

(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  
17. Juli 2014 (17.07.2014)



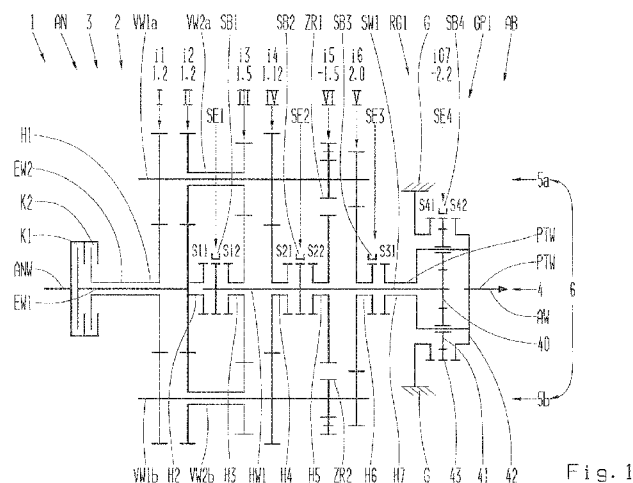
(10) Internationale Veröffentlichungsnummer  
**WO 2014/108259 A1**

- (51) **Internationale Patentklassifikation:**  
F16H 37/04 (2006.01) F16H 3/093 (2006.01)
- (21) **Internationales Aktenzeichen:** PCT/EP2013/075879
- (22) **Internationales Anmeldedatum:**  
9. Dezember 2013 (09.12.2013)
- (25) **Einreichungssprache:** Deutsch
- (26) **Veröffentlichungssprache:** Deutsch
- (30) **Angaben zur Priorität:**  
10 2013 200 196.7  
9. Januar 2013 (09.01.2013) DE
- (71) **Anmelder:** ZF FRIEDRICHSHAFEN AG [DE/DE];  
Graf-von-Soden-Platz 1, 88046 Friedrichshafen (DE).
- (72) **Erfinder:** KALTENBACH, Johannes; Schotterwaldweg  
12, 88048 Friedrichshafen (DE). LUEBKE, Eckhardt;  
Rotkehlchenweg 23, 88048 Friedrichshafen (DE).
- (81) **Bestimmungsstaaten** (soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare nationale Schutzrechtsart): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JP, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.
- (84) **Bestimmungsstaaten** (soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare regionale Schutzrechtsart): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), europäisches (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE,

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) **Title:** TRANSMISSION FOR A MOTOR VEHICLE

(54) **Bezeichnung :** GETRIEBE FÜR EIN KRAFTFAHRZEUG



(57) **Abstract:** Disclosed is a transmission (1), in particular a dual-clutch transmission, for a motor vehicle, comprising at least two sub-transmissions (2, 3), each sub-transmission (2, 3) having at least one input shaft (EW1, EW2), the at least two input shafts (EW1, EW2) being arranged on an input drive end (AN) on an input shaft axis (4), an output shaft on an output drive end (AB) as an output drive shaft of the two sub-transmissions (2, 3), a layshaft assembly (6), the layshaft assembly (6) having at least one layshaft axis (5a, 5b) with at least two layshafts (VW1a, VW1b, VW2a, VW2b, VW3a, VW3b, VW4a, VW4b, VW5a), at least one main shaft (HW1, HW2) arranged on the input shaft axis (4), and at least one range group (RG1, RG2), via which at least one main shaft (HW1, HW2) can be connected to the output drive shaft, at least one of the input shafts (EW1, EW2) being connectable to the output drive shaft via at least one gear plane (I, II, III, IV, V, VI, VII, VIII, IX, X, XI) and/or via at least one shift element (S11, S12, S21, S22, S31, S41, S42, S51, S52, S61) and/or via at least one main shaft (HW1, HW2), characterised in that N shift devices (SE1, SE2, SE3, SE4, SE5, SE6) are arranged, at most one of the N shift devices (SE1, SE2, SE3, SE4, SE5, SE6) being arranged on the at least one layshaft axis (5a, 5b) and N being a number greater than or equal to three, and in that the first three of the N shift devices (SE1, SE2, SE3, SE4, SE5, SE6) are arranged torque-downstream of the input drive end (AN) of the transmission (1) on the input shaft axis (4).

(57) **Zusammenfassung:**

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

WO 2014/108259 A1



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)

---

Getriebe (1), insbesondere Doppelkupplungsgetriebe, für ein Kraftfahrzeug, umfassend mindestens zwei Teilgetriebe (2, 3), wobei jedes Teilgetriebe (2, 3) zumindest eine Eingangswelle (EW1, EW2) umfasst und wobei die zumindest zwei Eingangswellen (EW1, EW2) an einer Antriebsseite (AN) auf einer Eingangswellenachse (4) angeordnet sind, eine Ausgangswelle an einer Abtriebsseite (AB) als Abtriebswelle beider Teilgetriebe (2, 3), ein Vorgelege (6), wobei das Vorgelege (6) zumindest eine Vorgelegewellenachse (5a, 5b) mit mindestens zwei Vorgelegewellen (VW1 a, VW1 b, VW2a, VW2b, VW3a, VW3b, VW4a, VW4b, VW5a) umfasst, mindestens eine auf der Eingangswellenachse (4) angeordnete Hauptwelle (HW1, HW2) und mindestens eine Range-Gruppe (RG1, RG2), über welche mindestens eine Hauptwelle (HW1, HW2) mit der Abtriebswelle verbindbar ist, wobei zumindest eine der Eingangswellen (EW1, EW2) über zumindest eine Radebene (I, 11, III, IV, V, VI, VII, VIII, IX, X, XI) und/oder zumindest ein Schaltelement (S11, S12, S21, S22, S31, S41, S42, S51, S52, S61) und/oder zumindest eine Hauptwelle (HW1, HW2) mit der Abtriebswelle verbindbar ist, dadurch gekennzeichnet, dass N Schalteinrichtungen (SE1, SE2, SE3, SE4, SE5, SE6) angeordnet sind, wobei höchstens eine der N Schalteinrichtungen (SE1, SE2, SE3, SE4, SE5, SE6) auf der mindestens einen Vorgelegewellenachse (5a, 5b) angeordnet ist und wobei N eine ganze Zahl grösser oder gleich Drei ist und dass die ersten drei der N Schalteinrichtungen (SE1, SE2, SE3, SE4, SE5, SE6) drehmomentabwärts von der Antriebsseite (AN) des Getriebes (1) auf der Eingangswellenachse (4) angeordnet sind.

### Getriebe für ein Kraftfahrzeug

Die Erfindung betrifft ein Getriebe, insbesondere Doppelkupplungsgetriebe, für ein Kraftfahrzeug, umfassend mindestens zwei Teilgetriebe, wobei jedes Teilgetriebe zumindest eine Eingangswelle umfasst und wobei die zumindest zwei Eingangswellen an einer Antriebsseite auf einer Eingangswellenachse angeordnet sind, eine Ausgangswelle an einer Abtriebsseite als Abtriebswelle beider Teilgetriebe, ein Vorgelege, wobei das Vorgelege zumindest eine Vorgelegewellenachse mit mindestens zwei Vorgelegewellen umfasst, mindestens eine auf der Eingangswellenachse angeordnete Hauptwelle und mindestens eine Range-Gruppe, über welche mindestens eine Hauptwelle mit der Abtriebswelle verbindbar ist, wobei zumindest eine der Eingangswellen über zumindest eine Radebene und/oder zumindest ein Schaltelement und/oder zumindest eine Hauptwelle mit der Abtriebswelle verbindbar ist.

Getriebe für Kraftfahrzeuge werden unter anderem als sogenannte Doppelkupplungsgetriebe ausgeführt, bei welchen jeweils eine Eingangswelle einem Teilgetriebe zugeordnet ist und bei welchen die Eingangswellen der beiden Teilgetriebe über je ein zugehöriges Lastschaltelement mit einem Antrieb, beispielsweise einem Verbrennungsmotor oder einem Elektromotor verbunden werden können, wobei die beiden Lastschaltelemente dabei in Form einer Doppelkupplung zusammengefasst werden. Die über ein solches Getriebe darstellbaren Gangstufen sind dann wechselweise auf die beiden Teilgetriebe aufgeteilt, so dass beispielsweise das eine Teilgetriebe die ungeraden Gänge und das entsprechend andere Teilgetriebe die geraden Gänge darstellt. Es ist weiterhin bekannt, die einzelnen Gangstufen durch eine oder mehrere Radstufen oder –ebenen, die jeweils unterschiedliche Übersetzungsstufen aufweisen, darzustellen. Mittels entsprechender Schaltelemente sind diese in den Kraft- bzw. Drehmomentfluss zwischen Antrieb und Abtrieb einbindbar, so dass eine entsprechende gewünschte Übersetzung zwischen Antrieb und Abtrieb des Getriebes jeweils dargestellt wird.

Durch eine wechselweise Aufteilung der Gänge auf die beiden Teilgetriebe ist es möglich, beim Fahren in einem dem einen Teilgetriebe zugeordneten Gang in dem jeweils anderen Teilgetriebe durch entsprechende Betätigung der Schalteinrichtungen

bereits einen darauffolgenden Gang vorzuwählen, wobei ein letztendlicher Wechsel in den darauffolgenden Gang durch Öffnen des Lastschaltelementes des einen Teilgetriebes und ein kurz darauf folgendes Schließen des Lastschaltelementes des anderen Teilgetriebes ermöglicht wird. Auf diese Weise können die Gänge oder Gangstufen des Getriebes unter Last geschaltet werden, was ein Beschleunigungsvermögen des Kraftfahrzeugs aufgrund eines damit im Wesentlichen zugkraftunterbrechungsfreien Gangwechsels verbessert und komfortablere Schaltvorgänge für einen Fahrzeugführer ermöglicht.

Derartige Doppelkupplungsgetriebe können hierbei auch mit einem zu An- und Abtrieb zusätzlich angeordneten Vorgelege ausgeführt werden, so dass in axialer Richtung ein kompakter Aufbau ermöglicht wird.

Aus der DE 10 2005 044 068 A1 ist ein Getriebe für ein Kraftfahrzeug in Form eines Doppelkupplungsgetriebes vorbekannt. Dieses lastschaltbare Gruppengetriebe weist eine hohe Anzahl von Gängen auf und ist insbesondere für Nutzfahrzeuge geeignet. Es sind eine Splitgruppe, ein Direktgang, eine Hauptgruppe und eine Hohlwelle auf einer Vorgelegewelle vorgesehen. Zwischen Gängen, die durch einen Wechsel der Eingangskonstanten innerhalb der Splitgruppe zustande kommen, ohne dass sich die Übersetzungsstufe im Hauptbetrieb ändert, kann zugkraftunterbrechungsfrei geschaltet werden. Zusätzlich kann zwischen zwei benachbarten Gängen, die durch eine Übersetzungsänderung innerhalb der Hauptgruppe zustande kommen, zugkraftunterbrechungsfrei geschaltet werden.

Aus der DE 10 2010 030 569 A1 ist ein weiteres Getriebe, insbesondere für ein Kraftfahrzeug mit Hybridantrieb, bekannt geworden.

Eine Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es daher, ein Getriebe für ein Kraftfahrzeug zur Verfügung zu stellen, welches eine gute Lastschaltfähigkeit und eine gute Hybridisierfähigkeit aufweist. Darüber hinaus ist es eine Aufgabe der vorliegenden Erfindung, ein Getriebe für ein Kraftfahrzeug bereitzustellen, welches einfacher und kostengünstiger herstellbar ist und gleichzeitig eine zuverlässige Übertragung von Dreh-

momenten zwischen Antrieb und Abtrieb ermöglicht. Eine weitere Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es, ein alternatives Getriebe für ein Kraftfahrzeug anzugeben.

Die vorliegende Erfindung löst die Aufgaben bei einem Getriebe, insbesondere Doppelkupplungsgetriebe, für ein Kraftfahrzeug, umfassend mindestens zwei Teilgetriebe, wobei jedes Teilgetriebe zumindest eine Eingangswelle umfasst und wobei die zumindest zwei Eingangswellen an einer Antriebsseite auf einer Eingangswellenachse angeordnet sind, eine Ausgangswelle an einer Abtriebsseite als Abtriebswelle beider Teilgetriebe, ein Vorgelege, wobei das Vorgelege zumindest eine Vorgelegewellenachse mit mindestens zwei Vorgelegewellen umfasst, mindestens eine auf der Eingangswellenachse angeordnete Hauptwelle und mindestens eine Range-Gruppe, über welche mindestens eine Hauptwelle mit der Abtriebswelle verbindbar ist, wobei zumindest eine der Eingangswellen über zumindest eine Radebene und/oder zumindest ein Schaltelement und/oder zumindest eine Hauptwelle mit der Abtriebswelle verbindbar ist, dadurch, dass N Schalteinrichtungen angeordnet sind, wobei höchstens eine der N Schalteinrichtungen auf der mindestens einen Vorgelegewellenachse angeordnet ist und wobei N eine ganze Zahl größer oder gleich Drei ist und dass die ersten drei der N Schalteinrichtungen drehmomentabwärts von der Antriebsseite des Getriebes auf der Eingangswellenachse angeordnet sind.

Die Erfindung löst die Aufgaben ebenfalls durch ein Kraftfahrzeug, insbesondere einen Personen- oder Lastkraftwagen, mit einem Getriebe gemäß einem der Ansprüche 1 bis 19.

Einer der damit erzielten Vorteile ist eine Vervielfachung der Gänge sowie eine geringere Belastung von Übertragungselementen des Getriebes aufgrund einer geringeren Spreizung, da keine extremen Übersetzungen über einzelne Radebenen erfolgen. Weitere Vorteile sind, dass das Getriebe eine gute Lastschaltfähigkeit und eine gute Hybridisierfähigkeit aufweist.

Unter dem Begriff „Radstufe“ oder „Radebene“ sind vorzugsweise in der Beschreibung, insbesondere in den Ansprüchen, im Wesentlichen zwei miteinander zusammenwirkende Übertragungselemente zur Übertragung von Drehmomenten von dem

einen Übertragungselement auf das andere Übertragungselement zu verstehen, die vorzugsweise eine Unter- oder Übersetzung für insbesondere mit den Übertragungselementen zusammenwirkenden Wellen im Getriebe bereitstellen.

Unter dem Begriff „Schaltelement“ ist vorzugsweise in der Beschreibung, insbesondere in den Ansprüchen eine Vorrichtung zu verstehen, die zumindest einen geöffneten und einen geschlossenen Zustand aufweist, wobei im geöffneten Zustand die Vorrichtung kein Drehmoment und wobei im geschlossenen Zustand die Vorrichtung ein Drehmoment zwischen zwei mit dieser Vorrichtung bzw. dem Schaltelement zusammenwirkenden Vorrichtungen übertragen kann.

Unter dem Begriff „Schalteinrichtung“ ist vorzugsweise in der Beschreibung, insbesondere in den Ansprüchen zumindest ein Schaltelement und zumindest eine Schaltelementbetätigungseinrichtung zur Betätigung des zumindest einen Schaltelementes zu verstehen.

Unter dem Begriff „Übertragungselement“ ist vorzugsweise in der Beschreibung, insbesondere in den Ansprüchen eine Vorrichtung zu verstehen, mit der Kraft und/oder Drehmomente übertragbar sind. Übertragungselemente können dabei vorzugsweise als Räder, vorzugsweise als Zahnräder, insbesondere Stirnräder, Kegelhäder, Schneckenräder oder dergleichen ausgebildet sein.

Unter dem Begriff „Doppelschaltelement“ sind vorzugsweise in der Beschreibung, insbesondere in den Ansprüchen zwei Schaltelemente und zwei getrennte Schaltelementbetätigungseinrichtungen, insbesondere in Form von Schiebemuffen, zu verstehen, die so betätigbar sind, dass zumindest eines der zwei Schaltelemente geschlossen und das jeweils andere Schaltelement gleichzeitig geöffnet ist.

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

Zweckmäßigerweise umfasst das Vorgelege zwei Vorgelegewellenachsen mit jeweils mindestens zwei Vorgelegewellen. Durch diese Anordnung werden die auftre-

tenden Kräfte zwischen Übertragungselementen auf Eingangs- und Vorgelegewellenachse verringert. Im Falle von Zahnrädern als Übertragungselementen wird so eine geringere Zahnbreite ermöglicht.

Vorteilhafterweise sind zumindest zwei der Eingangswellen koaxial zueinander und/oder zumindest zwei der Hauptwellen koaxial zueinander und/oder zumindest zwei der Vorgelegewellen koaxial zueinander angeordnet. Dies verringert den Bauraum beispielsweise für die zumindest zwei Eingangswellen. Das Getriebe ist damit auch in beengten Verhältnissen in einem Kraftfahrzeug einsetzbar.

Zweckmäßigerweise ist zumindest eine der Eingangswellen und/oder zumindest eine der Vorgelegewellen und/oder zumindest eine von zwei Hauptwellen als Hohlwelle und die jeweils andere Welle als Vollwelle ausgebildet. Damit ist beispielsweise eine besonders platzsparende Anordnung der beiden Eingangswellen möglich, da die als Hohlwelle ausgebildete Eingangswelle koaxial und parallel zu der als Vollwelle ausgebildeten Eingangswelle angeordnet werden kann. Bei der Ausbildung als Vollwelle und/oder als Hohlwelle können jeweilige Übertragungselemente, wenn diese fest mit der Vollwelle oder der Hohlwelle verbunden werden sollen, mit der jeweiligen Welle einstückig und damit kostengünstig hergestellt werden. Eine zeitaufwändige und damit kostenintensive Festlegung von jeweiligen Übertragungselementen an der entsprechenden Welle kann damit entfallen.

Vorteilhafterweise umfassen die Schalteinrichtungen ein und/oder zwei Schaltelemente. Weist die Schalteinrichtung lediglich ein Schaltelement auf, wird die Flexibilität des Getriebes erhöht, da jedes Schaltelement unabhängig von anderen Schaltelementen betätigt werden kann. Umfasst die Schalteinrichtung zwei Schaltelemente können diese gemeinsam über eine Schaltelementbetätigungseinrichtung betätigt werden, was platzsparend und kostengünstig ist.

Zweckmäßigerweise ist mindestens ein mittels des Getriebes darstellbarer Gang über das Vorgelege an mindestens den ersten beiden der drehmomentabwärts von der Antriebsseite angeordneten Schalteinrichtungen vorbeileitbar. Durch diese konstruktive

Maßnahme ist eine durchgängige Lastschaltbarkeit des gesamten Getriebes gewährleistet.

Vorteilhafterweise ist mindestens ein Rückwärtsgang angeordnet. Somit kann die Drehrichtung der Abtriebswelle in Bezug auf eine der Eingangswellen umgekehrt werden. Durch den zumindest einen Rückwärtsgang wird die Flexibilität hinsichtlich des Einsatzes des Getriebes in verschiedenen Fahrzeugen wesentlich erhöht.

Zweckmäßigerweise sind der mindestens eine Rückwärtsgang und ein erster Vorwärtsgang über ein gleiches Lastschaltelement schaltbar. Durch diese Anordnung muss lediglich eines der Lastschaltelemente als Anfahrkupplung ausgelegt werden. Der Aufbau des gesamten Getriebes wird somit erheblich vereinfacht.

Vorteilhafterweise ist der mindestens eine Rückwärtsgang mittels zumindest einer der N Schalteinrichtungen betätigbar, wobei die zumindest eine Schalteinrichtung die zweite Schalteinrichtung ist, welche drehmomentabwärts von der Antriebsseite angeordnet ist. Ein Vorteil dieser Anordnung ist die einfache Darstellbarkeit des Rückwärtsgangs durch das Getriebe.

Zweckmäßigerweise umfasst eine der N Schalteinrichtungen ein einzelnes Schaltelement, welches auf der Eingangswellenachse nach mindestens den ersten zwei, insbesondere den ersten drei, der N Schalteinrichtungen drehmomentabwärts von der Antriebsseite angeordnet ist. Auf diese Weise wird mit einfachen Mitteln ein weiterer Kraft- und Drehmomentpfad für einen Gang bereitgestellt, so dass sich die Flexibilität zum einen hinsichtlich der Darstellung verschiedener Gangstufen als auch zum anderen in Bezug auf den Einsatz in unterschiedlichen Kraftfahrzeugen erhöht.

Vorteilhafterweise ist die mindestens eine Range-Gruppe als Planetengetriebe oder in Vorgelegebauweise ausgebildet. Durch das Planetengetriebe bzw. die Range-Gruppe in Vorgelegebauweise wird die Anzahl der Gangstufen beider Teilgetriebe verdoppelt, so dass für eine höhere Zahl von Fahrzeugen eine ausreichende Anzahl von Gängen respektive Gangstufen bereitgestellt werden kann.

