(19) Bundesrepublik Deutschland
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) **DE 10 2005 002 337 A1** 2006.08.10

(12) **Offenlegungsschrift**

(21) Aktenzeichen: **10 2005 002 337.1**
(22) Anmeldetag: **17.01.2005**
(43) Offenlegungstag: **10.08.2006**

(51) Int Cl.[8]: ***F16H 3/44*** (2006.01)

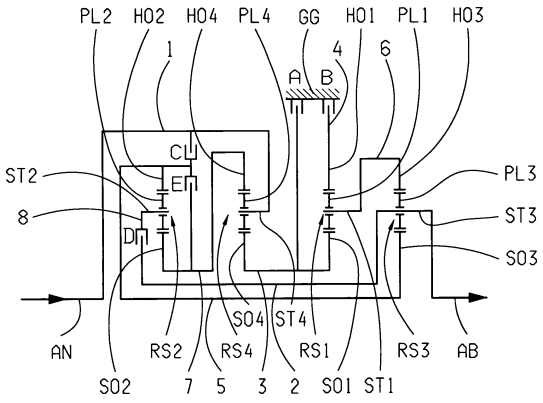
(71) Anmelder:
ZF FRIEDRICHSHAFEN AG, 88046 Friedrichshafen, DE

(72) Erfinder:
Diosi, Gabor, Dipl.-Ing., 88045 Friedrichshafen, DE; Haupt, Josef, Dipl.-Ing., 88069 Tettnang, DE; Gumpoltsberger, Gerhard, Dipl.-Ing., 88045 Friedrichshafen, DE; Ziemer, Peter, Dipl.-Ing., 88069 Tettnang, DE; Kamm, Michael, Dipl.-Ing., 88285 Bodnegg, DE; Brehmer, Martin, Dr., 78467 Konstanz, DE

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

(54) Bezeichnung: **Mehrstufengetriebe**

(57) Zusammenfassung: Das 8-Gang-Mehrstufengetriebe umfasst eine Antriebswelle (AN), eine Abtriebswelle (AB), vier Planetenradsätze (RS1, RS2, RS3, RS4), acht drehbare Wellen (1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8) und fünf Schaltelemente (A, B, C, D, E). Ein Steg (ST4) des vierten Radsatzes (RS4) und die Antriebswelle (AN) sind als erste Welle (1) miteinander verbunden. Ein Steg (ST3) des dritten Radsatzes (RS3) und die Abtriebswelle (AB) sind als zweite Welle (2) miteinander verbunden. Ein Sonnenrad (SO1) des ersten Radsatzes (RS1) und ein Sonnenrad (SO4) des vierten Radsatzes (RS4) sind als dritte Welle (3) miteinander verbunden. Ein Hohlrad (HO1) des ersten Radsatzes (RS1) bildet die vierte Welle (4). Ein Hohlrad (HO2) des zweiten Radsatzes (RS2) und ein Sonnenrad (SO3) des dritten Radsatzes (RS3) sind als fünfte Welle (5) miteinander verbunden. Ein Steg (ST1) des ersten Radsatzes (RS1) und ein Hohlrad (HO3) des dritten Radsatzes (RS3) sind als sechste Welle (6) miteinander verbunden. Ein Sonnenrad (SO2) des zweiten Radsatzes (RS2) und ein Hohlrad (HO4) des vierten Radsatzes (RS4) sind als siebte Welle (7) miteinander verbunden. Ein Steg (ST2) des zweiten Radsatzes (RS2) bildet die achte Welle (8). Im Kraftfluss ist das erste Schaltelement (A) zwischen dritter Welle (3) und einem Gehäuse (GG) des Getriebes, das zweite Schaltelement (B) zwischen vierter Welle (4) und Gehäuse (GG), das dritte Schaltelement (C) zwischen fünfter und erster Welle (5, 1), das vierte Schaltelement (D) entweder zwischen achter ...



Beschreibung

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft ein Mehrstufengetriebe in Planetenbauweise, insbesondere ein Automatgetriebe für ein Kraftfahrzeug, gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1.

[0002] Automatgetriebe, insbesondere für Kraftfahrzeuge, umfassen nach dem Stand der Technik Planetenradsätze, die mittels Reibungs- bzw. Schaltelementen, wie etwa Kupplungen und Bremsen geschaltet werden und üblicherweise mit einem einer Schlupfwirkung unterliegenden und wahlweise mit einer Überbrückungskupplung versehenen Anfahrelement, wie etwa einem hydrodynamischen Drehmomentwandler oder einer Strömungskupplung verbunden sind.

Stand der Technik

[0003] Ein derartiges Mehrgang-Automatgetriebe geht beispielsweise aus der DE 102 13 820 A1 hervor. Es umfasst im Wesentlichen eine Antriebswelle und eine Abtriebswelle, die koaxial zueinander angeordnet sind, insgesamt drei Planetenradsätze und sechs Reibschaltelemente. Zur Übertragung der Drehzahl der Antriebswelle auf die Abtriebswelle weist das Getriebe zwei Leistungspfade auf. Zwei der Planetenradsätze bilden einen schaltbaren Hauptradsatz des Getriebes in Form eines Zweisteg-Vierwellen-Planetengetriebes, konstruktiv ausgeführt beispielsweise als ein so genannter Ravigneaux-Planetenradsatz oder als ein so genannter Simpson-Planetenradsatz. Das Ausgangselement des Hauptradsatzes ist mit der Abtriebswelle des Getriebes verbunden ist. Der verbleibende der drei Planetenradsätze ist als einfacher Planetenradsatz ausgeführt und bildet einen nicht schaltbaren Vorschaltradsatz, der mit der Antriebswelle fest verbunden ist und ausgangsseitig zwei Drehzahlen erzeugt, die neben der Drehzahl der Antriebswelle auf verschiedene Eingangselemente des Hauptradsatzes übertragbar ist. Durch selektives Sperren von jeweils zwei der sechs als Kupplungen und Bremsen ausgeführten Reibschaltelemente sind insgesamt acht Vorwärtsgänge gruppenschaltungsfrei schaltbar, also derart schaltbar, dass bei einem Wechsel von einem Gang in den nachfolgend höheren oder niedrigeren Gang jeweils nur eines der zuvor geschlossenen Schaltelemente geöffnet und ein zuvor offenes Schaltelement geschlossen wird.

[0004] Des weiteren ist aus der DE 199 49 507 A1 der Anmelderin ein Mehrstufengetriebe bekannt, bei dem an der Antriebswelle zwei nicht schaltbare Vorschaltplanetenradsätze vorgesehen sind, die ausgangsseitig zwei Drehzahlen erzeugen, die neben der Drehzahl der Antriebswelle wahlweise auf zwei verschiedene Eingangselemente eines auf die Abtriebswelle wirkenden, schaltbaren, mehrgliedrigen Hauptradsatzes durch selektives Schließen der verwendeten Schaltelemente derart schaltbar sind, dass zum Umschalten von einem Gang in den jeweils nächstfolgenden höheren oder niedrigeren Gang von den beiden gerade betätigten Schaltelementen jeweils nur ein Schaltelement zu- oder abgeschaltet werden muss. Der Hauptradsatz ist wiederum als Zweisteg-Vierwellen-Planetenradsatz ausgebildet, dessen beide Planetenradsätze über zwei Elemente fest miteinander gekoppelt sind. Unter Verwendung von fünf Schaltelementen sind dabei sieben Vorwärtsgänge gruppenschaltungsfrei schaltbar, unter Verwendung von sechs Schaltelementen sogar neun oder zehn Vorwärtsgänge.

