynamischer Drehmomentwandler (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet**, dass beide Kammern mittels zumindest eines in dem Reibeingriffsmittel vorgesehenen Kanals verbindbar sind.

Es folgen 18 Seiten Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

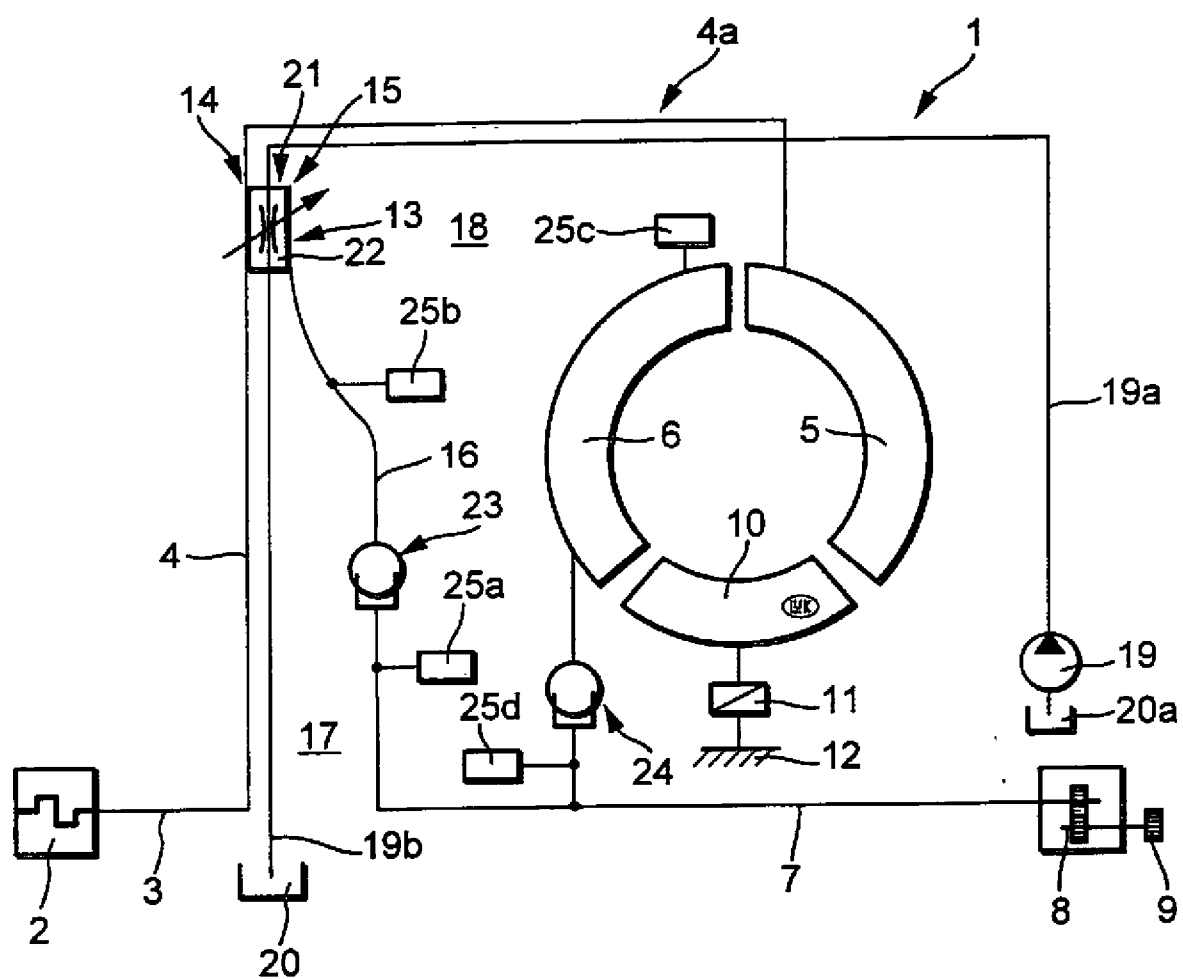
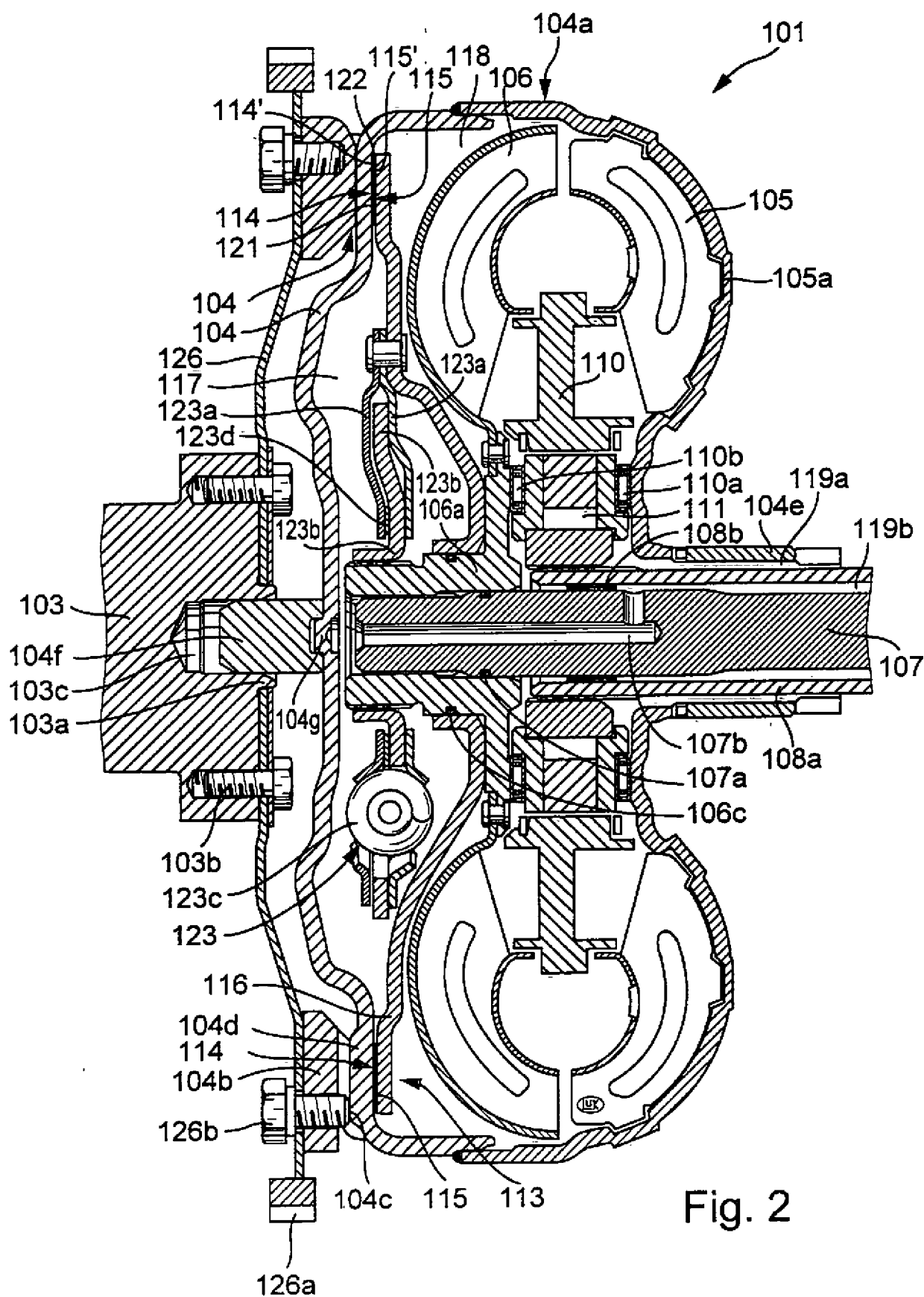