Zweckmäßigerweise sind eine erste und eine zweite Range-Gruppe angeordnet, wobei die erste und die zweite Range-Gruppe als Planetengetriebe und/oder in Vorgelegebauweise ausgebildet ist. Durch diese konstruktive Maßnahme wird durch eine kompakte Bauweise eine zuverlässige Schaltbarkeit des Getriebes gewährleistet, wobei die Anzahl der Gangstufen vervielfacht wird. Sind sowohl die erste Range-Gruppe als auch die zweite Range-Gruppe in Vorgelegebauweise ausgebildet, so besteht ein wesentlicher Vorteil darin, dass kein separates, kompliziertes Planetengetriebe angeordnet sein muss, was einfacher und damit kostengünstiger ist.

Vorzugsweise weist das Getriebe eine Sonnenwelle auf der Eingangswellenachse auf, die einerseits mit einer der Eingangswellen koppelbar, andererseits mit dem Sonnenrad des Planetengetriebes verbunden ist. Auf diese Weise wird die Flexibilität des Getriebes weiter erhöht, so dass eine Vielzahl von Gängen respektive Gangstufen mittels des Getriebes darstellbar ist.

Zweckmäßigerweise umfasst die Schalteinrichtung zur Betätigung des Planetengetriebes zumindest ein Schaltelement, wobei mittels des zumindest einen Schaltelements ein Hohlrad des Planetengetriebes mit einem Gehäuse des Getriebes verbindbar ist. Einer der damit erzielten Vorteile ist, dass das Hohlrad des Planetengetriebes sowohl drehfest als freilaufend gestellt werden kann, was die Anzahl möglicher Gangstufen respektive Übersetzungsverhältnisse weiter vergrößert. Daneben wird eine Übersetzung ins Schnelle ermöglicht.

Vorteilhafterweise umfasst die Schalteinrichtung zur Betätigung des Planetengetriebes zwei Schaltelemente, wobei mittels einem der Schaltelemente das Hohlrad mit einem Planetenträger des Planetengetriebes verbindbar ist. Der Vorteil hierbei ist, dass damit ein Blockumlauf des Planetengetriebes ermöglicht wird.

Zweckmäßigerweise ist eine elektrische Maschine an zumindest einem Übertragungselement einer Radebene und/oder an zumindest einer Vorgelegewelle und/oder an zumindest einer der Wellen auf der Eingangswellenachse zur Hybridisierung des Getriebes, insbesondere mittels einer zusätzlichen Schalteinrichtung und/oder einem damit verbundenen Übertragungselement angeordnet.

Einer der erzielten Vorteile ist, dass das Getriebe auch in Hybridfahrzeugen eingesetzt werden kann, bei denen sowohl eine elektrische Maschine als auch ein Verbrennungsmotor mit dem Getriebe zur Übertragung von Kraft und Drehmoment zum Antrieb des Hybridfahrzeugs zusammenwirken soll. Die Anbindung der zumindest einen elektrischen Maschine kann dabei an zumindest eine der Eingangswellen, an die Sonnenwelle oder an die Abtriebswelle oder an zumindest einer der Vorgelegewellen erfolgen. Die elektrische Maschine kann ebenfalls an ein Übertragungselement einer der Radebenen im Sinne eines Losrades angebunden sein. Das entsprechende Übertragungselement ist also mittels eines Schaltelements an die jeweilige Welle koppelbar.

Es ist ebenso möglich, die elektrische Maschine an ein Übertragungselement im Sinne eines Festrades, also an ein Übertragungselement, welches fest mit einer der Wellen des Getriebes verbunden ist, anzubinden. Dabei ist es insbesondere vorteilhaft, die Anbindung der elektrischen Maschine an das Getriebe mittels zumindest eines Schaltelements, insbesondere an ein Übertragungselement einer Radebene, vorzunehmen. Der mit dieser ersten Anbindungsmöglichkeit erzielte Vorteil ist, dass damit eine sog. Standladefähigkeit und ein elektrisches Fahren ohne Schleppverlust im Getriebe möglich ist. Hierzu wird auf den Offenbarungsgehalt der DE 10 2010 030 569 A1 durch Verweis explizit Bezug genommen.

Dabei ist eine erste Eingangswelle mit einem Lastschaltelement koppelbar, eine zweite Eingangswelle, welche insbesondere coaxial zur ersten Eingangswelle angeordnet ist, ist direkt mit einem Rotor der elektrischen Maschine zu deren Antrieb verbunden. Hierzu sind zwei parallele Kraftübertragungszweige eingangsseitig miteinander koppelbar.

Eine zweite Anbindungs- oder Ankoppelmöglichkeit der elektrischen Maschine an das Getriebe ist durch Anordnung eines Planetengetriebes im Getriebe möglich. An eine erste Eingangswelle kann dabei über ein entsprechendes Schaltelement, insbesondere in Form einer Trennkupplung, ein Verbrennungsmotor angekoppelt werden. Die elektrische Maschine greift zum einen an einer zweiten Eingangswelle an und zum anderen an die erste Eingangswelle des Getriebes über ein Planetengetriebe. Bei betätigter, also geschlossener Trennkupplung ist der Verbrennungsmotor ebenfalls über das

Planetengetriebe an die zweite Eingangswelle gekoppelt. Das Planetengetriebe, umfassend ein Planetenrad, ein Hohlrad, Planetenräder sowie einen Planetenträger, ist dabei derart ausgebildet und wirkt mit dem Verbrennungsmotor und der elektrischen Maschine derart zusammen, so dass der Planetenträger an der zweiten Eingangswelle angreift. Die elektrische Maschine ist dabei an das Sonnenrad des Planetengetriebes gekoppelt. Darüber hinaus kann ein weiteres Schaltelement in Form eines Überbrückungsschaltelementes angeordnet sein, welches derart mit dem Planetengetriebe zusammenwirkt, so dass bei betätigtem Überbrückungsschaltelement eine drehfeste Verbindung zwischen der elektrischen Maschine, der ersten Eingangswelle und der zweiten Eingangswelle besteht, wohingegen bei nicht betätigtem, also geöffnetem, Überbrückungsschaltelement die vorgenannte drehfeste Verbindung zwischen der elektrischen Maschine und der ersten und zweiten Eingangswelle nicht besteht, insbesondere also keine Drehzahlgleichheit zwischen den beiden Eingangswellen besteht.

Wird zwischen dem Schaltelement, welches zur Anbindung des Verbrennungsmotors an die erste Eingangswelle dient und dem Überbrückungsschaltelement ein weiteres Schaltelement angeordnet, ist mittels dieses weiteren Schaltelementes, insbesondere in Form eines Doppelschaltelementes, sowohl die vorgenannte erste Anbindungsmöglichkeit als auch die vorgenannte zweite Anbindungsmöglichkeit durch Betätigung des weiteren Schaltelementes möglich.

Zweckmäßigerweise sind die N Schalteinrichtungen, zumindest sechs Radebenen, insbesondere mindestens neun Radebenen, und die mindestens eine Range-Gruppe so angeordnet, dass mindestens sieben Vorwärtsgänge, insbesondere mindestens 15 Vorwärtsgänge, und mindestens zwei Rückwärtsgänge durch das Getriebe darstellbar sind, welche insbesondere voll lastschaltbar sind. Ein Vorteil besteht in der hohen Flexibilität und Zuverlässigkeit des Getriebes, so dass sich dieses für den Einsatz in einer Vielzahl von unterschiedlichsten Kraftfahrzeugen eignet. Darüberhinaus kann durch die hohe Zahl von Vorwärtsgängen ein Kraftfahrzeug mit dem Getriebe besser im optimalen Arbeitsbereich der Verbrennungskraftmaschine betrieben werden, was insbesondere Kraftstoffkosten reduziert.

Vorteilhafterweise sind mindestens eine, insbesondere zwei Antriebskonstanten angeordnet. Ein wesentlicher Vorteil besteht darin, dass die Antriebskonstanten die Übertragung von Kraft und Drehmoment mit konstruktiv einfachsten Mitteln ermöglichen, so dass das Getriebe auch starker Belastung Stand hält.

Zweckmäßigerweise ist zumindest eine der Schalteinrichtungen als Doppelschaltelement ausgeführt. Die Verwendung eines Doppelschaltelements hat den Vorteil, dass das Getriebe noch kompakter baut und so ein Minimum an Platz im Kraftfahrzeug einnimmt, gleichzeitig ist jedoch die Flexibilität gegenüber Schalteinrichtungen mit zwei Schaltelementen erhöht, da mit den beiden Schaltelementen jeweils unterschiedliche Wellen geschaltet werden können.

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

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

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

Dabei zeigen jeweils in schematischer Form

Fig. 1 ein Getriebe gemäß einer ersten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

Fig. 2 eine Schaltmatrix für ein Getriebe gemäß der ersten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

- Fig. 3 ein Getriebe gemäß einer zweiten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;
- Fig. 4 eine Schaltmatrix für ein Getriebe gemäß der zweiten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;
- Fig. 5 ein Getriebe gemäß einer dritten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;
- Fig. 6 eine Schaltmatrix für ein Getriebe gemäß der dritten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;
- Fig. 7 ein Getriebe gemäß einer vierten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;
- Fig. 8 ein Getriebe gemäß einer fünften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;
- Fig. 9 ein Getriebe gemäß einer sechsten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;
- Fig. 10 eine Schaltmatrix für ein Getriebe gemäß der sechsten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;
- Fig. 11 ein Getriebe gemäß einer siebten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;
- Fig. 12 eine Schaltmatrix für ein Getriebe gemäß der siebten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;
- Fig. 13 ein Getriebe gemäß einer achten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

- Fig. 14 ein Getriebe gemäß einer neunten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;
- Fig. 15 ein Getriebe gemäß einer zehnten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;
- Fig. 16 ein Getriebe gemäß einer elften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;
- Fig. 17 eine Schaltmatrix für ein Getriebe gemäß der elften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;
- Fig. 18 ein Getriebe gemäß einer zwölften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;
- Fig. 19 eine Schaltmatrix für ein Getriebe gemäß der zwölften Ausführungsform;
- Fig. 20 ein Getriebe gemäß einer dreizehnten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;
- Fig. 21 ein Getriebe gemäß einer vierzehnten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

Fig. 1 zeigt ein Getriebe gemäß einer ersten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

In Fig. 1 bezeichnet Bezugszeichen 1 ein Getriebe in Form eines Doppelkupplungsgetriebes. Das Doppelkupplungsgetriebe 1 weist zwei Lastschaltelemente in Form von Kupplungen K1, K2 auf. Mittels der Doppelkupplung K1, K2 kann dabei die Antriebsseite AN mit der Abtriebsseite AB des Getriebes 1 zur Übertragung von Kraft und Drehmomenten gekoppelt bzw. verbunden werden. Hierzu ist die erste Kupplung K1 mit

einer ersten Eingangswelle EW1 verbunden und die zweite Kupplung K2 ist mit einer zweiten Eingangswelle EW2 verbunden. Die erste Eingangswelle EW1 ist als Vollwelle ausgebildet, wohingegen die zweite Eingangswelle EW2 als Hohlwelle H1 ausgebildet ist. Die beiden Eingangswellen EW1, EW2 sind dabei coaxial und parallel zueinander angeordnet. Eine Antriebswelle ANW verbindet die beiden Kupplungen K1, K2, beispielsweise mit einem Motor.

Weiterhin umfasst das Getriebe 1 zwei Teilgetriebe 2, 3. Das erste Teilgetriebe 2 ist mit der ersten Eingangswelle EW1, das zweite Teilgetriebe 3 mit der zweiten Eingangswelle EW2 koppelbar. Dem ersten Teilgetriebe 2 ist dabei zumindest die zweite Radebene II zugeordnet, wohingegen dem zweiten Teilgetriebe 3 zumindest die erste Radebene I zugeordnet ist.

Weiter umfasst das Getriebe 1 eine Eingangswellenachse 4, auf der die beiden Eingangswellen EW1, EW2 angeordnet sind. Auf der Eingangswellenachse 4 ist weiterhin drehmomentabwärts der beiden Eingangswellen EW1, EW2 eine als erste Sonnenwelle SW1 ausgebildete erste Hauptwelle HW1 angeordnet. Die erste Sonnenwelle SW1 ist weiterhin mit einem Sonnenrad 40 eines ersten Planetengetriebes GP1 verbunden. Das Planetengetriebe GP1 ist schließlich drehmomentabwärts mit einer Abtriebswelle AW auf der Eingangswellenachse 4 koppelbar bzw. verbunden. Das Planetengetriebe GP1 umfasst weiter Planetenräder 41, welche an einem Planetenträger 42 bzw. Steg 42 drehbar gelagert sind. Weiter in radialer Richtung nach außen ist ein Hohlrad 43 angeordnet, in das die Planetenräder 41, ebenso wie in das Sonnenrad 40 eingreifen. Der Planetenträger 42 des Planetengetriebes GP1 ist drehmomentabwärts mit einer als Vollwelle ausgebildeten Planetenträgerwelle PTW, welche als Abtriebswelle AW ausgebildet ist, verbunden. Drehmomentaufwärts ist der Planetenträger 42 mit einer Planetenträgerwelle PTW, ausgebildet als Hohlwelle, verbunden. Das Planetengetriebe GP1 dient als erste Range-Gruppe RG1.

Drehmoment- und kraftflussabwärts der Antriebsseite AN des Getriebes 1 beginnend von den beiden Kupplungen K1, K2 umfasst das Getriebe 1 zunächst eine erste Radebene I, eine zweite Radebene II, ein erstes Schalelement S11, ein zweites Schalelement S12, eine dritte Radebene III, eine vierte Radebene IV, ein drittes Schaltele-

ment S21, ein viertes Schaltelement S22, eine sechste Radebene VI in Form einer Rückwärtsgangstufe, eine fünfte Radebene V, ein fünftes Schaltelement S31, eine als Planetengetriebe GP1 ausgeführte Range-Gruppe RG1, die mittels eines sechsten Schaltelements S41 sowie eines siebten Schaltelements S42 betätigbar ist.

Jede der genannten Radebenen I, II, III, IV, V und VI weist Übertragungselemente, insbesondere in Form von Zahnrädern, auf, welche jeweils mit einer Welle des Getriebes 1 verbunden sind.

Jeweils parallel zur Eingangswellenachse 4 sind zwei Vorgelegewellenachsen 5a, 5b für ein Vorgelege 6 angeordnet. Das Vorgelege 6 umfasst eine als Vollwelle ausgebildete Vorgelegewelle VW1a mit einer coaxial und parallel dazu angeordneten, als Hohlwelle ausgebildeten Vorgelegewelle VW2a auf der ersten Vorgelegewellenachse 5a und eine als Vollwelle ausgebildete Vorgelegewelle VW1b mit einer coaxial und parallel dazu angeordneten, als Hohlwelle ausgebildeten Vorgelegewelle VW2b auf der zweiten Vorgelegewellenachse 5b. Zwischen der Eingangswellenachse 4 und jeweils einer der Vorgelegewellenachsen 5a, 5b weist die sechste Radebene VI jeweils ein Zwischenrad ZR1, ZR2 zur Umkehrung der Drehrichtung auf, so dass mittels der Abtriebswelle AW bei gleicher Drehrichtung einer der Eingangswellen EW1, EW2 eine umgekehrte Drehrichtung zur Bereitstellung zumindest eines Rückwärtsgangs ermöglicht wird. Die sechste Radebene VI ist somit als Rückwärtsgangstufe ausgebildet.

Beginnend von den Antriebsseite AN umfasst die Vorgelegewellenachse 5a, 5b jeweils die erste Radebene I, die zweite Radebene II, die dritte Radebene III, die vierte Radebene IV, die sechste Radebene VI in Form einer Rückwärtsgangstufe sowie die fünfte Radebene V.

Im Folgenden werden nun die sieben Schaltelemente S11, S12, S21, S22, S31, S41 und S42 beschrieben.

Das erste Schaltelement S11 ist auf der Eingangswellenachse 4 angeordnet und einerseits mit einer zweiten Hohlwelle H2, andererseits mit der ersten Hauptwelle HW1, ausgebildet als erste Sonnenwelle SW1 verbunden. Die zweite Hohlwelle H2 ist coaxial

und parallel zur ersten Eingangswelle EW1 angeordnet und mit dieser wirkverbunden. Das erste Schaltelement S11 stellt bei Betätigung eine Verbindung zur Übertragung von Kraft und Drehmomenten zwischen der zweiten Hohlwelle H2 und der ersten Hauptwelle HW1 her. Sowohl mit der zweiten Hohlwelle H2 als auch mit der ersten Eingangswelle EW1 ist ein Übertragungselement auf der Eingangswellenachse 4 verbunden, welches mit jeweils einem Übertragungselement auf den beiden Vorgelegewellen VW2a, VW2b der Vorgelegewellenachsen 5a, 5a zur Bildung der zweiten Radebene II zusammenwirkt.

Das zweite Schaltelement S12 ist auf der Eingangswellenachse 4 angeordnet und einerseits mit einer dritten Hohlwelle H3, andererseits mit der ersten Hauptwelle HW1 bzw. der ersten Sonnenwelle SW1 verbunden und stellt bei Betätigung eine Verbindung zur Übertragung von Kraft und Drehmomenten zwischen der dritten Hohlwelle H3 und der ersten Hauptwelle HW1 her. Die dritte Hohlwelle H3 ist dabei koaxial und parallel zur ersten Hauptwelle HW1 bzw. zur ersten Sonnenwelle SW1 auf deren radialer Außenseite angeordnet. Auf der dritten Hohlwelle H3 ist ein Übertragungselement angeordnet, welches mit jeweils einem Übertragungselement auf den beiden Vorgelegewellen VW2a, VW2b der Vorgelegewellenachsen 5a, 5a zur Bildung der dritten Radebene III zusammenwirkt.

Das erste Schaltelement S11 und das zweite Schaltelement S12 sind in einer ersten Schalteinrichtung SE1 zusammengefasst angeordnet und mittels einer gemeinsamen ersten Schaltelementbetätigungseinrichtung SB1 betätigbar.

Das dritte Schaltelement S21 ist auf der Eingangswellenachse 4 angeordnet und einerseits mit der ersten Hauptwelle HW1 bzw. der ersten Sonnenwelle SW1, andererseits mit einer vierten Hohlwelle H4 verbunden und stellt bei Betätigung eine Verbindung zur Übertragung von Kraft und Drehmomenten zwischen der vierten Hohlwelle H4 und der ersten Hauptwelle HW1 her. Die vierte Hohlwelle H4 ist dabei koaxial und parallel zur ersten Hauptwelle HW1 auf deren radialer Außenseite angeordnet. Auf der vierten Hohlwelle H4 ist ein Übertragungselement angeordnet, welches mit jeweils einem Übertragungselement auf den beiden Vorgelegewellen VW1a, VW1b zur Bildung der vierten Radebene IV zusammenwirkt. Das vierte Schaltelement S22 ist auf der Ein-

gangswellenachse 4 angeordnet und einerseits mit der ersten Hauptwelle HW1 bzw. der ersten Sonnenwelle SW1, andererseits mit einer fünften Hohlwelle H5 verbunden und stellt bei Betätigung eine Verbindung zur Übertragung von Kraft und Drehmomenten zwischen der fünften Hohlwelle H5 und der ersten Hauptwelle HW1 her. Die fünfte Hohlwelle H5 ist dabei koaxial und parallel zur ersten Hauptwelle HW1 auf deren radialer Außenseite angeordnet. Auf der fünften Hohlwelle H5 ist ein Übertragungselement angeordnet, welches mit jeweils einem Zwischenrad ZR1, ZR2 zwischen Eingangswellenachse 4 und jeweils einer der beiden Vorgelegewellenachsen 5a, 5b und einem jeweiligen Übertragungselement auf den beiden Vorgelegewellen VW1a, VW1b zur Bildung der sechsten Radebene VI in Form der Rückwärtsgangstufe zusammenwirkt.

Das dritte Schaltelement S21 und das vierte Schaltelement S22 sind in einer zweiten Schalteinrichtung SE2 zusammengefasst angeordnet und mittels einer gemeinsamen Schaltelementbetätigungseinrichtung SB2 betätigbar.

Das fünfte Schaltelement S31 ist auf der Eingangswellenachse 4 angeordnet und ermöglicht eine Verbindung zwischen einer sechsten Hohlwelle H6 und einer siebten Hohlwelle H7. Die siebte Hohlwelle H7 ist als Planetenträgerwelle PTW ausgeführt und weiter mit dem Planetenträger 42 des Planetengetriebes GP verbunden. Das fünfte Schaltelement S31 stellt bei Betätigung eine Verbindung zur Übertragung von Kraft und Drehmoment zwischen der sechsten Hohlwelle H6 und der Planetenträgerwelle PTW her. Das fünfte Schaltelement S31 ist in einer dritten Schalteinrichtung SE3 angeordnet und mittels einer dritten Schaltelementbetätigungseinrichtung SB3 betätigbar. Die sechste Hohlwelle H6 und die Planetenträgerwelle PTW sind dabei zumindest teilweise koaxial und parallel zur ersten Sonnenwelle SW1 auf deren radialer Außenseite angeordnet.