[0005] Im Rahmen der DE 101 15 983 A1 der Anmelderin wird ein Mehrstufengetriebe beschrieben, mit einer Antriebswelle, die mit einem Vorschaltsatz verbunden ist, mit einer Abtriebswelle, die mit einem Nachschaltsatz verbunden ist, und mit maximal sieben Schaltelementen, durch deren wahlweises Schalten mindestens acht Vorwärtsgänge ohne Gruppenschaltung schaltbar sind. Der Vorschaltsatz wird aus einem schaltbaren oder nicht schaltbaren Planetenradsatz oder aus maximal zwei nicht schaltbaren, miteinander gekoppelten Planetenradsätzen gebildet. Der Nachschaltsatz ist als Zweisteg-Vierwellen-Getriebe mit zwei schaltbaren Nachschalt-Planetenradsätzen ausgebildet und weist vier freie Wellen auf. Die erste freie Welle dieses Zweisteg-Vierwellen-Getriebes ist mit dem ersten Schaltelement verbunden, die zweite freie Welle mit dem zweiten und dritten Schaltelement, die dritte freie Welle mit dem vierten und fünften Schaltelement und die vierte freie Welle ist mit der Abtriebswelle verbunden. Für ein Mehrstufengetriebe mit insgesamt sechs Schaltelementen wird erfindungsgemäß vorgeschlagen, die dritte freie Welle oder die erste freie Welle des Nachschaltsatzes zusätzlich mit einem sechsten Schaltelement zu verbinden. Für ein Mehrstufengetriebe mit insgesamt sieben Schaltelementen wird erfindungsgemäß vorgeschlagen, die dritte freie Welle zusätzlich mit einem sechsten Schaltelement und die erste freie Welle zusätzlich mit einem siebten Schaltelement zu verbinden.

[0006] Mehrere andere Mehrstufengetriebe sind beispielsweise auch aus der DE 101 15 995 A1 der Anmelderin bekannt, bei denen vier schaltbare, miteinander gekoppelte Planetenradsätze und sechs oder sieben reibschlüssige Schaltelemente vorgesehen sind, durch deren selektives Schließen eine Drehzahl einer Antriebswelle des Getriebes derart auf eine Abtriebswelle des Getriebes übertragbar ist, dass neun oder elf Vorwärtsgänge und zumindest ein Rückwärtsgang schaltbar sind. Je nach Getriebeschema sind in jedem Gang zwei oder drei Schaltelemente geschlossen, wobei bei einem Wechsel von einem Gang in den jeweils nächstfolgend höheren oder nächstfolgend niedrigeren Gang zur Vermei-

dung von Gruppenschaltungen jeweils nur ein geschlossenes Schaltelement geöffnet und ein zuvor nicht geschlossenes Schaltelement zugeschaltet wird.

[0007] Ein 8-Gang-Mehrstufengetriebe ist ferner aus der DE 29 36 969 A1 bekannt, umfassend vier koaxiale Einfach-Planetenradsätze und acht Reibschaltelemente.

[0008] Ein Mehrstufen-Automatgetriebe ist ferner aus der US 4,683,776 bekannt, umfassend vier Einfach-Planetenradsätze und sechs Reibschaltelemente. Alle vier Planetenradsätze sind als so genannte Minus-Planetenradsätze in Einfachplanetenbauweise ausgeführt. Die vom Antrieb her gesehen ersten beiden Planetenradsätze bilden einen schaltbaren Vorschaltradsatz und sind über zwei Koppelwellen fest miteinander verbunden, wobei die erste Koppelwelle dieses Vorschaltradsatzes dessen beide Sonnenräder fest miteinander und fest mit der Antriebswelle des Getriebes verbindet, und wobei die zweite Koppelwelle des Vorschaltradsatzes das Hohlrad des ersten Planetenradsatzes und den Steg des zweiten Planetenradsatzes fest miteinander verbindet und gleichzeitig die Ausgangswelle des Vorschaltradsatzes bildet. Die anderen beiden Elemente des Vorschaltradsatzes – also der Steg des ersten Planetenradsatzes und das Hohlrad des zweiten Planetenradsatzes – sind jeweils über eine eigene Bremse am Getriebegehäuse festsetzbar. Der dritte und vierte Planetenradsatz bilden einen schaltbaren Hauptradsatz und sind ebenfalls über zwei Koppelwellen fest miteinander verbunden, wobei die erste Koppelwelle dieses Hauptradsatzes dessen beide Sonnenräder fest miteinander verbindet und mit der Antriebswelle des Getriebes verbindbar ist, und wobei die zweite Koppelwelle des Hauptradsatzes den Steg des dritten Planetenradsatzes fest mit dem Hohlrad des vierten Planetenradsatzes verbindet und ebenfalls mit der Antriebswelle verbindbar ist und wahlweise auch über eine Bremse am Getriebegehäuse festsetzbar ist. Das Hohlrad des dritten Planetenradsatzes als weiteres Eingangselement des Hauptradsatzes ist mit der Ausgangswelle des Vorschaltradsatzes fest verbunden und über eine weitere Bremse am Getriebegehäuse festsetzbar. Der Steg des vierten Planetenradsatzes schließlich bildet das Ausgangselement des Hauptradsatzes und ist fest mit der Abtriebswelle des Getriebes verbunden. Das Getriebe weist insgesamt neun gruppenschaltungsfrei schaltbare Vorwärtsgänge und einen Rückwärtsgang auf, die durch selektives paarweises Sperren von jeweils zwei der sechs Schaltelemente erzielt werden.

[0009] Weiterhin ist aus der US 6176803 B1 ein 9-Gang-Automatgetriebe mit vier koaxial zueinander angeordneten und miteinander gekoppelten schaltbaren Einfach-Planetenradsätzen bekannt, das dem zuvor genannten Automatgetriebe gemäß US 4,683,776 im Aufbau stark ähnelt. Wie in der US 4,683,776 sind insgesamt sechs Reibschaltelemente vorgesehen, von denen zwei als Lamellenkupplung und vier als Lamellenbremse ausgeführt sind. Der vom Antrieb her gesehen erste der vier Planetenradsätze ist im Unterschied zur US 4,683,776 als ein so genannter Plus-Planetenradsatz in Doppelplanetenbauweise ausgeführt. Die anderen drei Planetenradsätze sind wie in der US 4,683,776 als so genannte Minus-Planetenradsätze in Einfachplanetenbauweise ausgeführt. Bis auf die Koppelung des Sonnenrades des zweiten Planetenradsatzes nunmehr mit dem Steg des ersten (Plus-)Planetenradsatzes ist die bauteilseitige Kopplung der Planetenradsätze untereinander, zu den beiden Kupplungen bzw. zur Antriebswelle, zu den vier Bremsen sowie zur Antriebswelle vollkommen identisch ist zur US 4,683,776. Im Prinzip arbeitet also nur der Plus-Planetenradsatz als Vorschaltradsatz, wobei die anderen drei Planetenradsätze dann den Hauptradsatz des Getriebes bilden.

[0010] Ähnliche Mehrstufen-Automatgetriebe mit neun gruppenschaltungsfrei schaltbaren Vorwärtsgängen sind ferner aus der DE 4238025 A1 bekannt, umfassend vier koaxiale Einfach-Planetenradsätze und sechs oder sieben Reibschaltelemente (vier Lamellenbremsen und zwei oder drei Lamellenkupplungen). Dabei bilden die beiden vom Antrieb her gesehen ersten beiden Planetenradsätze stets einen mit der Antriebswelle des Getriebes fest verbundenen schaltbaren, über zwei Koppelwellen gekoppelten Vorschaltradsatz, bei dem einer seiner Planetenradsätze als Plus-Planetenradsatz in Doppelplanetenbauweise und der andere seiner Planetenradsätze als Minus-Planetenradsatz in Einfachplanetenbauweise ausgeführt sind. Die anderen beiden Planetenradsätze bilden einen als Zweisteg-Vierwellen-Planetengetriebe ausgeführten schaltbaren Hauptradsatz identisch zur US 4,683,776.

[0011] Automatisch schaltbare Fahrzeuggetriebe in Planetenbauweise im Allgemeinen sind im Stand der Technik also bereits vielfach beschrieben und unterliegen einer permanenten Weiterentwicklung und Verbesserung. So sollen diese Getriebe eine ausreichende Anzahl von Vorwärtsgängen sowie einen Rückwärtsgang und eine für Kraftfahrzeuge sehr gut geeignete Übersetzung mit einer hohen Gesamtspreizung sowie günstigen Stufensprüngen aufweisen. Ferner sollen diese eine hohe Anfahrübersetzung in Vorwärtsrichtung ermöglichen und einen direkten Gang enthalten sowie für den Einsatz sowohl in PKW als auch NKW geeignet sein. Außerdem sollen diese Getriebe einen geringen Bauaufwand, insbesondere eine geringe Anzahl an Schaltelementen erfordern und bei sequentieller Schaltweise Doppelschaltungen vermeiden, so dass bei Schaltungen in definierten Ganggruppen jeweils nur ein Schaltelement gewechselt wird.