Fig. 1



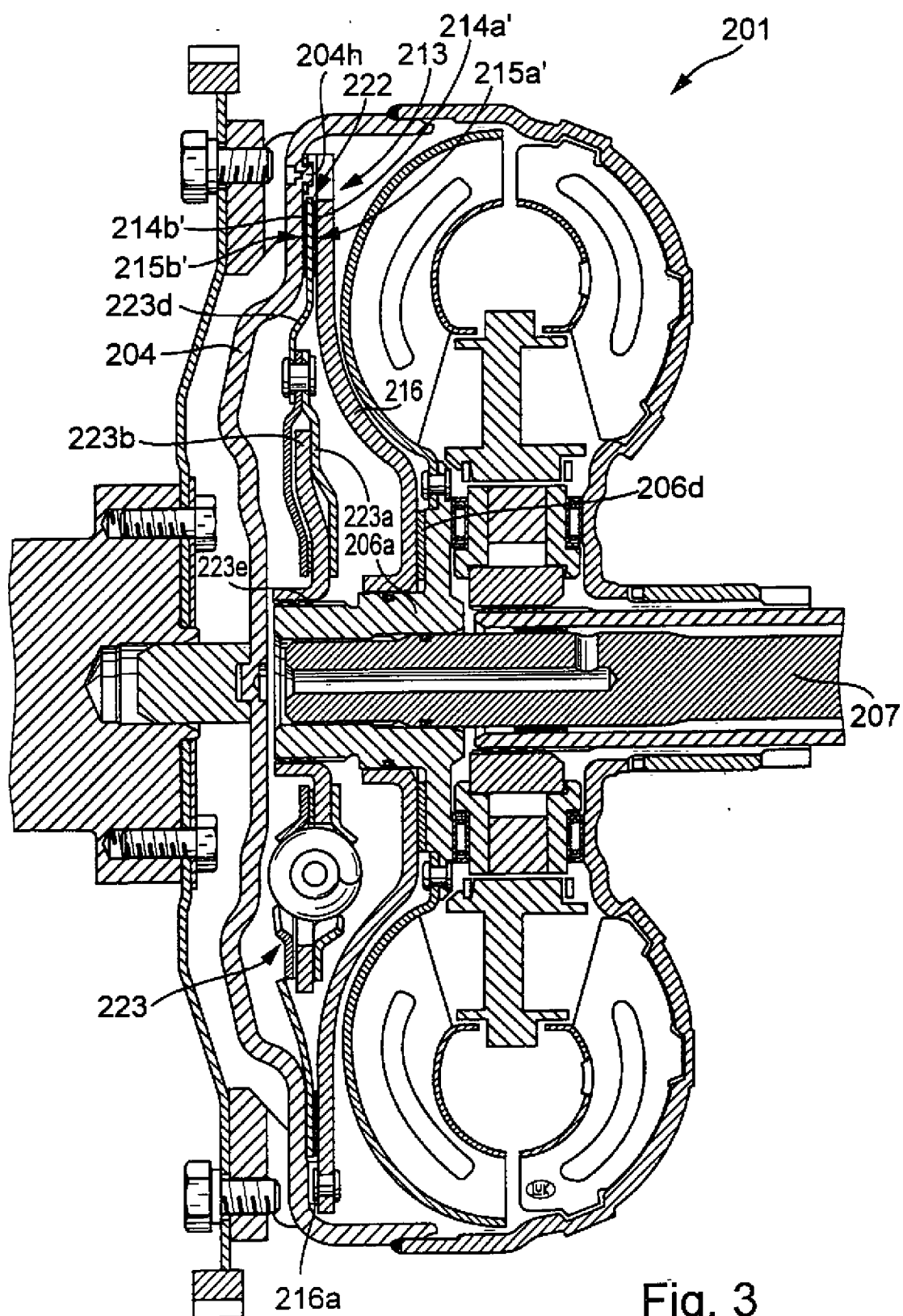


Fig. 3

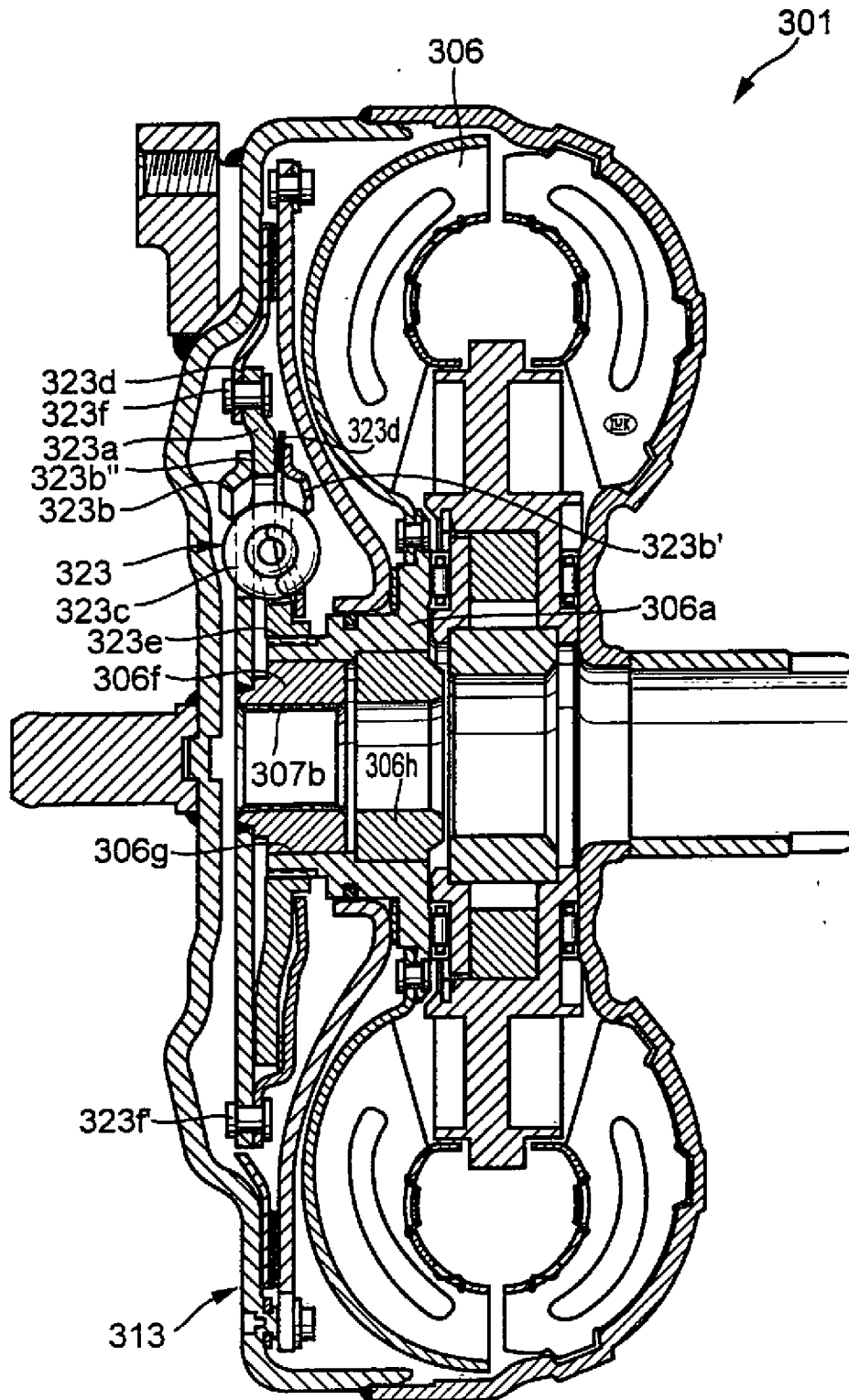


Fig. 4

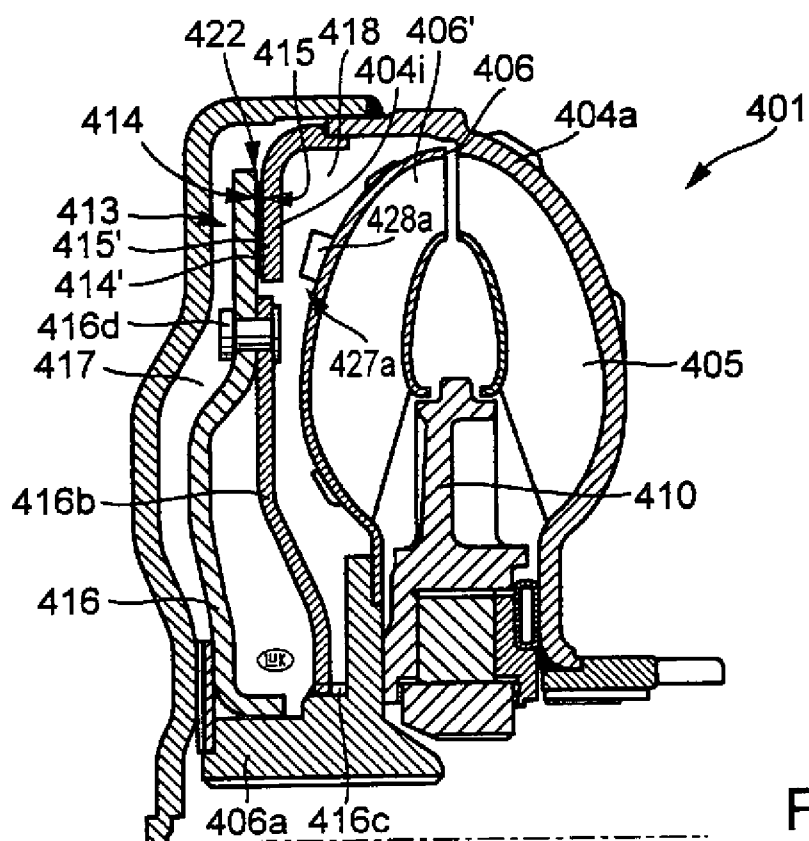


Fig. 5

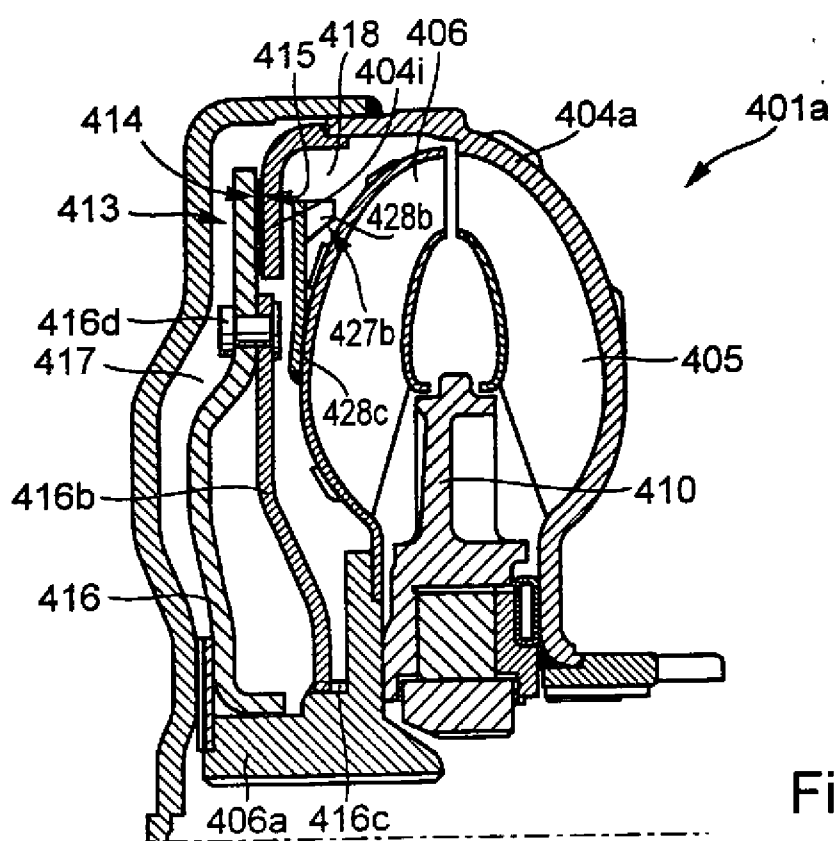


Fig. 6