Das sechste Schaltelement S41 ist auf der Eingangswellenachse 4 angeordnet und einerseits mit dem Hohlrad 43 des Planetengetriebes GP1, andererseits mit dem Gehäuse G des Getriebes 1 verbunden und ordnet bei Betätigung das Hohlrad 43 des Getriebes 1 drehfest gegenüber dem Gehäuse G des Getriebes 1 an. Das siebte Schaltelement S42 ist einerseits mit dem Hohlrad 43 des Planetengetriebes GP1, andererseits mit dem Planetenträger 42 bzw. Steg des Planetengetriebes GP1 verbunden

und stellt bei Betätigung eine drehfeste Verbindung zwischen Hohlrad 43 und Planetenträger 42 des Planetengetriebes GP1 her.

Das sechste Schaltelement S41 und das siebte Schaltelement S42 sind in einer gemeinsamen vierten Schalteinrichtung SE4 angeordnet und mittels einer gemeinsamen vierten Schaltelementbetätigungseinrichtung SB4 betätigbar.

Insgesamt weist das Getriebe 1 gemäß Fig. 1 zwei Eingangswellen EW1, EW2 auf der Eingangswellenachse 4 auf, wobei die erste Eingangswelle EW1 als Vollwelle und die zweite Eingangswelle EW2 koaxial und parallel zu dieser angeordnet und als Hohlwelle ausgebildet ist. Auf den zur Eingangswellenachse 4 parallelen Vorgelegewellenachsen 5a, 5b ist jeweils eine als Vollwelle ausgebildete Vorgelegewelle VW1a, VW1b und jeweils parallel und koaxial dazu eine als Hohlwelle ausgebildete Vorgelegewelle VW2a, VW2b angeordnet. In Richtung der Abtriebswelle AW ist auf der Eingangswellenachse 4 neben den beiden Eingangswellen EW1, EW2 eine erste Hauptwelle HW1, ausgebildet als erste Sonnenwelle SW1, angeordnet, welche mit einem Sonnenrad 40 eines Planetengetriebes GP1 verbunden ist. Das Planetengetriebe GP1 ist weiterhin mit der Abtriebswelle AW, welche ebenfalls auf der Eingangswellenachse 4 angeordnet ist, verbunden. Eine mit einem Planetenträger 42 verbundene Planetenträgerwelle PTW des Planetengetriebes GP ist dabei als Abtriebswelle AW ausgebildet.

Das Getriebe 1 gemäß Fig. 1 umfasst sechs Radebenen I, II, III, IV, V und VI, wobei die sechste Radebene VI als Rückwärtsgangstufe ausgebildet ist. Sämtliche Radebenen I bis VI sind insbesondere als Stirnradstufen mit diskreten Übersetzungen ausgebildet. Pro Radebene I, II, III, IV, V und VI sind jeweils drei Übertragungselemente, insbesondere in Form von Zahnrädern, angeordnet. Die Rückwärtsgangstufe VI umfasst dabei jeweils zwischen Eingangswellenachse 4 und den beiden Vorgelegewellenachsen 5a, 5b ein Zwischenrad ZR1, ZR2. Somit sind insgesamt 20 Übertragungselemente, insbesondere in Form von Zahnrädern, für die Radebenen angeordnet. Darüber hinaus ist zwischen der ersten Sonnenwelle SW1 und der Abtriebswelle AW eine als Planetengetriebe GP1 ausgeführte Range-Gruppe RG1 angeordnet.

Ferner sind in Fig. 1 die Übersetzungsverhältnisse der einzelnen Radebenen I, II, III, IV, V und VI sowie des Planetengetriebes dargestellt. Die erste Radebene I weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_1$  von 1,2 auf. Die zweite Radebene II weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_2$  von 1,2 auf. Die dritte Radebene III weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_3$  von 1,5 auf. Die vierte Radebene IV weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_4$  von 1,12 auf. Die sechste Radebene VI weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_5$  von -1,5 auf. Die fünfte Radebene V weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_6$  von 2,0 auf. Das Planetengetriebe GP weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_7$  von -2,2 auf.

Fig. 2 zeigt eine Schaltmatrix für ein Getriebe gemäß der ersten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

In Fig. 2 ist eine Schaltmatrix für ein Getriebe 1 gemäß der Fig. 1 dargestellt. Waagrecht sind dabei Spalten für jeweils ein Schaltelement S11, S12, S21, S22, S31, S41 und S42 sowie für die beiden Kupplungen K1 und K2 dargestellt. Des Weiteren ist das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{}}$  der einzelnen Gangstufen sowie das relative Übersetzungsverhältnis  $\phi$  zwischen dem nachstniedrigeren Gang und dem vorliegenden Gang dargestellt. Senkrecht hierzu nach unten sind zunächst die sieben Vorwärtsgänge, bezeichnet mit den Bezugszeichen V1 bis V7 dargestellt, sowie zwei Rückwärtsgänge bezeichnet mit R1 und R2. Die in der Schaltmatrix freigelassenen Einträge, bspw. bei der Vorwärtsgangstufe V1 bei den Schaltelementen S11, S21, S22, S31 und S42 bzw. bei der Kupplung K2 zeigen an, dass das entsprechende Schaltelement bzw. die entsprechende Kupplung geöffnet ist, d.h., dass das Schaltelement bzw. die Kupplung hierbei keine Kräfte bzw. kein Drehmoment von den an das Schaltelement bzw. an die Kupplung angeschlossenen oder mit diesem bzw. dieser verbundenen jeweiligen Wellen überträgt. Ein mit einem X versehener Eintrag in der Schaltmatrix bezeichnet ein entsprechend betätigtes bzw. geschlossenes Schaltelement bzw. Kupplung, also in der Schaltmatrix bei dem Vorwärtsgang V1 bei der Kupplung K1 sowie den Schaltelementen S12 und S41.

Soweit im Folgenden nicht anders beschrieben, sind sämtliche Kupplungen K1, K2 und sämtliche Schaltelemente S11, S12, S21, S22, S31, S41 und S42 jeweils geöffnet.

Um den ersten Vorwärtsgang V1 mittels des Getriebes 1 gemäß der Fig. 2 darzustellen, sind die Kupplung K1 sowie die Schaltelemente S12 sowie S41 geschlossen. Um den zweiten Vorwärtsgang V2 darzustellen, sind die Kupplung K2 sowie die Schaltelemente S21 und S41 geschlossen. Um den dritten Vorwärtsgang V3 darzustellen, sind die Kupplung K1 sowie die Schaltelemente S11 und S41 geschlossen. Um den vierten Vorwärtsgang V4 darzustellen, sind die zweite Kupplung K2 und das Schaltelement S31 geschlossen. Um den fünften Vorwärtsgang V5 darzustellen, sind die erste Kupplung K1 sowie die Schaltelemente S12 und S42 geschlossen. Um den sechsten Vorwärtsgang V6 darzustellen, sind die Kupplung K2 sowie die Schaltelemente S21 sowie S42 geschlossen. Um den siebten Vorwärtsgang V7 darzustellen, sind die erste Kupplung K1 sowie die Schaltelemente S11 und S42 geschlossen. Um den ersten Rückwärtsgang R1 darzustellen, sind die Kupplung K2 sowie die Schaltelemente S22 und S41 geschlossen. Um den zweiten Rückwärtsgang R2 darzustellen, sind die Kupplung K2 sowie die Schaltelemente S22 und S42 geschlossen.

Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V1}}$  des ersten Vorwärtsgangs V1 beträgt 5,76. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V2}}$  des zweiten Vorwärtsgangs V2 beträgt 4,30 und das relative Übersetzungsverhältnis  $\phi$  zwischen dem ersten Vorwärtsgang V1 und dem zweiten Vorwärtsgang V2 beträgt 1,34.

Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V3}}$  des dritten Vorwärtsgangs V3 beträgt 3,20 und das relative Übersetzungsverhältnis  $\phi$  zwischen dem zweiten Vorwärtsgang V2 und dem dritten Vorwärtsgang V3 beträgt 1,34. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V4}}$  des vierten Vorwärtsgangs V4 beträgt 2,40 und das relative Übersetzungsverhältnis  $\phi$  zwischen dem dritten Vorwärtsgang V3 und dem vierten Vorwärtsgang V4 beträgt 1,34.

Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V5}}$  des fünften Vorwärtsgangs V5 beträgt 1,80 und das relative Übersetzungsverhältnis  $\phi$  zwischen dem vierten Vorwärtsgang V4 und dem fünften Vorwärtsgang V5 beträgt 1,34. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V6}}$  des sechsten Vorwärtsgangs V6 beträgt 1,34 und das relative Übersetzungsverhältnis  $\phi$  zwischen dem fünften Vorwärtsgang V5 und dem sechsten Vorwärtsgang V6 beträgt 1,34.

Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V7}}$  des siebten Vorwärtsgangs V7 beträgt 1,00 und das relative Übersetzungsverhältnis  $\phi$  zwischen dem sechsten Vorwärtsgang V6 und dem siebten Vorwärtsgang V7 beträgt 1,34. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{R1}}$  des ersten Rückwärtsgangs R1 beträgt -5,76. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{R2}}$  des zweiten Rückwärtsgangs R2 beträgt -1,80.

Fig. 3 zeigt ein Getriebe gemäß einer zweiten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

In Fig. 3 ist im Wesentlichen ein Getriebe gemäß Fig. 1 gezeigt. Im Unterschied zum Getriebe 1 gemäß Fig. 1 ist beim Getriebe 1 gemäß Fig. 3 die Rückwärtsgangstufe VI zwischen der dritten Radebene III und der vierten Radebene IV angeordnet. Dazu ist auf der vierten Hohlwelle H4 das entsprechende Übertragungselement angeordnet, welches mit jeweils dem Zwischenrad ZR1, ZR2 zwischen Eingangswellenachse 4 und jeweils einer der beiden Vorgelegewellenachsen 5a, 5b und den entsprechenden Übertragungselementen auf den beiden Vorgelegewellen VW2a, VW2b zur Bildung der sechsten Radebene VI in Form der Rückwärtsgangstufe zusammenwirkt. Des Weiteren erstrecken sich die Vorgelegewellen VW2a, VW2b in axialer Richtung von der zweiten Radebene II über die dritte Radebene III bis zur sechsten Radebene VI. Die Rückwärtsgangstufe VI ist über das dritte Schaltelement S21 schaltbar.

Ferner sind in Fig. 3 die Übersetzungsverhältnisse der einzelnen Radebenen I, II, III, IV, V und VI sowie des Planetengetriebes GP dargestellt. Die erste Radebene I weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_1$  von 1,2 auf. Die zweite Radebene II weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_2$  von 1,2 auf. Die dritte Radebene III weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_3$  von 1,5 auf. Die sechste Radebene VI weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_5$  von -1,5 auf. Die vierte Radebene IV weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_4$  von 1,12 auf. Die fünfte Radebene V weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_6$  von 2,0 auf. Das Planetengetriebe GP weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_07$  von -2,2 auf.

Fig. 4 zeigt eine Schaltmatrix für ein Getriebe gemäß der zweiten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

Soweit im Folgenden nicht anders beschrieben, sind sämtliche Kupplungen K1, K2 und sämtliche Schaltelemente S11, S12, S21, S22, S31, S41 und S42 jeweils geöffnet.

In Fig. 4 ist eine Schaltmatrix für ein Getriebe gemäß Fig. 3 gezeigt. Sofern nicht ausdrücklich im Folgenden beschrieben, sind die Kupplungen K1, K2 und die Schaltelemente S11, S12, S21, S23, S31, S41 und S42 geöffnet.

Die Darstellung der Vorwärtsgänge V1 bis V7 entspricht der Darstellung der Vorwärtsgänge V1 bis V7 aus Fig. 2. Zur Vermeidung von Wiederholungen sei hierzu auf die Beschreibung von Fig. 2 verwiesen.

Zur Darstellung des ersten Rückwärtsgangs R1 sind die Kupplung K1 sowie die Schaltelemente S22 und S41 geschlossen. Um den zweiten Rückwärtsgang R2 darzustellen, sind die Kupplung K1 sowie die Schaltelemente S22 und S42 geschlossen.

Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V1}}$  des ersten Vorwärtsgangs V1 beträgt 5,76. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V2}}$  des zweiten Vorwärtsgangs V2 beträgt 4,30 und das relative Übersetzungsverhältnis  $\phi$  zwischen dem ersten Vorwärtsgang V1 und dem zweiten Vorwärtsgang V2 beträgt 1,34.

Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V3}}$  des dritten Vorwärtsgangs V3 beträgt 3,20 und das relative Übersetzungsverhältnis  $\phi$  zwischen dem zweiten Vorwärtsgang V2 und dem dritten Vorwärtsgang V3 beträgt 1,34. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V4}}$  des vierten Vorwärtsgangs V4 beträgt 2,40 und das relative Übersetzungsverhältnis  $\phi$  zwischen dem dritten Vorwärtsgang V3 und dem vierten Vorwärtsgang V4 beträgt 1,34.

Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V5}}$  des fünften Vorwärtsgangs V5 beträgt 1,80 und das relative Übersetzungsverhältnis  $\phi$  zwischen dem vierten Vorwärtsgang V4 und dem fünften Vorwärtsgang V5 beträgt 1,34. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V6}}$  des sechsten Vorwärtsgangs V6 beträgt 1,34 und das relative Über-

setzungsverhältnis  $\phi$  zwischen dem fünften Vorwärtsgang V5 und dem sechsten Vorwärtsgang V6 beträgt 1,34.

Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{—}}$  des siebten Vorwärtsgangs V7 beträgt 1,00 und das relative Übersetzungsverhältnis  $\phi$  zwischen dem sechsten Vorwärtsgang V6 und dem siebten Vorwärtsgang V7 beträgt 1,34. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{—}}$  des ersten Rückwärtsgangs R1 beträgt -5,76. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{—}}$  des zweiten Rückwärtsgangs R2 beträgt -1,80.

Fig. 5 zeigt ein Getriebe gemäß einer dritten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

In Fig. 5 ist im Wesentlichen ein Getriebe gemäß Fig. 1 gezeigt. Im Unterschied zum Getriebe 1 gemäß Fig. 1 ist beim Getriebe 1 gemäß Fig. 5 eine zweite Range-Gruppe RG2 in Form eines zweiten Planetengetriebes GP2 angeordnet. Das erste Planetengetriebe GP1 ist mit seinem Planetenträger bzw. Steg 42 mit einer zweiten Sonnenwelle SW2 verbunden. Diese ist mit einem Sonnenrad 40' des zweiten Planetengetriebes GP2 verbunden. Die zweite Sonnenwelle SW2 ist als Vollwelle ausgebildet und auf der Hauptwellenachse 4 angeordnet. Im Gegensatz zum Getriebe 1 gemäß Fig. 1 sind im Getriebe 1 gemäß Fig. 5 aufgrund der weiteren als Planetengetriebe GP2 ausgeführten Range-Gruppe R2 nunmehr vierzehn Gänge darstellbar.

Das zweite Planetengetriebe GP2 weist ein achttes Schaltelement S51 und ein neuntes Schaltelement S52 auf. Das achte Schaltelement S51 ist auf der Eingangswellenachse 4 angeordnet und einerseits mit dem Hohlrad 43' des zweiten Planetengetriebes GP2, andererseits mit dem Gehäuse G des Getriebes 1 verbunden und ordnet bei Betätigung das Hohlrad 43' des Getriebes 1 drehfest gegenüber dem Gehäuse G des Getriebes 1 an. Das neunte Schaltelement S52 ist einerseits mit dem Hohlrad 43' des zweiten Planetengetriebes GP2, andererseits mit dem Planetenträger 42' bzw. Steg des zweiten Planetengetriebes GP2 verbunden und stellt bei Betätigung eine drehfeste Verbindung zwischen Hohlrad 43' und Planetenträger 42' des zweiten Planetengetriebes GP2 her.

Das achte Schaltelement S51 und das neunte Schaltelement S52 sind in einer gemeinsamen fünften Schalteinrichtung SE5 angeordnet und mittels einer gemeinsamen fünften Schaltelementbetätigungseinrichtung SB5 betätigbar.

Ferner sind in Fig. 5 die Übersetzungsverhältnisse der einzelnen Radebenen I, II, III, IV, V und VI sowie der Planetengetriebe GP1, GP2 dargestellt. Die erste Radebene I weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_1$  von 1,12 auf. Die zweite Radebene II weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_2$  von 1,12 auf.

Die dritte Radebene III weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_3$  von 1,4 auf. Die vierte Radebene IV weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_4$  von 1,12 auf. Die sechste Radebene VI weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_5$  von -1,4 auf.

Die fünfte Radebene V weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_6$  von 1,75 auf. Das erste Planetengetriebe GP1 weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_7$  von -1,45 auf. Das zweite Planetengetriebe GP2 weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_8$  von -3,8 auf.

Fig. 6 zeigt eine Schaltmatrix für ein Getriebe gemäß der dritten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

In Fig. 6 ist eine Schaltmatrix für ein Getriebe 1 gemäß Fig. 5 gezeigt. Sofern nicht ausdrücklich im Folgenden beschrieben, sind die Kupplungen K1, K2 und die Schaltelemente S11, S12, S21, S22, S31, S41, S42, S51 und S52 geöffnet.

Um den ersten Vorwärtsgang V1 darzustellen, sind die Kupplung K1 sowie die Schaltelemente S12, S41 und S51 geschlossen. Um den zweiten Vorwärtsgang V2 darzustellen, sind die zweite Kupplung K2 sowie die Schaltelemente S21, S41 und S51 geschlossen. Um den dritten Vorwärtsgang V3 darzustellen, sind die erste Kupplung K1 sowie die Schaltelemente S11, S41 und S51 geschlossen. Um den vierten Vorwärtsgang V4 darzustellen, sind die Kupplung K2 sowie die Schaltelemente S31 und S51 geschlossen. Um den fünften Vorwärtsgang V5 darzustellen, sind die Kupplung K1 sowie die Schaltelemente S12, S42 und S51 geschlossen. Um den sechsten Vorwärtsgang V6 darzustellen, sind die Kupplung K2 sowie die Schaltelemente S21, S42

und S51 geschlossen. Um den siebten Vorwärtsgang V7 darzustellen, sind die Kupplung K1 sowie die Schaltelemente S11, S42 und S51 geschlossen. Um den achten Vorwärtsgang V8 darzustellen, sind die Kupplung K1 sowie die Schaltelemente S12, S41 und S52 geschlossen. Um den neunten Vorwärtsgang V9 darzustellen, sind die zweite Kupplung K2 sowie die Schaltelemente S21, S41 und S52 geschlossen. Um den zehnten Vorwärtsgang V10 darzustellen, sind die Kupplung K1 sowie die Schaltelemente S11, S43 und S52 geschlossen. Um den elften Vorwärtsgang V11 darzustellen, sind die Kupplung K2 sowie die Schaltelemente S31 und S52 geschlossen. Um den zwölften Vorwärtsgang V12 darzustellen, sind die Kupplung K1 sowie die Schaltelemente S12, S42 und S52 geschlossen. Um den dreizehnten Vorwärtsgang V13 darzustellen, sind die Kupplung K2 sowie die Schaltelemente S21, S42 und S52 geschlossen. Um den vierzehnten Vorwärtsgang V14 darzustellen, sind die Kupplung K1 sowie die Schaltelemente S11, S42 und S52 geschlossen.

Um den ersten Rückwärtsgang R1 darzustellen, sind die Kupplung K2 sowie die Schaltelemente S22, S41 und S51 geschlossen. Um den zweiten Rückwärtsgang R2 darzustellen, sind die Kupplung K2 sowie die Schaltelemente S22, S42 und S51 geschlossen.

Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\_}$  des ersten Vorwärtsgangs V1 beträgt 18,4. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\_}$  des zweiten Vorwärtsgangs V2 beträgt 14,8 und das relative Übersetzungsverhältnis  $\phi$  zwischen dem ersten Vorwärtsgang V1 und dem zweiten Vorwärtsgang V2 beträgt 1,25.

Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\_}$  des dritten Vorwärtsgangs V3 beträgt 11,8 und das relative Übersetzungsverhältnis  $\phi$  zwischen dem zweiten Vorwärtsgang V2 und dem dritten Vorwärtsgang V3 beträgt 1,25. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\_}$  des vierten Vorwärtsgangs V4 beträgt 9,41 und das relative Übersetzungsverhältnis  $\phi$  zwischen dem dritten Vorwärtsgang V3 und dem vierten Vorwärtsgang V4 beträgt 1,25.

Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\_}$  des fünften Vorwärtsgangs V5

beträgt 7,53 und das relative Übersetzungsverhältnis  $\phi$  zwischen dem vierten Vorwärtsgang V4 und dem fünften Vorwärtsgang V5 beträgt 1,25. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{}}$  des sechsten Vorwärtsgangs V6 beträgt 6,02 und das relative Übersetzungsverhältnis  $\phi$  zwischen dem fünften Vorwärtsgang V5 und dem sechsten Vorwärtsgang V6 beträgt 1,25.

Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{}}$  des siebten Vorwärtsgangs V7 beträgt 4,80 und das relative Übersetzungsverhältnis  $\phi$  zwischen dem sechsten Vorwärtsgang V6 und dem siebten Vorwärtsgang V7 beträgt 1,25. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{}}$  des achten Vorwärtsgangs V8 beträgt 3,84 und das relative Übersetzungsverhältnis  $\phi$  zwischen dem siebten Vorwärtsgang V7 und dem achten Vorwärtsgang V8 beträgt 1,25.

Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{}}$  des neunten Vorwärtsgangs V9 beträgt 3,07 und das relative Übersetzungsverhältnis  $\phi$  zwischen dem achten Vorwärtsgang V8 und dem neunten Vorwärtsgang V9 beträgt 1,25. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{}}$  des zehnten Vorwärtsgangs V10 beträgt 2,45 und das relative Übersetzungsverhältnis  $\phi$  zwischen dem neunten Vorwärtsgang V9 und dem zehnten Vorwärtsgang V10 beträgt 1,34.

Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{}}$  des elften Vorwärtsgangs V11 beträgt 1,96 und das relative Übersetzungsverhältnis  $\phi$  zwischen dem zehnten Vorwärtsgang V10 und dem elften Vorwärtsgang V11 beträgt 1,25. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{}}$  des zwölften Vorwärtsgangs V12 beträgt 1,57 und das relative Übersetzungsverhältnis  $\phi$  zwischen dem elften Vorwärtsgang V11 und dem zwölften Vorwärtsgang V12 beträgt 1,25.

Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{}}$  des dreizehnten Vorwärtsgangs V13 beträgt 1,25 und das relative Übersetzungsverhältnis  $\phi$  zwischen dem zwölften Vorwärtsgang V12 und dem dreizehnten Vorwärtsgang V13 beträgt 1,25. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{}}$  des vierzehnten Vorwärtsgangs V14 beträgt 1,00 und das relative Übersetzungsverhältnis  $\phi$  zwischen dem dreizehnten Vorwärtsgang V13 und dem vierzehnten Vorwärtsgang V14 beträgt 1,25.

Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{-}$  des ersten Rückwärtsgangs R1 beträgt -18,4. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{-}$  des zweiten Rückwärtsgangs R2 beträgt -7,53.

Fig. 7 zeigt ein Getriebe gemäß einer vierten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

In Fig. 7 ist im Wesentlichen ein Getriebe gemäß Fig. 5 gezeigt. Im Unterschied zum Getriebe 1 gemäß Fig. 5 ist die erste Range-Gruppe RG1 nicht als Planetengetriebe, sondern in Vorgelegebauweise ausgeführt. Dadurch sind zwei weitere Radebenen V und VI zusätzlich angeordnet. Die Radebenen I bis III und VI sowie die erste Hauptwelle HW1 und die zweite Sonnenwelle SW2 aus Fig. 5 entsprechen den Radebenen I bis III und VIII sowie der ersten Hauptwelle HW1 und der zweiten Sonnenwelle SW2 aus Fig. 7. Die zweite Range-Gruppe RG2 aus Fig. 5 entspricht der zweiten Range-Gruppe RG2 aus Fig. 7. Die erste Hauptwelle HW1 ist über das siebte Schaltelement S42 mit der zweiten Sonnenwelle SW2 verbunden.

Die siebte Radebene VII in Fig. 7 entspricht der fünften Radebene V aus Fig. 5. Das fünfte Schaltelement S31 ist auf der Eingangswellenachse 4 angeordnet und einerseits mit einer sechsten Hohlwelle H6, andererseits mit der zweiten Sonnenwelle SW2 verbunden und stellt bei Betätigung eine Verbindung zur Übertragung von Kraft und Drehmomenten zwischen der sechsten Hohlwelle H6 und der zweiten Sonnenwelle SW2 her. Die sechste Hohlwelle H6 ist dabei coaxial und parallel zur zweiten Sonnenwelle SW2 auf deren radialer Außenseite angeordnet. Auf der sechsten Hohlwelle H6 ist ein Übertragungselement angeordnet, welches mit jeweils einem Übertragungselement auf den beiden Vorgelegewellen VW3a, VW3b der Vorgelegewellenachsen 5a, 5a zur Bildung der siebten Radebene VII zusammenwirkt.

Das siebte Schaltelement S42 ist auf der Eingangswellenachse 4 angeordnet und einerseits mit einer siebten Hohlwelle H7, andererseits mit der zweiten Sonnenwelle SW2 verbunden. Die siebte Hohlwelle H7 ist coaxial zur ersten Hauptwelle HW1 angeordnet und mit dieser wirkverbunden. Das siebte Schaltelement S42 stellt bei Betätigung eine Verbindung zur Übertragung von Kraft und Drehmomenten zwischen der

siebten Hohlwelle H7 und der zweiten Sonnenwelle SW2 her. Sowohl mit der siebten Hohlwelle H7 als auch mit der ersten Hauptwelle HW1 ist ein Übertragungselement auf der Eingangswellenachse 4 verbunden, welches mit jeweils einem Übertragungselement auf den beiden Vorgelegewellen VW3a, VW3b der Vorgelegewellenachsen 5a, 5a zur Bildung der fünften Radebene V zusammenwirkt. Die Vorgelegewellen VW3a, VW3b, welche als Hohlwellen ausgebildet sind, erstrecken sich in axialer Richtung von der fünften Radebene V bis zur sechsten Radebene VI.

Das sechste Schaltelement S41 ist auf der Eingangswellenachse 4 angeordnet und einerseits mit einer achten Hohlwelle H8, andererseits mit der zweiten Sonnenwelle SW2 verbunden und stellt bei Betätigung eine Verbindung zur Übertragung von Kraft und Drehmomenten zwischen der achten Hohlwelle H8 und der zweiten Sonnenwelle SW2 her. Die achte Hohlwelle H8 ist dabei koaxial und parallel zur zweiten Sonnenwelle SW2 auf deren radialer Außenseite angeordnet. Auf der achten Hohlwelle H8 ist ein Übertragungselement angeordnet, welches mit jeweils einem Übertragungselement auf den beiden Vorgelegewellen VW3a, VW3b der Vorgelegewellenachsen 5a, 5a zur Bildung der sechsten Radebene VI zusammenwirkt.

Ferner sind in Fig. 7 die Übersetzungsverhältnisse der einzelnen Radebenen sowie des Planetengetriebes dargestellt. Die erste Radebene I weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_1$  von 1,12 auf. Die zweite Radebene II weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_2$  von 1,12 auf. Die dritte Radebene III weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_3$  von 1,4 auf. Die vierte Radebene IV weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_4$  von 1,12 auf. Die achte Radebene VIII weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_5$  von -1,4 auf. Die fünfte Radebene V weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_7$  von 1,56 auf. Die sechste Radebene VI weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_8$  von 1,57 auf. Die siebte Radebene VII weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_6$  von 1,75 auf. Das Planetengetriebe GP2 weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_{08}$  von -3,8 auf.

Eine Schaltmatrix für ein Getriebe 1 gemäß Fig. 7 entspricht der in Fig. 6 gezeigten Schaltmatrix.

Fig. 8 zeigt ein Getriebe gemäß einer fünften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

In Fig. 8 ist im Wesentlichen ein Getriebe gemäß Fig. 7 gezeigt. Im Unterschied zum Getriebe 1 gemäß Fig. 7 ist nun die zweite Range-Gruppe RG2 nicht als Planetengetriebe, sondern in Vorgelegebauweise ausgeführt. Dadurch sind zwei weitere Radebenen VIII und IX zusätzlich angeordnet. Die Radebenen I bis IV sowie V und VI aus Fig. 7 sind in Fig. 8 identisch. Die Radebene VIII aus Fig. 7 entspricht der Radebene X aus Fig. 8. Die erste Range-Gruppe RG1 aus Fig. 7 entspricht der ersten Range-Gruppe RG1 aus Fig. 8. Die zweite Hauptwelle HW2 ist anstelle der zweiten Sonnenwelle SW2 angeordnet und über das neunte Schaltelement S52 mit der Abtriebswelle AW verbunden. Die erste Hauptwelle HW1 ist über das siebte Schaltelement S42 mit der zweiten Hauptwelle HW2 verbunden.

Das neunte Schaltelement S52 ist auf der Eingangswellenachse 4 angeordnet und einerseits mit einer neunten Hohlwelle H9, andererseits mit der Abtriebswelle AW verbunden. Die neunte Hohlwelle H9 ist coaxial zur zweiten Hauptwelle HW2 angeordnet und mit dieser wirkverbunden. Das neunte Schaltelement S52 stellt bei Betätigung eine Verbindung zur Übertragung von Kraft und Drehmomenten zwischen der neunten Hohlwelle H9 und der Abtriebswelle AW her. Sowohl mit der neunten Hohlwelle H9 als auch mit der zweiten Hauptwelle HW2 ist ein Übertragungselement auf der Eingangswellenachse 4 verbunden, welches mit jeweils einem Übertragungselement auf den beiden Vorgelegewellen VW4a, VW4b der Vorgelegewellenachsen 5a, 5a zur Bildung der achten Radebene VIII zusammenwirkt.

Das achte Schaltelement S51 ist auf der Eingangswellenachse 4 angeordnet und einerseits mit einer zehnten Hohlwelle H10, andererseits mit der Abtriebswelle AW verbunden und stellt bei Betätigung eine Verbindung zur Übertragung von Kraft und Drehmomenten zwischen der zehnten Hohlwelle H10 und der Abtriebswelle AW her. Die zehnte Hohlwelle H10 ist dabei coaxial und parallel zur Abtriebswelle AW auf deren radialer Außenseite angeordnet. Auf der zehnten Hohlwelle H10 ist ein Übertragungselement angeordnet, welches mit jeweils einem Übertragungselement auf den beiden Vor-

gelegewellen VW4a, VW4b der Vorgelegewellenachsen 5a, 5a zur Bildung der neunten Radebene IX zusammenwirkt.

Ferner sind in Fig. 8 die Übersetzungsverhältnisse der einzelnen Radebenen dargestellt. Die erste Radebene I weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_1$  von 1,12 auf. Die zweite Radebene II weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_2$  von 1,12 auf.

Die dritte Radebene III weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_3$  von 1,4 auf. Die vierte Radebene IV weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_4$  von 1,12 auf. Die zehnte Radebene X weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_5$  von -1,4 auf. Die fünfte Radebene V weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_7$  von 1,56 auf. Die sechste Radebene VI weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_8$  von 1,57 auf. Die siebte Radebene VII weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_6$  von 1,75 auf. Die achte Radebene VIII weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_{12}$  von 2,19 auf. Die neunte Radebene IX weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_{13}$  von 2,19 auf.

Eine Schaltmatrix für ein Getriebe 1 gemäß Fig. 8 entspricht der in Fig. 6 gezeigten Schaltmatrix.

Fig. 9 zeigt ein Getriebe gemäß einer sechsten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

In Fig. 9 ist im Wesentlichen ein Getriebe gemäß Fig. 7 gezeigt. Im Unterschied zum Getriebe 1 gemäß Fig. 7 ist ein zehntes Schaltelement S61 angeordnet.

Die Radebenen I bis IV sowie V bis VII aus Fig. 7 sind in Fig. 9 identisch. Die Radebene VIII aus Fig. 7 entspricht der Radebene IX aus Fig. 9.

Das zehnte Schaltelement S61 ist auf der Eingangswellenachse 4 angeordnet und einerseits mit einer neunten Hohlwelle H9, andererseits mit einer zehnten Hohlwelle H10 verbunden, wobei die zehnte Hohlwelle H10 als Planetenträgerwelle PTW ausgeführt ist, also mit dem Planetenträger 42' des Planetengetriebes GP2 verbunden ist. Die neunte Hohlwelle H9 und die zehnte Hohlwelle H10 sind coaxial und parallel zur

zweiten Sonnenwelle SW2 angeordnet. Somit stellt das zehnte Schaltelement S61 bei Betätigung eine Verbindung zur Übertragung von Kraft und Drehmomenten zwischen der neunten Hohlwelle H9 und der zehnten Hohlwelle H10 her. Auf der neunten Hohlwelle H9 ist ein Übertragungselement angeordnet, welches mit jeweils einem Übertragungselement auf den beiden Vorgelegewellen VW1a, VW1b der Vorgelegewellenachsen 5a, 5a zur Bildung der achten Radebene VIII zusammenwirkt.

Ferner sind in Fig. 9 die Übersetzungsverhältnisse der einzelnen Radebenen sowie des Planetengetriebes dargestellt. Die erste Radebene I weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_1$  von 1,70 auf. Die zweite Radebene II weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_2$  von 1,40 auf.

Die dritte Radebene III weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_3$  von 1,08 auf. Die vierte Radebene IV weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_4$  von 0,72 auf. Die neunte Radebene IX weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_5$  von -0,89 auf.

Die fünfte Radebene V weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_7$  von 1,51 auf. Die sechste Radebene VI weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_8$  von 1,52 auf. Die siebte Radebene VII weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_6$  von 1,09 auf.

Die achte Radebene VIII weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_9$  von 2,51 auf. Das Planetengetriebe GP2 weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_{08}$  von -4,42 auf.

Fig. 10 zeigt eine Schaltmatrix für ein Getriebe gemäß der sechsten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

Soweit im Folgenden nicht anders beschrieben, sind sämtliche Kupplungen K1, K2 und sämtliche Schaltelemente S11, S12, S21, S22, S31, S41, S42, S51, S52 und S61 jeweils geöffnet.

In Fig. 10 ist eine Schaltmatrix für ein Getriebe 1 gemäß Fig. 9 dargestellt. Um den ersten Vorwärtsgang V1 mittels des Getriebes 1 gemäß Fig. 9 darzustellen, sind die Kupplung K1 sowie die Schaltelemente S12, S41 und S51 geschlossen. Um den

zweiten Vorwärtsgang V2 darzustellen, sind die Kupplung K2 sowie die Schaltelemente S21, S41 und S51 geschlossen.

Um den dritten Vorwärtsgang V3 darzustellen, sind die Kupplung K1 sowie die Schaltelemente S11, S41 und S51 geschlossen. Um den vierten Vorwärtsgang V4 darzustellen, sind die Kupplung K2 sowie die Schaltelemente S31 und S51 geschlossen.

Um den fünften Vorwärtsgang V5 darzustellen, sind die Kupplung K1 sowie die Schaltelemente S12, S42 und S51 geschlossen. Um den sechsten Vorwärtsgang V6 darzustellen, sind die Kupplung K2 sowie die Schaltelemente S21, S42 und S51 geschlossen.

Um den siebten Vorwärtsgang V7 darzustellen, sind die Kupplung K1 sowie die Schaltelemente S11, S42 und S51 geschlossen. Um den achten Vorwärtsgang V8 darzustellen, sind die Kupplung K2 sowie das Schaltelement S61 geschlossen.

Um den neunten Vorwärtsgang V9 darzustellen, sind die Kupplung K1 sowie die Schaltelemente S12, S41 und S52 geschlossen. Um den zehnten Vorwärtsgang V10 darzustellen, sind die Kupplung K2 sowie die Schaltelemente S21, S41 und S52 geschlossen.

Um den elften Vorwärtsgang V11 darzustellen, sind die Kupplung K1 sowie die Schaltelemente S11, S41 und S52 geschlossen. Um den zwölften Vorwärtsgang V12 darzustellen, sind die Kupplung K2 sowie die Schaltelemente S31 und S52 geschlossen.

Um den dreizehnten Vorwärtsgang V13 darzustellen, sind die Kupplung K1 sowie die Schaltelemente S12, S42 und S52 geschlossen. Um den vierzehnten Vorwärtsgang V14 darzustellen, sind die Kupplung K2 sowie die Schaltelemente S21, S42 und S52 geschlossen.

Um den fünfzehnten Vorwärtsgang V15 darzustellen, sind die Kupplung K1 sowie die Schaltelemente S11, S42 und S52 geschlossen.

Um den ersten Rückwärtsgang R1 darzustellen, sind die Kupplung K2 sowie die Schaltelemente S22, S41 und S51 geschlossen. Um den zweiten Rückwärtsgang R2 darzustellen, sind die Kupplung K2 sowie die Schaltelemente S22, S42 und S51 geschlossen.

Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V}}$  des ersten Vorwärtsgangs V1 beträgt 18,1. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V}}$  des zweiten Vorwärtsgangs V2 beträgt 14,8. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V}}$  des dritten Vorwärtsgangs V3 beträgt 12,0. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V}}$  des vierten Vorwärtsgangs V4 beträgt 9,75. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V}}$  des fünften Vorwärtsgangs V5 beträgt 7,93. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V}}$  des sechsten Vorwärtsgangs V6 beträgt 6,44. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V}}$  des siebten Vorwärtsgangs V7 beträgt 5,24. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V}}$  des achten Vorwärtsgangs V8 beträgt 4,27. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V}}$  des neunten Vorwärtsgangs V9 beträgt 3,46. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V}}$  des zehnten Vorwärtsgangs V10 beträgt 2,82. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V}}$  des elften Vorwärtsgangs V11 beträgt 2,29. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V}}$  des zwölften Vorwärtsgangs V12 beträgt 1,86. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V}}$  des dreizehnten Vorwärtsgangs V13 beträgt 1,51. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V}}$  des vierzehnten Vorwärtsgangs V14 beträgt 1,23. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V}}$  des fünfzehnten Vorwärtsgangs V15 beträgt 1,0. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{R}}$  des ersten Rückwärtsgangs R1 beträgt -18,2. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{R}}$  des zweiten Rückwärtsgangs R2 beträgt -7,93.

Fig. 11 zeigt ein Getriebe gemäß einer siebten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

In Fig. 11 ist im Wesentlichen ein Getriebe gemäß Fig. 9 gezeigt. Im Unterschied zum Getriebe 1 gemäß Fig. 9 ist beim Getriebe 1 gemäß Fig. 11 die Rückwärtsgangstufe IX zwischen der dritten Radebene III und der vierten Radebene IV angeordnet. Dazu ist auf der vierten Hohlwelle H4 das entsprechende Übertragungselement angeordnet, welches mit jeweils einem Zwischenrad ZR1, ZR2 zwischen Eingangswellenachse 4 und jeweils einer der beiden Vorgelegewellenachsen 5a, 5b und den entsprechenden

Übertragungselementen auf den beiden Vorgelegewellen VW2a, VW2b zur Bildung der neunten Radebene IX in Form der Rückwärtsgangstufe zusammenwirkt. Des Weiteren erstrecken sich die Vorgelegewellen VW2a, VW2b in axialer Richtung von der zweiten Radebene II über die dritte Radebene III bis zur neunten Radebene IX. Die Rückwärtsgangstufe IX ist über das dritte Schaltelement S21 schaltbar.

Ferner sind in Fig. 11 die Übersetzungsverhältnisse der einzelnen Radebenen sowie des Planetengetriebes dargestellt. Die erste Radebene I weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_1$  von 1,70 auf. Die zweite Radebene II weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_2$  von 1,40 auf. Die dritte Radebene III weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_3$  von 1,08 auf. Die neunte Radebene IX weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_5$  von -1,08 auf. Die vierte Radebene IV weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_4$  von 0,72 auf. Die fünfte Radebene V weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_7$  von 1,51 auf. Die sechste Radebene VI weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_8$  von 1,52 auf. Die siebte Radebene VII weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_6$  von 1,09 auf. Die achte Radebene VIII weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_9$  von 2,51 auf. Das Planetengetriebe GP2 weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_{08}$  von -4,24 auf.

Fig. 12 zeigt eine Schaltmatrix für ein Getriebe gemäß der siebten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

Soweit im Folgenden nicht anders beschrieben, sind sämtliche Kupplungen K1, K2 und sämtliche Schaltelemente S11, S12, S21, S22, S31, S41, S42, S51, S52 und S61 jeweils geöffnet.

In Fig. 12 ist eine Schaltmatrix für ein Getriebe 1 gemäß Fig. 11 dargestellt. Um den ersten Vorwärtsgang V1 mittels des Getriebes 1 gemäß Fig. 11 darzustellen, sind die Kupplung K1 sowie die Schaltelemente S12, S41 und S51 geschlossen. Um den zweiten Vorwärtsgang V2 darzustellen, sind die Kupplung K2 sowie die Schaltelemente S22, S41 und S51 geschlossen.

Um den dritten Vorwärtsgang V3 darzustellen, sind die Kupplung K1 sowie die Schaltelemente S11, S41 und S51 geschlossen. Um den vierten Vorwärtsgang V4 darzustellen, sind die Kupplung K2 sowie die Schaltelemente S31, und S51 geschlossen.

Um den fünften Vorwärtsgang V5 darzustellen, sind die Kupplung K1 sowie die Schaltelemente S12, S42 und S51 geschlossen. Um den sechsten Vorwärtsgang V6 darzustellen, sind die Kupplung K2 sowie die Schaltelemente S22, S42 und S51 geschlossen.

Um den siebten Vorwärtsgang V7 darzustellen, sind die Kupplung K1 sowie die Schaltelemente S11, S42 und S51 geschlossen. Um den achten Vorwärtsgang V8 darzustellen, sind die Kupplung K2 sowie das Schaltelement S61 geschlossen.

Um den neunten Vorwärtsgang V9 darzustellen, sind die Kupplung K1 sowie die Schaltelemente S12, S41 und S52 geschlossen. Um den zehnten Vorwärtsgang V10 darzustellen, sind die Kupplung K2 sowie die Schaltelemente S22, S41 und S52 geschlossen.