Aufgabenstellung

[0012] Der vorliegenden Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein Mehrstufengetriebe der eingangs genannten Art mit zumindest acht gruppenschaltungsfrei schaltbaren Vorwärtsgängen und zumindest einem Rückwärtsgang vorzuschlagen, bei dem unter Verwendung von insgesamt vier Planetenradsätzen eine möglichst geringe Anzahl an Schaltelementen benötigt wird. Zudem soll das Getriebe eine große Spreizung bei vergleichsweise harmonischer Gangabstufung aufweisen und in den Hauptfahrgängen einen günstigen Wirkungsgrad – also vergleichsweise geringe Schlepp- und Verzahnungsverluste – aufweisen.

[0013] Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch ein Mehrstufengetriebe mit den Merkmalen des Patentanspruchs 1 gelöst. Weitere vorteilhafte Ausgestaltungen und Weiterbildungen gehen aus den Unteransprüchen hervor.

[0014] Demnach wird ein erfindungsgemäßes Mehrstufengetriebe in Planetenbauweise vorgeschlagen, welches eine Antriebswelle, eine Abtriebswelle, vier Planetenradsätze, mindestens acht drehbare Wellen sowie fünf Schaltelemente – zwei Bremsen und drei Kupplungen – aufweist, deren selektives Eingreifen verschiedene Übersetzungsverhältnisse zwischen der Antriebswelle und der Abtriebswelle bewirkt, so dass acht Vorwärtsgänge und ein Rückwärtsgang realisierbar sind.

[0015] Gemäß der Erfindung sind ein Steg des vierten Planetenradsatzes und die Antriebswelle verdrehfest miteinander verbunden und bilden die erste drehbare Welle des Getriebes. Ein Steg des dritten Planetenradsatzes und die Abtriebswelle sind verdrehfest miteinander verbunden und bilden die zweite drehbare Welle des Getriebes. Ein Sonnenrad des ersten Planetenradsatzes und ein Sonnenrad des vierten Planetenradsatzes sind verdrehfest miteinander verbunden und bilden die dritte drehbare Welle des Getriebes. Ein Hohlrad des ersten Planetenradsatzes bildet die vierte drehbare Welle des Getriebes. Ein Hohlrad des zweiten Planetenradsatzes und ein Sonnenrad des dritten Planetenradsatzes sind verdrehfest miteinander verbunden und bilden die fünfte drehbare Welle des Getriebes. Ein Steg des ersten Planetenradsatzes und ein Hohlrad des dritten Planetenradsatzes sind verdrehfest miteinander verbunden und bilden die sechste drehbare Welle des Getriebes. Ein Sonnenrad des zweiten Planetenradsatzes und ein Hohlrad des vierten Planetenradsatzes sind verdrehfest miteinander verbunden und bilden die siebte drehbare Welle des Getriebes. Ein Steg des zweiten Planetenradsatzes bildet die achte drehbare Welle des Getriebes.

[0016] Hinsichtlich der Anbindung der fünf Schaltelemente an die verschiedenen Elemente des Planetenradsätze und an die Antriebswelle des Getriebes wird gemäß der Erfindung vorgeschlagen, dass das erste Schaltelement im Kraftfluss zwischen der dritten Welle und einem Gehäuse des Getriebes angeordnet ist, dass das zweite Schaltelement im Kraftfluss zwischen der vierten Welle und dem Gehäuse des Getriebes angeordnet ist, und dass das dritte Schaltelement im Kraftfluss zwischen der fünften und der ersten Welle angeordnet ist. Weiterhin ist gemäß der Erfindung das vierte Schaltelement im Kraftfluss entweder zwischen der achten und der zweiten Welle oder aber zwischen der achten und der sechsten Welle angeordnet. Das fünfte Schaltelement ist gemäß der Erfindung im Kraftfluss entweder zwischen der siebten und der fünften Welle oder aber zwischen der siebten und der achten Welle oder aber zwischen der fünften und der achten Welle angeordnet. Durch diese verschiedenen kinematischen Kopplungen der Schaltelemente an die verschiedenen Wellen des Getriebes ergibt sich erfindungsgemäß somit eine ganze Getriebefamilie.

[0017] Alle vier Planetenradsätze sind also vorzugsweise als so genannte Minus-Planetenradsätze ausgeführt, deren jeweilige Planetenräder mit Sonnenrad und Hohlrad des jeweiligen Planetenradsatzes kämmen. Hinsichtlich der räumlichen Anordnung der vier Planetenradsätze im Gehäuse des Getriebes wird in einer vorteilhaften Ausgestaltung vorgeschlagen, alle vier Planetenradsätze koaxial zueinander nebeneinander anzuordnen, in einer Reihenfolge „zweiter, vierter, erster, dritter Planetenradsatz". Für eine Anwendung mit koaxial zueinander verlaufender Antriebs- und Abtriebswelle ist es in diesem Fall zweckmäßig, dass der zweite Planetenradsatz der dem Antrieb des Getriebes zugewandte Planetenradsatz der erfindungsgemäßen Planetenradsatzgruppe ist.

[0018] Durch die erfindungsgemäße Ausgestaltung des Mehrstufengetriebes ergeben sich insbesondere für Personenkraftwagen geeignete Übersetzungen mit großer Gesamtspreizung in harmonischer Gangabstufung, wodurch ein guter Fahrkomfort und eine signifikante Verbrauchsabsenkung erzielt werden.

[0019] Darüber hinaus wird mit dem erfindungsgemäßen Mehrstufengetriebe durch eine geringe Anzahl an Schaltelementen, nämlich zwei Bremsen und drei Kupplungen, der Bauaufwand vergleichsweise gering. In vorteilhafter Weise ist es mit dem erfindungsgemäßen Mehrstufengetriebe möglich, ein Anfahren mit einem hydrodynamischen Wandler, einer externen Anfahrkupplung oder auch mit sonstigen geeigneten externen Anfahrelementen durchzuführen. Es ist auch denkbar, einen Anfahrvorgang mit einem im Getriebe integrierten Anfahrelement zu ermöglichen. Vorzugsweise eignet sich hierfür eine der beiden Bremsen, die im ersten und zweiten Vorwärts-

gang und im Rückwärtsgang betätigt wird.

[0020] Darüber hinaus ergibt sich bei dem erfindungsgemäßen Mehrstufengetriebe in allen Gängen ein guter Wirkungsgrad einerseits infolge geringer Schleppverluste, da in jedem Gang jeweils nur zwei Schaltelemente nicht im Eingriff sind, andererseits auch infolge geringer Verzahnungsverluste in den einfach aufgebauten Einzel-Planetenradsätzen.

[0021] Außerdem ist das erfindungsgemäße Mehrstufengetriebe derart konzipiert, dass eine Anpassbarkeit an unterschiedliche Triebstrangausgestaltungen sowohl in Kraftflussrichtung als auch in räumlicher Hinsicht ermöglicht wird. So ist es beispielsweise ohne besondere konstruktive Maßnahmen möglich, Antrieb und Abtrieb des Getriebes wahlweise koaxial oder achsparallel zueinander anzuordnen.