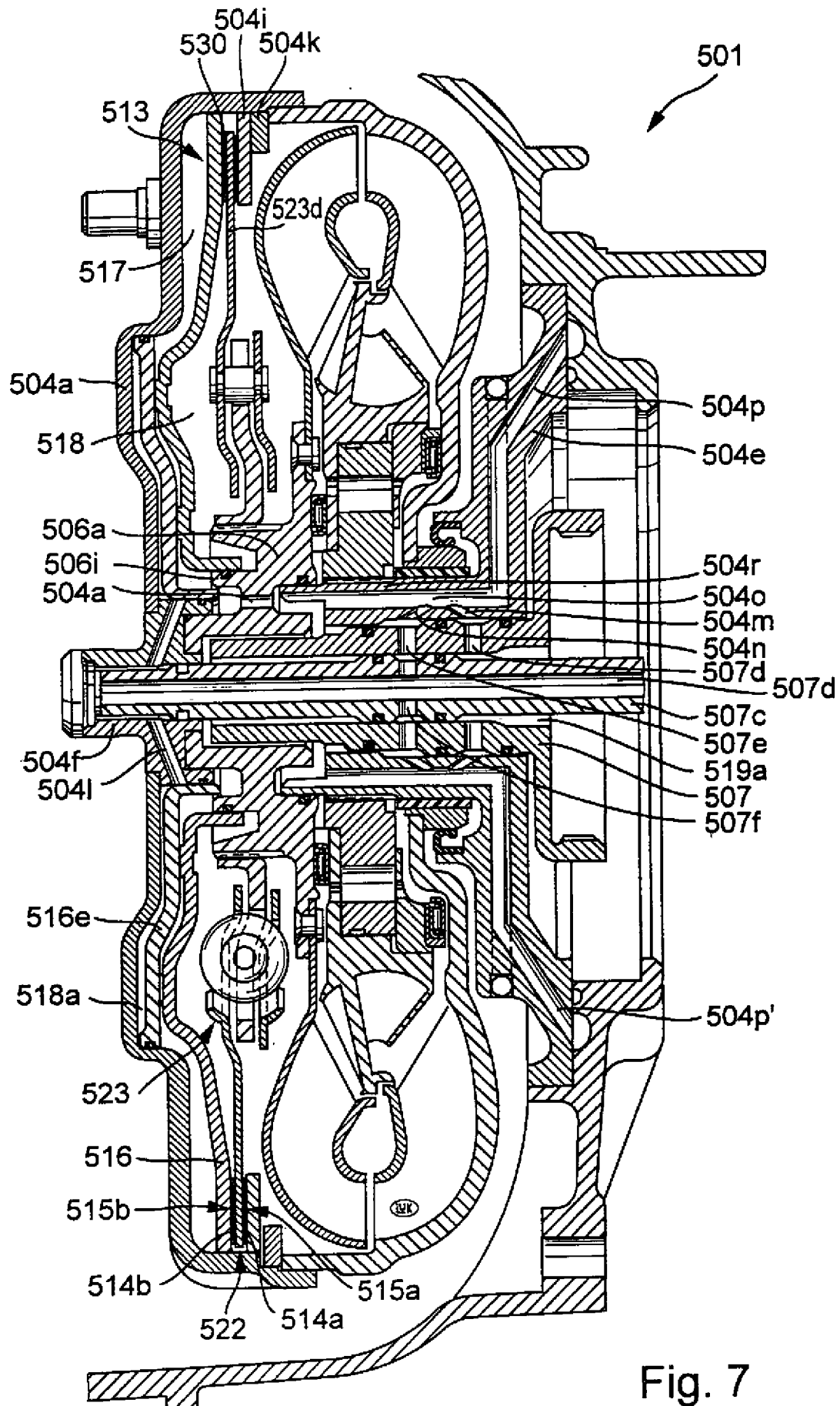


Fig. 7

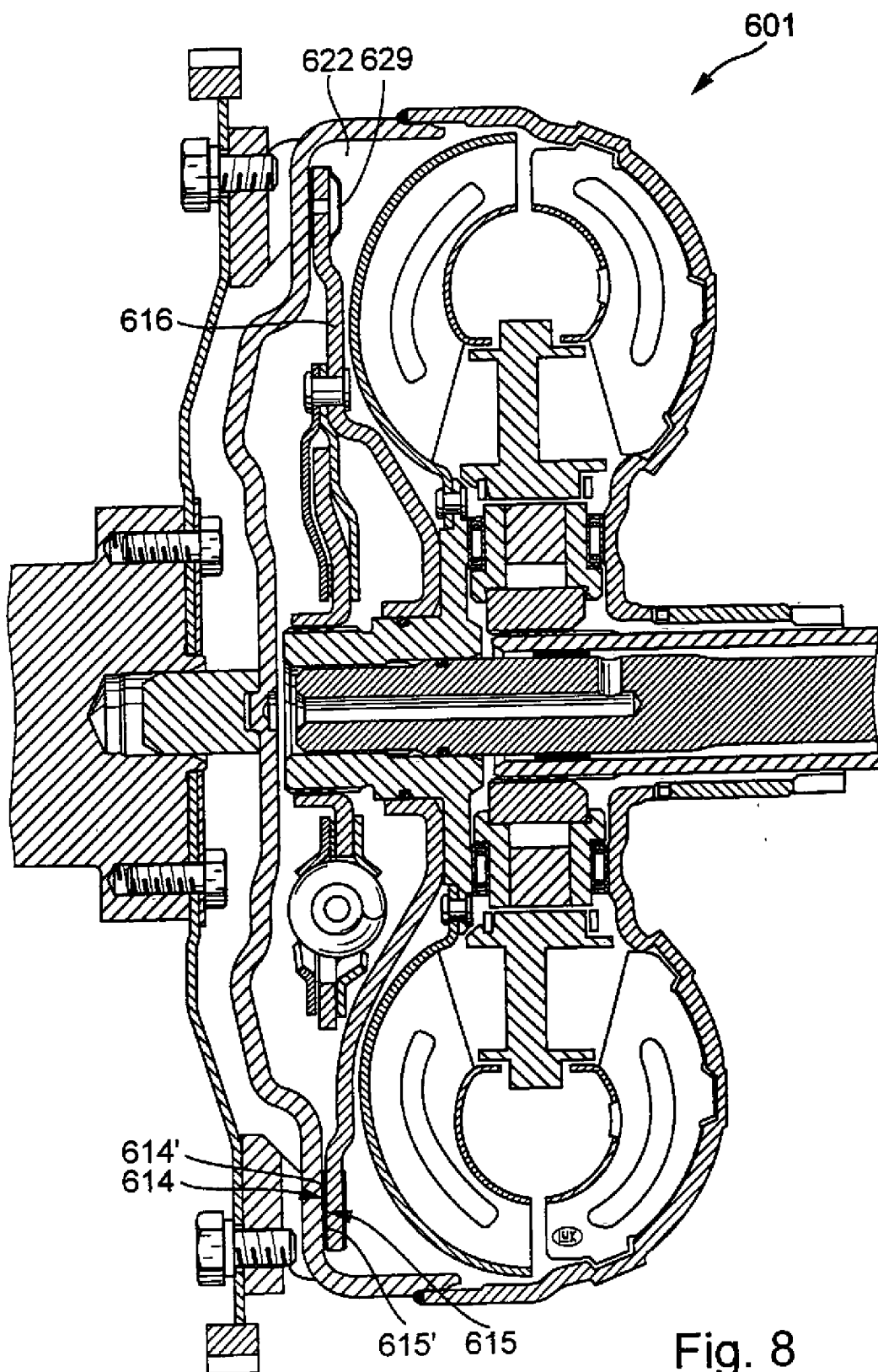
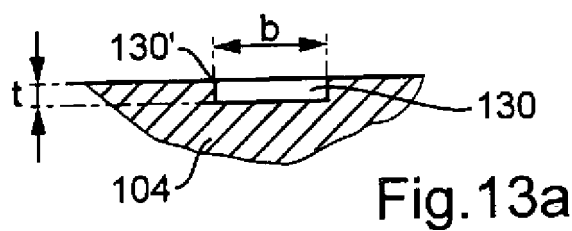
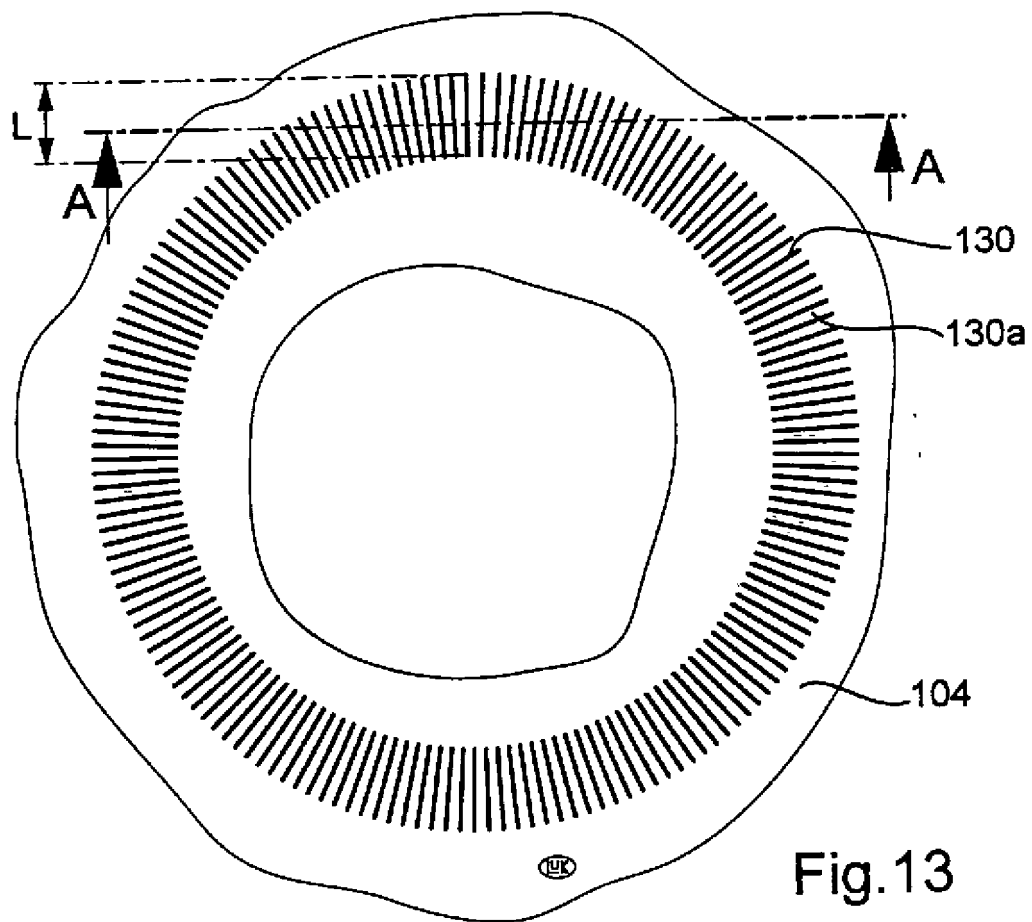
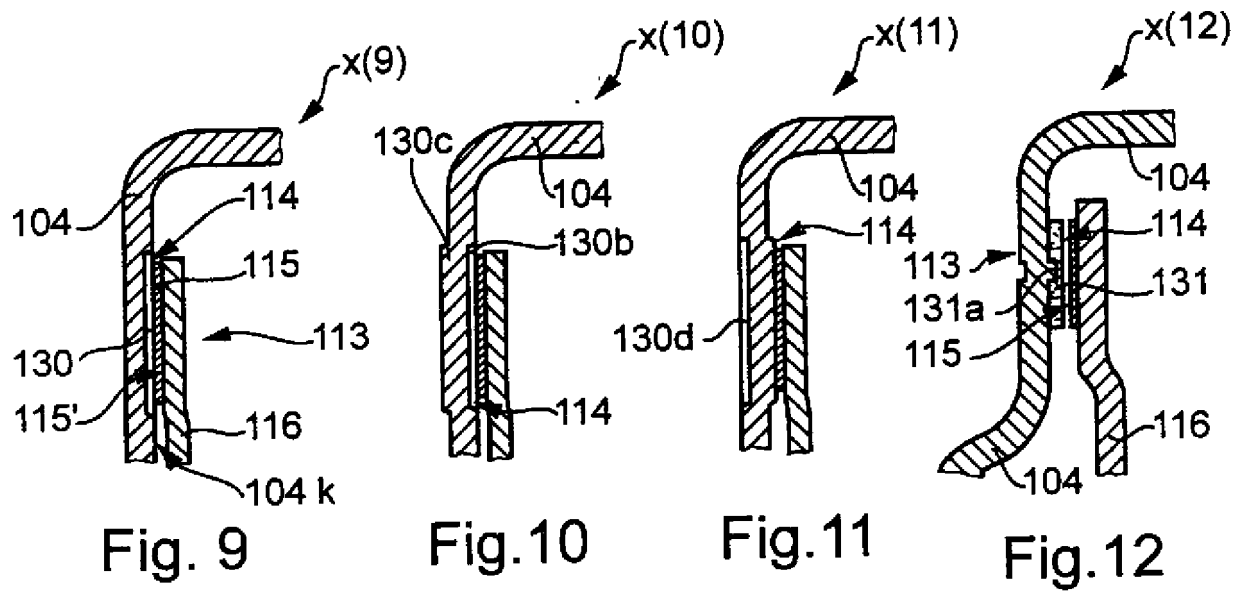