Um den elften Vorwärtsgang V11 darzustellen, sind die Kupplung K1 sowie die Schaltelemente S11, S41 und S52 geschlossen. Um den zwölften Vorwärtsgang V12 darzustellen, sind die Kupplung K2 sowie die Schaltelemente S31 und S52 geschlossen.

Um den dreizehnten Vorwärtsgang V13 darzustellen, sind die Kupplung K1 sowie die Schaltelemente S12, S42 und S52 geschlossen. Um den vierzehnten Vorwärtsgang V14 darzustellen, sind die Kupplung K2 sowie die Schaltelemente S22, S42 und S52 geschlossen.

Um den fünfzehnten Vorwärtsgang V15 darzustellen, sind die Kupplung K1 sowie die Schaltelemente S11, S42 und S52 geschlossen.

Um den ersten Rückwärtsgang R1 darzustellen, sind die Kupplung K1 sowie die Schaltelemente S21, S41 und S51 geschlossen. Um den zweiten Rückwärtsgang R2

darzustellen, sind die Kupplung K1 sowie die Schaltelemente S21, S42 und S51 geschlossen.

Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V}}$  des ersten Vorwärtsgangs V1 beträgt 18,1. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V}}$  des zweiten Vorwärtsgangs V2 beträgt 14,8. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V}}$  des dritten Vorwärtsgangs V3 beträgt 12,0. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V}}$  des vierten Vorwärtsgangs V4 beträgt 9,75. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V}}$  des fünften Vorwärtsgangs V5 beträgt 7,93. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V}}$  des sechsten Vorwärtsgangs V6 beträgt 6,44. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V}}$  des siebten Vorwärtsgangs V7 beträgt 5,24. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V}}$  des achten Vorwärtsgangs V8 beträgt 4,27. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V}}$  des neunten Vorwärtsgangs V9 beträgt 3,46. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V}}$  des zehnten Vorwärtsgangs V10 beträgt 2,82. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V}}$  des elften Vorwärtsgangs V11 beträgt 2,29. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V}}$  des zwölften Vorwärtsgangs V12 beträgt 1,86. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V}}$  des dreizehnten Vorwärtsgangs V13 beträgt 1,51. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V}}$  des vierzehnten Vorwärtsgangs V14 beträgt 1,23. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V}}$  des fünfzehnten Vorwärtsgangs V15 beträgt 1,0. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{R}}$  des ersten Rückwärtsgangs R1 beträgt -18,2. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{R}}$  des zweiten Rückwärtsgangs R2 beträgt -7,93.

Fig. 13 zeigt ein Getriebe gemäß einer achten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

In Fig. 13 ist im Wesentlichen ein Getriebe gemäß Fig. 9 gezeigt. Im Unterschied zum Getriebe 1 gemäß Fig. 9 sind die dritte Schalteinrichtung SE3 und die zehnte Schalteinrichtung SE6 in Form eines Doppelschaltelements SD1 angeordnet. Die Radebenen I bis VII und die neunte Radebene IX aus Fig. 9 und Fig. 13 sind identisch.

Das fünfte Schaltelement S31 ist auf der Eingangswellenachse 4 angeordnet und einerseits mit einer sechsten Hohlwelle H6, andererseits mit der zweiten Sonnenwelle SW2 verbunden. Die sechste Hohlwelle H6 ist coaxial und parallel zur zweiten Son-

nenwelle SW2 angeordnet. Somit stellt das fünfte Schaltelement S31 bei Betätigung eine Verbindung zur Übertragung von Kraft und Drehmomenten zwischen der sechsten Hohlwelle H6 und der zweiten Sonnenwelle SW2 her. Auf der sechsten Hohlwelle H6 ist ein Übertragungselement angeordnet, welches mit jeweils einem Übertragungselement auf den beiden Vorgelegewellen VW1a, VW1b der Vorgelegewellenachsen 5a, 5a zur Bildung der siebten Radebene VII zusammenwirkt.

Das zehnte Schaltelement S61 ist auf der Eingangswellenachse 4 angeordnet und einerseits mit einer neunten Hohlwelle H9, andererseits mit einer zehnten Hohlwelle H10 verbunden. Die neunte Hohlwelle H9 ist koaxial und parallel zur zehnten Hohlwelle H10 auf deren radialer Außenseite und somit auch koaxial zur zweiten Sonnenwelle SW2 angeordnet. Somit stellt das zehnte Schaltelement S61 bei Betätigung eine Verbindung zur Übertragung von Kraft und Drehmomenten zwischen der neunten Hohlwelle H9 und der zehnten Hohlwelle H10 her. Auf der neunten Hohlwelle H9 ist ein Übertragungselement angeordnet, welches mit jeweils einem Übertragungselement auf den beiden Vorgelegewellen VW1a, VW1b der Vorgelegewellenachsen 5a, 5a zur Bildung der achten Radebene VIII zusammenwirkt.

Das fünfte Schaltelement S31 ist in einer dritten Schalteinrichtung SE3 zusammengefasst und mittels einer dritten Schaltelementbetätigungseinrichtung SB3 betätigbar. Das zehnte Schaltelement S61 ist in einer sechsten Schalteinrichtung SE6 zusammengefasst und mittels einer sechsten Schaltelementbetätigungseinrichtung SB6 betätigbar. Das fünfte Schaltelement S31 und das zehnte Schaltelement S61 sowie die dritte Schaltelementbetätigungseinrichtung SB3 und die sechste Schaltelementbetätigungseinrichtung SB6 sind in dem ersten Doppelschaltelement SD1 zusammengefasst.

Eine Schaltmatrix für ein Getriebe gemäß Fig. 13 entspricht der in Fig. 10 dargestellten Schaltmatrix.

Fig. 14 zeigt ein Getriebe gemäß einer neunten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

In Fig. 14 ist im Wesentlichen ein Getriebe 1 gemäß Fig. 13 gezeigt. Im Gegensatz zu Fig. 13 ist in Fig. 14 ein Vorgelege 6 mit lediglich einer Vorgelegewellenachse 5a angeordnet. Ansonsten sind die Radebenen I bis VI sowie Radebene IX in Fig. 13 und Fig. 14 identisch.

Das fünfte Schaltelement S31 ist auf der Vorgelegewellenachse 5a angeordnet und einerseits mit der Vorgelegewelle VW4a, andererseits mit der Vorgelegewelle VW1a verbunden und stellt bei Betätigung eine Verbindung zur Übertragung von Kraft und Drehmomenten zwischen der Vorgelegewelle VW4a und der Vorgelegewelle VW1a her. Die Vorgelegewelle VW4a ist dabei koaxial und parallel zur Vorgelegewelle VW1a angeordnet. Auf der Vorgelegewelle VW4a ist ein Übertragungselement angeordnet, welches mit einem Übertragungselement auf der zweiten Sonnenwelle SW2 auf der Eingangswellenachse 4 zur Bildung der siebten Radebene VII zusammenwirkt.

Das zehnte Schaltelement S61 ist auf der Vorgelegewellenachse 5a angeordnet und einerseits mit der Vorgelegewelle VW5a, andererseits mit der Vorgelegewelle VW1a verbunden und stellt bei Betätigung eine Verbindung zur Übertragung von Kraft und Drehmomenten zwischen der Vorgelegewelle VW5a und der Vorgelegewelle VW1a her. Die Vorgelegewelle VW5a ist dabei koaxial und parallel zur Vorgelegewelle VW1a angeordnet. Auf der Vorgelegewelle VW5a ist ein Übertragungselement angeordnet, welches mit einem Übertragungselement auf der zehnten Hohlwelle H10 auf der Eingangswellenachse 4 zur Bildung der achten Radebene VIII zusammenwirkt. Die zehnte Hohlwelle 10 ist koaxial und parallel zur zweiten Sonnenwelle SW2 auf der Eingangswellenachse 4 angeordnet. Das fünfte Schaltelement S31 und das zehnte Schaltelement S61 sind in einer siebten Schalteinrichtung SE7 zusammengefasst angeordnet und mittels einer siebten Schaltelementbetätigungseinrichtung SB7 betätigbar

Eine Schaltmatrix für ein Getriebe 1 gemäß Fig. 14 ist in Fig. 10 dargestellt.

Fig. 15 zeigt ein Getriebe gemäß einer zehnten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

In Fig. 15 ist im Wesentlichen ein Getriebe 1 gemäß Fig. 9 gezeigt. Im Unterschied zum Getriebe 1 gemäß Fig. 9 ist die zweite Range-Gruppe RG2 nicht als Planetengetriebe, sondern in Vorgelegebauweise ausgeführt. Dadurch sind zwei weitere Radebenen VIII und IX zusätzlich angeordnet. Die Radebenen I bis IV sowie V bis VII und die erste Hauptwelle HW1 aus Fig. 9 sind in Fig. 15 identisch. Die Radebene IX aus Fig. 9 entspricht der Radebene XI aus Fig. 15. Die erste Range-Gruppe RG1 aus Fig. 9 entspricht der ersten Range-Gruppe RG1 aus Fig. 15. Die zweite Sonnenwelle SW2 aus Fig. 9 ist durch die zweite Hauptwelle HW2 ersetzt. Die zweite Hauptwelle HW2 ist über das neunte Schaltelement S52 mit der Abtriebswelle AW verbunden.

Das neunte Schaltelement S52 ist auf der Eingangswellenachse 4 angeordnet und einerseits mit einer zehnten Hohlwelle H10, andererseits mit der Abtriebswelle AW verbunden. Die zehnte Hohlwelle H10 ist koaxial und parallel zur zweiten Hauptwelle HW2 angeordnet und mit dieser wirkverbunden. Das neunte Schaltelement S52 stellt bei Betätigung eine Verbindung zur Übertragung von Kraft und Drehmomenten zwischen der zehnten Hohlwelle H10 und der Abtriebswelle AW her. Sowohl mit der zehnten Hohlwelle H10 als auch mit der zweiten Hauptwelle HW2 ist ein Übertragungselement auf der Eingangswellenachse 4 verbunden, welches mit jeweils einem Übertragungselement auf den beiden Vorgelegewellen VW4a, VW4b der Vorgelegewellenachsen 5a, 5a zur Bildung der achten Radebene VIII zusammenwirkt. Die Vorgelegewellen VW4a, VW4b, welche als Hohlwellen ausgebildet sind, erstrecken sich in axialer Richtung von der achten Radebene VIII bis zur neunten Radebene IX.

Das achte Schaltelement S51 ist auf der Eingangswellenachse 4 angeordnet und einerseits mit einer elften Hohlwelle H11, andererseits mit der Abtriebswelle AW verbunden und stellt bei Betätigung eine Verbindung zur Übertragung von Kraft und Drehmomenten zwischen der elften Hohlwelle H11 und der Abtriebswelle AW her. Die elfte Hohlwelle H11 ist dabei koaxial und parallel zur Abtriebswelle AW auf deren radialer Außenseite angeordnet. Auf der elften Hohlwelle H11 ist ein Übertragungselement angeordnet, welches mit jeweils einem Übertragungselement auf den beiden Vorgelegewellen VW4a, VW4b der Vorgelegewellenachsen 5a, 5a zur Bildung der neunten Radebene IX zusammenwirkt.

Das zehnte Schaltelement S61 ist auf der Eingangswellenachse 4 angeordnet und einerseits mit einer neunten Hohlwelle H9, andererseits mit der Abtriebswelle AW verbunden und stellt bei Betätigung eine Verbindung zur Übertragung von Kraft und Drehmomenten zwischen der neunten Hohlwelle H9 und der Abtriebswelle AW her. Die neunte Hohlwelle H9 ist dabei koaxial und parallel zur Abtriebswelle AW auf deren radialer Außenseite angeordnet. Auf der neunten Hohlwelle H9 ist ein Übertragungselement angeordnet, welches mit jeweils einem Übertragungselement auf den beiden Vorgelegewellen VW1a, VW1b der Vorgelegewellenachsen 5a, 5a zur Bildung der zehnten Radebene X zusammenwirkt.

Ferner sind in Fig. 15 die Übersetzungsverhältnisse der einzelnen Radebenen dargestellt. Die erste Radebene I weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_1$  von 1,70 auf. Die zweite Radebene II weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_2$  von 1,40 auf. Die dritte Radebene III weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_3$  von 1,08 auf. Die vierte Radebene IV weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_4$  von 0,72 auf. Die elfte Radebene XI weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_5$  von -0,89 auf. Die fünfte Radebene V weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_7$  von 1,51 auf. Die sechste Radebene VI weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_8$  von 1,52 auf. Die siebte Radebene VII weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_6$  von 1,09 auf. Die achte Radebene VIII weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_{10}$  von 2,29 auf. Die neunte Radebene IX weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_{11}$  von 2,29 auf. Die zehnte Radebene X weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_9$  von 2,51 auf.

Eine Schaltmatrix für ein Getriebe 1 gemäß Fig. 15 entspricht der Schaltmatrix gemäß Fig. 10.

Fig. 16 zeigt ein Getriebe gemäß einer elften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

In Fig. 16 ist im Wesentlichen ein Getriebe 1 gemäß Fig. 1 gezeigt. Im Unterschied zum Getriebe 1 gemäß Fig. 1 sind zwei weitere Radebenen IV und VIII sowie eine fünfte Schalteinrichtung SE5 zusätzlich angeordnet. Die Radebenen I bis III aus Fig. 1 sind in Fig. 16 identisch. Die Radebenen IV und V aus Fig. 1 entsprechen den

Radebenen V und VII aus Fig. 16. Die erste Range-Gruppe RG1 aus Fig. 1 entspricht der ersten Range-Gruppe RG1 aus Fig. 16.

Das achte Schaltelement S51 ist auf der Eingangswellenachse 4 angeordnet und einerseits mit einer achten Hohlwelle H8, andererseits mit der ersten Hauptwelle HW1 verbunden. Die achte Hohlwelle H8 ist koaxial zur ersten Hauptwelle HW1 angeordnet. Das achte Schaltelement S51 stellt bei Betätigung eine Verbindung zur Übertragung von Kraft und Drehmomenten zwischen der achten Hohlwelle H8 und der ersten Hauptwelle HW1 her. Mit der achten Hohlwelle H8 ist ein Übertragungselement auf der Eingangswellenachse 4 verbunden, welches mit jeweils einem Übertragungselement auf den beiden Vorgelegewellen VW2a, VW2b der Vorgelegewellenachsen 5a, 5a zur Bildung der vierten Radebene IV zusammenwirkt.

Das neunte Schaltelement S52 ist auf der Eingangswellenachse 4 angeordnet und einerseits mit einer neunten Hohlwelle H9, andererseits mit der ersten Hauptwelle HW1 verbunden. Die neunte Hohlwelle H9 ist koaxial zur ersten Hauptwelle HW1 angeordnet. Das neunte Schaltelement S52 stellt bei Betätigung eine Verbindung zur Übertragung von Kraft und Drehmomenten zwischen der neunten Hohlwelle H9 und der ersten Hauptwelle HW1 her. Auf der neunten Hohlwelle H9 ist ein Übertragungselement angeordnet, welches mit jeweils einem Zwischenrad ZR1, ZR2 zwischen Eingangswellenachse 4 und jeweils einer der beiden Vorgelegewellenachsen 5a, 5b und den entsprechenden Übertragungselementen auf den beiden Vorgelegewellen VW1a, VW1b zur Bildung der achten Radebene VIII in Form der Rückwärtsgangstufe zusammenwirkt.

Das achte Schaltelement S51 und das neunte Schaltelement S52 sind in einer fünften Schalteinrichtung SE5 zusammengefasst angeordnet und mittels einer gemeinsamen fünften Schaltelementbetätigungseinrichtung SB5 betätigbar.

Das vierte Schaltelement S22 ist auf der Eingangswellenachse 4 angeordnet und einerseits mit der fünften Hohlwelle H5, andererseits mit der ersten Hauptwelle HW1 verbunden. Die fünfte Hohlwelle H5 ist koaxial zur ersten Hauptwelle HW1 angeordnet. Das vierte Schaltelement S22 stellt bei Betätigung eine Verbindung zur Übertragung von Kraft und Drehmomenten zwischen der fünften Hohlwelle H5 und der ersten

Hauptwelle HW1 her. Mit der fünften Hohlwelle H5 ist ein Übertragungselement auf der Eingangswellenachse 4 verbunden, welches mit jeweils einem Übertragungselement auf den beiden Vorgelegewellen VW1a, VW1b der Vorgelegewellenachsen 5a, 5a zur Bildung der sechsten Radebene VI zusammenwirkt.

Ferner sind in Fig. 16 die Übersetzungsverhältnisse der einzelnen Radebenen I, II, III, IV, V, VI, VII und VIII sowie des Planetengetriebes GP1 dargestellt. Die erste Radebene I weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_1$  von 2,91 auf. Die zweite Radebene II weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_2$  von 3,38 auf. Die dritte Radebene III weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_3$  von 1,02 auf. Die vierte Radebene IV weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_4$  von 1,86 auf. Die achte Radebene VIII weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_R$  von -0,87 auf. Die fünfte Radebene V weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_6$  von 1,18 auf. Die sechste Radebene VI weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_5$  von 2,16 auf. Die siebte Radebene VII weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_7$  von 0,65 auf. Das Planetengetriebe GP1 weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_{08}$  von -5,05 auf.

Fig. 17 zeigt eine Schaltmatrix für ein Getriebe gemäß der elften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

Soweit im Folgenden nicht anders beschrieben, sind sämtliche Kupplungen K1, K2 und sämtliche Schaltelemente S11, S12, S21, S22, S31, S41, S42, S51 und S52 jeweils geöffnet.

In Fig. 17 ist eine Schaltmatrix für ein Getriebe 1 gemäß der Fig. 16 dargestellt. Um den ersten Vorwärtsgang V1 mittels des Getriebes 1 gemäß der Fig. 17 darzustellen, sind die Kupplung K1 sowie die Schaltelemente S12 und S41 geschlossen. Um den zweiten Vorwärtsgang V2 darzustellen, sind die Kupplung K2 sowie die Schaltelemente S21 und S41 geschlossen.

Um den dritten Vorwärtsgang V3 darzustellen, sind die Kupplung K1 sowie die Schaltelemente S41 und S51 geschlossen. Um den vierten Vorwärtsgang V4 darzustellen, sind die Kupplung K2 sowie die Schaltelemente S22 und S41 geschlossen.

Um den fünften Vorwärtsgang V5 darzustellen, sind die Kupplung K1 sowie die Schaltelemente S11 und S41 geschlossen. Um den sechsten Vorwärtsgang V6 darzustellen, sind die Kupplung K2 sowie das Schaltelement S31 geschlossen.

Um den siebten Vorwärtsgang V7 darzustellen, sind die Kupplung K1 sowie die Schaltelemente S12 und S42 geschlossen. Um den achten Vorwärtsgang V8 darzustellen, sind die Kupplung K2 sowie die Schaltelemente S21 und S42 geschlossen.

Um den neunten Vorwärtsgang V9 darzustellen, sind die Kupplung K1 sowie die Schaltelemente S42 und S51 geschlossen. Um den zehnten Vorwärtsgang V10 darzustellen, sind die Kupplung K2 sowie die Schaltelemente S22 und S42 geschlossen.

Um den elften Vorwärtsgang V11 darzustellen, sind die Kupplung K1 sowie die Schaltelemente S11 und S42 geschlossen.

Um den ersten Rückwärtsgang R1 darzustellen, sind die Kupplung K2 und das Schaltelement S52 geschlossen. Um den zweiten Rückwärtsgang R2 darzustellen, sind die Kupplung K2 sowie das zweite Schaltelement S52 geschlossen.

Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V1}}$  des ersten Vorwärtsgangs V1 beträgt 20,1. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V2}}$  des zweiten Vorwärtsgangs V2 beträgt 14,9 und das relative Übersetzungsverhältnis  $\phi$  zwischen dem ersten Vorwärtsgang V1 und dem zweiten Vorwärtsgang V2 beträgt 1,35.

Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V3}}$  des dritten Vorwärtsgangs V3 beträgt 11,0 und das relative Übersetzungsverhältnis  $\phi$  zwischen dem zweiten Vorwärtsgang V2 und dem dritten Vorwärtsgang V3 beträgt 1,35. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V4}}$  des vierten Vorwärtsgangs V4 beträgt 8,17 und das relative Übersetzungsverhältnis  $\phi$  zwischen dem dritten Vorwärtsgang V3 und dem vierten Vorwärtsgang V4 beträgt 1,35.

Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V5}}$  des fünften Vorwärtsgangs V5

beträgt 6,05 und das relative Übersetzungsverhältnis  $\phi$  zwischen dem vierten Vorwärtsgang V4 und dem fünften Vorwärtsgang V5 beträgt 1,35. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\_}$  des sechsten Vorwärtsgangs V6 beträgt 4,48 und das relative Übersetzungsverhältnis  $\phi$  zwischen dem fünften Vorwärtsgang V5 und dem sechsten Vorwärtsgang V6 beträgt 1,35.

Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\_}$  des siebten Vorwärtsgangs V7 beträgt 3,32 und das relative Übersetzungsverhältnis  $\phi$  zwischen dem sechsten Vorwärtsgang V6 und dem siebten Vorwärtsgang V7 beträgt 1,35. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\_}$  des achten Vorwärtsgangs V8 beträgt 2,46 und das relative Übersetzungsverhältnis  $\phi$  zwischen dem siebten Vorwärtsgang V7 und dem achten Vorwärtsgang V8 beträgt 1,35.

Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\_}$  des neunten Vorwärtsgangs V9 beträgt 1,82 und das relative Übersetzungsverhältnis  $\phi$  zwischen dem achten Vorwärtsgang V8 und dem neunten Vorwärtsgang V9 beträgt 1,35. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\_}$  des zehnten Vorwärtsgangs V10 beträgt 1,35 und das relative Übersetzungsverhältnis  $\phi$  zwischen dem neunten Vorwärtsgang V9 und dem zehnten Vorwärtsgang V10 beträgt 1,35.

Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\_}$  des elften Vorwärtsgangs V11 beträgt 1,00 und das relative Übersetzungsverhältnis  $\phi$  zwischen dem zehnten Vorwärtsgang V10 und dem elften Vorwärtsgang V11 beträgt 1,35.

Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\_}$  des ersten Rückwärtsgangs R1 beträgt -20,2. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\_}$  des zweiten Rückwärtsgangs R2 beträgt -3,34.

Fig. 18 zeigt ein Getriebe gemäß einer zwölften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

In Fig. 18 ist im Wesentlichen ein Getriebe gemäß Fig. 16 gezeigt. Im Unterschied zum Getriebe 1 gemäß Fig. 16 ist beim Getriebe 1 gemäß Fig. 18 die Rück-

wärtsgangstufe VIII dem ersten Teilgetriebe 2 zugeordnet. Dazu erstrecken sich die Vorgelegewellenachsen 5a, 5b von der zweiten Radebene II über die dritte Radebene III und die vierte Radebene IV bis zur achten Radebene VIII. Ferner ist auf der neunten Hohlwelle H9 ein Übertragungselement angeordnet, welches mit jeweils einem Zwischenrad ZR1, ZR2 zwischen Eingangswellenachse 4 und jeweils einer der beiden Vorgelegewellenachsen 5a, 5b und den entsprechenden Übertragungselementen auf den Vorgelegewellen VW2a, VW2b zur Bildung der achten Radebene VIII in Form der Rückwärtsgangstufe zusammenwirkt. Die Rückwärtsgangstufe VI ist über das neunte Schaltelement S52 schaltbar bzw. betätigbar.

Ferner sind in Fig. 18 die Übersetzungsverhältnisse der einzelnen Radebenen I, II, III, IV, V, VI, VII und VIII sowie des Planetengetriebes GP1 dargestellt. Die erste Radebene I weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_1$  von 2,91 auf. Die zweite Radebene II weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_2$  von 3,38 auf. Die dritte Radebene III weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_3$  von 1,02 auf. Die vierte Radebene IV weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_4$  von 1,86 auf. Die achte Radebene VIII weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_R$  von -0,87 auf. Die fünfte Radebene V weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_6$  von 1,18 auf. Die sechste Radebene VI weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_5$  von 2,16 auf. Die siebte Radebene VII weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_7$  von 0,65 auf. Das Planetengetriebe GP1 weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_{08}$  von -5,05 auf.

Fig. 19 zeigt eine Schaltmatrix für ein Getriebe gemäß der zwölften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

Soweit im Folgenden nicht anders beschrieben, sind sämtliche Kupplungen K1, K2 und sämtliche Schaltelemente S11, S12, S21, S22, S31, S41, S42, S51 und S52 jeweils geöffnet.

In Fig. 19 ist eine Schaltmatrix für ein Getriebe 1 gemäß Fig. 18 gezeigt. Die Darstellung der Vorwärtsgänge V1 bis V11 entspricht der Darstellung aus Fig. 17, so dass zur Vermeidung von Wiederholungen auf die Beschreibung zu Fig. 17 verwiesen sei.

Um den ersten Rückwärtsgang R1 darzustellen, sind die Kupplung K1 sowie das Schaltelement S52 geschlossen. Um den zweiten Rückwärtsgang R2 darzustellen, sind die Kupplung K1 sowie das Schaltelement S52 geschlossen.

Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V1}}$  des ersten Vorwärtsgangs V1 beträgt 20,1. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V2}}$  des zweiten Vorwärtsgangs V2 beträgt 14,9 und das relative Übersetzungsverhältnis  $\phi$  zwischen dem ersten Vorwärtsgang V1 und dem zweiten Vorwärtsgang V2 beträgt 1,35.

Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V3}}$  des dritten Vorwärtsgangs V3 beträgt 11,0 und das relative Übersetzungsverhältnis  $\phi$  zwischen dem zweiten Vorwärtsgang V2 und dem dritten Vorwärtsgang V3 beträgt 1,35. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V4}}$  des vierten Vorwärtsgangs V4 beträgt 8,17 und das relative Übersetzungsverhältnis  $\phi$  zwischen dem dritten Vorwärtsgang V3 und dem vierten Vorwärtsgang V4 beträgt 1,35.

Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V5}}$  des fünften Vorwärtsgangs V5 beträgt 6,05 und das relative Übersetzungsverhältnis  $\phi$  zwischen dem vierten Vorwärtsgang V4 und dem fünften Vorwärtsgang V5 beträgt 1,35. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V6}}$  des sechsten Vorwärtsgangs V6 beträgt 4,48 und das relative Übersetzungsverhältnis  $\phi$  zwischen dem fünften Vorwärtsgang V5 und dem sechsten Vorwärtsgang V6 beträgt 1,35.

Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V7}}$  des siebten Vorwärtsgangs V7 beträgt 3,32 und das relative Übersetzungsverhältnis  $\phi$  zwischen dem sechsten Vorwärtsgang V6 und dem siebten Vorwärtsgang V7 beträgt 1,35. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V8}}$  des achten Vorwärtsgangs V8 beträgt 2,46 und das relative Übersetzungsverhältnis  $\phi$  zwischen dem siebten Vorwärtsgang V7 und dem achten Vorwärtsgang V8 beträgt 1,35.

Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V9}}$  des neunten Vorwärtsgangs V9 beträgt 1,82 und das relative Übersetzungsverhältnis  $\phi$  zwischen dem achten Vorwärtsgang V8 und dem neunten Vorwärtsgang V9 beträgt 1,35. Das absolute Überset-

zungsverhältnis  $i_{\text{V10}}$  des zehnten Vorwärtsgangs V10 beträgt 1,35 und das relative Übersetzungsverhältnis  $\phi$  zwischen dem neunten Vorwärtsgang V9 und dem zehnten Vorwärtsgang V10 beträgt 1,35.

Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{V11}}$  des elften Vorwärtsgangs V11 beträgt 1,00 und das relative Übersetzungsverhältnis  $\phi$  zwischen dem zehnten Vorwärtsgang V10 und dem elften Vorwärtsgang V11 beträgt 1,35.

Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{R1}}$  des ersten Rückwärtsgangs R1 beträgt -20,2. Das absolute Übersetzungsverhältnis  $i_{\text{R2}}$  des zweiten Rückwärtsgangs R2 beträgt -3,34.

Fig. 20 zeigt ein Getriebe gemäß einer dreizehnten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

In Fig. 20 ist im Wesentlichen ein Getriebe 1 gemäß Fig. 16 gezeigt. Im Unterschied zum Getriebe 1 gemäß Fig. 16 ist die erste Range-Gruppe RG1 nicht als Planetengetriebe, sondern in Vorgelegebauweise ausgeführt. Dadurch sind zwei weitere Radebenen VII und VIII zusätzlich angeordnet. Die Radebenen I bis VI und VIII aus Fig. 16 entsprechen den Radebenen I bis IV und X aus Fig. 20. Die erste Hauptwelle HW1 ist über das siebte Schaltelement S42 mit der Abtriebswelle AW verbunden. Die neunte Radebene IX in Fig. 20 entspricht der siebten Radebene VII aus Fig. 16.

Das fünfte Schaltelement S31 ist auf der Eingangswellenachse 4 angeordnet und einerseits mit einer sechsten Hohlwelle H6, andererseits mit der Abtriebswelle AW verbunden und stellt bei Betätigung eine Verbindung zur Übertragung von Kraft und Drehmomenten zwischen der sechsten Hohlwelle H6 und der Abtriebswelle AW her. Die sechste Hohlwelle H6 ist dabei coaxial und parallel zur Abtriebswelle AW auf deren radialer Außenseite angeordnet. Mit der sechsten Hohlwelle H6 ist ein Übertragungselement auf der Eingangswellenachse 4 verbunden, welches mit jeweils einem Übertragungselement auf den beiden Vorgelegewellen VW1a, VW1b der Vorgelegewellenachsen 5a, 5a zur Bildung der neunten Radebene IX zusammenwirkt. Das fünfte Schalt-

element S31 ist in einer dritten Schalteinrichtung SE3 angeordnet und mittels einer dritten Schaltelementbetätigungseinrichtung SB3 betätigbar.

Das siebte Schaltelement S42 ist auf der Eingangswellenachse 4 angeordnet und einerseits mit einer siebten Hohlwelle H7, andererseits mit der Abtriebswelle AW ausgebildet verbunden. Die siebte Hohlwelle H7 ist coaxial zur ersten Hauptwelle HW1 angeordnet und mit dieser wirkverbunden. Das siebte Schaltelement S42 stellt bei Betätigung eine Verbindung zur Übertragung von Kraft und Drehmomenten zwischen der siebten Hohlwelle H7 und der Abtriebswelle AW her. Sowohl mit der siebten Hohlwelle H7 als auch mit der ersten Hauptwelle HW1 ist ein Übertragungselement auf der Eingangswellenachse 4 verbunden, welches mit jeweils einem Übertragungselement auf den beiden Vorgelegewellen VW3a, VW3b der Vorgelegewellenachsen 5a, 5a zur Bildung der siebten Radebene VII zusammenwirkt. Die Vorgelegewellen VW3a, VW3b, welche als Hohlwellen ausgebildet sind, erstrecken sich in axialer Richtung von der siebten Radebene VII bis zur achten Radebene VIII.

Das sechste Schaltelement S41 ist auf der Eingangswellenachse 4 angeordnet und einerseits mit einer achten Hohlwelle H8, andererseits mit der Abtriebswelle AW verbunden und stellt bei Betätigung eine Verbindung zur Übertragung von Kraft und Drehmomenten zwischen der achten Hohlwelle H8 und der Abtriebswelle AW her. Die achte Hohlwelle H8 ist dabei coaxial und parallel zur Abtriebswelle AW auf deren radialer Außenseite angeordnet. Auf der achten Hohlwelle H8 ist ein Übertragungselement angeordnet, welches mit jeweils einem Übertragungselement auf den beiden Vorgelegewellen VW3a, VW3b der Vorgelegewellenachsen 5a, 5a zur Bildung der achten Radebene VIII zusammenwirkt.

Das sechste Schaltelement S41 und das siebte Schaltelement S42 sind in einer vierten Schalteinrichtung SE4 zusammengefasst angeordnet und mittels einer gemeinsamen vierten Schaltelementbetätigungseinrichtung SB4 betätigbar.

Ferner sind in Fig. 20 die Übersetzungsverhältnisse der einzelnen Radebenen dargestellt. Die erste Radebene I weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_1$  von 2,91 auf. Die zweite Radebene II weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_2$  von 3,38 auf. Die dritte Rad-

ebene III weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_3$  von 1,02 auf. Die vierte Radebene IV weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_4$  von 1,86 auf. Die zehnte Radebene X weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_R$  von -0,87 auf. Die fünfte Radebene V weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_6$  von 1,18 auf. Die sechste Radebene VI weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_5$  von 2,16 auf. Die siebte Radebene VII weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_8$  von 2,46 auf. Die achte Radebene VIII weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_9$  von 0,41 auf. Die neunte Radebene IX weist ein Übersetzungsverhältnis  $i_7$  von 0,65 auf.

Eine Schaltmatrix für ein Getriebe 1 gemäß Fig. 20 entspricht der Schaltmatrix in Fig. 17.

Fig. 21 zeigt ein Getriebe gemäß einer vierzehnten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

In Fig. 21 ist im Wesentlichen ein Getriebe 1 gemäß Fig. 1 gezeigt. Im Unterschied zum Getriebe 1 gemäß Fig. 1 ist eine elektrische Maschine EM an zumindest einem Übertragungselement einer weiteren Radebene, in Fig. 21 einer fünften Radebene V zur Hybridisierung des Getriebes 1 angeordnet. Die elektrische Maschine EM ist über Übertragungselemente mit der ersten Hauptwelle HW1 verbunden, wobei eines fest mit der ersten Hauptwelle HW1 angeordnet ist. Die Radebenen I bis IV sowie V und VI aus Fig. 1 entsprechen den Radebenen I bis IV sowie VI und VII aus Fig. 21. Somit sind Kraft und Drehmomente von der elektrischen Maschine EM auf die erste Hauptwelle HW1 übertragbar.

Insgesamt können die Schaltelemente S11 bis S61 beim Getriebe 1 gemäß den Fig. 1 bis 21 auch als Koppeleinrichtungen bezeichnet werden und insbesondere als Synchronisierungen ausgebildet sein. Die Schalteinrichtungen SE1 bis SE6 bzw. die Schaltelementbetätigungseinrichtungen SB1 bis SB6 können als Doppelsynchronisierungen im Falle zweier Schaltelemente ausgebildet sein oder im Fall von einem Schaltelement als Einfachsynchonisierung. Die Übertragungselemente können insbesondere beim Getriebe 1 gemäß den Fig. 1 bis 21 sowohl im Sinne eines Festrades als auch im Sinne eines Losrades ausgebildet sein. So ist beispielsweise beim Getriebe 1 gemäß Fig. 1 das Übertragungselement auf der Eingangswellenachse 4 der zweiten Radebe-

ne II im Sinne eines Festrades auf der ersten Eingangswelle EW1 ausgebildet, da dieses fest mit der ersten Eingangswelle EW1 verbunden ist. Das Übertragungselement der dritten Radebene III auf der Eingangswellenachse 4 ist im Sinne eines Losrades für die erste Hauptwelle HW1 ausgebildet. Dieses ist mittels des zweiten Schaltelelements S12 mit der ersten Hauptwelle HW1 koppelbar.

Die Übertragungselemente können dabei insbesondere in Form von Zahnrädern, vorzugsweise als Stirnräder, ausgebildet sein, so dass die Radebenen I, II, III, IV, V, VI, VII, VIII und IX sowie X und XI Stirnradstufen darstellen. Zur Bereitstellung verschiedener Vorwärts- und Rückwärtsgänge, also verschiedener Übersetzungen, können die Stirnradstufen, insbesondere deren Zahnräder, dementsprechend unterschiedliche Übersetzungen umfassen.

Zusammenfassend bietet die vorliegende Erfindung unter anderem den Vorteil, dass eine Vervielfachung der Gänge sowie eine geringere Belastung von Übertragungselementen des Getriebes aufgrund einer geringeren Spreizung ermöglicht ist, da keine extremen Übersetzungen über einzelne Radebenen erfolgen. Weitere Vorteile sind, dass das Getriebe eine gute Lastschaltfähigkeit und eine gute Hybridisierfähigkeit aufweist.

Obwohl die vorliegende Erfindung vorstehend anhand bevorzugter Ausführungsbeispiele beschrieben wurde, ist sie nicht darauf beschränkt, sondern auf vielfältige Weise modifizierbar. So sind beispielsweise verschiedene Ausführungsformen der Fig. 1 bis 21 kombinierbar, beispielsweise eine axiale Verschiebung der Rückwärtsgangstufe VI gemäß Fig. 3 und das Anordnen einer zweiten Range-Gruppe gemäß Fig. 5.

Bezugszeichen

1	Getriebe
2	erstes Teilgetriebe
3	zweites Teilgetriebe
4	Eingangswellenachse
5a, 5b	Vorgelegewellenachse
6	Vorgelege
40, 40'	Sonnenrad
41, 41'	Planetenrad
42, 42'	Planetenträger / Steg
43, 43'	Hohlrad
EW1, EW2	Eingangswelle
HW1, HW2	Hauptwelle
VW1a, VW1b, VW2a, VW2b, VW3a, VW3b, VW4a, VW4b, VW5a	Vorgelegewelle
SW1, SW2	Sonnenwelle
PTW	Planetenträgerwelle
AW	Abtriebswelle
GP1, GP2	Planetengetriebe
G	Gehäuse
RG1, RG2	Range-Gruppe
I, II, III, IV, V, VI, VII, VIII, IX, X, XI	Radebene
H1, H2, H3, H4, H5, H6, H7, H8, H9, H10, H11	Hohlwelle
K1, K2	erstes/zweites Lastschaltelement
S11, S12, S21, S22, S31, S41, S42, S51, S52, S61	Schaltelement
SE1, SE2, SE3, SE4, SE5, SE6	Schalteinrichtung
SB1, SB2, SB3, SB4, SB5, SB6	Schaltelementbetätigungseinrichtung
SD1	Doppelschaltelement
ZR1, ZR2	Zwischenrad

V1, V2, V3, V4, V5, V6, V7, V8,

V9, V10, V11, V12, V13, V14, V15

R1, R2

AN

AB

EM

Vorwärtsgang

Rückwärtsgang

Antriebsseite

Abtriebsseite

elektrische Maschine

### Patentansprüche

1. Getriebe (1), insbesondere Doppelkupplungsgetriebe, für ein Kraftfahrzeug, umfassend mindestens zwei Teilgetriebe (2, 3), wobei jedes Teilgetriebe (2, 3) zumindest eine Eingangswelle (EW1, EW2) umfasst und wobei die zumindest zwei Eingangswellen (EW1, EW2) an einer Antriebsseite (AN) auf einer Eingangswellenachse (4) angeordnet sind, eine Ausgangswelle an einer Abtriebsseite (AB) als Abtriebswelle beider Teilgetriebe (2, 3), ein Vorgelege (6), wobei das Vorgelege (6) zumindest eine Vorgelegewellenachse (5a, 5b) mit mindestens zwei Vorgelegewellen (VW1a, VW1b, VW2a, VW2b, VW3a, VW3b, VW4a, VW4b, VW5a) umfasst, mindestens eine auf der Eingangswellenachse (4) angeordnete Hauptwelle (HW1, HW2) und mindestens eine Range-Gruppe (RG1, RG2), über welche mindestens eine Hauptwelle (HW1, HW2) mit der Abtriebswelle verbindbar ist, wobei zumindest eine der Eingangswellen (EW1, EW2) über zumindest eine Radebene (I, II, III, IV, V, VI, VII, VIII, IX, X, XI) und/oder zumindest ein Schaltelement (S11, S12, S21, S22, S31, S41, S42, S51, S52, S61) und/oder zumindest eine Hauptwelle (HW1, HW2) mit der Abtriebswelle verbindbar ist, dadurch gekennzeichnet, dass N Schalteinrichtungen (SE1, SE2, SE3, SE4, SE5, SE6) angeordnet sind, wobei höchstens eine der N Schalteinrichtungen (SE1, SE2, SE3, SE4, SE5, SE6) auf der mindestens einen Vorgelegewellenachse (5a, 5b) angeordnet ist und wobei N eine ganze Zahl größer oder gleich Drei ist und dass die ersten drei der N Schalteinrichtungen (SE1, SE2, SE3, SE4, SE5, SE6) drehmomentabwärts von der Antriebsseite (AN) des Getriebes (1) auf der Eingangswellenachse (4) angeordnet sind.

2. Getriebe gemäß Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass das Vorgelege (6) zwei Vorgelegewellenachsen (5a, 5b) mit jeweils mindestens zwei Vorgelegewellen (VW1a, VW1b, VW2a, VW2b, VW3a, VW3b, VW4a, VW4b, VW5a) umfasst.

3. Getriebe gemäß Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass zumindest zwei der Eingangswellen (EW1, EW2) koaxial zueinander und/oder zumindest zwei der Hauptwellen (HW1, HW2) koaxial zueinander und/oder zumindest zwei der Vorgelegewellen (VW1a, VW1b, VW2a, VW2b, VW3a, VW3b, VW4a, VW4b, VW5a) koaxial zueinander angeordnet sind.

4. Getriebe gemäß einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass zumindest eine der Eingangswellen (EW1, EW2) und/oder zumindest eine der Vorgelegewellen (VW1a, VW1b, VW2a, VW2b, VW3a, VW3b, VW4a, VW4b, VW5a) und/oder zumindest eine von zwei Hauptwellen (HW1, HW2) als Hohlwelle (H1, H2, H3, H4, H5, H6, H7, H8, H9, H10, H11) und die jeweils andere Welle als Vollwelle ausgebildet ist.

5. Getriebe gemäß einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass die Schalteinrichtungen (SE1, SE2, SE3, SE4, SE5, SE6) ein Schaltelement (S11, S12, S21, S22, S31, S41, S42, S51, S52, S61) und/oder zwei Schaltelemente (S11, S12, S21, S22, S31, S41, S42, S51, S52, S61) umfassen.

