

(12) NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum  
Internationales Büro

(43) Internationales Veröffentlichungsdatum  
23. Januar 2020 (23.01.2020)



(10) Internationale Veröffentlichungsnummer  
**WO 2020/015927 A1**

(51) Internationale Patentklassifikation:

F16H 3/00 (2006.01) F16H 37/04 (2006.01)  
F16H 3/089 (2006.01) F16H 3/08 (2006.01)  
F16H 3/091 (2006.01)

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP2019/065227

(22) Internationales Anmeldedatum:  
11. Juni 2019 (11.06.2019)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:  
10 2018 211 958.9  
18. Juli 2018 (18.07.2018) DE

(71) Anmelder: **MAGNA PT B.V. & CO. KG** [DE/DE];  
Hermann-Hagenmeyer-Straße 1, 74199 Untergruppenbach (DE).

(72) Erfinder: **SCHWEIHER, Mark**; Goethestrasse 27, 74348 Lauffen (DE).

(74) Anwalt: **RAUSCH, Gabriele**; Magna International (Germany) GmbH, Patentabteilung, Kurfürst-Eppstein-Ring 11, 63877 Sailauf (DE).

(81) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare nationale Schutzrechtsart): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JO, JP, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO,

(54) Title: DUAL-CLUTCH TRANSMISSION

(54) Bezeichnung: DOPPELKUPPLUNGSGETRIEBE

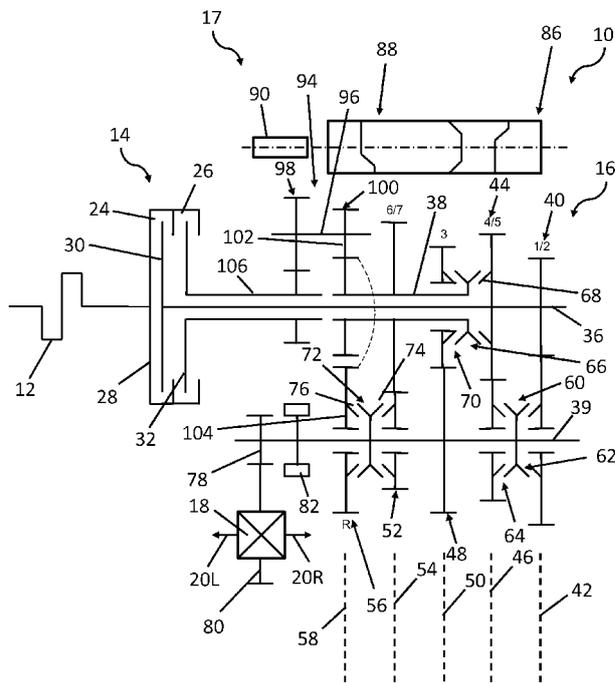


Fig. 1

(57) Abstract: The invention relates to a dual-clutch transmission (17) having a dual-clutch assembly (14) which has a first friction clutch (24) and a second friction clutch (26), wherein the first friction clutch (24) and the second friction clutch (26) have a common input member (28), which can be connected to a drive shaft, wherein the first friction clutch (24) has a first output member (30) and wherein the second friction clutch (26) has a second output member (32), a transmission assembly (16) which has a first transmission input shaft (36) and a second transmission input shaft (38) and a transmission output shaft (39), wherein the first and the second transmission input shaft (36, 38) are each connected via at least one wheel set (40, 44, 48, 52, 56) to the transmission output shaft (39), and a bridge clutch (70), by means of which the first transmission input shaft (36) and the second transmission input shaft (38) can be connected to each other, wherein the first transmission input shaft (36) is rigidly connected to the first output member (30), and wherein the second transmission input shaft (38) is connected to the second output member (32) via a speed-changing device (94), such that the second transmission input shaft (38) rotates at a different speed from the second output member (32).

(57) Zusammenfassung: Doppelkupplungsgetriebe (17) mit einer Doppelkupplungsanordnung (14), die eine erste Reibkupplung (24) und eine zweite Reibkupplung (26) aufweist, wobei die erste Reibkupplung (24) und die zweite Reibkupplung (26) ein gemeinsames Eingangsglied (28) aufweisen, das mit einer Antriebswelle verbindbar ist, wobei die erste Reibkupplung (24) ein erstes Ausgangsglied (30) aufweist und wobei die zweite Reibkupplung (26) ein zweites Ausgangsglied



WO 2020/015927 A1

NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW,  
SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM,  
TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

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

**Veröffentlicht:**

- mit internationalem Recherchenbericht (Artikel 21 Absatz 3)

---

(32) aufweist, einer Getriebeanordnung (16), die eine erste Getriebeeingangswelle (36) und eine zweite Getriebeeingangswelle (38) sowie eine Getriebeausgangswelle (39) aufweist, wobei die erste und die zweite Getriebeeingangswelle (36, 38) jeweils über wenigstens einen Radsatz (40, 44, 48, 52, 56) mit der Getriebeausgangswelle (39) verbunden sind, und einer Brückenkupplung (70), mittels der die erste Getriebeeingangswelle (36) und die zweite Getriebeeingangswelle (38) miteinander verbindbar sind, wobei die erste Getriebeeingangswelle (36) starr mit dem ersten Ausgangsglied (30) verbunden ist, und wobei die zweite Getriebeeingangswelle (38) mit dem zweiten Ausgangsglied (32) über eine Drehzahländerungseinrichtung (94) verbunden ist, so dass die zweite Getriebeeingangswelle (38) mit einer anderen Drehzahl dreht als das zweite Ausgangsglied (32).

### Doppelkupplungsgetriebe

Die vorliegende Erfindung betrifft ein Doppelkupplungsgetriebe mit einer Doppelkupplungsanordnung, die eine erste Reibkupplung und eine zweite Reibkupplung aufweist, wobei die erste Reibkupplung und die zweite Reibkupplung ein gemeinsames Eingangsglied aufweisen, das mit einer Antriebswelle verbindbar ist, wobei die erste Reibkupplung ein erstes Ausgangsglied aufweist und wobei die zweite Reibkupplung ein zweites Ausgangsglied aufweist, mit einer Getriebeanordnung, die eine erste Getriebeeingangswelle und eine zweite Getriebeeingangswelle sowie eine Getriebeausgangswelle aufweist, wobei die erste und die zweite Getriebeeingangswelle jeweils über wenigstens einen Radsatz mit der Getriebeausgangswelle verbunden sind, und mit einer Brückenkupplung, mittels der die erste Getriebeeingangswelle und die zweite Getriebeeingangswelle miteinander verbindbar sind, wobei die erste Getriebeeingangswelle starr dem ersten Ausgangsglied zugeordnet ist, und wobei die zweite Getriebeeingangswelle dem zweiten Ausgangsglied zugeordnet ist.

Ein derartiges Doppelkupplungsgetriebe ist beispielsweise bekannt aus dem Dokument DE 10 2013 104 468 A1.

Klassische Doppelkupplungsgetriebe weisen neben der Doppelkupplungsanordnung eine Getriebeanordnung auf, die zwei Teilgetriebe beinhaltet. Das eine Teilgetriebe ist dabei üblicherweise den ungeraden Gangstufen zugeordnet. Das andere Teilgetriebe ist dabei üblicherweise den geraden Gangstufen zugeordnet. Mit einem derartigen Doppelkupplungsgetriebe können Gangwechsel durch überschneidendes Betätigen der zwei Kupplungen ohne Zugkraftunterbrechung durchgeführt werden.

Überwiegend werden solche Getriebe in Kraftfahrzeugantriebssträngen verbaut, insbesondere für Personenkraftwagen, aber auch für Nutzfahrzeuge.

In derartigen Anwendungsumgebungen müssen Getriebe unterschiedlichste Anforderungen erfüllen. Zum einen sollte die Anzahl der Gangstufen möglichst hoch sein, um letztlich eine möglichst hohe Spreizung zu erzielen, was dem Fahrkomfort aber auch dem Kraftstoffverbrauch zugutekommen kann. Andererseits unterliegen derartige Ge-

triebe engen Bauraumeinschränkungen, und zwar sowohl hinsichtlich der axialen Länge als auch der radialen Größe.

Bei Kraftfahrzeuggetrieben kennt man generell solche Getriebe, die in Längsbauweise ausgeführt sind. Hierbei wird das Getriebe mit den Wellen parallel zu einer Längsrichtung des Fahrzeugs eingebaut. Ein vorderes Ende des Getriebes ist dabei mit der Doppelkupplungsanordnung verbunden, die wiederum mit einer Antriebseinheit wie einem Verbrennungsmotor verbunden ist. Das andere axiale Ende der Getriebeanordnung ist dann in der Regel über eine Kardanwelle mit einem Hinterachsdifferential verbunden.

Derartige Getriebe in Längsbauweise sind generell in sogenannter Zwei-Wellen-Bauweise ausgeführt, wobei eine Getriebeeingangswelle häufig coaxial zu einer Getriebeausgangswelle angeordnet ist und eine einzelne Vorgelegewelle vorgesehen ist, die über Radsätze mit der Eingangswelle oder der Ausgangswelle verbunden ist. Da solche Getriebe in Längsbauweise häufig im Bereich eines Kardantunnels unterzubringen sind, ist die Längsabmessung nicht so kritisch wie die radiale Abmessung.

Bei Getrieben, die für einen Quereinbau in einem Kraftfahrzeug vorgesehen sind, insbesondere für Fahrzeuge mit Vorderradantrieb, bestehen hingegen erhebliche Einschränkungen hinsichtlich des axialen Bauraumes. Hier müssen das Getriebe, die Doppelkupplungsanordnung und die Antriebseinheit in Reihe hintereinander quer zur Fahrtrichtung des Fahrzeugs im Motorraum untergebracht werden.