Fig. 8



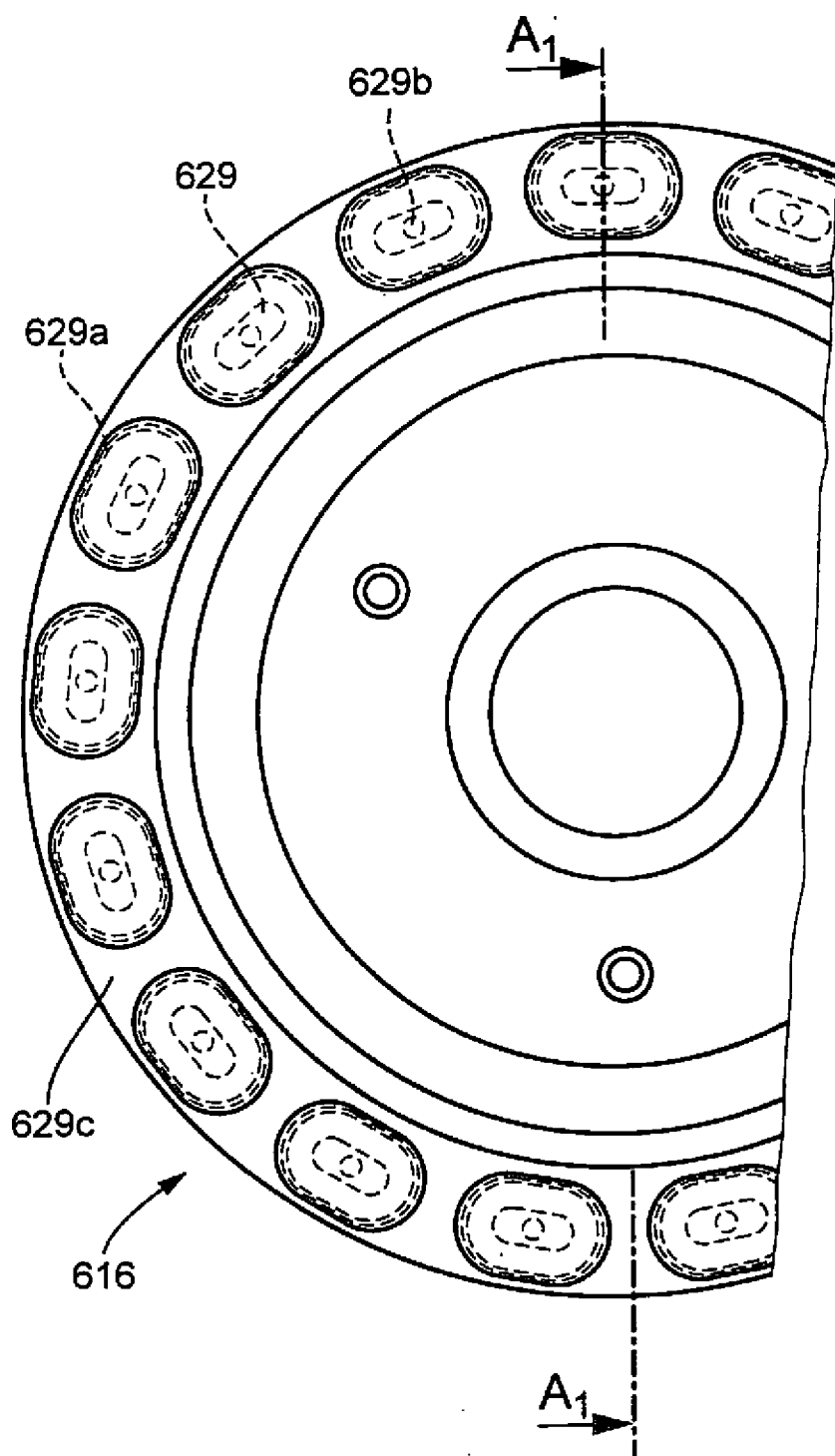


Fig. 14

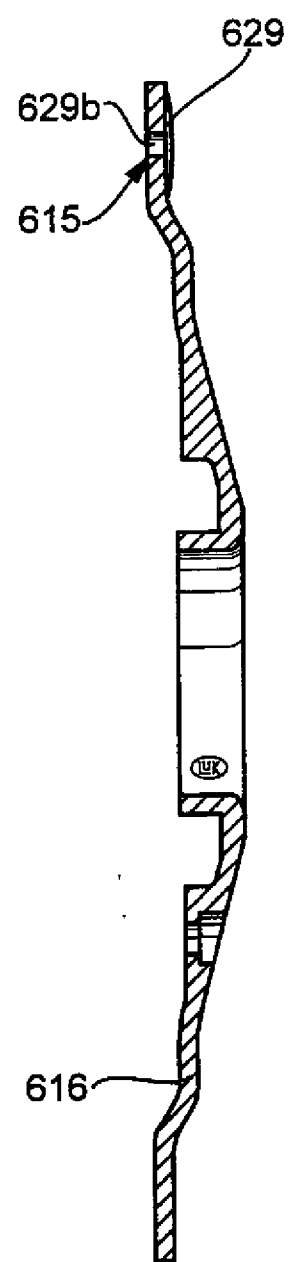


Fig. 15

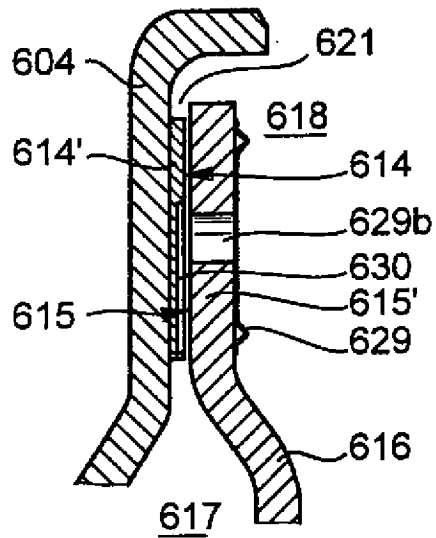


Fig. 16a

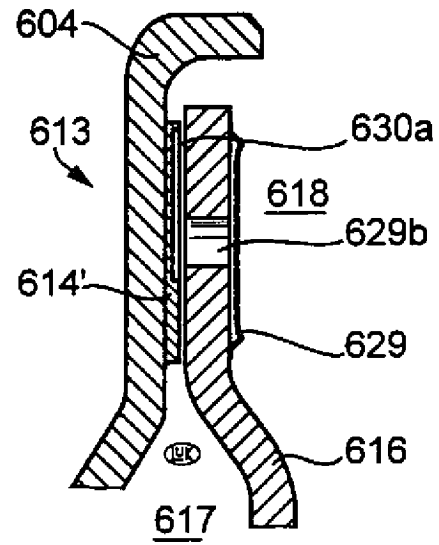


Fig. 16b

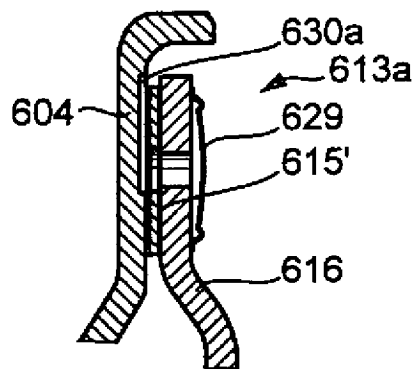


Fig. 17a

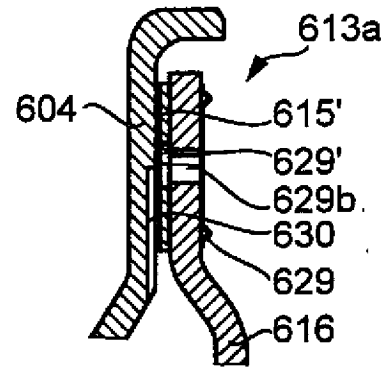


Fig. 17b

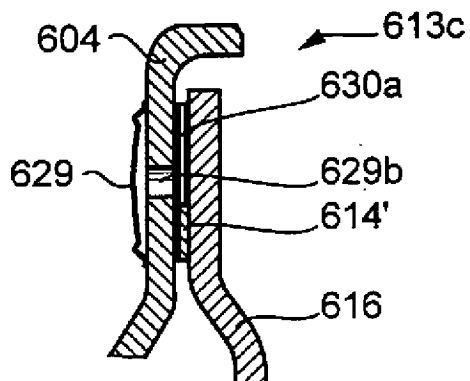


Fig. 18a