Ausführungsbeispiel

[0022] Die Erfindung wird im Folgenden anhand der Zeichnungen beispielhaft näher erläutert. Gleiche bzw. vergleichbare Bauteile sind dabei auch mit gleichen Bezugszeichen versehen. Es zeigen:

[0023] Fig. 1 eine schematische Darstellung eines ersten Ausführungsbeispiels eines erfindungsgemäßen Mehrstufengetriebes;

[0024] Fig. 2 ein beispielhaftes Schaltschema für das Mehrstufengetriebe gemäß Fig. 1;

[0025] Fig. 3 eine beispielhafte erste Bauteilanordnungs-Variante für das Mehrstufengetriebe gemäß Fig. 1;

[0026] Fig. 4 eine beispielhafte zweite Bauteilanordnungs-Variante für das Mehrstufengetriebe gemäß Fig. 1;

[0027] Fig. 5 eine schematische Darstellung eines zweiten Ausführungsbeispiels eines erfindungsgemäßen Mehrstufengetriebes;

[0028] Fig. 6 eine schematische Darstellung eines dritten Ausführungsbeispiels eines erfindungsgemäßen Mehrstufengetriebes;

[0029] Fig. 7 eine schematische Darstellung eines vierten Ausführungsbeispiels eines erfindungsgemäßen Mehrstufengetriebes;

[0030] Fig. 8 eine beispielhafte Bauteilanordnungs-Variante für das Mehrstufengetriebe gemäß Fig. 7;

[0031] Fig. 9 eine schematische Darstellung eines fünften Ausführungsbeispiels eines erfindungsgemäßen Mehrstufengetriebes; und

[0032] Fig. 10 eine schematische Darstellung eines sechsten Ausführungsbeispiels eines erfindungsgemäßen Mehrstufengetriebes.

[0033] In Fig. 1 ist ein erstes Ausführungsbeispiel einer erfindungsgemäßen Mehrstufengetriebes dargestellt. Das Getriebe umfasst eine Antriebswelle AN, und eine Abtriebswelle AB, sowie vier Planetenradsätze RS1, RS2, RS3, RS4 und fünf Schaltelemente A, B, C, D, E, F, die alle in einem Gehäuse GG des Getriebes angeordnet sind. Alle vier Planetenradsätze RS1, RS2, RS3, RS4 sind als einfache Minus-Planetenradsätze ausgebildet und in diesem Ausführungsbeispiel in axialer Richtung in der Reihenfolge RS2, RS4, RS1, RS3 koaxial hintereinander angeordnet. Ein Minus-Planetenradsatz weist bekanntlich Planetenräder auf, die mit Sonnen- und Hohlrad dieses Planetensatzes kämmen. Die Hohlräder der vier Planetenradsätze RS1, RS2, RS3, RS4 sind mit HO1, HO2, HO3 und HO4 bezeichnet, die Sonnenräder mit SO1, SO2, SO3 und SO4, die Planetenräder mit PL1, PL2, PL3 und PL4, und die Stege, an denen die genannten Planetenräder rotierbar gelagert sind, mit ST1, ST2, ST3 und ST4. Die Schaltelemente A und B sind als Bremsen ausgebildet, die im dargestellten Ausführungsbeispiel beide als reibschlüssig schaltbare Lamellenbremse ausgeführt sind, selbstverständlich in einer anderen Ausgestaltung auch als reibschlüssig schaltbare Bandbremse oder beispielsweise auch als formschlüssig schaltbare Klauen- oder Konusbremse ausgeführt sein können. Die Schaltelemente C, D und E sind als Kupplungen ausgebildet, die im dargestellten Ausführungsbeispiel alle als reibschlüssig schaltbare Lamellenkupplung ausgeführt sind, selbstverständlich in einer anderen Ausgestaltung beispielsweise auch als formschlüssig schaltbare Klauen- oder Konuskupplung ausgeführt sein können.

[0034] Mit diesen fünf Schaltelementen A bis E ist ein selektives Schalten von acht Vorwärtsgängen und zumindest einem Rückwärtsgang realisierbar. Das erfindungsgemäße Mehrstufengetriebe weist insgesamt zumindest acht drehbare Wellen auf, die mit **1** bis **8** bezeichnet sind.

[0035] Hinsichtlich der Kopplung der einzelnen Elemente der vier Planetenradsätze RS1, RS2, RS3, RS4 untereinander und zur Antriebs- und Abtriebswelle AN, AB ist bei dem Mehrstufengetriebe gemäß Fig. 1 folgendes vorgesehen: Der Steg ST4 des vierten Planetenradsatzes RS4 und die Antriebswelle AN sind verdrehfest miteinander verbunden und bilden die erste Welle **1** des Getriebes. Der Steg ST3 des dritten Planetenradsatzes RS3 und die Abtriebswelle AB sind drehfest miteinander verbunden und bilden die zweite Welle **2** des Getriebes. Das Sonnenrad SO1 des ersten Planetenradsatzes RS1 und das Sonnenrad SO4 des vierten Planetenradsatzes RS4 sind verdrehfest miteinander verbunden und bilden

die dritte Welle **3** des Getriebes. Das Hohlrad HO1 des ersten Planetenradsatzes RS1 bildet die vierte Welle **4** des Getriebes. Das Hohlrad HO2 des zweiten Planetenradsatzes RS2 und das Sonnenrad SO3 des dritten Planetenradsatzes RS3 sind verdrehfest miteinander verbunden und bilden die fünfte Welle **5** des Getriebes. Der Steg ST1 des ersten Planetenradsatzes RS1 und das Hohlrad HO3 des dritten Planetenradsatzes RS3 sind verdrehfest miteinander verbunden und bilden die sechste Welle **6** des Getriebes. Das Sonnenrad SO2 des zweiten Planetenradsatzes RS2 und das Hohlrad HO4 des vierten Planetenradsatzes RS4 sind verdrehfest miteinander verbunden und bilden die siebte. Welle **7** des Getriebes. Der Steg ST2 des zweiten Planetenradsatzes RS2 bildet die achte Welle **8** des Getriebes.

[0036] Hinsichtlich der Kopplung der fünf Schaltelemente A bis E an die so beschriebenen Wellen **1** bis **8** des Getriebes ist bei dem Mehrstufengetriebe gemäß Fig. 1 folgendes vorgesehen: Das erste Schaltelement A ist im Kraftfluss zwischen der dritten Welle **3** und dem Getriebegehäuse GG angeordnet. Das zweite Schaltelement B ist im Kraftfluss zwischen der vierten Welle **4** und dem Getriebegehäuse GG angeordnet. Das dritte Schaltelement C ist im Kraftfluss zwischen der fünften Welle **5** und der ersten Welle **1** angeordnet. Das vierte Schaltelement D ist im Kraftfluss zwischen der achten Welle **8** und der zweiten Welle **2** angeordnet ist. Das fünfte Schaltelement E schließlich ist im Kraftfluss zwischen der siebten Welle **7** und der fünften Welle **5** angeordnet.

[0037] In dem in Fig. 1 dargestellten Ausführungsbeispiel ist der zweite Planetenradsatz RS2 der antriebsnahe Radsatz des Getriebes und der dritte Planetenradsatz RS3 der abtriebsnahe Radsatz des Getriebes, wobei Antriebswelle AN und Abtriebswelle AB beispielhaft koaxial zueinander angeordnet sind.

[0038] Dem Fachmann ist leicht ersichtlich, dass dieses Getriebe ohne besonderen Aufwand derart modifizierbar ist, dass Antriebs- und Abtriebswelle nicht mehr koaxial zueinander angeordnet sind, beispielsweise achsparallel oder winklig zueinander. Bei einer derartigen Anordnung wird der Fachmann bei Bedarf auch den Antrieb des Getriebes nahe dem dritten Planetenradsatz RS3, also auf der dem ersten Planetenradsatz RS1 abgewandten Seite des dritten Planetenradsatzes RS3 anordnen.

[0039] Entsprechend der räumlichen Anordnung der vier Radsätze in axialer Richtung gesehenen in der Folge „RS2, RS4, RS1, RS3" verläuft die zweite Welle **2** des Getriebes abschnittsweise zentrisch innerhalb der dritten Welle **3** und abschnittsweise zentrisch innerhalb der siebten Welle **7**. Dabei verläuft die fünfte Welle **5** einerseits abschnittsweise zentrisch innerhalb dieser zweiten Welle **2**, andererseits umgreift ein Abschnitt der fünften Welle **5** die Kupplung D und den zweiten Planetenradsatz RS2 in axialer und radialer Richtung vollständig. Die erste Welle **1** des Getriebes übergreift den zweiten und vierten Planetenradsatz RS2, RS4 sowie die Kupplungen D, C, E in axialer und radialer Richtung vollständig, die Kupplungen D, C, E sind also innerhalb eines Zylinderraums angeordnet, der durch die Welle **1** gebildet wird.