Aus dem genannten Dokument DE 10 2013 104 468 A1 ist ein solches Getriebe bekannt, das in Drei-Wellen-Bauweise ausgeführt ist, also mit einer Getriebeeingangswellenanordnung und zwei parallel hierzu versetzt angeordneten Ausgangswellen, die jeweils über Abtriebszahnrad mit einem Differential in Eingriff stehen. Hierdurch kann für eine bestimmte Anzahl von Vorwärtsgangstufen die axiale Baulänge deutlich verringert werden. Zudem können sogenannte Doppelnutzungen realisiert werden, bei denen ein mit einer Getriebeeingangswelle verbundenes Festrad sowohl mit einem Losrad an der einen Ausgangswelle als auch mit einem Losrad an der anderen Ausgangswelle in Eingriff steht.

Ferner weist das Doppelkupplungsgetriebe, das aus dem Dokument DE 10 2013 104 468 A1 bekannt geworden ist, eine Brückenkupplung auf. Diese Brückenkupplung ist bei dem bekannten Getriebe an einer der Ausgangswellen angeordnet und ist dazu ausgelegt, die zwei Getriebeeingangswellen der Getriebeeingangswellenanordnung über zwei Radsätze miteinander zu verbinden, von denen einer dem ersten Teilgetriebe und der andere dem anderen Teilgetriebe zugeordnet ist.

Das Bereitstellen einer derartigen Brückenkupplung ermöglicht das Einrichten von sogenannten Windungsgangstufen, die in der Regel Radsätze von beiden Teilgetrieben nutzen. Zum Einrichten einer Windungsgangstufe wird bei solchen Getrieben generell sowohl die Brückenkupplung geschaltet, als auch wenigstens eine weitere Schaltkupplung betätigt, so dass zum Einrichten einer Windungsgangstufe generell zwei Schaltkupplungen zu betätigen sind. Im Gegensatz hierzu können bei einem derartigen Getriebe auch Direkt-Gangstufen eingerichtet werden, bei denen nur ein Teilgetriebe genutzt wird, die Brückenkupplung geöffnet ist und folglich nur eine Schaltkupplung in dem Getriebe geschlossen wird.

Auch mittels einer solchen Brückenkupplung und der Möglichkeit der Einrichtung von Windungsgangstufen kann zum einen die Ganganzahl gegenüber herkömmlichen Doppelkupplungsgetrieben erhöht werden. Auch die Spreizung kann verbessert werden.

Aus dem Dokument DE 10 2013 106 896 A1 ist ein weiteres Drei-Wellen-Doppelkupplungsgetriebe bekannt, bei dem eine Abtriebswelle mit einer zweiten Vorgelegewelle über eine Koppereinrichtung koppelbar ist, derart, dass bei geöffneter Koppereinrichtung wenigstens eine Windungsgangstufe einrichtbar ist.

Das Dokument EP 2 791 548 B1 offenbart ein Doppelkupplungsgetriebe mit lastschaltbarer Bereichsgruppe, wie es insbesondere für Nutzfahrzeuge verwendbar ist.

Aus dem Dokument DE 10 2015 200 067 A1 ist ein Verfahren zur Steuerung eines Hybridantriebsstranges bekannt, wobei die Ausgangsglieder von zwei Reibkupplungen und eine elektrische Maschine über einen Planetenradsatz gekoppelt sind.

Das Dokument EP 2 742 258 B1 offenbart ein Zwei-Wellen-Doppelkupplungsgetriebe für den Längseinbau, wobei eine Getriebezentralwelle eines ersten Teilgetriebes mittels einer Schalteinrichtung direkt mit einer Ausgangswelle verbindbar ist.

Aus dem Dokument EP 0 933 558 B1 ist ein weiteres Doppelkupplungsgetriebe bekannt, bei dem eine Getriebeeingangswelle über eine Schaltkupplung mit einer Getriebeausgangswelle drehfest verbindbar ist, wobei die gleiche Getriebeeingangswelle über einen Konstanten-Radsatz mit einer Vorgelegewelle verbunden ist, über die alle weiteren Gangstufen des Getriebes einrichtbar sind, bis auf die Vorwärtsgangstufe 2. Die Vorwärtsgangstufe 2 ist als einzige Gangstufe über die andere Getriebeeingangswelle und eine Nebenwellenanordnung mit der Getriebeausgangswelle verbunden.

Schließlich ist aus dem Dokument WO 2017/203050 A1 ein Kupplungssystem bekannt, bei dem eine Reibkupplung ein Eingangsglied aufweist und ein Ausgangsglied, das mit einer ersten Getriebeeingangswelle verbunden ist. Die Reibkupplung weist einen Außenlamellenträger auf, der mit einem Hohlradsatz eines Planetenradsatzes fest verbunden ist. Ein Planetenträger des Planetenradsatzes ist mit einer zweiten Getriebeeingangswelle verbunden. Ein Sonnenrad des Planetenradsatzes ist mit einer außerhalb des Kupplungssystems angeordneten Bremseinrichtung koppelbar.

Vor diesem Hintergrund ist es eine Aufgabe der Erfindung, ein verbessertes Doppelkupplungsgetriebe für einen Kraftfahrzeugantriebsstrang anzugeben.

Diese Aufgabe wird gelöst durch ein Doppelkupplungsgetriebe mit einer Doppelkupplungsanordnung, die eine erste Reibkupplung und eine zweite Reibkupplung aufweist, wobei die erste Reibkupplung und die zweite Reibkupplung ein gemeinsames Eingangsglied aufweisen, das mit einer Antriebswelle verbindbar ist, wobei die erste Reibkupplung ein erstes Ausgangsglied aufweist und wobei die zweite Reibkupplung ein zweites Ausgangsglied aufweist, mit einer Getriebeanordnung, die eine erste Getriebeeingangswelle und eine zweite Getriebeeingangswelle sowie eine Getriebeausgangswelle aufweist, wobei die erste und die zweite Getriebeeingangswelle jeweils über wenigstens einen Radsatz mit der Getriebeausgangswelle verbunden sind, und mit einer Brückenkupplung, mittels der die erste Getriebeeingangswelle und die zweite Getriebeeingangswelle miteinander verbindbar sind, wobei die erste Getriebeein-

gangswelle starr mit dem ersten Ausgangsglied verbunden ist, und wobei die zweite Getriebeeingangswelle mit dem zweiten Ausgangsglied über eine Drehzahländerungseinrichtung verbunden ist, so dass die zweite Getriebeeingangswelle mit einer anderen Drehzahl dreht als das zweite Ausgangsglied.

Durch die Maßnahme, eine Getriebewelle starr mit einem Ausgangsglied einer ersten Reibkupplung zu verbinden, und die andere Getriebeeingangswelle über eine Drehzahländerungseinrichtung mit dem Ausgangsglied der anderen Reibkupplung zu verbinden, kann wenigstens ein Radsatz der Getriebeanordnung zwei unterschiedliche Gangstufen darstellen, je nachdem ob die erste oder die zweite Reibkupplung geschlossen ist und/oder in Abhängigkeit davon, ob die Brückenkupplung geschlossen ist oder nicht.

Insgesamt kann auf diese Weise mit einer relativ geringen Anzahl von Bauteilen eine relativ hohe Anzahl von Gangstufen, insbesondere Vorwärtsgangstufen, realisiert werden, so dass sich eine Kosteneinsparung hinsichtlich der Anzahl der Zahnräder ergibt.

Ferner ist es durch diesen Aufbau möglich, die Getriebeanordnung mit einer einzelnen Getriebeausgangswelle zu realisieren, so dass die Getriebeanordnung generell als Zwei-Wellen-Getriebe realisiert sein kann. Demzufolge ergibt sich auch eine Kosteneinsparung hinsichtlich der Anzahl der Wellen und der Lager. Auch die Reibungsverluste können hierdurch verringert werden.

Das Doppelkupplungsgetriebe ist dabei nicht mehr der strengen Unterscheidung unterlegen, wonach die geraden Gangstufen einem Teilgetriebe bzw. einer Getriebeeingangswelle zugeordnet sind, und die ungeraden Gangstufen dem anderen Teilgetriebe bzw. der anderen Getriebeeingangswelle. Vielmehr können einer Getriebeeingangswelle sowohl gerade als ungerade Gangstufen zugeordnet sein.

Die Getriebeeingangswellen sind vorzugsweise konzentrisch zueinander angeordnet, wobei die zweite Getriebeeingangswelle vorzugsweise als Hohlwelle um die erste Getriebeeingangswelle herum ausgebildet ist.

Vorzugsweise sind sowohl die erste als auch die zweite Getriebeeingangswelle jeweils über wenigstens zwei schaltbare Radsätze mit der Getriebeausgangswelle verbunden.

Die Brückenkupplung ist vorzugsweise koaxial zu den Getriebeeingangswellen angeordnet und ist insbesondere an einem axialen Ende der zweiten Getriebeeingangswelle angeordnet, um die Getriebeeingangswellen konstruktiv einfach miteinander verbinden zu können. Unter einer Brückenkupplung, die eine erste Getriebeeingangswelle und eine zweite Getriebeeingangswelle miteinander verbinden kann, kann jedoch auch eine Brückenkupplung verstanden werden, die an der Getriebeausgangswelle gelagert ist und über Radsätze mit den Getriebeeingangswellen verbunden ist, ähnlich wie es in dem eingangs beschriebenen Stand der Technik offenbart ist.

Die erste Getriebeeingangswelle ist starr mit dem ersten Ausgangsglied verbunden und ist vorzugsweise koaxial hierzu ausgerichtet.

Die zweite Getriebeeingangswelle ist vorzugsweise ebenfalls koaxial zu dem zweiten Ausgangsglied angeordnet.

Die Drehzahländerungseinrichtung führt vorzugsweise dazu, dass die Drehzahl der zweiten Getriebeeingangswelle generell kleiner ist als jene des zweiten Ausgangsgliedes.

Wenn beide Reibkupplungen geschlossen sind, führt die Drehzahländerungseinrichtung dazu, dass sich die zwei Getriebeeingangswellen mit unterschiedlichen Drehzahlen drehen.

Die zweite Getriebeeingangswelle ist vorzugsweise ebenfalls koaxial zu dem ersten Ausgangsglied angeordnet.