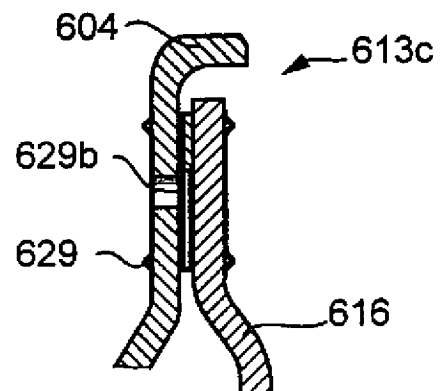


Fig. 18b

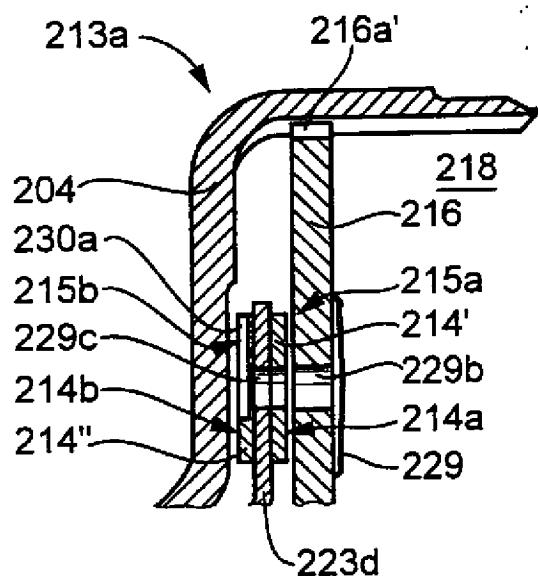


Fig. 19a

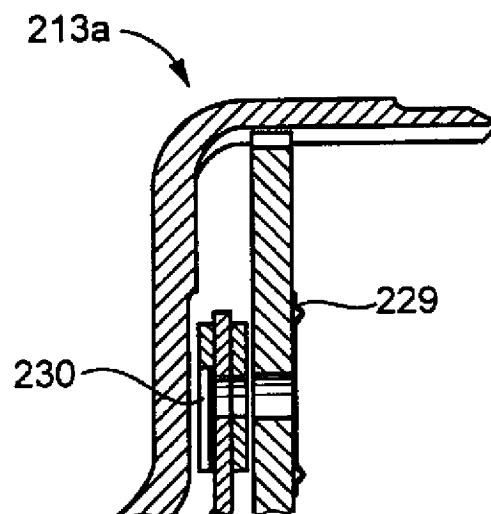


Fig. 19b

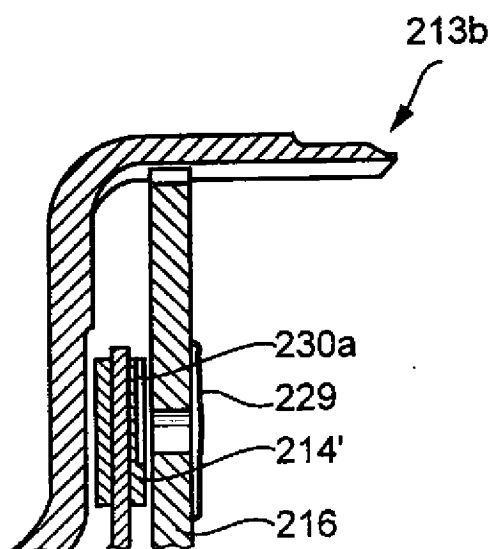


Fig. 20a

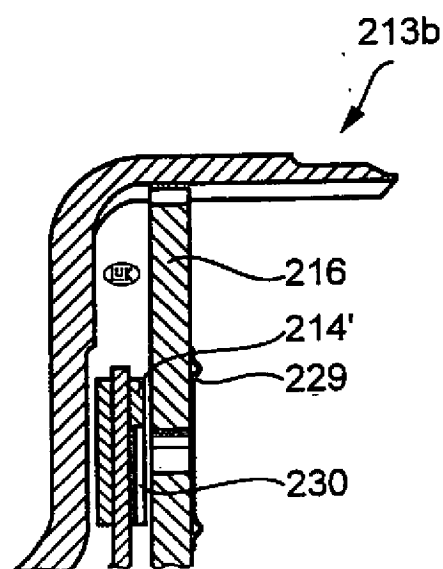
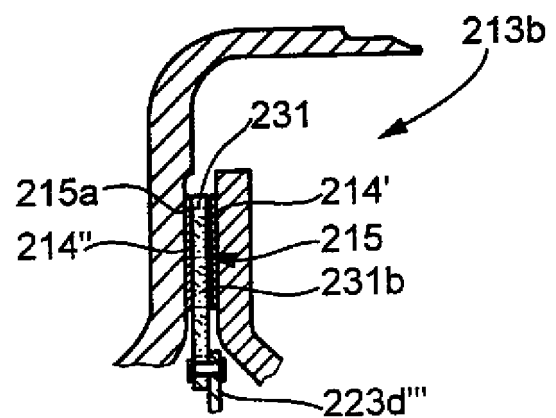
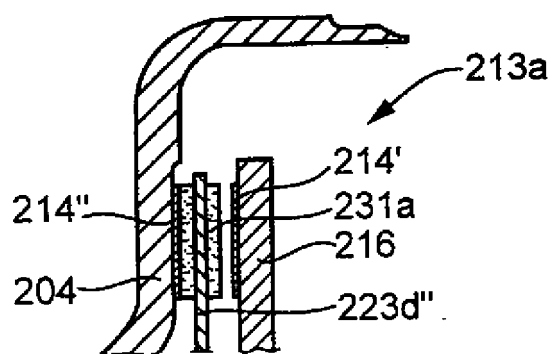
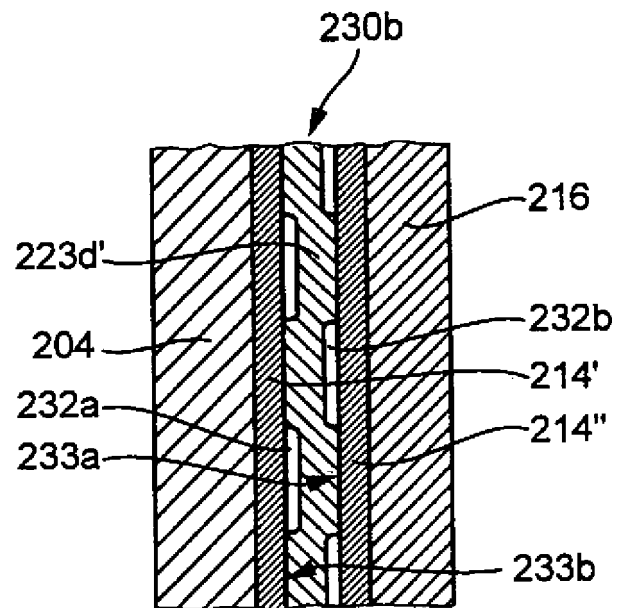
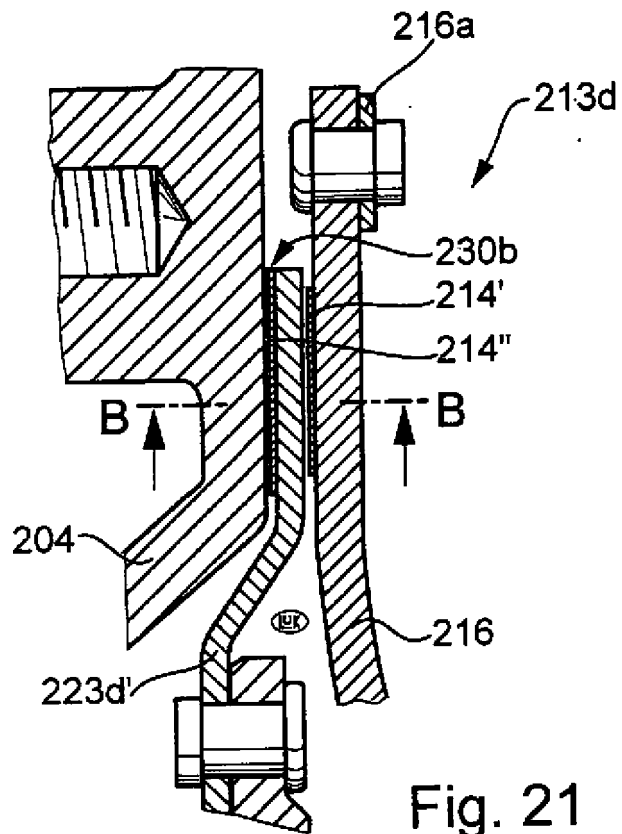