6. Getriebe gemäß einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass mindestens ein mittels des Getriebes (1) darstellbarer Gang über das Vorgelege (6) an mindestens den ersten beiden der drehmomentabwärts von der Antriebsseite (AN) angeordneten Schalteinrichtungen (SE1, SE2, SE3, SE4, SE5, SE6) vorbeileitbar ist.

7. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass mindestens ein Rückwärtsgang (R1, R2) angeordnet ist.

8. Getriebe nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, dass der mindestens eine Rückwärtsgang (R1, R2) und ein erster Vorwärtsgang (V1, V2, V3, V4, V5, V6, V7, V8, V9, V10, V11, V12, V13, V14, V15) über ein gleiches Lastschaltelement (K1, K2) schaltbar ist.

9. Getriebe gemäß Anspruch 7 oder 8, dadurch gekennzeichnet, dass der mindestens eine Rückwärtsgang (R1, R2) mittels zumindest einer der N Schalteinrichtungen (SE1, SE2, SE3, SE4, SE5, SE6) betätigbar ist, wobei die zumindest eine Schalteinrichtung (SE1, SE2, SE3, SE4, SE5, SE6) die zweite Schalteinrichtung (SE1, SE2, SE3, SE4, SE5, SE6) ist, welche drehmomentabwärts von der Antriebsseite (AN) angeordnet ist.

10. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, dass eine der N Schalteinrichtungen (SE1, SE2, SE3, SE4, SE5, SE6) ein einzelnes Schalt-

element (S11, S12, S21, S22, S31, S41, S42, S51, S52, S61) umfasst, welches auf der Eingangswellenachse (4) nach mindestens den ersten zwei, insbesondere den ersten drei, der N Schalteinrichtungen (SE1, SE2, SE3, SE4, SE5, SE6) drehmomentabwärts von der Antriebsseite (AN) angeordnet ist.

11. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, dass die mindestens eine Range-Gruppe (RG1, RG2) als Planetengetriebe (GP1, GP2) oder in Vorgelegebauweise ausgebildet ist.

12. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, dass eine erste und eine zweite Range-Gruppe (RG1, RG2) angeordnet ist, wobei die erste und/oder die zweite Range-Gruppe (RG1, RG2) als Planetengetriebe (GP1, GP2) und/oder in Vorgelegebauweise ausgebildet ist.

13. Getriebe gemäß Anspruch 11 oder 12, dadurch gekennzeichnet, dass das Getriebe (1) eine Sonnenwelle (SW1, SW2) auf der Eingangswellenachse (4) aufweist, die einerseits mit einer der Eingangswellen (EW1, EW2) koppelbar, andererseits mit einem Sonnenrad (40, 40') des Planetengetriebes (GP1, GP2) verbunden ist.

14. Getriebe gemäß einem der Ansprüche 11 bis 13, dadurch gekennzeichnet, dass die Schalteinrichtung (SE1, SE2, SE3, SE4, SE5, SE6) zur Betätigung des Planetengetriebes (GP1, GP2) zumindest ein Schaltelement (S11, S12, S21, S22, S31, S41, S42, S51, S52, S61) umfasst, wobei mittels des zumindest einen Schaltelementes (S11, S12, S21, S22, S31, S41, S42, S51, S52, S61) ein Hohlrad (43, 43') des Planetengetriebes (GP1, GP2) mit einem Gehäuse (G) des Getriebes (1) verbindbar ist.

15. Getriebe gemäß Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, dass die Schalteinrichtung (SE1, SE2, SE3, SE4, SE5, SE6) zur Betätigung des Planetengetriebes (GP1, GP2) zwei Schaltelemente (S11, S12, S21, S22, S31, S41, S42, S51, S52, S61) umfasst, wobei mittels einem der Schaltelemente (S11, S12, S21, S22, S31, S41, S42, S51, S52, S61) das Hohlrad (42, 42') mit einem Planetenträger (42, 42') des Planetengetriebes (GP1, GP2) verbindbar ist.

16. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 15, dadurch gekennzeichnet, dass eine elektrische Maschine (EM) an zumindest einem Übertragungselement einer Radebene (I, II, III, IV, V, VI, VII, VIII, IX, X, XI) und/oder an zumindest einer Vorgelegewelle (VW1a, VW1b, VW2a, VW2b, VW3a, VW3b, VW4a, VW4b, VW5a) und/oder an zumindest einer der Welle (EW1, EW2) auf der Eingangswellenachse (4) zur Hybridisierung des Getriebes (1), insbesondere mittels einer zusätzlichen Schalteinrichtung (SE1, SE2, SE3, SE4, SE5, SE6) und/oder einem damit verbundenen Übertragungselement, angeordnet ist.

17. Getriebe gemäß einem der Ansprüche 1 bis 16, dadurch gekennzeichnet, dass die N Schalteinrichtungen (SE1, SE2, SE3, SE4, SE5, SE6), zumindest sechs Radebenen (I, II, III, IV, V, VI, VII, VIII, IX, X, XI), insbesondere mindestens neun Radebenen (I, II, III, IV, V, VI, VII, VIII, IX, X, XI), und die mindestens eine Range-Gruppe (RG1, RG2) so angeordnet sind, dass mindestens sieben Vorwärtsgänge (V1, V2, V3, V4, V5, V6, V7, V8, V9, V10, V11, V12, V13, V14, V15), insbesondere mindestens 15 Vorwärtsgänge (V1, V2, V3, V4, V5, V6, V7, V8, V9, V10, V11, V12, V13, V14, V15), und mindestens zwei Rückwärtsgänge (R1, R2) durch das Getriebe (1) darstellbar sind, welche insbesondere voll lastschaltbar sind.

18. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 17, dadurch gekennzeichnet, dass mindestens eine, insbesondere zwei, Antriebskonstanten angeordnet sind.

19. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 18, dadurch gekennzeichnet, dass zumindest eine der Schalteinrichtungen (SE1, SE2, SE3, SE4, SE5, SE6) als Doppelschaltelement (SD1) ausgeführt ist.

20. Kraftfahrzeug, insbesondere ein Personen- oder ein Lastkraftwagen, mit einem Getriebe (1) gemäß einem der Ansprüche 1 bis 19.

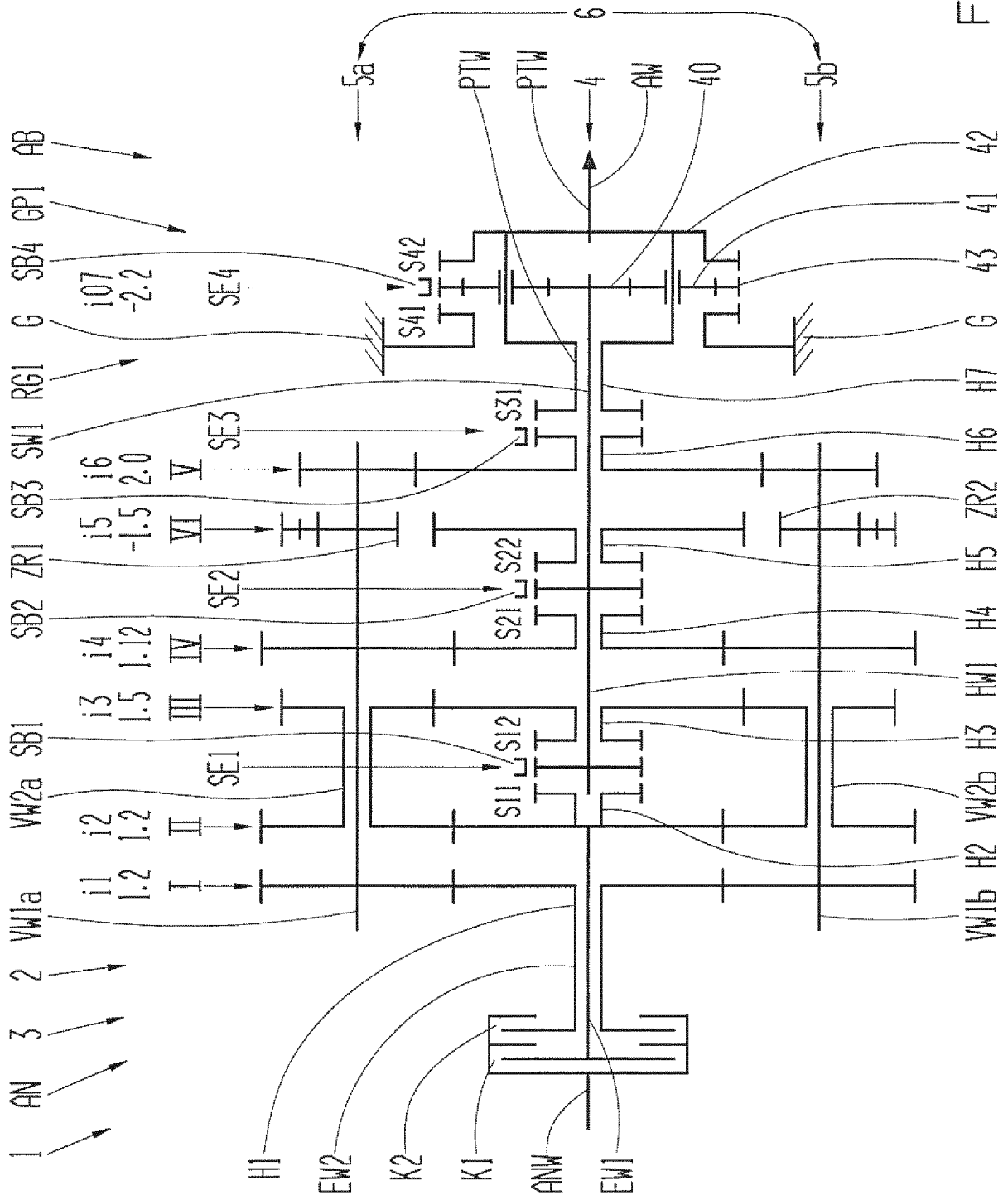


Fig. 1

2/21

	K1	K2	S11	S12	S21	S22	S31	S41	S42	i_	phi
V1	X			X				X		5,76	
V2		X			X			X		4,30	1,34
V3	X		X					X		3,20	1,34
V4		X					X			2,40	1,33
V5	X			X					X	1,80	1,33
V6		X			X				X	1,34	1,34
V7	X		X						X	1,00	1,34
R1		X				X		X		-5,76	
R2		X				X			X	-1,80	

Fig. 2

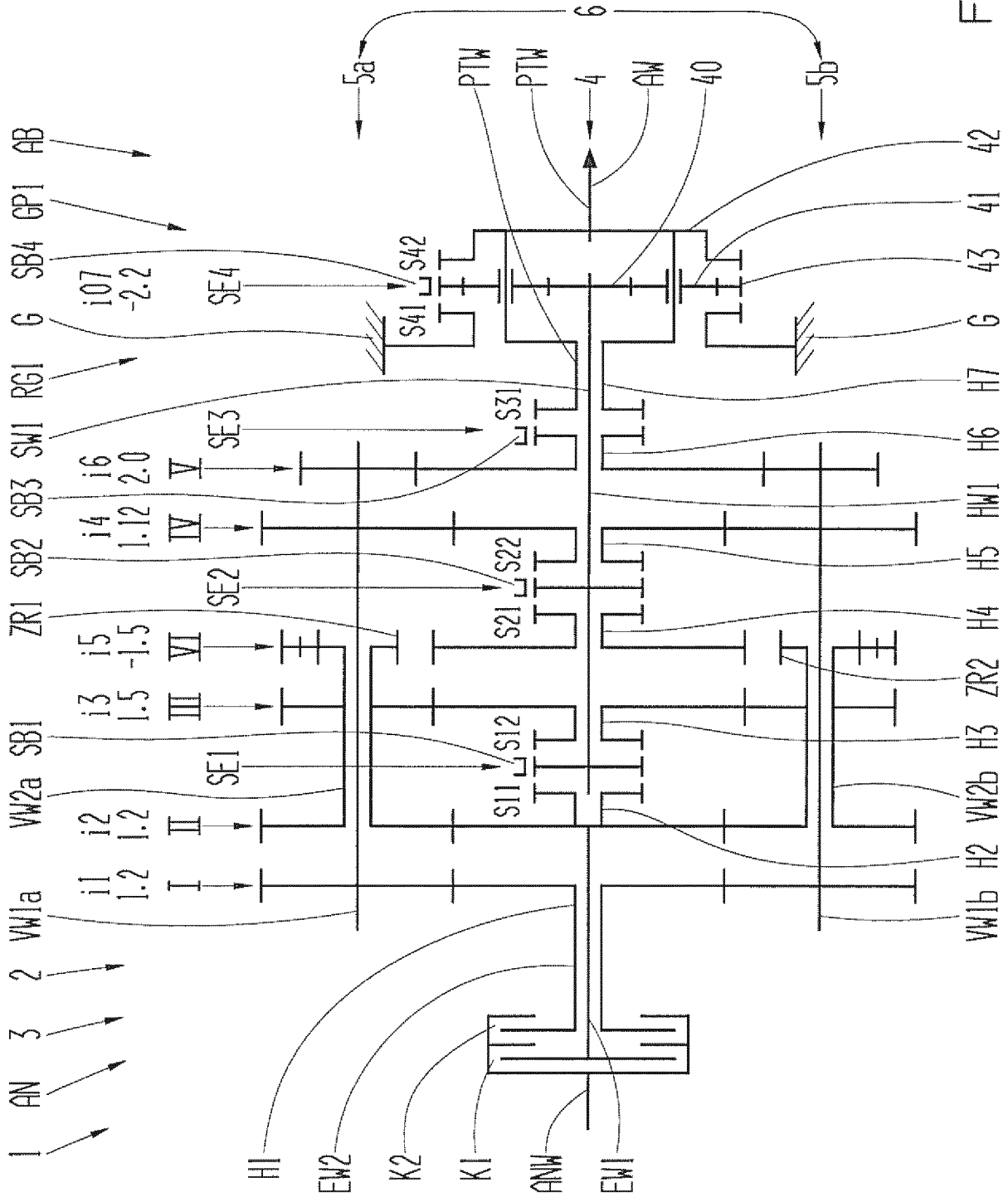


Fig. 3

4/21

	K1	K2	S11	S12	S21	S22	S31	S41	S42	i_	phi
V1	X			X				X		5,76	
V2		X			X			X		4,30	1,34
V3	X		X					X		3,20	1,34
V4		X					X			2,40	1,33
V5	X			X					X	1,80	1,33
V6		X			X				X	1,34	1,34
V7	X		X						X	1,00	1,34
R1	X					X		X		-5,76	
R2	X					X			X	-1,80	

Fig. 4

5/21

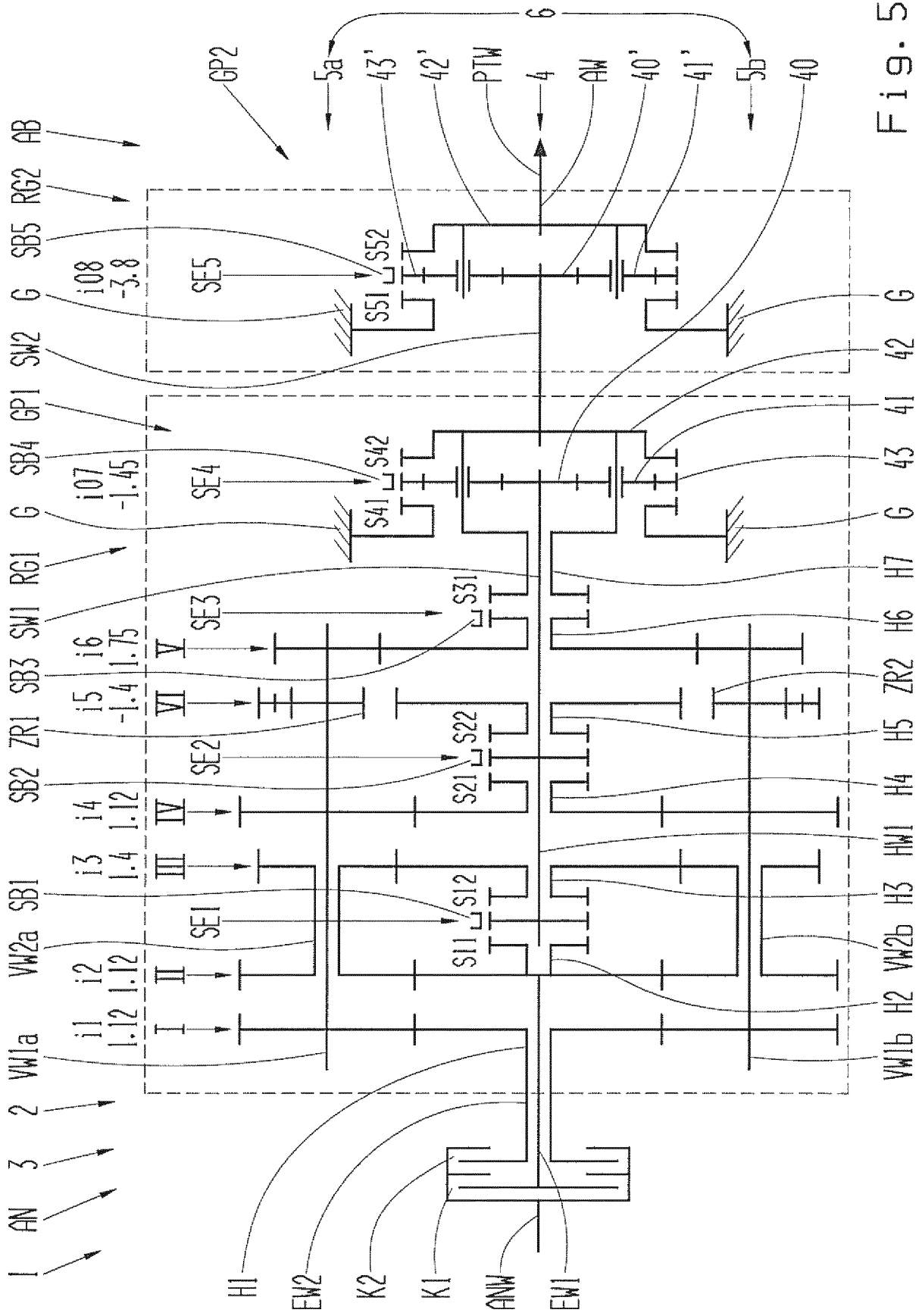


Fig. 5

6/21

	K1	K2	S11	S12	S21	S22	S31	S41	S42	S51	S52	i_	phi
V1	X			X				X		X		18,4	
V2		X			X			X		X		14,8	1,25
V3	X		X					X		X		11,8	1,25
V4		X					X			X		9,41	1,25
V5	X			X					X	X		7,53	1,25
V6		X			X				X	X		6,02	1,25
V7	X		X						X	X		4,80	1,25
V8	X			X				X			X	3,84	1,25
V9		X			X			X			X	3,07	1,25
V10	X		X					X			X	2,45	1,25
V11		X					X				X	1,96	1,25
V12	X			X					X		X	1,57	1,25
V13		X			X				X		X	1,25	1,25
V14	X		X						X		X	1,00	1,25
R1		X				X		X		X		-18,4	
R2		X				X			X	X		-7,53	