Die erste und die zweite Reibkupplung sind vorzugsweise als nasslaufende Lamellenkupplungen realisiert, könnten jedoch auch als trockenlaufende Reibkupplungen ausgebildet sein.

Das Doppelkupplungsgetriebe kann eine Mehrzahl von Vorwärtsgangstufen einrichten, insbesondere fünf, sechs, sieben, acht, neun oder mehr Vorwärtsgangstufen.

Ferner kann das Doppelkupplungsgetriebe vorzugsweise zwei Rückwärtsgangstufen ermöglichen.

Die Doppelkupplungsanordnung kann eine Standard-Doppelkupplungsanordnung sein, wie sie auch in klassischen Doppelkupplungsgetrieben verwendet wird. Demzufolge kann die Doppelkupplungsanordnung kostengünstig bereitgestellt werden.

Die Radsätze der Getriebeanordnung können über Aktuatoren geschaltet werden, vorzugsweise über elektromechanische Aktuatoren. Besonders bevorzugt ist es, wenn die Radsätze mittels einer Schaltwalzenanordnung geschaltet werden, wie es auch in klassischen Doppelkupplungsgetrieben üblich ist.

Das Doppelkupplungsgetriebe ist insbesondere für den Einbau in Querrichtung in einem Fahrzeug ausgelegt, da es trotz des Zwei-Wellen-Layouts axial sehr kompakt bauen kann.

Die Spreizung des Doppelkupplungsgetriebes ist vorzugsweise größer 6, insbesondere größer 7.

Die Aufgabe wird vollkommen gelöst.

Gemäß einer bevorzugten Ausführungsform weist die Drehzahländerungseinrichtung eine Nebenwelle auf, die über einen ersten Nebenradsatz mit dem zweiten Ausgangsglied verbunden ist und die über einen zweiten Nebenradsatz mit der zweiten Getriebeeingangswelle verbunden ist.

Auf diese Art und Weise kann die Drehzahländerungseinrichtung als eine Art Neben-Vorgelege realisiert werden, wobei ein Übersetzungsverhältnis zwischen Eingang der Drehzahländerungseinrichtung und Ausgang der Drehzahländerungseinrichtung in einem Bereich von 1,1:1 bis 1,7:1 liegen kann.

Wenigstens einer der Nebenradsätze kann als schaltbarer Radsatz ausgeführt sein. Von besonderem Vorzug ist es jedoch, wenn der erste Nebenradsatz und/oder der zweite Nebenradsatz als Konstanten-Radsatz ausgebildet ist.

Hierdurch wird eine feste Drehzahlübersetzung zwischen zweitem Ausgangsglied und zweiter Getriebeeingangswelle eingerichtet, die unveränderlich ist. Der Aufwand an zu schaltenden Baugruppen kann hierdurch verringert werden.

Gemäß einer besonders bevorzugten Ausführungsform weist der erste Nebenradsatz und/oder der zweite Nebenradsatz ein an der Nebenwelle gelagertes Zahnrad auf, das mit einem Zahnrad in Eingriff steht, das an der Getriebeausgangswelle gelagert ist.

Bei dieser Ausführungsform kann die Nebenwelle z.B. als Drehzahlumkehrwelle genutzt werden. Das an der Nebenwelle gelagerte Zahnrad dient dabei quasi als Rückwärtsgang-Zwischenrad.

Bei einem Zwei-Wellen-Layout eines Doppelkupplungsgetriebes ist es in der Regel ohnehin erforderlich, zum Einrichten einer Rückwärtsgangstufe eine Nebenwelle vorzusehen, an der ein solches Drehzahlumkehrrad gelagert ist.

Demzufolge führt die Ausgestaltung der Drehzahländerungseinrichtung mittels einer Nebenwelle, an der zwei Nebenradsätze gelagert sind, vorzugsweise nicht zu einer starken Bauraumvergrößerung in radialer Richtung.

Gemäß einer bevorzugten Ausführungsform ist dabei das an der Nebenwelle gelagerte Zahnrad ein Festrad, wobei das an der Getriebeausgangswelle gelagerte Zahnrad ein schaltbares Losrad ist, das einer Gangstufe zugeordnet ist, insbesondere der Rückwärtsgangstufe.

In einer alternativen Ausführungsform weist die Drehzahländerungseinrichtung einen Planetenradsatz auf, der drei Glieder beinhaltet, von denen ein erstes Glied mit dem zweiten Ausgangsglied verbunden ist, von denen ein zweites Glied mit der zweiten Getriebeeingangswelle verbunden ist, und von denen ein drittes Glied an einem Gehäuse festgelegt ist.

Hierdurch wird der Planetenradsatz ebenfalls dazu benutzt, um ein festes Drehzahlverhältnis zwischen zweiter Getriebeeingangswelle und zweitem Ausgangsglied einzurichten.

Bevorzugt ist es hierbei, wenn das zweite Ausgangsglied mit dem Sonnenrad des Planetenradsatzes verbunden ist und/oder wenn die zweite Getriebeeingangswelle mit einem Planetenträger des Planetenradsatzes verbunden ist. Ferner ist es bevorzugt, wenn ein Hohlrad des Planetenradsatzes an dem Gehäuse festgelegt ist.

Die Drehzahländerungseinrichtung kann in der Getriebeanordnung an beliebiger Stelle positioniert sein. Bevorzugt ist es jedoch, wenn die Drehzahländerungseinrichtung in axialer Richtung zwischen der Doppelkupplungsanordnung und einem Radsatz der Getriebeanordnung angeordnet ist.

Vorzugsweise ist die Drehzahländerungseinrichtung dabei axial benachbart bzw. axial zumindest teilweise überlappend mit einem Abtrieb und/oder mit einem Differential eines Antriebsstranges ausgerichtet.

Gemäß einer weiteren bevorzugten Ausführungsform ist an der Getriebeeingangswelle ein Parksperrenrad zum Immobilisieren des Doppelkupplungsgetriebes festgelegt, das vorzugsweise axial zwischen einem Abtriebszahnrad und einem Radsatz angeordnet ist.

Das Abtriebszahnrad steht vorzugsweise in Eingriff mit einem Differentialantriebsrad eines Differentials des Kraftfahrzeugantriebsstranges. Der Radsatz kann vorzugsweise einer Rückwärtsgangstufe zugeordnet sein.

Gemäß einer weiteren bevorzugten Ausführungsform ist ein Abtriebszahnrad an der Getriebeausgangswelle festgelegt und axial zu der zweiten Getriebeeingangswelle ausgerichtet, insbesondere in axialer Überlappung mit der zweiten Getriebeeingangswelle ausgerichtet, vorzugsweise axial mit der Brückenkupplung ausgerichtet.

Alternativ hierzu kann ein Parksperrenrad axial auch mit der Brückenkupplung ausgerichtet sein.

Gemäß einer weiteren bevorzugten Ausführungsform sind die erste Reibkupplung und die zweite Reibkupplung radial benachbart zueinander angeordnet und überlappen sich in axialer Richtung zumindest teilweise.

Hierbei ist die Doppelkupplungsanordnung als eine Art verschachtelte Doppelkupplungsanordnung ausgebildet, bei der die erste Reibkupplung beispielsweise eine radial innere Reibkupplung ist und bei der die zweite Reibkupplung als Ringkupplung ausgebildet ist, die die erste Reibkupplung koaxial umgibt und sich mit der ersten Reibkupplung axial zumindest teilweise überlappt.

Eine derartige Doppelkupplungsanordnung kann eine axial sehr kompakte Bauweise ermöglichen.

In einer weiteren bevorzugten Ausführungsform ist die erste und/oder die zweite Reibkupplung hydraulisch mittels einer zugeordneten Kolben-/Zylinderanordnung betätigbar, wobei ein Zylinder der Kolben-/Zylinderanordnung direkt mit einem Druckanschluss einer elektromotorisch angetriebenen Pumpe verbunden ist, derart, dass ein über die Reibkupplung übertragbares Drehmoment durch Steuern einer Drehzahl der Pumpe regelbar ist.

Bei dieser Ausführungsform kann die Reibkupplung hydraulisch mittels eines sogenannten Pumpenaktuators betätigt werden.

Während im Stand der Technik Hydraulikpumpen zur Betätigung von Reibkupplungen häufig über einen Nebenabtrieb mit einem Antriebsmotor verbunden sind, beispielsweise mit einem Kupplungskorb bzw. einem Eingangsglied einer Doppelkupplungsanordnung und folglich ständig mit dem Antriebsmotor mitdrehen, sieht ein Pumpenaktor eine bedarfsgerechte Ansteuerung einer Reibkupplung vor.

Die Tatsache, dass dabei ein Druckanschluss einer Pumpe, die mittels eines Elektromotors angetrieben ist, direkt, d.h. ohne Zwischenschaltung von Proportionalventilen, mit einem Zylinder einer Kolben-/Zylinderanordnung verbunden ist, ermöglicht es, dass der Pumpenaktor ohne Ventile, zumindest aber ohne Proportionalventile, realisiert sein kann. Hierdurch kann der Fertigungsaufwand für die hydraulische Aktuatorik deutlich verringert werden, da Proportionalventile in der Regel in Reinräumen zu montieren wären.

Der Druckanschluss der Pumpe kann dabei über einen Nebenzweig mit einem Niederdruckkreis verbunden sein, wobei in dem Nebenzweig beispielsweise eine Blende angeordnet ist. Hierdurch kann die Regelbarkeit des Drehmomentes verbessert werden.

Der elektrische Motor zum Antreiben der Pumpe wird dabei mittels einer übergeordneten Steuereinheit (Getriebesteuergerät) angesteuert.

Ferner ist es insgesamt vorteilhaft, wenn die Getriebeanordnung dazu ausgebildet ist, mittels einer ersten Mehrzahl von Schaltkupplungen eine zweite Mehrzahl von Gangstufen einzurichten, wobei die Schaltkupplungen mittels einer elektromotorisch antreibbaren Schaltwalzenanordnung betätigbar sind.