[0040] Wie als Fig. 1 weiterhin ersichtlich, sind die beiden Bremsen A, B im dargestellten Ausführungsbeispiel räumlich gesehen axial unmittelbar nebeneinander in einem Bereich radial oberhalb der Planetenradsätze RS1 und RS4 angeordnet, wobei die Bremse B zumindest teilweise radial über dem ersten Planetenradsatz RS1 angeordnet ist, und wobei die Bremse A zumindest teilweise in einem Bereich axial zwischen den beiden Planetenradsätzen RS4 und RS1 angeordnet ist. Die kinematische Anbindung der beiden Bremsen A, B an die beiden Planetenradsätzen RS4 und RS1 bedingt, dass die Bremse B näher am dritten Planetenradsatz RS3 bzw. näher am Abtrieb des Getriebes angeordnet ist als die Bremse A. Selbstverständlich ist die in Fig. 1 dargestellte räumliche Anordnung der beiden Bremsen A, B als beispielhaft zu verstehen. So kann die Bremse A beispielsweise auch zumindest teilweise radial über dem vierten Planetenradsatz RS4 angeordnet sein. Je nach dem zur Verfügung stehenden Bauraum für das Getriebegehäuse GG im Fahrzeug kann in einer anderen Ausgestaltung beispielsweise auch vorgesehen sein, dass die beiden Bremsen A, B – ausgehend von der Darstellung in Fig. 1 – axial verschoben in einem Bereich radial über den Planetenradsätzen RS2 und RS4 oder radial über den Planetenradsätzen RS3 und RS1 oder axial vollständig zwischen den Planetenradsätzen RS4 und RS1 angeordnet sind. Je nach dem zur Verfügung stehenden Bauraum kann die Bremse A auch beispielsweise radial innerhalb eines Zylinderraums angeordnet sein, der durch die Bremse B gebildet wird.

[0041] Wie als Fig. 1 weiterhin ersichtlich, sind die beiden Kupplungen C und E radial betrachtet im Wesentlichen übereinander und axial betrachtet zwischen dem zweiten Planetenradsatz RS2 und dem vierten Planetenradsatz RS4 angeordnet, wobei das Lamellenpaket der Kupplung C zumindest überwiegend radial über dem Lamellenpaket der Kupplung E angeordnet ist. Zweckmäßigerweise kann für beide Kupplungen C, E ein gemeinsamer Lamellenträger vorgesehen sein, der beispielsweise als Innenlamellenträger für das radial äußere Lamellenpaket der Kupplung C und als Außenlamellenträger für das radial innere Lamellenpaket der Kupplung E ausgeführt ist. Zur Vereinfachung nicht dargestellte Servoeinrichtungen der beiden Kupplungen C, E können beispielsweise zusammen mit dem genannten gemeinsamen Lamellenträger und den beiden genannten Lamellenpaketen zu einer vormontierbaren Baugrup-

pe zusammengefasst werden, sodass beide Servoeinrichtungen dann stets mit Drehzahl des Hohlrads HO2 des zweiten Planetenradsatzes RS2 rotieren. Beide Servoeinrichtungen können einen dynamischen Druckausgleich aufweisen zur Kompensation des rotatorischen Drucks ihrer rotierenden Druckräume. Beispielsweise kann die Servoeinrichtung der Kupplung C aber auch separat an dem für die beiden Kupplungen C, E gemeinsamen Lamellenträger und die Servoeinrichtung der Kupplung E separat an dem Sonnenrad SO2 des zweiten Planetenradsatzes RS2 axial verschiebbar gelagert sein. Beispielsweise kann die Servoeinrichtung der Kupplung C auch an der Antriebswelle AN axial verschiebbar gelagert sein, sodass sie stets mit Antriebsdrehzahl des Getriebes rotiert.

[0042] Wie als Fig. 1 weiterhin ersichtlich, ist die Kupplung D räumlich betrachtet auf der dem vierten Planetenradsatz RS4 abgewandten Seite des zweiten Planetenradsatzes RS2 angeordnet, axial unmittelbar angrenzend an diesen zweiten Planetenradsatzes RS2. Im dargestellten Beispiel weist das Lamellenpaket der Kupplung D einen vergleichsweise kleinen Durchmesser auf, entsprechend der kinematischen Anbindung der Kupplung D an den Steg ST2 des zweiten Planetenradsatzes RS2. Selbstverständlich kann die Kupplung D in einer anderen Ausgestaltung des Getriebes durch einfache Umkonstruktion auch auf einem größeren Durchmesser angeordnet sein, beispielsweise axial neben dem Hohlrad HO2 des zweiten Planetenradsatzes RS2 oder auch axial zwischen dem ersten und dritten Planetenradsatz RS1, RS3. Eine zur Vereinfachung nicht dargestellte Servoeinrichtung der Kupplung D kann derart angeordnet sein, dass sie stets mit Drehzahl des Stegs ST2 des zweiten Planetenradsatzes RS2 rotiert, oder dass sie stets mit Drehzahl des Stegs ST3 des dritten Planetenradsatzes RS3 rotiert. Selbstverständlich kann auch die Servoeinrichtung der Kupplung D einen dynamischen Druckausgleich aufweisen zur Kompensation des rotatorischen Drucks ihres rotierenden Druckraums.

[0043] In Fig. 2 ist ein beispielhaftes Schaltschema des erfindungsgemäßen Mehrstufengetriebes gemäß Fig. 1 dargestellt. In jedem Gang sind drei Schaltelemente geschlossen und zwei Schaltelemente offen. Neben der Schaltlogik können dem Schaltschema auch beispielhafte Werte für die jeweiligen Übersetzungen i der einzelnen Gangstufen und die daraus zu bestimmenden Stufensprünge ϕ entnommen werden. Die angegebenen Übersetzungen i ergeben sich aus den (typischen) Standgetriebeübersetzungen der vier Planetensätze RS1, RS2, RS3, RS4 von minus 2,10, minus 1,60, minus 3,70 und minus 2,00. Des weiteren kann dem Schaltschema entnommen werden, dass bei sequentieller Schaltweise Doppelschaltungen bzw. Gruppenschaltungen vermieden werden, da zwei in der Schaltlogik benachbarte Gangstufen zwei Schaltelemente gemeinsam benutzen. Der sechste Gang ist vorzugsweise als direkter Gang ausgebildet.

[0044] Der erste Vorwärtsgang ergibt sich durch Schließen der Bremsen A und B und der Kupplung G, der zweite Vorwärtsgang durch Schließen der Bremsen A und B und der Kupplung E, der dritte Vorwärtsgang durch Schließen der Bremse B und der Kupplungen C und E, der vierte Vorwärtsgang durch Schließen der Bremse B und der Kupplungen D und E, der fünfte Vorwärtsgang durch Schließen der Bremse Bund der Kupplungen C und D, der sechste Vorwärtsgang durch Schließen der Kupplungen C, D und E, der siebte Vorwärtsgang durch Schließen der Bremse A und der Kupplungen C und D, sowie der achte Vorwärtsgang durch Schließen der Bremse A und der Kupplungen D und E. Wie aus dem Schaltschema weiter ersichtlich, ergibt sich der Rückwärtsgang durch Schließen der Bremsen A und B und der Kupplung D.

[0045] Gemäß der Erfindung ist ein Anfahren des Kraftfahrzeugs mit einem im Getriebe integrierten Schaltelement möglich. Hierbei ist ein Schaltelement besonders geeignet, das sowohl im ersten Vorwärtsgang als auch im Rückwärtsgang benötigt wird, hier also vorzugsweise die Bremse A oder die Bremse B. In vorteilhafter Weise werden diese beiden Bremsen A, B auch im zweiten Vorwärtsgang benötigt. Wird die Bremse B als im Getriebe integriertes Anfahrelement genutzt, so ist damit sogar ein Anfahren in den ersten fünf Vorwärtsgängen und dem Rückwärtsgang möglich. Wie aus dem Schaltschema ersichtlich, kann zum Anfahren in Vorwärtsfahrtrichtung auch die Kupplung C und zum Anfahren in Rückwärtsfahrtrichtung die Kupplung D als getriebeinternes Anfahrelement verwendet werden.