Fig. 20b



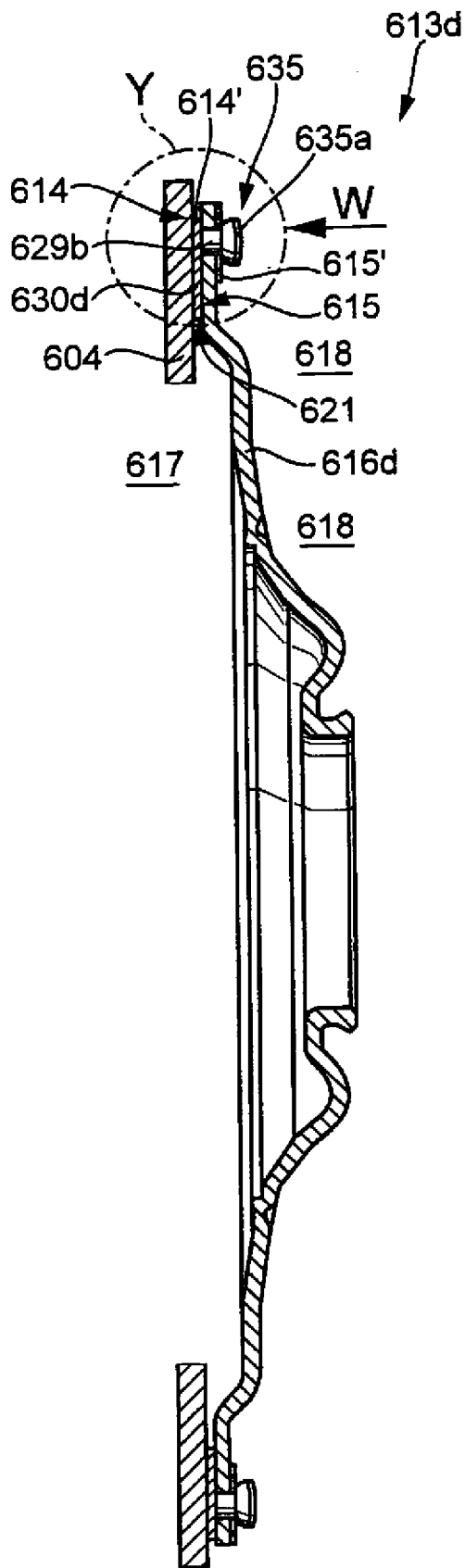


Fig. 25

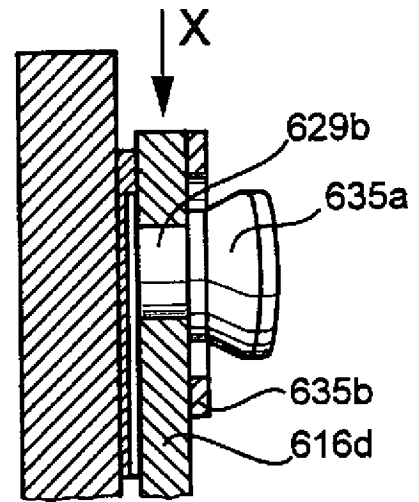


Fig. 26

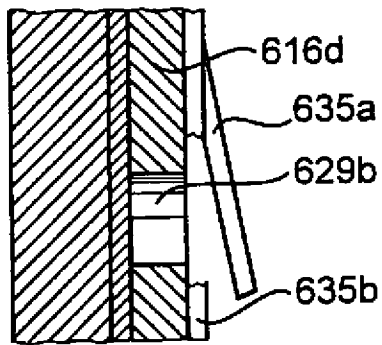


Fig. 27

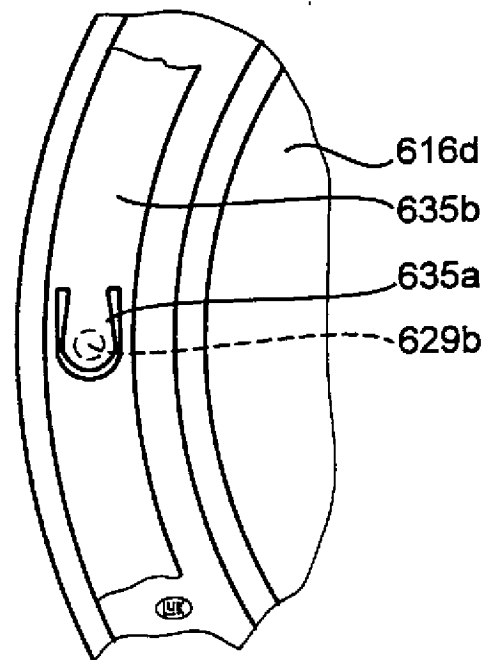


Fig. 28

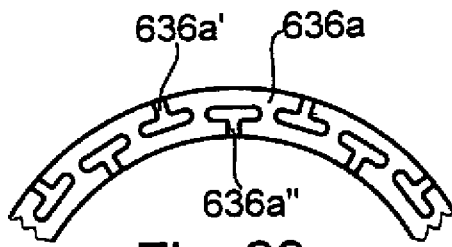


Fig. 29a

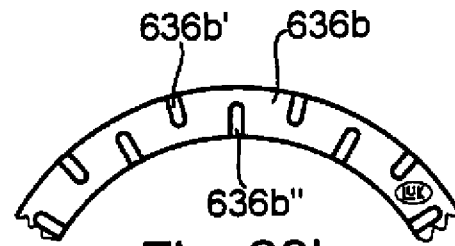


Fig. 29b

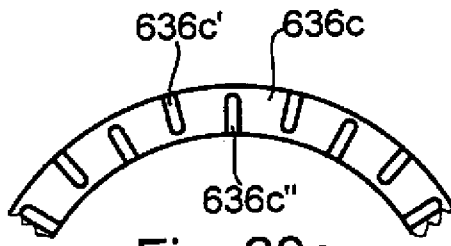


Fig. 29c

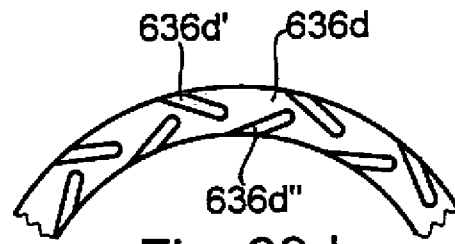


Fig. 29d

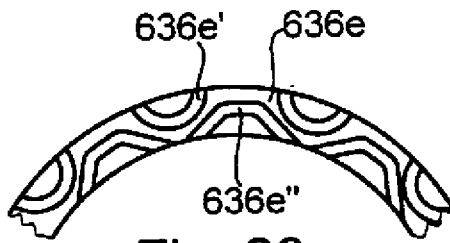


Fig. 29e