In einer bevorzugten Variante weist die Schaltwalzenanordnung eine einzelne Schaltwalze auf, die mittels eines einzelnen Elektromotors angetrieben ist. Die Schaltwalzenanordnung kann jedoch auch zwei oder mehrere Schaltwalzen aufweisen, die unabhängig von jeweiligen Elektromotoren angesteuert werden.

Gemäß einer weiteren Ausführungsform ist an der Getriebeausgangswelle ferner ein Abtriebszahnrad festgelegt, das mit einem Differentialrad eines Differentials in Eingriff steht. Das Abtriebszahnrad bildet folglich einen Teil eines "final-drive".

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

Ausführungsbeispiele der Erfindung sind in der Zeichnung dargestellt und werden in der nachfolgenden Beschreibung näher erläutert. Es zeigen:

Figur 1 eine schematische Darstellung eines Antriebsstranges eines Kraftfahrzeuges mit einer Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Doppelkupplungsgetriebes;

Figur 2 eine Ausführungsform einer Doppelkupplungsanordnung für ein erfindungsgemäßes Doppelkupplungsgetriebe, mit zugeordneter Aktuatorik;

Figur 3 eine schematische Darstellung einer weiteren Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Doppelkupplungsgetriebes;

Figur 4 eine schematische Darstellung einer weiteren Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Doppelkupplungsgetriebes; und

Fig. 5 eine schematische Darstellung einer weiteren Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Doppelkupplungsgetriebes.

In Fig. 1 ist ein Antriebsstrang für ein Kraftfahrzeug schematisch dargestellt und generell mit 10 bezeichnet.

Der Antriebsstrang 10 weist einen Antriebsmotor 12 auf, der als Verbrennungsmotor oder als Hybridantriebseinheit ausgebildet sein kann. Ferner beinhaltet der Antriebsstrang 10 eine Doppelkupplungsanordnung 14, die eingangsseitig mit dem Antriebsmotor 12 verbunden ist und die ausgangsseitig mit einer Getriebeanordnung 16 verbunden ist.

Die Doppelkupplungsanordnung 14 und die Getriebeanordnung 16 bilden gemeinschaftlich ein Doppelkupplungsgetriebe 17.

Ein Ausgang der Getriebeanordnung 16 ist mit einem Differential 18 verbunden, mittels dessen Antriebsleistung auf angetriebene Räder 20L, 20R verteilbar ist.

Die Doppelkupplungsanordnung 14 weist eine erste Reibkupplung 24 und eine zweite Reibkupplung 26 auf. Die Reibkupplungen 24, 26 weisen ein gemeinsames Eingangsglied 28 auf, das mit dem Antriebsmotor 12 verbindbar ist, beispielsweise mit einer Kurbelwelle hiervon.

Die erste Reibkupplung 24 weist ein erstes Ausgangsglied 30 auf. Die zweite Reibkupplung 26 weist ein zweites Ausgangsglied 32 auf. Die Ausgangsglieder 30, 32 sind koaxial zueinander angeordnet.

Die Getriebeanordnung 16 weist eine erste Getriebeeingangswelle 36 und eine zweite Getriebeeingangswelle 38 auf. Die erste Getriebeeingangswelle 36 ist als Innenwelle

ausgebildet. Die zweite Getriebeeingangswelle 38 ist als Hohlwelle koaxial zu der ersten Getriebeeingangswelle 36 ausgebildet.

Die Getriebeanordnung 16 weist ferner eine Getriebeausgangswelle 39 auf, genauer gesagt genau eine Getriebeausgangswelle 39.

Die erste Getriebeeingangswelle 36 ist über einen ersten Radsatz 40, der den Vorwärtsgangstufen 1, 2 zugeordnet ist, mit der Getriebeausgangswelle 39 verbunden. Der erste Radsatz 40 liegt in einer ersten Radsatzebene 42.

Ferner ist die erste Getriebeeingangswelle 36 über einen zweiten Radsatz 44, der den Vorwärtsgangstufen 4, 5 zugeordnet ist, mit der Getriebeausgangswelle 39 verbunden. Der zweite Radsatz 44 liegt in einer zweiten Radsatzebene 46.

Die zweite Getriebeeingangswelle 38 ist über einen dritten Radsatz 48, der der Vorwärtsgangstufe 3 zugeordnet ist, mit der Getriebeausgangswelle 39 verbunden. Der dritte Radsatz 48 liegt in einer dritten Radsatzebene 50.

Die zweite Getriebeeingangswelle 38 ist über einen vierten Radsatz 52, der den Gangstufen 6, 7 zugeordnet ist, mit der Getriebeausgangswelle 39 verbunden. Der vierte Radsatz 52 liegt in einer vierten Radsatzebene 54.

Ferner ist die zweite Getriebeeingangswelle 38 über einen fünften Radsatz 56, der der Rückwärtsgangstufe R zugeordnet ist, mit der Getriebeausgangswelle 39 verbunden. Der fünfte Radsatz 56 liegt in einer fünften Radsatzebene 58.

Die Getriebeanordnung 16 weist ein erstes Schaltkupplungspaket 60 auf, das zwischen dem ersten Radsatz 40 und dem zweiten Radsatz 44 an der Getriebeausgangswelle 39 gelagert ist. Das erste Schaltkupplungspaket 60 weist eine erste Schaltkupplung 62 für den ersten Radsatz 40 und eine zweite Schaltkupplung 64 für den zweiten Radsatz 44 auf.

Die Getriebeanordnung 16 beinhaltet ein zweites Schaltkupplungspaket 66. Das zweite Schaltkupplungspaket 66 ist koaxial zu den Getriebeeingangswellen 36, 38 angeordnet, und zwar zwischen dem zweiten Radsatz 44 und dem dritten Radsatz 48.

Das zweite Schaltkupplungspaket 66 beinhaltet eine dritte Schaltkupplung 68, die als Brückenkupplung ausgebildet ist. Die dritte Schaltkupplung 68 ist dazu ausgelegt, ein an der ersten Getriebeeingangswelle 36 festgelegtes Festrad des zweiten Radsatzes 44 mit der zweiten Getriebeeingangswelle 38 zu verbinden, ist also als Brückenkupplung ausgebildet, die dazu ausgelegt ist, die erste Getriebeeingangswelle 36 und die zweite Getriebeeingangswelle 38 miteinander zu verbinden.

Ferner beinhaltet das zweite Schaltkupplungspaket 66 eine vierte Schaltkupplung 70, die dem dritten Radsatz 48 zugeordnet ist.

Die Getriebeanordnung 16 weist ein drittes Schaltkupplungspaket 72 auf, das in axialer Richtung zwischen dem vierten Radsatz 52 und dem fünften Radsatz 56 angeordnet ist, und zwar koaxial zu der Getriebeausgangswelle 39.

Das dritte Schaltkupplungspaket 72 weist eine fünfte Schaltkupplung 74 auf, die dem vierten Radsatz 52 zugeordnet ist, und weist eine sechste Schaltkupplung 76 auf, die dem fünften Radsatz 56 zugeordnet ist.

An der Getriebeausgangswelle 39 ist ferner ein Abtriebszahnrad 78 festgelegt, das mit einem Differentialrad 80 des Differentials 18 in Eingriff steht. Das Abtriebszahnrad 78 bildet folglich einen Teil eines "final-drive".

In axialer Richtung zwischen dem Abtriebszahnrad 78 und dem fünften Radsatz 56 ist an der Getriebeausgangswelle 39 ein Parksperrenrad 82 angeordnet.

In axialer Richtung sind in der Getriebeanordnung 16 die folgenden Komponenten axial hintereinander, ausgehend von einem Getriebeeingang, d.h. ausgehend von der Doppelkupplungsanordnung 14 aus gesehen, ausgebildet: Abtriebszahnrad 78, Parksperrenrad 82, fünfte Radsatzebene 58, vierte Radsatzebene 54, dritte Radsatzebene 50, zweite Radsatzebene 46, erste Radsatzebene 42. Die erste Radsatzebene 42 bildet ein axiales Ende der Getriebeanordnung 16.

Die Getriebeanordnung 16 beinhaltet ferner eine Schaltaktuatorsanordnung 86. Die Schaltaktuatorsanordnung 86 dient dazu, die drei Schaltkupplungspakete 60, 66, 72 zu

betätigen. Die Schaltkupplungspakete 60, 66, 72 sind so ausgebildet, dass sie ihre jeweiligen Schaltkupplungen alternativ schalten können.

Die Schaltaktuatoranordnung 86 beinhaltet vorzugsweise eine Schaltwalzenanordnung 88 mit einer Schaltwalze, die mittels eines Schaltwalzenmotors 90 angetrieben ist. An der Schaltwalzenanordnung 88 sind Umfangskonturen ausgebildet, die mit Schaltmitnehmern in Eingriff stehen, die dazu ausgebildet sind, die Schaltkupplungspakete 60, 66, 72 sequentiell zu betätigen.

Die Getriebeanordnung 16 beinhaltet ferner eine Drehzahländerungseinrichtung 94. Die Drehzahländerungseinrichtung 94 verbindet das zweite Ausgangsglied 32 mit der zweiten Getriebeeingangswelle 38, und zwar derart, dass sich die zweite Getriebeeingangswelle 38 generell mit einer anderen Drehzahl dreht als das zweite Ausgangsglied 32.

Vorliegend weist die Drehzahländerungseinrichtung 94 eine Nebenwelle 96 auf, die parallel versetzt zu den Getriebeeingangswellen 36, 38 und zu der Getriebeausgangswelle 39 angeordnet ist. Die Nebenwelle 96 ist über einen ersten Nebenradsatz 98 mit dem zweiten Ausgangsglied 32 verbunden. Ferner ist die Nebenwelle 96 über einen zweiten Nebenradsatz 100 mit der zweiten Getriebeeingangswelle 38 verbunden.

Der zweite Nebenradsatz 100 weist ein Festrad 102 auf, das an der Nebenwelle 96 festgelegt ist. Der fünfte Radsatz 56 für die Rückwärtsgangstufe weist ein Losrad 104 auf, das drehbar an der Getriebeausgangswelle 39 gelagert ist. Das Festrad 102 der Nebenwelle 96 steht direkt in Eingriff mit dem Losrad 104 des fünften Radsatzes 56. Demzufolge wird über das Losrad 104 eine Drehrichtungsumkehr eingerichtet, derart, dass ein separates Drehrichtungsumkehrad zum Einrichten der Rückwärtsgangstufe R nicht erforderlich ist.