[0046] Die räumliche Anordnung der Schaltelemente des in Fig. 1 dargestellten Ausführungsbeispiels eines erfindungsgemäßen Mehrstufengetriebes innerhalb des Getriebes kann im Prinzip beliebig sein und wird nur durch die Abmessungen und die äußere Formgebung des Getriebegehäuses GG begrenzt. Entsprechend sind in den Fig. 3 und beispielhaft zwei Bauteilanordnungs-Varianten des Mehrstufengetriebes gemäß Fig. 1 dargestellt, wobei alle kinematischen Kopplungen der Radsatzelemente, Schaltelemente und Wellen untereinander unverändert aus Fig. 1 übernommen sind. Bei beiden Bauteilanordnungs-Varianten gemäß Fig. 3 und Fig. 4 sind die vier Planetenradsätze RS1 bis RS4 nunmehr in axialer Richtung in der Reihenfolge RS1, RS4, RS2, RS3 koaxial hintereinander angeordnet. Antriebswelle AN und Abtriebswelle AB sind wie in Fig. 1 beispielhaft koaxial zueinander angeordnet, sodass nunmehr der erste Planetenradsatz RS1 der antriebsnahe Radsatz des Getriebes ist, wobei der dritte Planetenradsatz RS3 wie in Fig. 1 der abtriebsnahe Radsatz des

Getriebes ist. Selbstverständlich sind die im Rahmen der Beschreibung der Fig. 1 getroffenen Aussagen hinsichtlich der Möglichkeiten, die relative räumliche Lage von Antriebs- und Abtriebswelle AN, AB bzw. von An- und Abtrieb des Getriebes auch auf die Ausführungsbeispiele gemäß Fig. 3 und Fig. 4 sinngemäß übertragbar.

[0047] Entsprechend der gegenüber Fig. 1 geänderten räumlichen Lage der vier Planetenradsätze RS1 bis RS4 relativ zueinander ergibt sich gemäß Fig. 3 bzw. Fig. 4 auch eine gegenüber Fig. 1 geänderte zweckmäßige räumliche Anordnung der fünf Schaltelemente A bis E innerhalb des Getriebegehäuses GG relativ zu den Radsätzen. Bei diesen beiden Bauteilanordnungs-Varianten ist die mit dem Hohlrad HO1 des ersten Planetenradsatzes RS1 bzw. mit der Welle **4** verbundene Bremse B zweckmäßigerweise zumindest teilweise in einem Bereich radial über der ersten Planetenradsatz RS1 angeordnet. Die mit dem Sonnenrad SO1 des ersten Planetenradsatzes RS1 bzw. mit der Welle **3** verbundene Bremse A ist nunmehr auf der dem vierten Planetenradsatz RS4 bzw. auf der den anderen Radsätzen abgewandten Seite des ersten Planetenradsatzes RS1 angeordnet, nahe dem Antrieb des Getriebes. Dabei weisen die Lamellenpakete dieser beiden Bremsen hier beispielhaft einen zumindest ähnlichen Durchmesser auf. Die Bremse A kann auch konstruktiv einfach in einer antriebsnahen Gehäusewand des Getriebegehäuses GG integriert sein. Zur Einsparung von axialer Baulänge des Getriebes kann in einer anderen Ausgestaltung aber auch vorgesehen sein, dass bei unverändert axial nebeneinander angeordneten Lamellenpaketen die Bremse A zumindest teilweise in einem Bereich radial über dem ersten Planetenradsatz RS1 und die Bremse B zumindest teilweise in einem Bereich radial über dem vierten Planetenradsatz RS4 angeordnet ist. In noch einer anderen Ausgestaltung kann beispielsweise auch vorgesehen sein, dass die beiden Bremsen A, B nicht axial nebeneinander, sondern radial übereinander angeordnet sind.

[0048] In der in Fig. 3 dargestellten beispielhaften ersten Bauteilanordnungs-Variante des Mehrstufengetriebes gemäß Fig. 1 sind die Lamellenpakete der beiden Kupplungen D, E nunmehr in einem Bereich axial zwischen dem zweiten und dritten Planetenradsatz RS2, RS3 angeordnet, beispielhaft axial nebeneinander, um die Lamellenpakete beider Kupplungen D, E auf einem möglichst großen Durchmesser anordnen zu können. Dabei ist das Lamellenpaket der Kupplung E näher am zweiten Planetenradsatz RS2 angeordnet als das Lamellenpaket der Kupplung D. Dabei umgreift die Welle **8** des Getriebes, die ja die Wirkverbindung zwischen dem Steg ST2 des zweiten Planetenradsatzes RS2 und der Kupplung D bildet, den zweiten Planetenradsatz RS2 und die Kupplung E in axialer Richtung vollständig, die Kupplung E ist also innerhalb eines Zylinderraums angeordnet, der durch die Welle **8** gebildet wird. Je nach dem für den Einbau des Getriebes in das Fahrzeug zur Verfügung stehenden Bauraum kann es aber auch zweckmäßig sein, das Lamellenpaket der Kupplung D in etwa radial über dem Lamellenpaket der Kupplung E anzuordnen. Die Welle **6** des Getriebes, die ja die Wirkverbindung zwischen dem Steg ST1 des ersten Planetenradsatzes RS1 und dem Hohlrad HO3 des dritten Planetenradsatzes RS3 bildet, übergreift in ihrem axialen Verlauf den vierten und zweiten Planetenradsatz RS4, RS2 sowie die beiden Kupplungen E, D vollständig. In einer anderen Ausgestaltung kann die Kupplung D räumlich gesehen auch axial zwischen dem zweiten Planetenradsatz RS2 und dem vierten Planetenradsatz RS4 angeordnet sein.

[0049] Wie aus Fig. 3 weiterhin ersichtlich, ist die Kupplung C nunmehr auf der dem zweiten Planetenradsatz RS2 bzw. auf der den anderen Radsätzen abgewandten Seite des dritten Planetenradsatzes RS3 angeordnet, axial unmittelbar an diesen dritten Planetenradsatz RS3 angrenzend. Entsprechend der in Fig. 3 dargestellten Anwendung als Getriebe für einen „Standard-Antrieb" mit koaxialem An- und Abtrieb und der kinematisch bedingten Kopplung der Abtriebswelle AB an den Steg ST3 des dritten Planetenradsatzes RS3 ist der Durchmesser des Lamellenpaketes der Bremse C vergleichsweise klein und die zur sicheren Drehmoment-Übertragung erforderliche Lamellenanzahl der Bremse C vergleichsweise groß. Diese daraus resultierende vergleichsweise große axiale Erstreckung der Kupplung C wirkt sich für einen „Standard-Antrieb" allerdings infolge der üblichen Kardantunnelkontur des Fahrzeugs nicht nachteilig aus. Soll das Getriebe hingegen beispielsweise mit einem zum Antrieb achsparallelen Abtrieb versehen werden, so steht durch die hierfür notwendige Verlegung der Abtriebswelle ein großer Durchmesser für die Anordnung der Kupplung C dann im Bereich zwischen dem mit dem Steg ST3 verbundenen Abtriebsstirnrad und der Gehäuseaußenwand zur Verfügung.

[0050] Entsprechend der räumlichen Anordnung der vier Radsätze in axialer Richtung gesehenen in der Folge „RS1, RS4, RS2, RS3" werden die vier Planetenradsätze RS1 bis RS4 jeweils höchstens von einer Welle, gemäß Fig. 3 von der Antriebswelle AN bzw. der Welle **1** des Getriebes in axialer Richtung zentrisch durchgriffen. Die ist besonders vorteilhaft einerseits für die Dimensionierung der Antriebswelle AN und der Radsätze, andererseits auch für die vergleichsweise einfache Schmiermittelzuführung zu den Planetenrädern der vier Planetenradsätze RS1, RS2, RS3, RS4 und für die vergleichsweise einfache Druck- und Schmiermittelzuführung zu den drei Kupplungen E, D, C. Bei dem in Fig. 3 dargestellten Ausführungsbeispiel mit koaxialer Anordnung von Antriebs- und Abtriebswelle AN, AB durchgreift die

Antriebswelle AN bzw. der Welle **1** des Getriebes alle vier Planetenradsätze RS1 bis RS4 und in ihrem axialen Verlauf die dritte Welle **3**, die siebte Welle **7** und die fünfte Welle **5** zentrisch. Ist in einer anderen Ausgestaltung mit nicht koaxialer. Antriebs- und Abtriebswelle der Antrieb des Getriebes abweichend zu Fig. 3 nahe dem dritten Planetenradsatz RS3 bzw. nahe der Kupplung C angeordnet sein, so kann die Welle **3** auch direkt an einer entsprechend ausgebildeten gehäusefesten Nabe der dann dem Antrieb gegenüberliegenden Gehäuseaußenwand verdrehbar gelagert sein, wobei dann die Antriebswelle AN bzw. die Welle **1** nur die beiden Planetenradsätze RS3 und RS2 (und die Kupplungen C, D, E) in axialer Richtung zentrisch vollständig durchgreift.