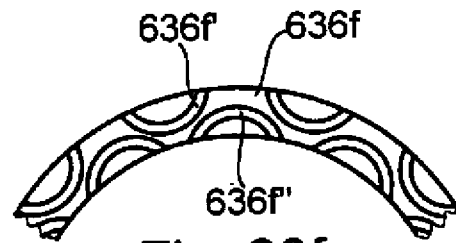


Fig. 29f

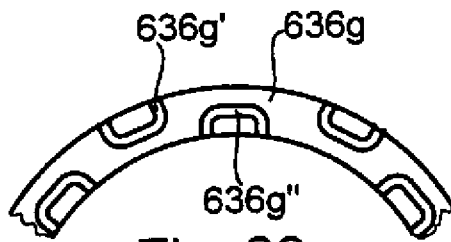


Fig. 29g

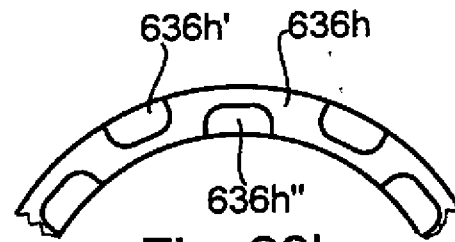


Fig. 29h

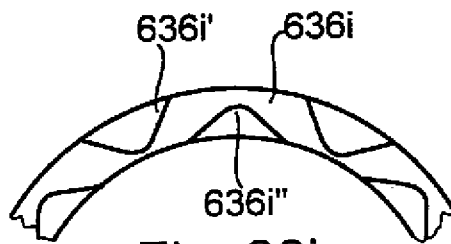


Fig. 29i

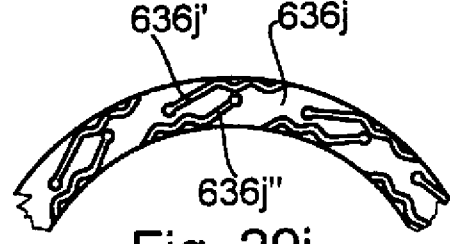


Fig. 29j

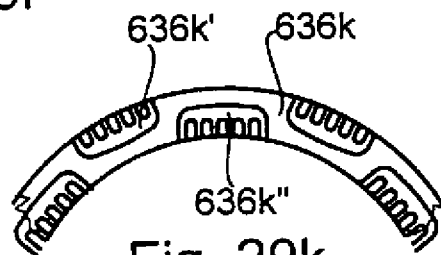


Fig. 29k

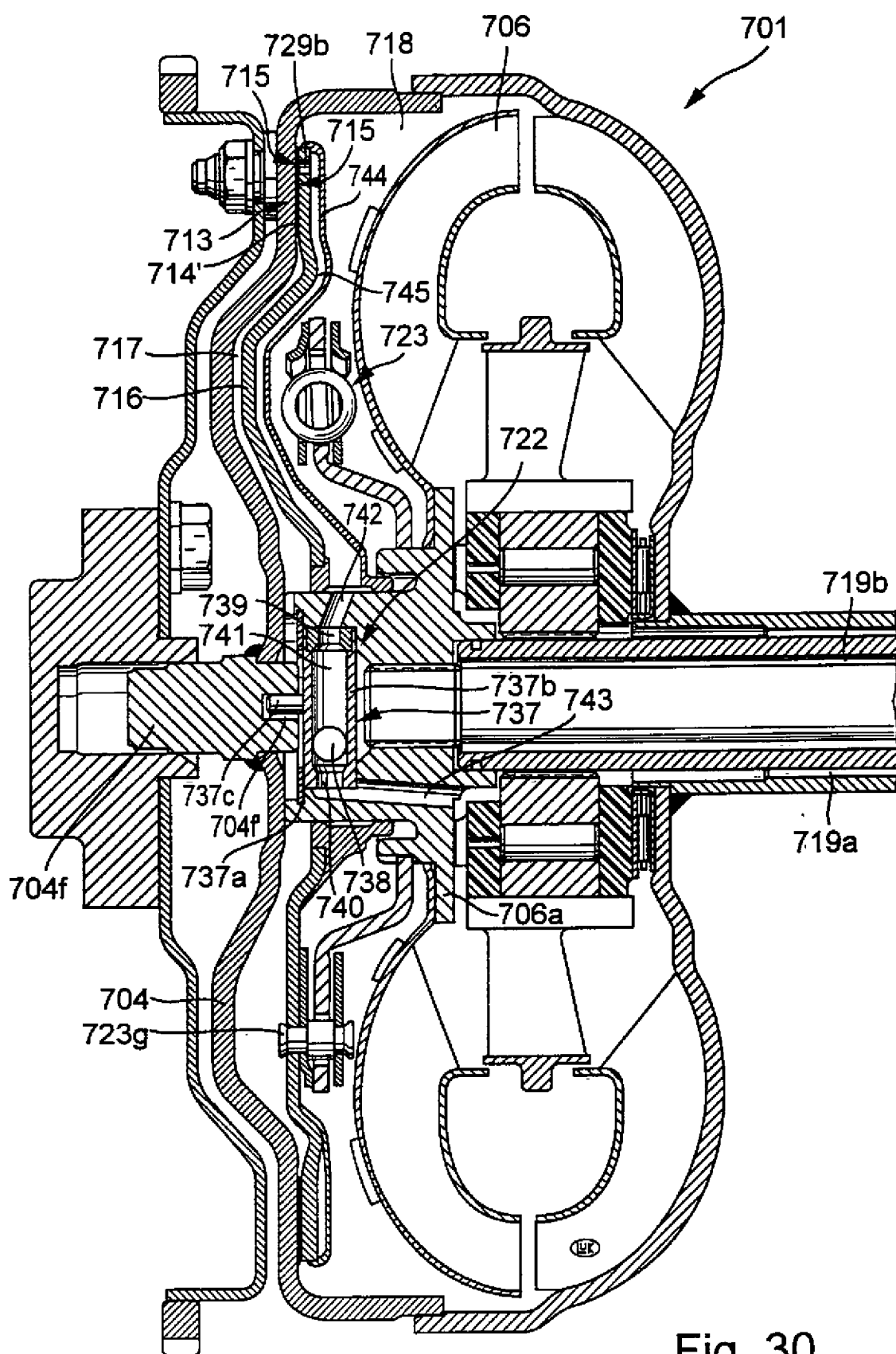
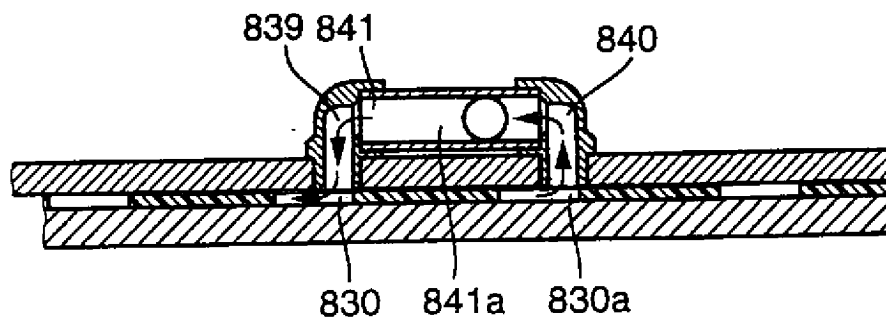
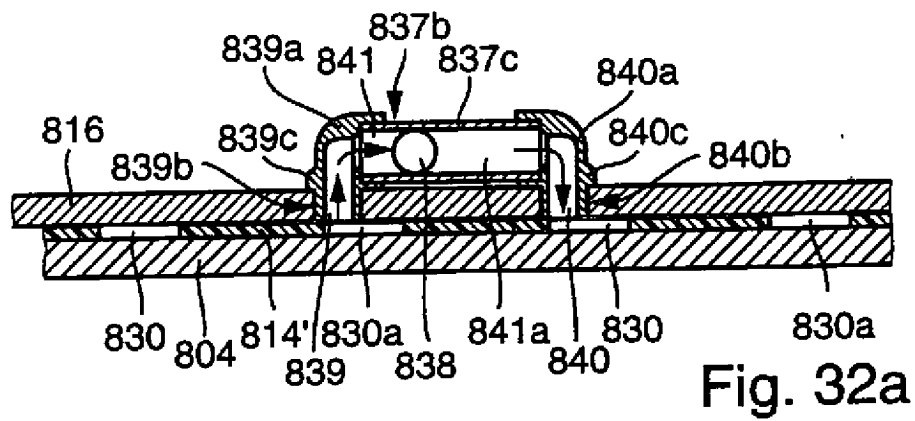
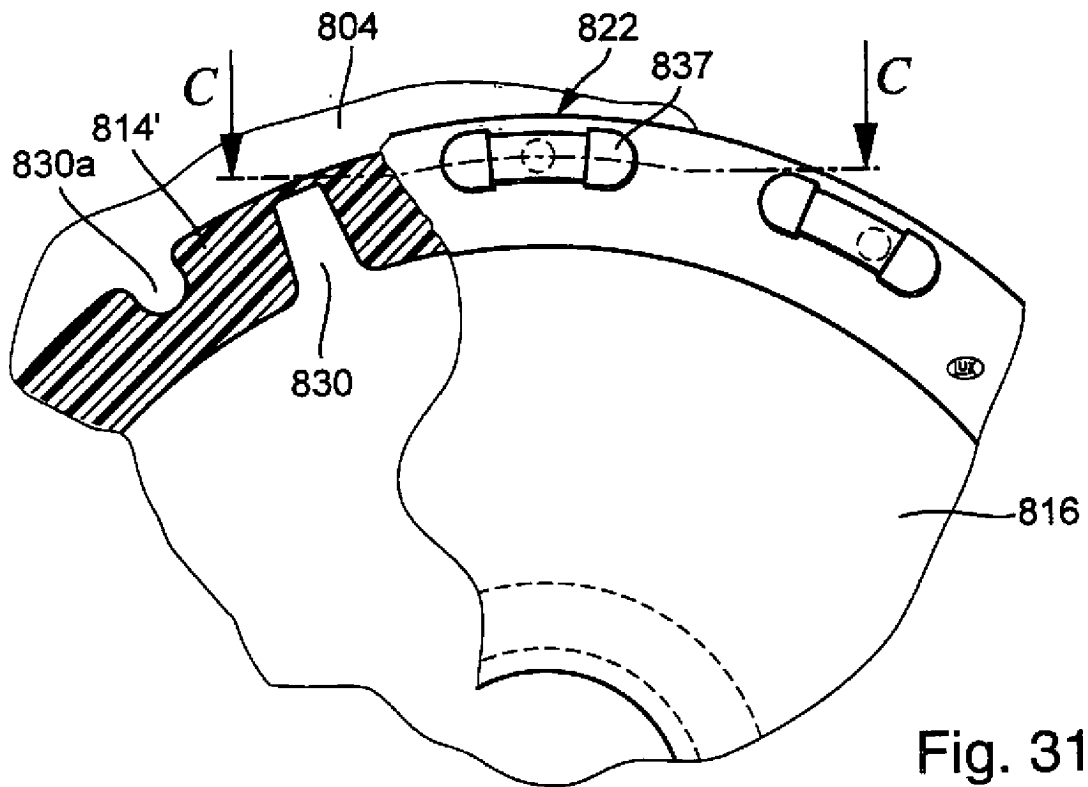