Anders ausgedrückt kann die Nebenwelle 96 im Wesentlichen in jenem Bauraum aufgenommen sein, der zur Realisierung einer Drehzahlumkehr für die Rückwärtsgangstufe ohnehin vorzusehen ist.

Das Ausgangsglied 32 weist eine Zwischenwelle 106 auf, die als Hohlwelle um die erste Getriebeeingangswelle 36 herum ausgebildet ist. Der erste Nebenradsatz 98 weist ein mit der Zwischenwelle 106 fest verbundenes Festrad und ein mit der Nebenwelle 96 verbundenes Festrad auf. Der zweite Nebenradsatz 100 weist das Festrad 102 sowie ein mit dem Festrad in Eingriff stehendes weiteres Festrad auf, das fest an der zweiten Getriebeeingangswelle 38 festgelegt ist.

Mit dem Doppelkupplungsgetriebe 17 lassen sich Gangstufen wie folgt einrichten, wobei ein "x" bedeutet, dass die jeweilige Kupplung geschlossen ist, also für die Vorwärtsgangstufe 1 beispielsweise die Kupplungen 26, 68, 62.

	24	26	70	68	64	62	76	74
1		x		x		x		
2	x					x		
3		x	x					
4		x		x	x			
5	x				x			
6		x						x
7	x			x				x
R-low		x					x	
R-high	x			x			x	

Es ist hieraus zu erkennen, dass die Vorwärtsgangstufen 1,4, 7, R-high als Windungsgangstufen ausgebildet sind, bei denen jeweils die Brückenkupplung 68 geschlossen ist und jeweils eine weitere Schaltkupplung geschlossen ist.

Die Vorwärtsgangstufen 2, 3, 5, 6 sind als Direkt-Gangstufen ausgebildet, bei denen in der Getriebeanordnung 16 die Brückenkupplung 68 geöffnet ist und jeweils eine einzelne Schaltkupplung geschlossen ist. Gleiches gilt für die Rückwärtsgangstufe R-low.

Gangwechsel von Gangstufen 1 nach 2, von 2 nach 3, von 4 nach 5, von 5 nach 6 sowie von 6 nach 7 können jeweils als Lastschaltungen ausgeführt werden, und zwar durch überschneidende Betätigung der zwei Reibkupplungen 24, 26, derart, dass die eine geöffnet und die andere geschlossen wird.

Gangwechsel zwischen den Vorwärtsgangstufen 3 und 4 beinhalten jeweils eine geschlossene zweite Reibkupplung 26 und können daher nicht als Lastschaltung durchgeführt werden. Vielmehr ist hierbei kurzzeitig die zweite Reibkupplung 26 zu öffnen, um in der Getriebeanordnung 26 die Brückenkupplung bzw. die Schaltkupplungen schalten zu können.

In Fig. 2 ist eine bevorzugte Ausführungsform einer Doppelkupplungsanordnung 14' gezeigt, die eine erste Reibkupplung 24' aufweist, die als Lamellenkupplung ausgebildet ist, sowie eine zweite Reibkupplung 26', die als ringförmige Lamellenkupplung radial um die erste Reibkupplung 24' herum ausgebildet ist. Die erste Reibkupplung 24' und die zweite Reibkupplung 26' überlappen sich in axialer Richtung zumindest abschnittsweise.

Der Doppelkupplungsanordnung 14' ist eine Kupplungsaktuatorsanordnung 110 zugeordnet. Die Kupplungsaktuatorsanordnung 110 ist für sämtliche Doppelkupplungsanordnungen der vorliegenden Anmeldung verwendbar.

Die Kupplungsaktuatorsanordnung 110 beinhaltet einen ersten Pumpenaktuator 112 und einen zweiten Pumpenaktuator 114.

Der erste Pumpenaktuator 112 beinhaltet eine erste Pumpe 116A, die mittels eines ersten Elektromotors 118A angetrieben ist. Ferner beinhaltet der erste Pumpenaktuator 112 eine erste Kolben-/Zylinderanordnung 120A, deren Zylinder direkt, d.h. ohne Zwischenschaltung von Proportionalventilen, mit einem Druckausgang der ersten Pumpe 116A verbunden ist.

Ein Sauganschluss der ersten Pumpe 116A ist mit einem Fluidsumpf 122 verbunden. Ferner ist der Druckanschluss der ersten Pumpe 116A über einen ersten Nebenzweig 124A mit dem Fluidsumpf 122 verbunden, wobei in dem ersten Nebenzweig 124A vorzugsweise eine erste Blende 126A angeordnet ist.

Der erste Pumpenaktuator 112 ist der ersten Reibkupplung 24' zugeordnet.

Der zweite Pumpenaktuator 114 ist der zweiten Reibkupplung 26' zugeordnet und weist Komponenten auf, die identisch sind zu jener des ersten Pumpenactuators 112. Entsprechend sind die jeweiligen Komponenten mit einem Suffix B versehen anstelle des Suffixes A.

In den Fig. 3 und 4 sind weitere Ausführungsformen von Doppelkupplungsgetrieben gezeigt, die hinsichtlich Aufbau und Funktionsweise generell dem Doppelkupplungsgetriebe 17 der Fig. 1 entsprechen. Gleiche Elemente sind daher durch gleiche Bezugszeichen gekennzeichnet. Im Folgenden werden im Wesentlichen die Unterschiede erläutert. Bei den Doppelkupplungsgetrieben der Fig. 3 und 4 kann auch die Doppelkupplungsanordnung 14' der Fig. 2 Verwendung finden.

Bei dem Doppelkupplungsgetriebe 17" der Fig. 3 beinhaltet die Getriebeanordnung 16" eine Drehzahländerungseinrichtung 94", die anstelle der Nebenwelle 96 und der Nebenradsätze 98, 100 einen Planetenradsatz 130 beinhaltet.

Der Planetenradsatz 130 weist ein erstes Glied 132 auf, das mit der Zwischenwelle 106 verbunden ist. Ferner weist der Planetenradsatz 130 ein zweites Glied 134 auf, das mit der zweiten Getriebeeingangswelle 38 verbunden ist. Der Planetenradsatz 130 weist ein drittes Glied 136 auf, das an einem Gehäuse 138 festgelegt ist. Das erste Glied 132 ist vorzugsweise das Sonnenrad. Das zweite Glied 134 ist vorzugsweise der Planetenträger. Das dritte Glied 136 ist vorzugsweise ein Hohlrad des Planetenradsatzes 130.

Auch mit der Drehzahländerungseinrichtung 94" wird ein festes Drehzahlverhältnis zwischen dem zweiten Ausgangsglied bzw. der Zwischenwelle 106 und der zweiten Getriebeeingangswelle 38 eingerichtet.

In Fig. 4 ist eine weitere Ausführungsform eines Doppelkupplungsgetriebes 17"" mit einer Getriebeanordnung 16"" gezeigt.

Die Getriebeanordnung 16<sup>III</sup> unterscheidet sich von der Getriebeanordnung 16 der Fig. 1 lediglich dadurch, dass die Radsatzebene 54 mit dem vierten Radsatz 52 weggelassen ist.

Die Getriebeanordnung 16<sup>III</sup> ist folglich zur Einrichtung von fünf Vorwärtsgangstufen und nicht von sieben Vorwärtsgangstufen ausgelegt.

Das dritte Schaltkupplungspaket 72<sup>III</sup> ist hierbei aus axialen Bauraumgründen auf einer dem dritten Radsatz 48 gegenüberliegenden axialen Seite des fünften Radsatzes 56 angeordnet und beinhaltet nur eine einzelne sechste Schaltkupplung 76<sup>III</sup>, die der Rückwärtsgangstufe R zugeordnet ist.

In den Ausführungsformen der Fig. 3 und 4 ist das Parksperrenrad 82<sup>III</sup> in axialer Richtung zwischen den Radsätzen 44 und 48 angeordnet.

In Fig. 5 ist eine weitere Ausführungsform eines Doppelkupplungsgetriebes 17<sup>IV</sup> mit einer Getriebeanordnung 16<sup>IV</sup> gezeigt.

Das Doppelkupplungsgetriebe 17<sup>IV</sup> entspricht hinsichtlich Aufbau und Funktionsweise generell den Doppelkupplungsgetriebe 17 der Fig. 1. Gleiche Elemente sind daher mit gleichen Bezugszeichen versehen. Im Folgenden werden im Wesentlichen die Unterschiede erläutert.

Bei dem Doppelkupplungsgetriebe 17<sup>IV</sup> ist der vierte Radsatz 52<sup>IV</sup> für die Gangstufen 6 und 7 auf einer axialen Seite des fünften Radsatzes 56 angeordnet, die dem dritten Radsatz 48 für die Vorwärtsgangstufe 3 gegenüberliegt. Mit anderen Worten ist der fünfte Radsatz 56 nun axial benachbart zu dem dritten Radsatz 48.

Auf der axial gegenüberliegenden Seite ist der vierte Radsatz 52<sup>IV</sup> für die Gangstufen 6 und 7 vorgesehen, wobei zwischen diesem Radsatz und dem fünften Radsatz 56 das dritte Schaltkupplungspaket 72<sup>IV</sup> angeordnet ist.

Der vierte Radsatz 52<sup>IV</sup> befindet sich in axialer Richtung zwischen den Nebenradsätzen 98, 100.

Weiterhin ist zu dem Doppelkupplungsgetriebe 17 der Fig. 1 unterschiedlich, dass das Abtriebszahnrad 78<sup>IV</sup>, das an der Getriebeausgangswelle festgelegt ist, in axialer Richtung zwischen dem dritten Radsatz 48 für die Vorwärtsgangstufe 3 und dem zweiten Radsatz 44 für die Vorwärtsgangstufen 4, 5 angeordnet ist. Mit anderen Worten ist das Abtriebszahnrad 78 mit dem zweiten Schaltkupplungspaket 66 axial ausgerichtet.