Fig. 6

7/21

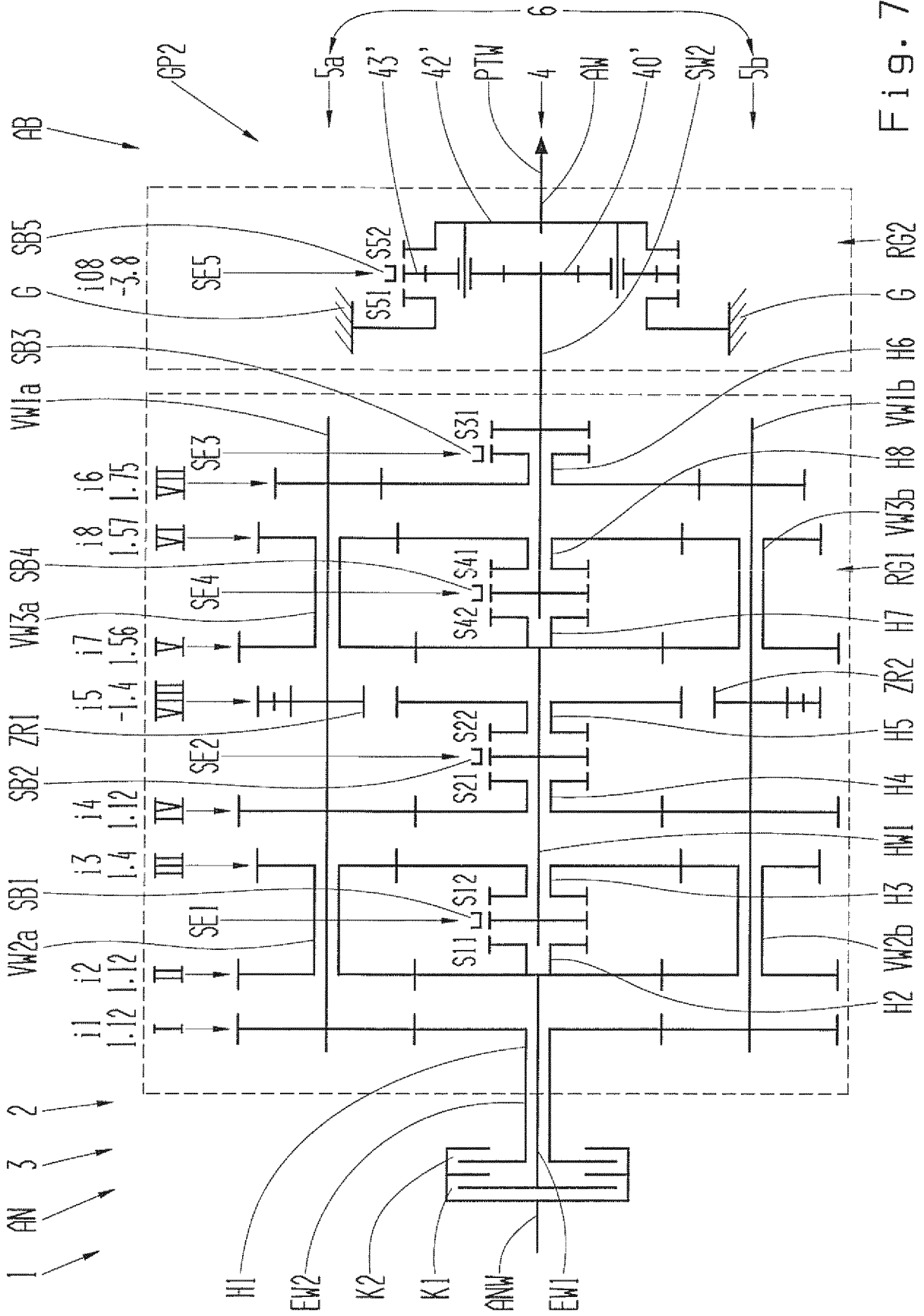


Fig. 7





10/21

	K1	K2	S11	S12	S21	S22	S31	S41	S42	S51	S52	S61	i <sub>-</sub>
V1	X			X				X		X			18,1
V2		X			X			X		X			14,8
V3	X		X					X		X			12,0
V4		X				X				X			9,75
V5	X			X					X	X			7,93
V6		X			X				X	X			6,44
V7	X		X						X	X			5,24
V8		X										X	4,27
V9	X			X				X			X		3,46
V10		X			X			X			X		2,82
V11	X		X					X			X		2,29
V12		X					X				X		1,86
V13	X			X					X		X		1,51
V14		X			X				X		X		1,23
V15	X		X						X		X		1,0
R1		X				X		X		X			-18,2
R2		X				X		X		X			-7,93

Fig. 10



12/21

	K1	K2	S11	S12	S22	S21	S31	S41	S42	S51	S52	S61	i_
V1	X			X				X		X			18,1
V2		X			X			X		X			14,8
V3	X		X					X		X			12,0
V4		X				X				X			9,75
V5	X			X					X	X			7,93
V6		X			X				X	X			6,44
V7	X		X						X	X			5,24
V8		X										X	4,27
V9	X			X				X			X		3,46
V10		X			X			X			X		2,82
V11	X		X					X			X		2,29
V12		X					X				X		1,86
V13	X			X					X		X		1,51
V14		X			X				X		X		1,23
V15	X		X						X		X		1,0
R1	X					X		X					-18,2
R2	X					X			X				-7,93

Fig. 12



14/21

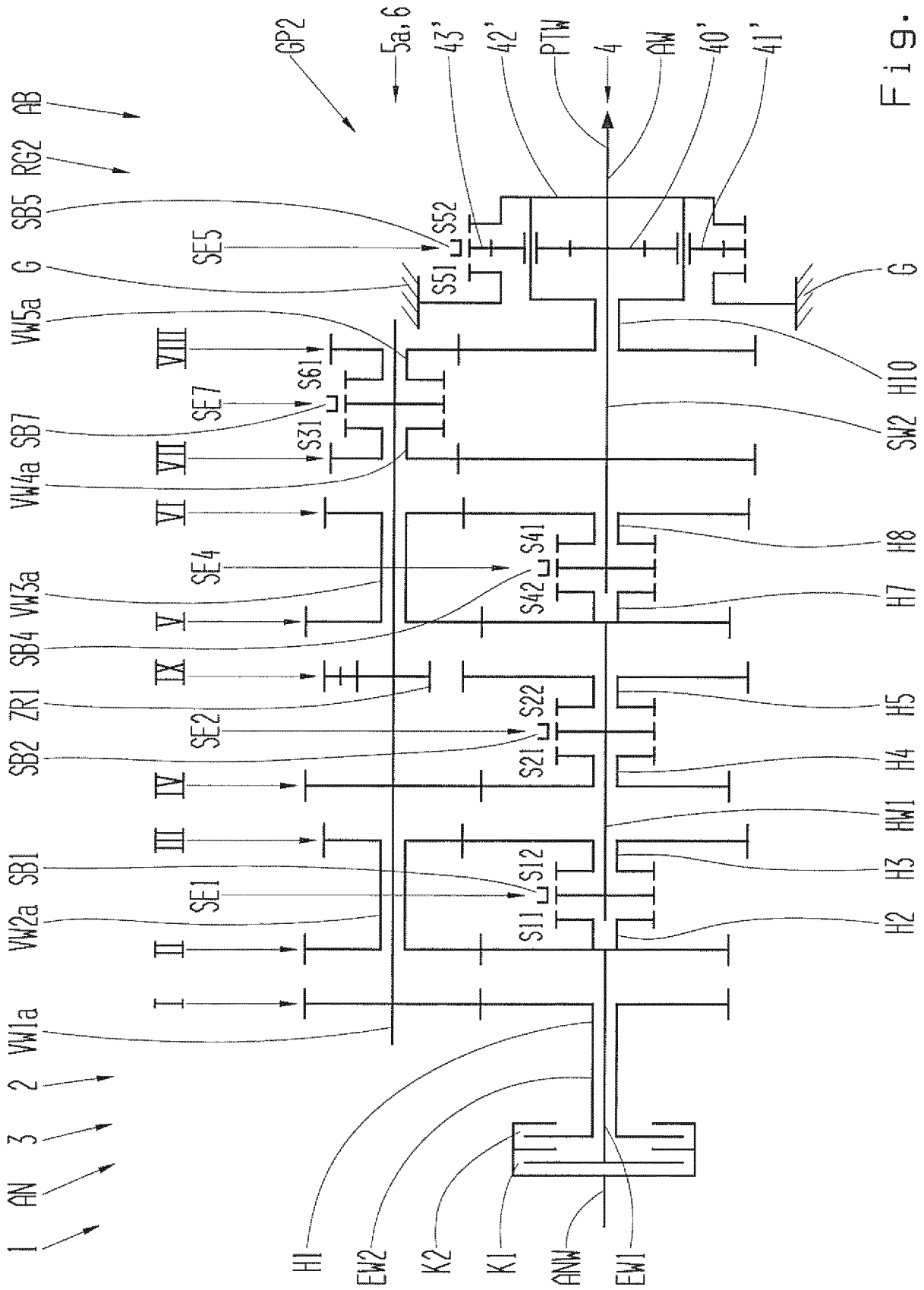


Fig. 14



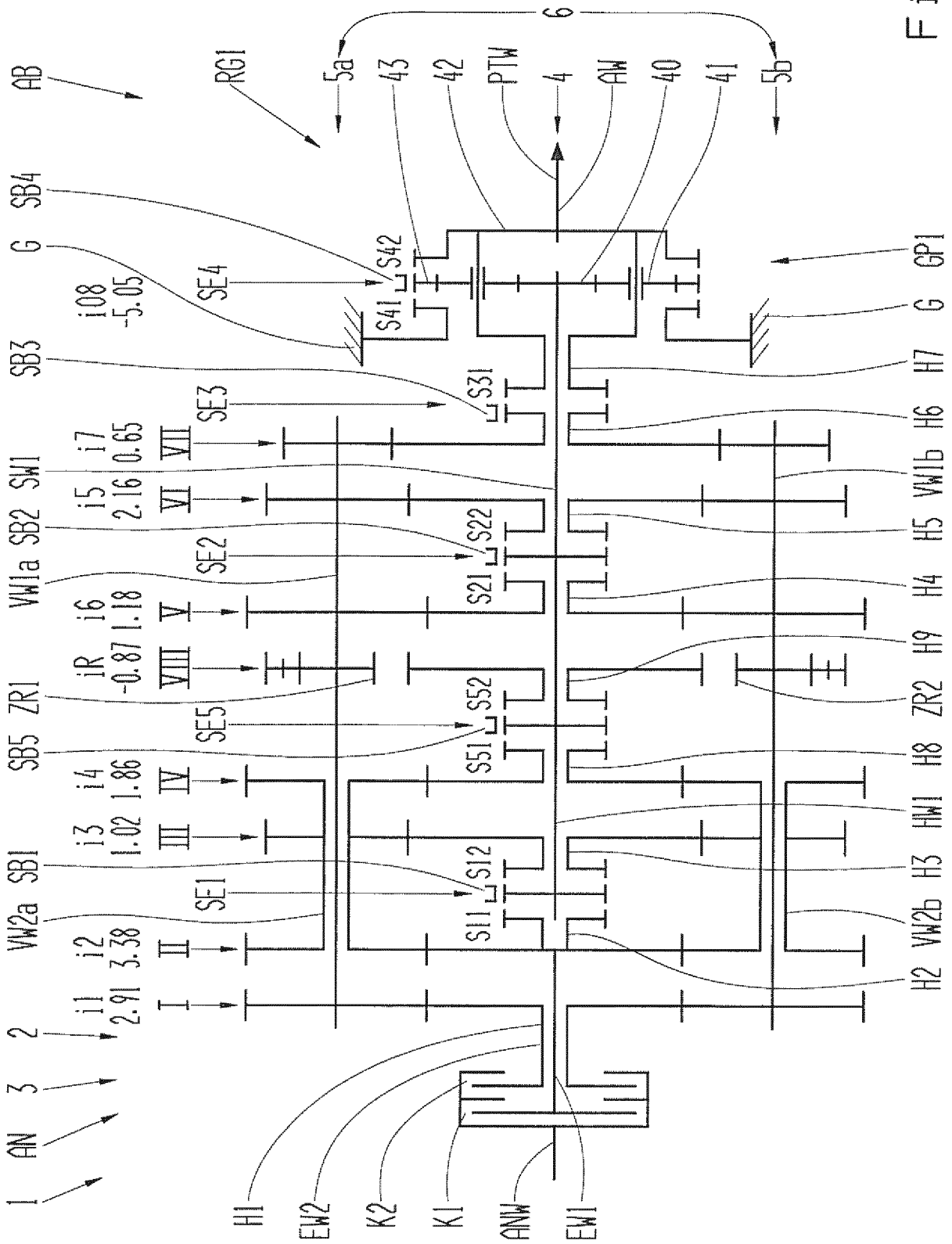


Fig. 16

17/21

	K1	K2	S11	S12	S21	S22	S31	S41	S42	S51	S52	i_	phi
V1	X			X				X				20,1	
V2		X			X			X				14,9	1,35
V3	X							X		X		11,0	1,35
V4		X				X		X				8,17	1,35
V5	X		X					X				6,05	1,35
V6		X					X					4,48	1,35
V7	X			X					X			3,32	1,35
V8		X			X				X			2,46	1,35
V9	X								X	X		1,82	1,35
V10		X				X			X			1,35	1,35
V11	X		X						X			1,00	1,35
R1		X									X	-20,2	
R2		X									X	-3,34	

Fig. 17



19/21

	K1	K2	S11	S12	S21	S22	S31	S41	S42	S51	S52	i_	phi
V1	X			X				X				20,1	
V2		X			X			X				14,9	1,35
V3	X							X		X		11,0	1,35
V4		X				X		X				8,17	1,35
V5	X		X					X				6,05	1,35
V6		X					X					4,48	1,35
V7	X			X					X			3,32	1,35
V8		X			X			X				2,46	1,35
V9	X								X	X		1,82	1,35
V10		X				X			X			1,35	1,35
V11	X		X						X			1,00	1,35
R1	X											-20,2	
R2	X											-3,34	

Fig. 19

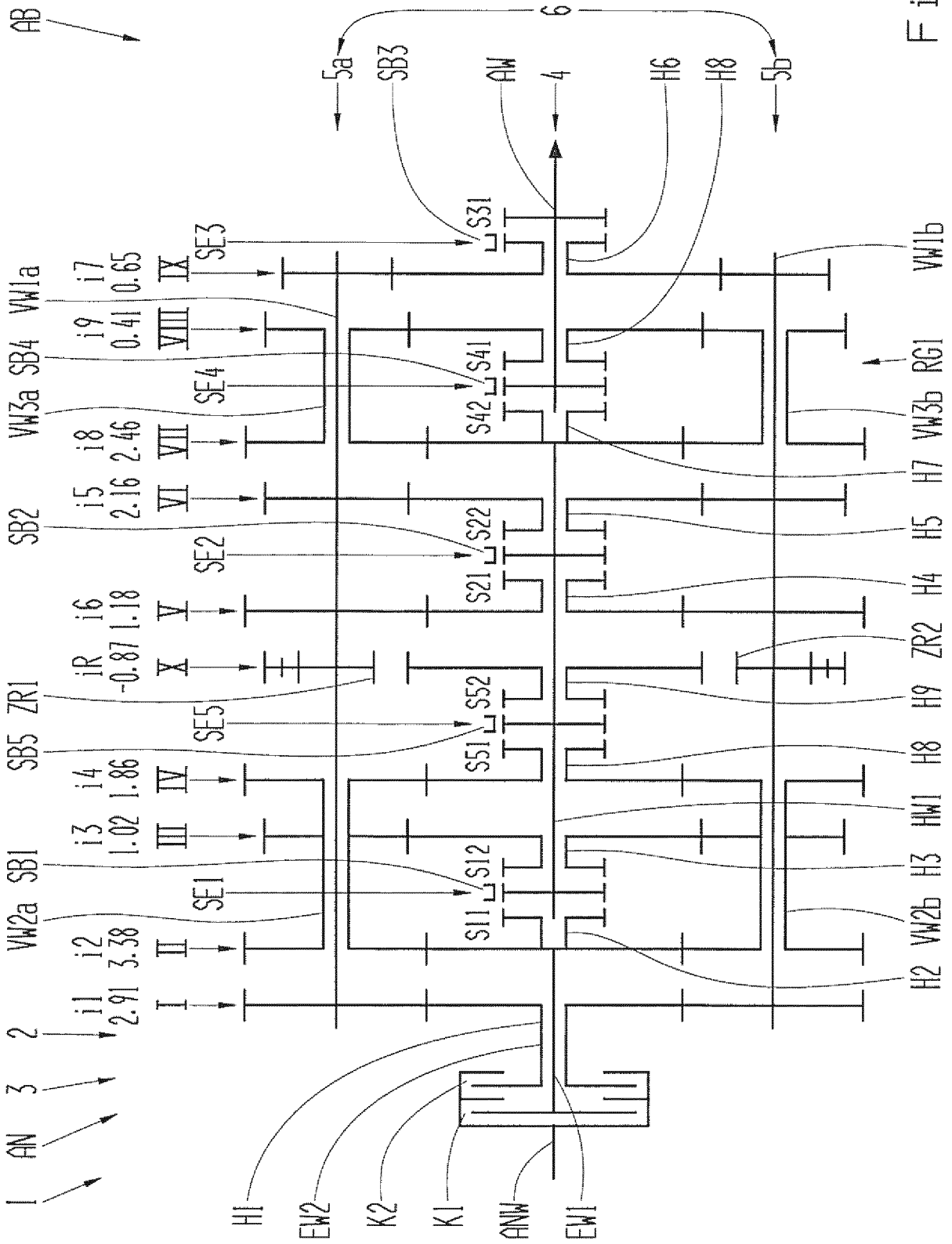


Fig. 20



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No  
PCT/EP2013/075879

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER  
INV. F16H37/04  
ADD. F16H3/093

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

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)  
F16H

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)  
EPO-Internal, WPI Data

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	EP 2 444 697 A1 (EATON CORP [US]) 25 April 2012 (2012-04-25)	1,3-7,9, 11-15, 17,18,20
Y A	page 13, last line, paragraph 4; figure 1	2,16 8,10,19
X,P	----- WO 2013/087334 A1 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN [DE]) 20 June 2013 (2013-06-20)	1,3-8, 11,12, 14-16, 18,20
A,P	figure 1	2,9,10, 13,17,19
Y	----- WO 2007/115687 A1 (DAIMLER CHRYSLER AG [DE]; CARSTEN GITT [DE]) 18 October 2007 (2007-10-18) page 18, last paragraph - page 19, paragraph erster Absatz; figure 13 ----- -/--	2

Further documents are listed in the continuation of Box C.

See patent family annex.

\* Special categories of cited documents :

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

3 April 2014

Date of mailing of the international search report

14/04/2014

Name and mailing address of the ISA/

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2  
NL - 2280 HV Rijswijk  
Tel. (+31-70) 340-2040,  
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Belz, Thomas

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No

PCT/EP2013/075879

C(Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X Y A	WO 2012/116867 A1 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN [DE]; KALTENBACH JOHANNES [DE]) 7 September 2012 (2012-09-07) figures 3,4,5  -----	1,3-7, 11-15, 17,18,20 16 2,8,10, 19

# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No

PCT/EP2013/075879

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
EP 2444697	A1	25-04-2012	AT 552443 T 15-04-2012
			EP 2126412 A1 02-12-2009
			EP 2444697 A1 25-04-2012
			US 2008188342 A1 07-08-2008
			US 2010029432 A1 04-02-2010
			US 2011162483 A1 07-07-2011
			WO 2008096228 A1 14-08-2008
-----			
WO 2013087334	A1	20-06-2013	DE 102011088396 A1 13-06-2013
			WO 2013087334 A1 20-06-2013
-----			
WO 2007115687	A1	18-10-2007	CN 101415967 A 22-04-2009
			DE 102006015661 A1 11-10-2007
			EP 2002146 A1 17-12-2008
			US 2009095101 A1 16-04-2009
			WO 2007115687 A1 18-10-2007
-----			
WO 2012116867	A1	07-09-2012	CN 103403392 A 20-11-2013
			DE 102011005028 A1 06-09-2012
			EP 2681464 A1 08-01-2014
			US 2013337961 A1 19-12-2013
			WO 2012116867 A1 07-09-2012
-----			

<b>A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES</b> INV. F16H37/04 ADD. F16H3/093		
Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPC) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPC		
<b>B. RECHERCHIERTER GEBIETE</b>		
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		
<b>C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN</b>		
Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	EP 2 444 697 A1 (EATON CORP [US]) 25. April 2012 (2012-04-25)	1,3-7,9, 11-15, 17,18,20
Y A	Seite 13, letzte Zeile, Absatz 4; Abbildung 1 -----	2,16 8,10,19
X,P	WO 2013/087334 A1 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN [DE]) 20. Juni 2013 (2013-06-20)	1,3-8, 11,12, 14-16, 18,20
A,P	Abbildung 1 -----	2,9,10, 13,17,19
Y	WO 2007/115687 A1 (DAIMLER CHRYSLER AG [DE]; CARSTEN GITT [DE]) 18. Oktober 2007 (2007-10-18) Seite 18, letzter Absatz - Seite 19, Absatz erster Absatz; Abbildung 13 ----- -/--	2
<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		Absendedatum des internationalen Recherchenberichts
3. April 2014		14/04/2014
Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 340-2040, Fax: (+31-70) 340-3016		Bevollmächtigter Bediensteter  Belz, Thomas

C. (Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN		
Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X Y A	WO 2012/116867 A1 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN [DE]; KALTENBACH JOHANNES [DE]) 7. September 2012 (2012-09-07) Abbildungen 3,4,5  -----	1,3-7, 11-15, 17,18,20 16 2,8,10, 19

**INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT**

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2013/075879

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
EP 2444697	A1	25-04-2012	AT 552443 T 15-04-2012
			EP 2126412 A1 02-12-2009
			EP 2444697 A1 25-04-2012
			US 2008188342 A1 07-08-2008
			US 2010029432 A1 04-02-2010
			US 2011162483 A1 07-07-2011
			WO 2008096228 A1 14-08-2008
-----			
WO 2013087334	A1	20-06-2013	DE 102011088396 A1 13-06-2013
			WO 2013087334 A1 20-06-2013
-----			
WO 2007115687	A1	18-10-2007	CN 101415967 A 22-04-2009
			DE 102006015661 A1 11-10-2007
			EP 2002146 A1 17-12-2008
			US 2009095101 A1 16-04-2009
			WO 2007115687 A1 18-10-2007
-----			
WO 2012116867	A1	07-09-2012	CN 103403392 A 20-11-2013
			DE 102011005028 A1 06-09-2012
			EP 2681464 A1 08-01-2014
			US 2013337961 A1 19-12-2013
			WO 2012116867 A1 07-09-2012
-----			