Fig. 30



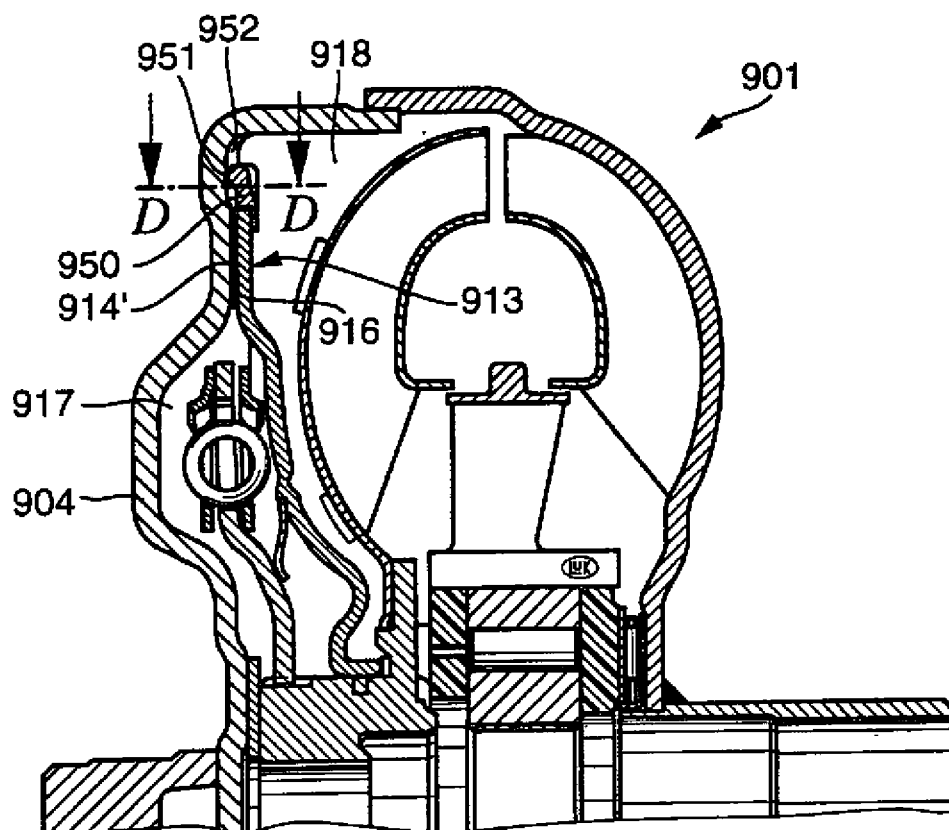


Fig. 33

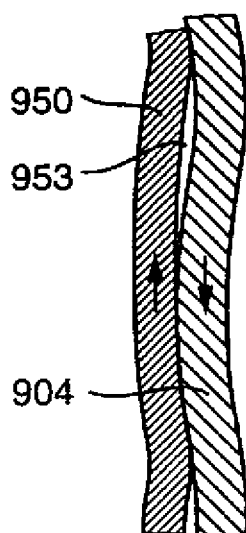


Fig. 34a

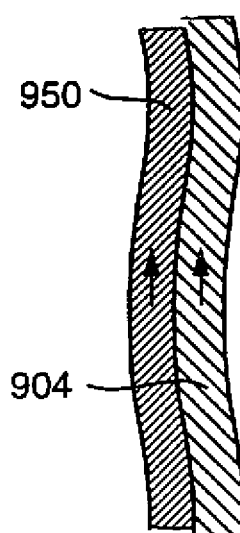


Fig. 34b

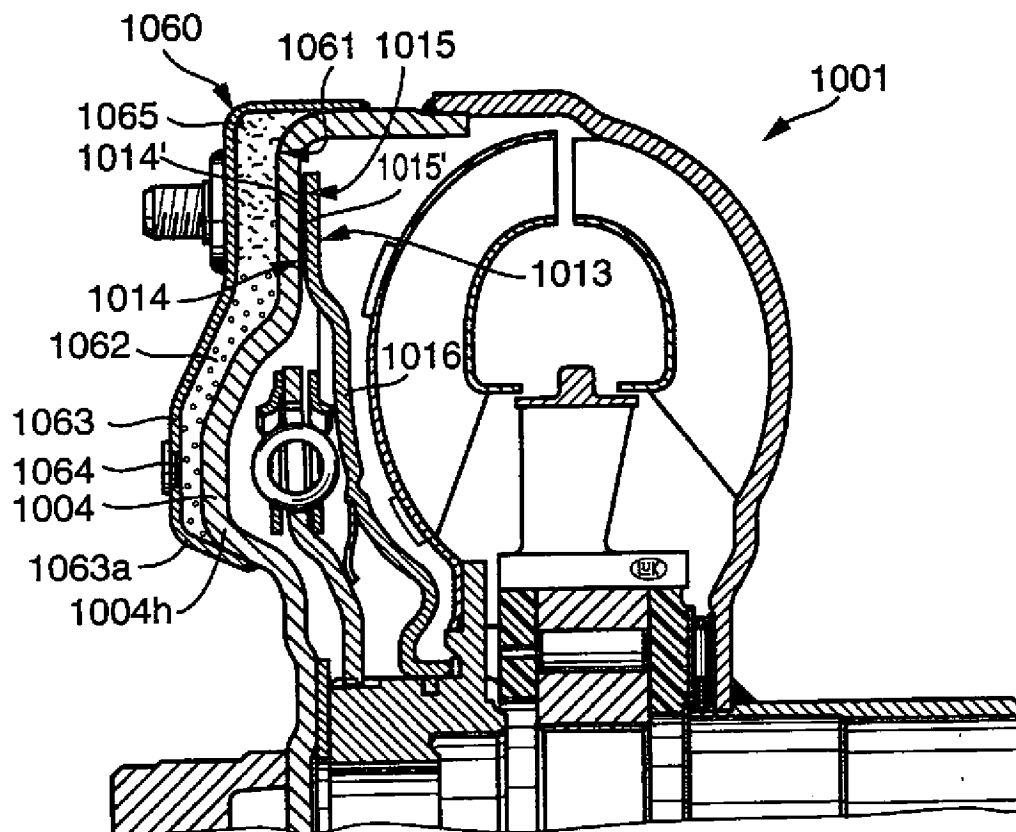


Fig. 35