Ferner befindet sich das Parksperrenrad 82, das an der Getriebeausgangswelle 39 festgelegt ist, im Eingangsbereich des Getriebes und ist mit dem ersten Nebenradsatz 98 axial ausgerichtet.

Ansprüche

1. Doppelkupplungsgetriebe (17) mit
  - einer Doppelkupplungsanordnung (14), die eine erste Reibkupplung (24) und eine zweite Reibkupplung (26) aufweist, wobei die erste Reibkupplung (24) und die zweite Reibkupplung (26) ein gemeinsames Eingangsglied (28) aufweisen, das mit einer Antriebswelle verbindbar ist, wobei die erste Reibkupplung (24) ein erstes Ausgangsglied (30) aufweist und wobei die zweite Reibkupplung (26) ein zweites Ausgangsglied (32) aufweist,
  - einer Getriebeanordnung (16), die eine erste Getriebeeingangswelle (36) und eine zweite Getriebeeingangswelle (38) sowie eine Getriebeausgangswelle (39) aufweist, wobei die erste und die zweite Getriebeeingangswelle (36, 38) jeweils über wenigstens einen Radsatz (40, 44, 48, 52, 56) mit der Getriebeausgangswelle (39) verbunden sind, und
  - einer Brückenkupplung (70), mittels der die erste Getriebeeingangswelle (36) und die zweite Getriebeeingangswelle (38) miteinander verbindbar sind,

wobei die erste Getriebeeingangswelle (36) starr mit dem ersten Ausgangsglied (30) verbunden ist, und

wobei die zweite Getriebeeingangswelle (38) mit dem zweiten Ausgangsglied (32) über eine Drehzahländerungseinrichtung (94) verbunden ist, so dass die zweite Getriebeeingangswelle (38) mit einer anderen Drehzahl dreht als das zweite Ausgangsglied (32).

2. Doppelkupplungsgetriebe nach Anspruch 1, wobei die Drehzahländerungseinrichtung (94) eine Nebenwelle (96) aufweist, die über einen ersten Nebenradsatz (98) mit dem zweiten Ausgangsglied (32) verbunden ist und die über einen zweiten Nebenradsatz (100) mit der zweiten Getriebeeingangswelle (38) verbunden ist.
3. Doppelkupplungsgetriebe nach Anspruch 2, wobei der erste Nebenradsatz (98) und/oder der zweite Nebenradsatz (100) als Konstanten-Radsatz ausgebildet ist.
4. Doppelkupplungsgetriebe nach Anspruch 2 oder 3, wobei der erste Nebenradsatz (98) und/oder der zweite Nebenradsatz (100) ein an der Nebenwelle gelagertes Zahnrad (102) aufweist, das mit einem Zahnrad (104) in Eingriff steht, das an der Getriebeausgangswelle (39) gelagert ist.
5. Doppelkupplungsgetriebe nach Anspruch 4, wobei das an der Nebenwelle (96) gelagerte Zahnrad ein Festrad (202) ist, wobei das an der Getriebeausgangswelle (39) gelagerte Zahnrad ein schaltbares Losrad ist, das einer Gangstufe (R) zugeordnet ist.
6. Doppelkupplungsgetriebe nach Anspruch 1, wobei die Drehzahländerungseinrichtung (94) einen Planetenradsatz (130) aufweist, der drei Glieder beinhaltet, von denen ein erstes Glied (132) mit dem zweiten Ausgangsglied (32) verbunden ist, von denen ein zweites Glied (134) mit der zweiten Getriebeeingangswelle (38) verbunden ist, und von denen ein drittes Glied (136) an einem Gehäuse (138) festgelegt ist.
7. Doppelkupplungsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 – 6, wobei die Drehzahländerungseinrichtung (94) in axialer Richtung zwischen der Doppelkupplungsanordnung (14) und einem Radsatz (52; 56) angeordnet ist.
8. Doppelkupplungsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 – 7, wobei an der Getriebeausgangswelle (39) ein Parksperrrad (82) festgelegt ist, das vorzugsweise

axial zwischen einem Abtriebszahnrad (78) und einem Radsatz (56) angeordnet ist.

9. Doppelkupplungsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 – 8, wobei die erste Reibkupplung (24') und die zweite Reibkupplung (26') radial benachbart zueinander angeordnet sind und sich in axialer Richtung zumindest teilweise überschneiden.
10. Doppelkupplungsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 – 9, wobei die erste und/oder die zweite Reibkupplung (24', 26') hydraulisch mittels einer zugeordneten Kolben-/Zylinderanordnung (120) betätigbar ist, wobei ein Zylinder der Kolben-/Zylinderanordnung (120) direkt mit einem Druckanschluss einer elektromotorisch angetriebenen Pumpe (116) verbunden ist, derart, dass ein über die Reibkupplung (24', 26') übertragbares Drehmoment durch Steuern einer Drehzahl der Pumpe (116) regelbar ist.
11. Doppelkupplungsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 – 10, wobei die Getriebeanordnung (16) dazu ausgebildet ist, mittels einer ersten Mehrzahl von Schaltkupplungen (62, 64, 68, 70, 74, 76; 62, 64, 68, 70, 76'') eine zweite Mehrzahl von Gangstufen (1-7, R; 1-5, R<sub>1</sub>) einzurichten, wobei die Schaltkupplungen mittels einer elektromotorisch antreibbaren Schaltwalzenanordnung betätigbar sind.