[0051] Die in Fig. 4 dargestellten beispielhafte zweite Bauteilanordnungs-Variante des Mehrstufengetriebes gemäß Fig. 1 unterscheidet sich von dem zuvor anhand Fig. 3 beschrieben Ausführungsbeispiel insbesondere durch eine modifizierte konstruktive Ausbildung der Kupplung E und der räumlichen Anordnung der Kupplung C.

[0052] Wie aus Fig. 4 ersichtlich, ist die Kupplung E ähnlich wie in Fig. 3 räumlich gesehen axial zwischen dem zweiten und dritten Planetenradsatz RS2, RS3 und dabei axial unmittelbar angrenzend an den zweiten Planetenradsatz RS2 angeordnet. Während in Fig. 3 der Außenlamellenträger der Kupplung E mit der Welle **5** (bzw. mit dem Hohlrad HO2 des zweiten Planetenradsatzes RS2) und der Innenlamellenträger der Kupplung E mit der Welle **7** (bzw. mit dem Sonnenrad SO2 des zweiten Planetenradsatzes RS2) verdrehfest verbunden ist, ist in Fig. 4 der Außenlamellenträger der Kupplung E nunmehr mit der Welle **7** und der Innenlamellenträger der Kupplung E entsprechend mit der Welle **5** verdrehfest verbunden. Diese konstruktive Ausbildung ist günstig, wenn die – zur Vereinfachung nicht näher dargestellte – Servoeinrichtung der Kupplung E auf der dem Planetenradsatz RS2 zugewandten Seite des ihr zugeordneten Lamellenpaketes der Kupplung E angeordnet sein soll und dann stets mit Drehzahl der siebten Welle **7** rotiert. Selbstverständlich ist die in Fig. 4 dargestellte konstruktive Ausbildung der Kupplung E auch auf das in Fig. 3 dargestellte Ausführungsbeispiel übertragbar.

[0053] Wie aus Fig. 4 weiterhin ersichtlich, ist die Kupplung C im Unterschied zu Fig. 3 räumlich gesehen nunmehr axial zwischen dem zweiten und dritten Planetenradsatz RS2, RS3 und dabei axial unmittelbar angrenzend an den dritten Planetenradsatz RS3 angeordnet. Die in Fig. 4 dargestellte Anordnung dieser Kupplung C auf einem vergleichsweise kleinen Durchmesser im Bereich nahe dem Sonnenrad SO3 des dritten Planetenradsatzes RS3, ist selbstverständlich nur als beispielhaft anzusehen; in einer modifizierten Ausgestaltung kann die Kupplung C auch auf einem größeren Durchmesser angeordnet sein.

[0054] Entsprechend der räumlichen Anordnung der vier Radsätze in axialer Richtung gesehenen in der Folge „RS1, RS4, RS2, RS3" werden die vier Planetenradsätze RS1 bis RS4 auch in dem Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 4 jeweils höchstens von einer Welle des Getriebes in axialer Richtung zentrisch durchgriffen: die Planetenradsätze RS1, RS4 und RS2 von der Antriebswelle AN bzw. der Welle **1**, der Planetenradsatz RS3 höchstens von einem Abschnitt der fünften Welle **5**.

[0055] Anhand der folgenden Figuren werden weitere Ausführungsbeispiele für ein erfindungsgemäßes Mehrstufengetriebe beschrieben, die alle mit der gleichen Schaltlogik gemäß Fig. 2 betreibbar sind.

[0056] Fig. 5 zeigt eine schematische Darstellung eines zweiten Ausführungsbeispiels eines erfindungsgemäßen Mehrstufengetriebes, basierend auf dem zuvor im Detail beschriebenen ersten Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 1. Wie aus Fig. 5 leicht ersichtlich, wurde die Getriebestruktur und die kinematischen Kopplungen der vier Planetenradsätze RS1, RS2, RS3, RS4 und der fünf Schaltelemente A, B, C, D, E untereinander und zur Antriebs- und Abtriebswelle AN, AB fast vollständig von Fig. 1 übernommen. Der wesentliche Unterschied zu Fig. 1 besteht lediglich in der kinematischen Kopplung des fünften Schaltelementes E an die Radsatzelemente. Gemäß Fig. 5 ist vorgesehen, dass die Kupplung E nunmehr im Kraftfluss zwischen der siebten Welle **7** und der achten Welle **8** des Getriebes angeordnet ist. Im Unterschied zu Fig. 1 ist nunmehr also die zwischen dem Sonnenrad SO2 des zweiten Planetenradsatzes RS2 und dem Hohlrad HO4 des vierten Planetenradsatzes RS4 vorgesehene Koppelwelle **7** über die Kupplung E mit dem Steg ST2 des zweiten Planetenradsatzes RS2 verbindbar.

[0057] Entsprechend ist hinsichtlich der räumlichen Anordnung der Kupplung E in Fig. 5 vorgesehen, dass diese Kupplung E axial betrachtet zwischen den beiden genannten Planetenradsätzen RS2 und RS4 angeordnet ist. Die räumliche Anordnung der Kupplung C ist also vollkommen losgelöst von der räumlichen Anordnung der Kupplung E zu betrachten. In Fig. 5 ist diese Kupplung C beispielhaft in einem Bereich radial über dem zweiten Planetenradsatz RS2 angeordnet. Ein zur Vereinfachung nicht dargestellte Servoeinrichtung der Kupplung E kann zweckmäßigerweise an der Welle **7** axial verschiebbar gelagert sein und rotiert in diesem Fall stets mit Drehzahl dieser Welle **7**. Ein zur Vereinfachung ebenfalls nicht dargestellte Servoeinrichtung der Kupplung C kann zweckmäßigerweise an der Welle **1** bzw. der Antriebswelle AN axial verschiebbar gelagert sein und rotiert in diesem Fall stets mit Antriebswellendrehzahl.

[0058] Fig. 6 zeigt eine schematische Darstellung eines dritten Ausführungsbeispiels eines erfindungsgemäßen Mehrstufengetriebes, ebenfalls basierend auf dem zuvor im Detail beschriebenen ersten Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 1. Wie aus Fig. 6 leicht ersichtlich, wurde die Getriebestruktur und die kinematischen Kopplungen der vier Planetenradsätze RS1, RS2, RS3, RS4 und der fünf Schaltelemente A, B, C, D, E untereinander und zur Antriebs- und Abtriebswelle AN, AB fast vollständig von Fig. 1 übernommen. Der wesentliche Unterschied zu Fig. 1 besteht wiederum in der kinematischen Kopplung des fünften Schaltelementes E an die Radsatzelemente. Gemäß Fig. 6 ist vorgesehen, dass die Kupplung E nunmehr im Kraftfluss zwischen der fünften Welle **5** und der achten Welle **8** des Getriebes angeordnet ist. Im Unterschied zu Fig. 1 sind nunmehr also Steg ST2 und Hohlrad HO2 des zweiten Planetenradsatzes RS2 über die Kupplung E miteinander verbindbar.