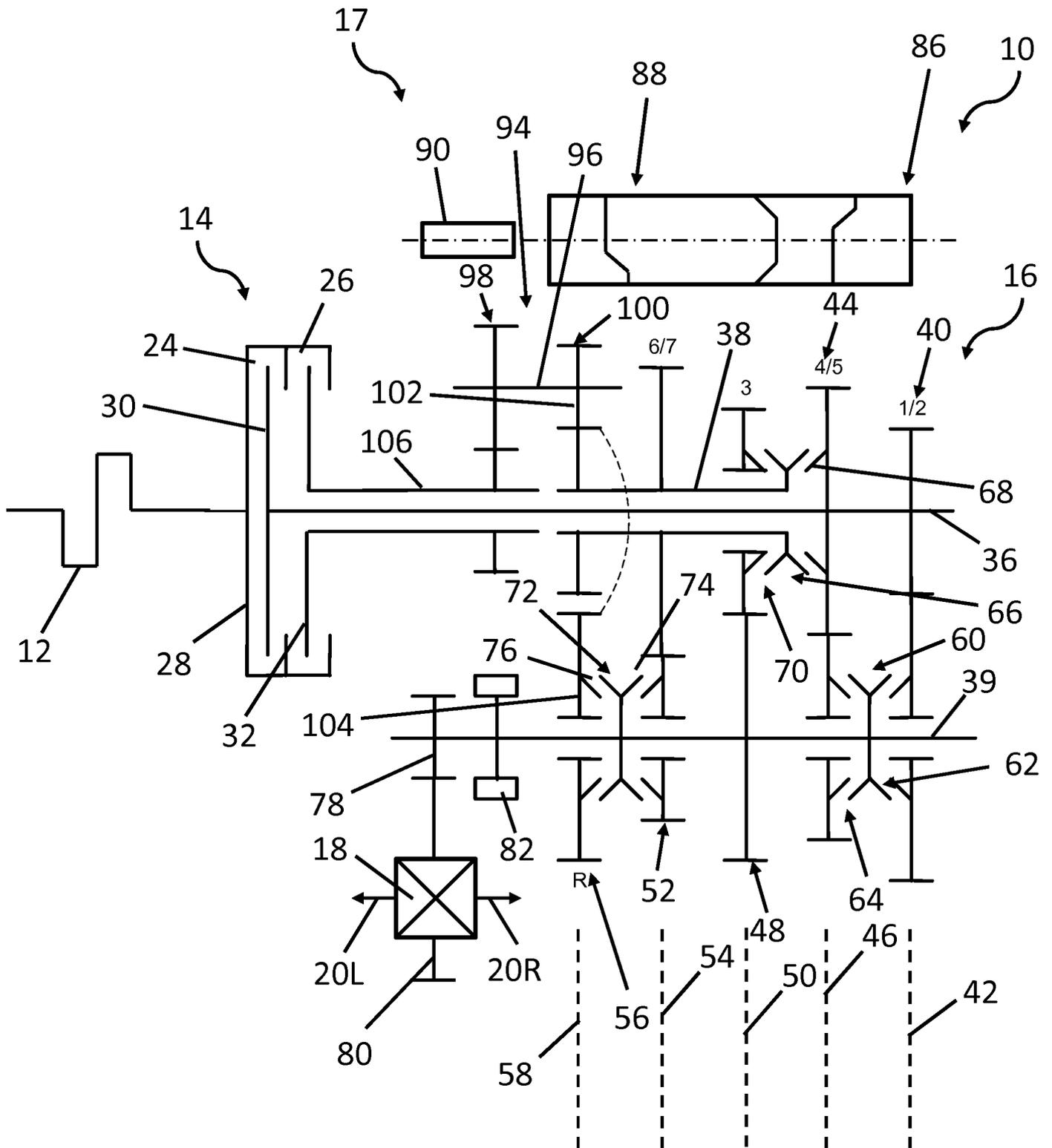


Fig. 1

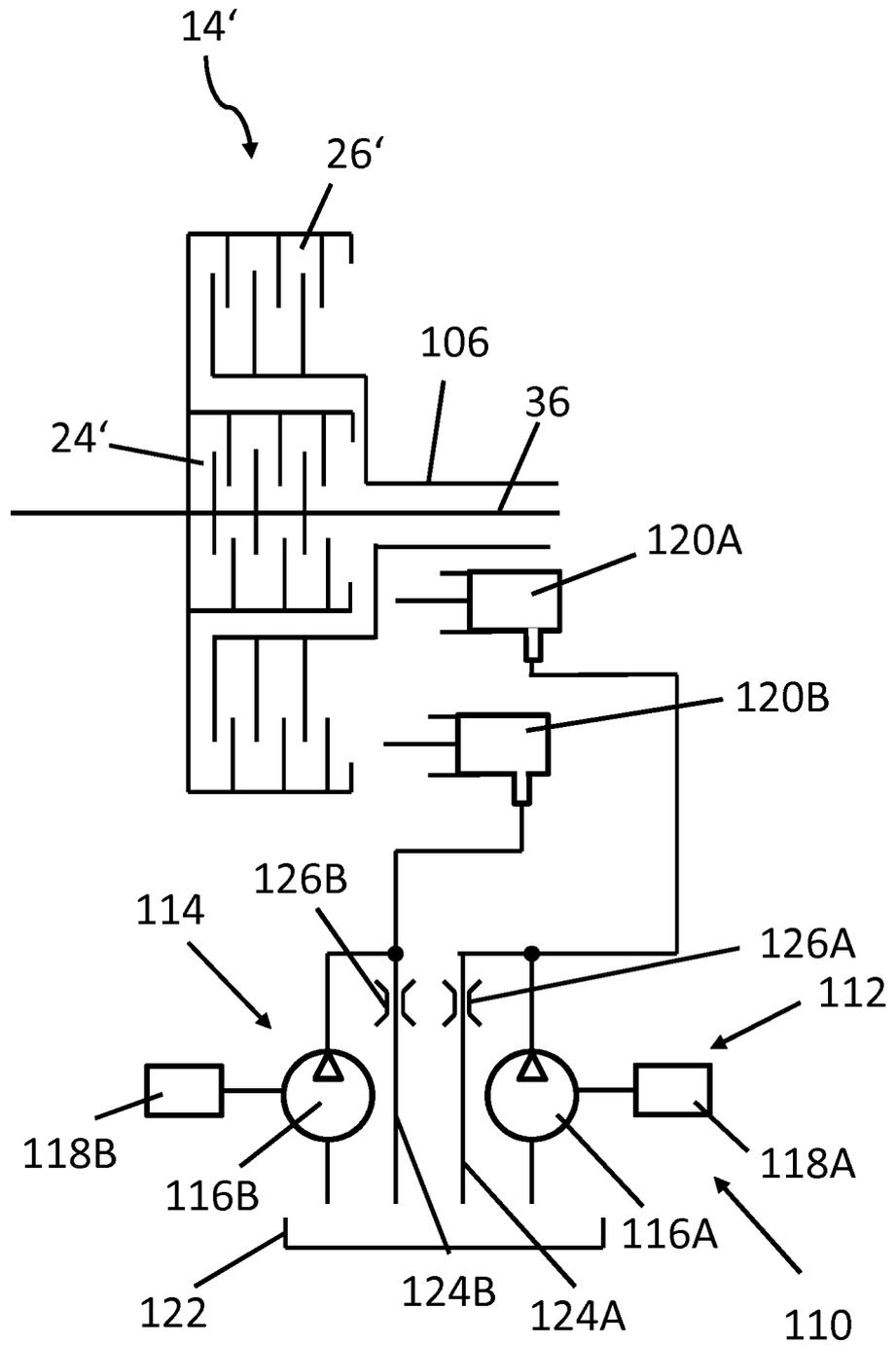


Fig. 2

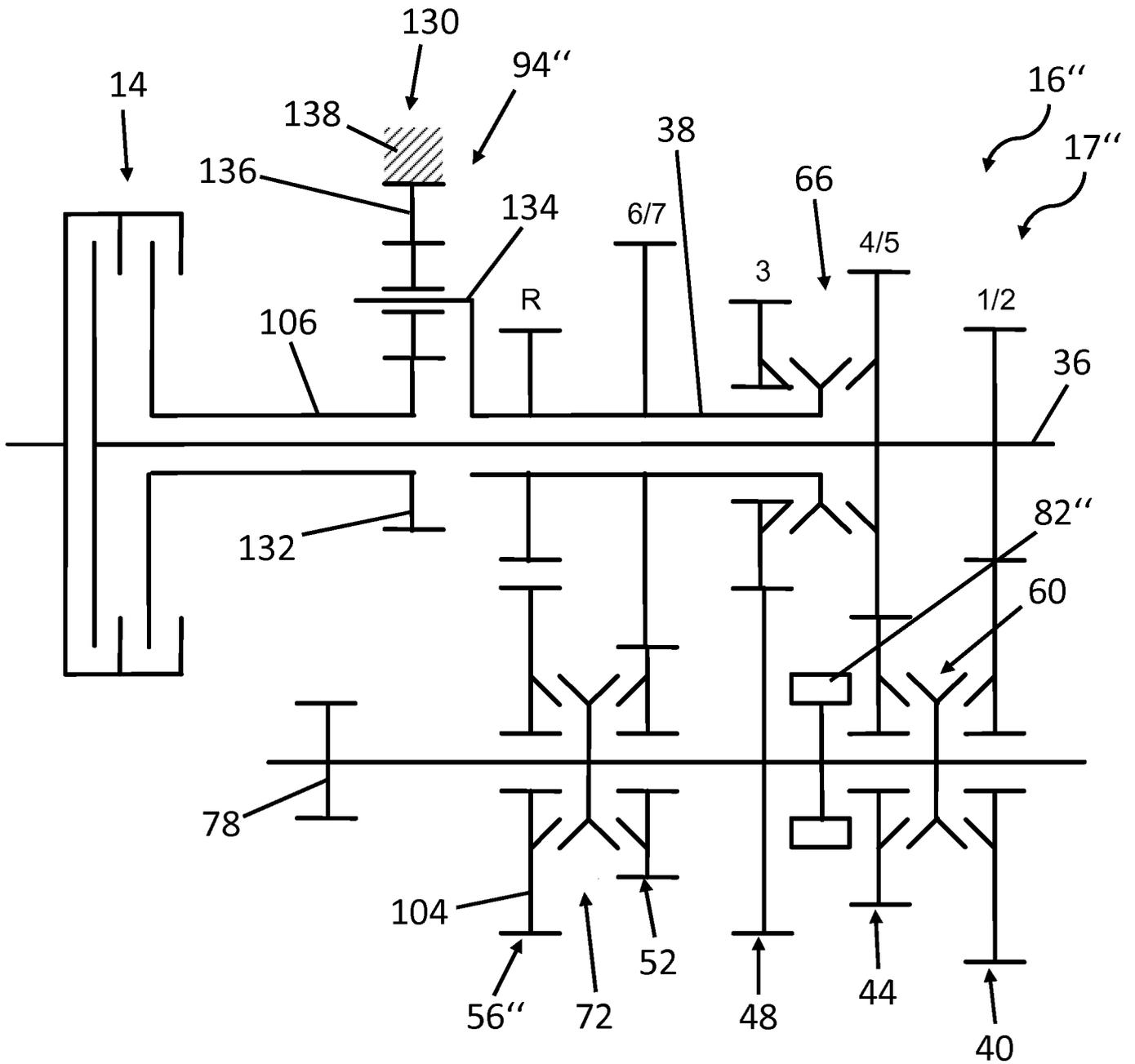


Fig. 3

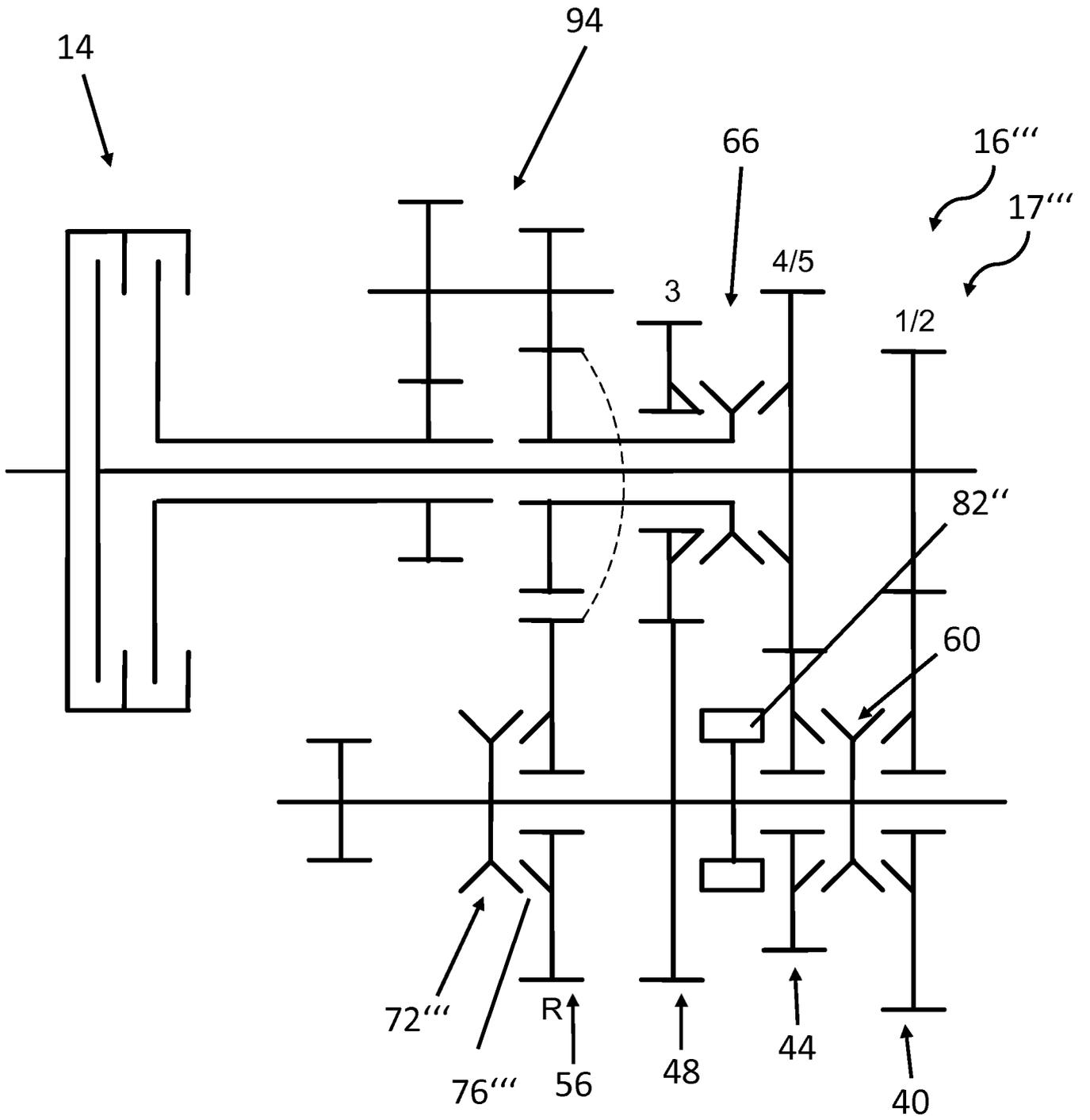


Fig. 4

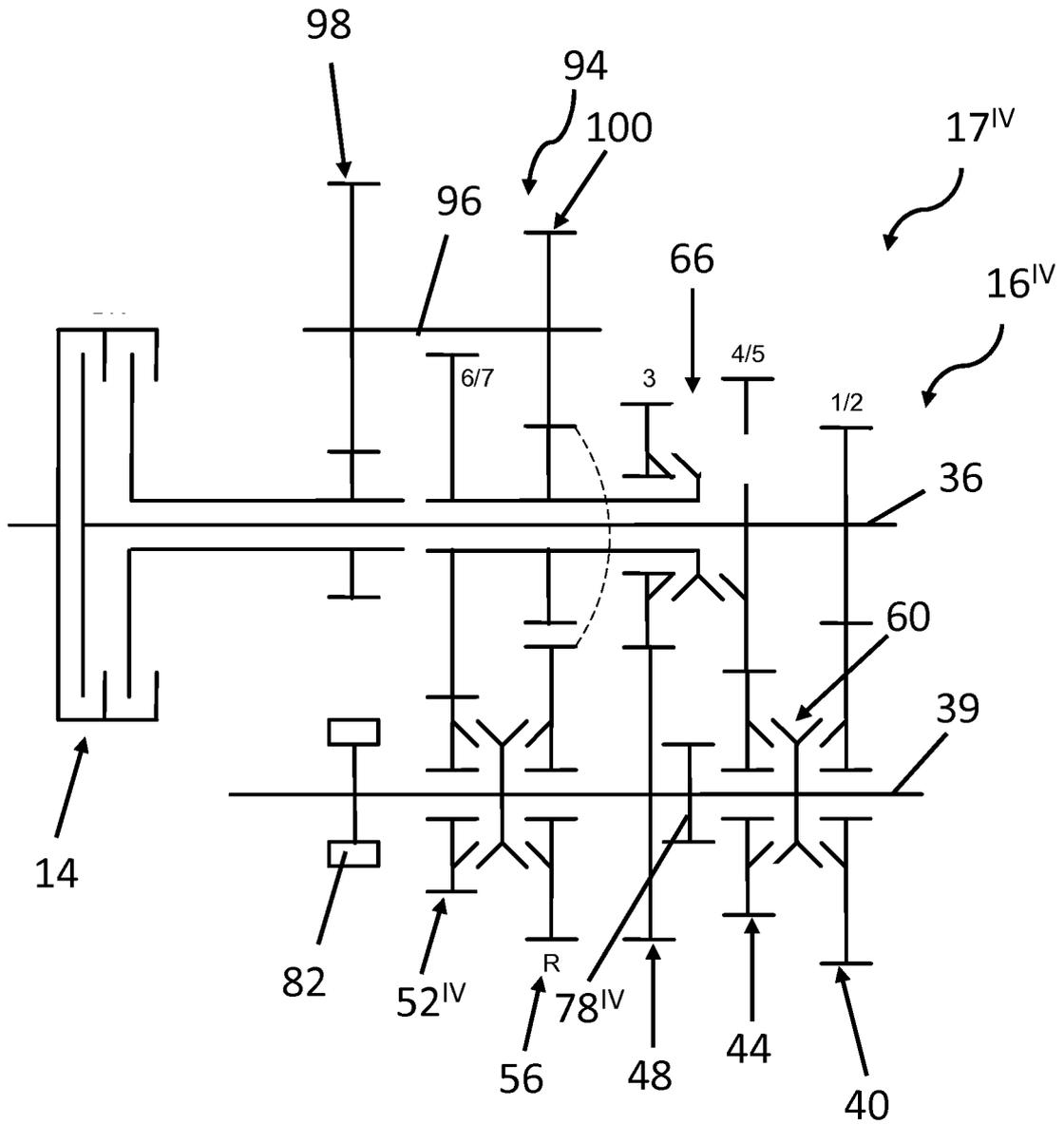


Fig. 5

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

**PCT/EP2019/065227**

<b>A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER</b>		
<i>F16H 3/00</i> (2006.01)i; <i>F16H 3/089</i> (2006.01)i; <i>F16H 3/091</i> (2006.01)i; <i>F16H 37/04</i> (2006.01)i; <i>F16H 3/08</i> (2006.01)n		
According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC		
<b>B. FIELDS SEARCHED</b>		
Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols) F16H		
Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched		
Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used) EPO-Internal, WPI Data		
<b>C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT</b>		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X Y	US 2016146320 A1 (MORDUKHOVICH GREGORY [US]) 26 May 2016 (2016-05-26) paragraphs [0002], [0056] - [0058]; figures 8,9	1,6-10 2-5,11
Y	EP 0933558 A1 (GETRAG GETRIEBE ZAHNRAD [DE]) 04 August 1999 (1999-08-04) cited in the application paragraph [0039]; figure 1	2-5
Y	DE 102012004721 A1 (GETRAG GETRIEBE ZAHNRAD [DE]) 05 September 2013 (2013-09-05) paragraph [0080]; figure 1	11
A	WO 2012084631 A1 (GETRAG FORD TRANSMISSIONS GMBH [DE]; CHAZOTTE JEAN-PIERRE [DE]) 28 June 2012 (2012-06-28) figure 1	1
<input type="checkbox"/> Further documents are listed in the continuation of Box C. <input checked="" type="checkbox"/> See patent family annex.		
* Special categories of cited documents: "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance "E" earlier application or patent but published on or after the international filing date "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified) "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed "T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art "&" document member of the same patent family		
Date of the actual completion of the international search <b>09 September 2019</b>		Date of mailing of the international search report <b>17 September 2019</b>
Name and mailing address of the ISA/EP <b>European Patent Office p.b. 5818, Patentlaan 2, 2280 HV Rijswijk Netherlands</b> Telephone No. (+31-70)340-2040 Facsimile No. (+31-70)340-3016		Authorized officer <b>Martínez Hurtado, L</b>  Telephone No.

**INTERNATIONAL SEARCH REPORT**  
**Information on patent family members**

International application No.

**PCT/EP2019/065227**

Patent document cited in search report			Publication date (day/month/year)	Patent family member(s)	Publication date (day/month/year)
US	2016146320	A1	26 May 2016	NONE	
EP	0933558	A1	04 August 1999	DE 19802820 C1	16 December 1999
				EP 0933558 A1	04 August 1999
				JP H11264449 A	28 September 1999
				US 6095001 A	01 August 2000
DE	102012004721	A1	05 September 2013	NONE	
WO	2012084631	A1	28 June 2012	CN 103380313 A	30 October 2013
				DE 102010055735 A1	28 June 2012
				EP 2655925 A1	30 October 2013
				WO 2012084631 A1	28 June 2012

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES INV. F16H3/00 F16H3/089 F16H3/091 F16H37/04 ADD. F16H3/08		
Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPC) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPC		
B. RECHERCHIERTER GEBIETE		
Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole ) F16H		
Recherchierte, aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen		
Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe) EPO-Internal, WPI Data		
C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN		
Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	US 2016/146320 A1 (MORDUKHOVICH GREGORY [US]) 26. Mai 2016 (2016-05-26)	1,6-10
Y	Absätze [0002], [0056] - [0058]; Abbildungen 8,9	2-5,11
Y	----- EP 0 933 558 A1 (GETRAG GETRIEBE ZAHNRAD [DE]) 4. August 1999 (1999-08-04) in der Anmeldung erwähnt Absatz [0039]; Abbildung 1	2-5
Y	----- DE 10 2012 004721 A1 (GETRAG GETRIEBE ZAHNRAD [DE]) 5. September 2013 (2013-09-05) Absatz [0080]; Abbildung 1	11
	----- -/--	
<input checked="" type="checkbox"/> Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen <input checked="" type="checkbox"/> Siehe Anhang Patentfamilie		
* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen : "A" Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist "E" frühere Anmeldung oder Patent, die bzw. das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist "L" Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt) "O" Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht "P" Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist		"T" Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist "X" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden "Y" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist "&" Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist
Datum des Abschlusses der internationalen Recherche		Absenddatum des internationalen Recherchenberichts
9. September 2019		17/09/2019
Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 340-2040, Fax: (+31-70) 340-3016		Bevollmächtigter Bediensteter  Martínez Hurtado, L

C. (Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN		
Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
A	WO 2012/084631 A1 (GETRAG FORD TRANSMISSIONS GMBH [DE]; CHAZOTTE JEAN-PIERRE [DE]) 28. Juni 2012 (2012-06-28) Abbildung 1 -----	1

**INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT**

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2019/065227

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
US 2016146320	A1	26-05-2016	KEINE
EP 0933558	A1	04-08-1999	DE 19802820 C1 16-12-1999
			EP 0933558 A1 04-08-1999
			JP H11264449 A 28-09-1999
			US 6095001 A 01-08-2000
DE 102012004721	A1	05-09-2013	KEINE
WO 2012084631	A1	28-06-2012	CN 103380313 A 30-10-2013
			DE 102010055735 A1 28-06-2012
			EP 2655925 A1 30-10-2013
			WO 2012084631 A1 28-06-2012