[0059] Fig. 7 zeigt eine schematische Darstellung eines vierten Ausführungsbeispiels eines erfindungsgemäßen Mehrstufengetriebes, wiederum basierend auf dem zuvor im Detail beschriebenen ersten Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 1. Wie aus Fig. 7 leicht ersichtlich, wurde die Getriebestruktur und die kinematischen Kopplungen der vier Planetenradsätze RS1, RS2, RS3, RS4 und der fünf Schaltelemente A, B, C, D, E untereinander und zur Antriebs- und Abtriebswelle AN, AB fast vollständig von Fig. 1 übernommen. Der wesentliche Unterschied zu Fig. 1 besteht diesmal in der kinematischen Kopplung des vierten Schaltelementes D. Gemäß Fig. 7 ist vorgesehen, dass die Kupplung D nunmehr im Kraftfluss zwischen der achten Welle **8** und der sechsten Welle **6** des Getriebes angeordnet ist. Im Unterschied zu Fig. 1 ist nunmehr also die zwischen dem Steg ST1 des ersten Planetenradsatzes RS1 und dem Hohlrad HO3 des dritten Planetenradsatzes RS3 vorgesehene Koppelwelle **6** über die Kupplung D mit dem Steg ST2 des zweiten Planetenradsatzes RS2 verbindbar.

[0060] Infolge dieser Anbindung des Kupplung D verläuft – im Unterschied zu Fig. 1 – nunmehr die sechste Welle **6** abschnittsweise zentrisch innerhalb der dritten Welle **3** und abschnittsweise zentrisch innerhalb der siebten Welle **7**, wobei die fünfte Welle **5** abschnittsweise zentrisch innerhalb dieser sechsten Welle **6** verläuft. Wie in Fig. 1 umgreift ein anderer Abschnitt der fünften Welle **5** die Kupplung D und den zweiten Planetenradsatz RS2 in axialer und radialer Richtung vollständig. Ebenfalls wie in Fig. 1 übergreift die erste Welle **1** den zweiten und vierten Planetenradsatz RS2, RS4 sowie die Kupplungen D, C, E in axialer und radialer Richtung vollständig.

[0061] Wie bereits erwähnt, ist die räumliche Anordnung der Schaltelemente der in den dargestellten Ausführungsbeispielen eines erfindungsgemäßen Mehrstufengetriebes innerhalb des Getriebes im Prinzip beliebig und wird nur durch die Abmessungen und die äußere Formgebung des Getriebegehäuses GG begrenzt. Entsprechend ist in Fig. 8 eine beispielhafte Bauteilanordnungs-Variante des Mehrstufengetriebes gemäß Fig. 7 dargestellt, wobei alle kinematischen Kopplungen der Radsatzelemente, Schaltelemente und Wellen untereinander unverändert aus Fig. 7 übernommen sind. Ähnlich wie die in den Fig. 3 und Fig. 4 zuvor beschriebene Bauteilanordnungs-Varianten eignet sich die in Fig. 8 dargestellte Bauteilanordnungs-Variante aufgrund der schlanken Gehäusestruktur besonders gut für den Einbau in ein Fahrzeug mit so genanntem „Standard-Antrieb".

[0062] Wie aus Fig. 8 ersichtlich, sind die vier Planetenradsätze RS1 bis RS4 nunmehr in axialer Richtung in der Reihenfolge RS1, RS4, RS2, RS3 koaxial hintereinander angeordnet, vergleichbar zu den Fig. 3 und Fig. 4. Antriebswelle AN und Abtriebswelle AB sind unverändert koaxial zueinander angeordnet, sodass der dritte Planetenradsatz RS3 unverändert der abtriebsnahe Radsatz des Getriebes ist, der erste Planetenradsatz RS1 aber nunmehr der antriebsnahe Radsatz des Getriebes ist. Selbstverständlich sind die im Rahmen der Beschreibung der vorigen Ausführungsbeispiele getroffenen Aussagen hinsichtlich der Möglichkeiten, die relative räumliche Lage von Antriebs- und Abtriebswelle AN, AB bzw. von An- und Abtrieb des Getriebes auch auf das Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 8 sinngemäß übertragbar.

[0063] Entsprechend der gegenüber Fig. 7 geänderten räumlichen Lage der vier Planetenradsätze RS1 bis RS4 relativ zueinander ergibt sich gemäß Fig. 8 auch eine gegenüber Fig. 7 geänderte zweckmäßige räumliche Anordnung der fünf Schaltelemente A bis E innerhalb des Getriebegehäuses GG relativ zu den Radsätzen. Der antriebsnahe Teil des Getriebes, bestehend aus den beiden Bremsen A und B und den beiden Planetenradsätzen RS1 und RS4 ist identisch zu Fig. 3, insofern kann auf die nochmalige Beschreibung der vorgeschlagenen räumlichen Anordnung und Anordnungsvarianten dieser Bauteile an dieser Stelle verzichtet werden. Wie in Fig. 8 ersichtlich, ist die Kupplung D räumlich gesehen nunmehr in einem Bereich axial zwischen den Planetenradsätzen RS4 und RS2 angeordnet, dabei axial unmittelbar angrenzend an den zweiten Planetenradsatz RS2. Axial zwischen den beiden Planetenradsätzen RS2 und RS3 sind nunmehr die beiden Kupplungen E und C angeordnet, hierbei beispielhaft im Wesentlichen axial nebeneinander, wobei die Kupplung E axial unmittelbar an den zweiten Planetenradsatz RS2 angrenzt, die Kupplung C also näher am Planetenradsatz RS3 angeordnet ist als die Kupplung E. Selbstverständlich kann in einer anderen Ausgestaltung des Getriebes auch vorgesehen sein,

dass die beiden axial zwischen den Planetenradsätzen RS2 und RS3 angeordneten Kupplungen E und C radial betrachtet im Wesentlichen übereinander angeordnet sind.

[0064] Im Unterschied zu Fig. 3 übergreift die sechste Welle **6** des Getriebes gemäß Fig. 8 in ihrem axialen Verlauf den vierten Planetenradsatz RS4, die Kupplung D, den zweiten Planetenradsatz RS2, die Kupplung E und nunmehr auch die Kupplung C in axialer Richtung vollständig.

[0065] Eine in Fig. 8 zur Vereinfachung nicht näher dargestellte Servoeinrichtung der Kupplung D kann beispielsweise zumindest überwiegend axial zwischen den beiden Planetenradsätzen RS1 und RS4 angeordnet und an dem Steg ST1 des ersten Planetenradsatzes RS1 axial verschiebbar gelagert sein, wobei in diesem Fall ein auf das Lamellenpaket der Kupplung D wirkendes Betätigungselement dieser Servoeinrichtung den vierten Planetenradsatz RS4 in axialer Richtung übergreift und das ihm zugeordnete Lamellenpaket beim Schließen der Kupplung D axial in Richtung des zweiten Planetenradsatzes RS2. Zur Realisierung einer konstruktiv besonders einfachen Druck- und Schmiermittelzuführung zur Servoeinrichtung der Kupplung D kann beispielsweise aber auch vorgesehen sein, dass diese Servoeinrichtung der Kupplung D zumindest überwiegend unmittelbar neben dem dritten Planetenradsatz RS3 auf dessen dem Planetenradsatz RS2 zugewandten Seite angeordnet und an dem Sonnenrad SO3 des dritten Planetenradsatzes RS3 bzw. an der fünften Welle **5** axial verschiebbar gelagert ist. In diesem Fall übergreift ein auf das Lamellenpaket der Kupplung D wirkendes Betätigungselement dieser Servoeinrichtung die beiden Kupplungen C und E sowie den zweiten Planetenradsatz RS2 in axialer Richtung und betätigt das ihm zugeordnete Lamellenpaket beim Schließen der Kupplung D axial in Richtung des vierten Planetenradsatzes RS4.

[0066] Eine in Fig. 8 zur Vereinfachung ebenfalls nicht näher dargestellte Servoeinrichtung der Kupplung C kann beispielsweise konstruktiv vergleichsweise einfach an der Antriebswelle AN bzw. der Welle **1** axial verschiebbar gelagert sein und dabei wahlweise in einem Bereich axial zwischen den beiden benachbarten Lamellenpaketen der Kupplungen C und E oder auf der der Kupplung E abgewandten Seite des Lamellenpaketes der Kupplung C angeordnet sein. Eine in Fig. 8 zur Vereinfachung ebenfalls nicht näher dargestellte Servoeinrichtung der Kupplung E kann beispielsweise an der Welle **7** axial verschiebbar gelagert und dabei in einem Bereich axial zwischen den beiden benachbarten Lamellenpaketen der Kupplungen C, E oder axial zwischen dem Lamellenpaket der Kupplung E und dem zweiten Planetenradsatz RS2 angeordnet sein.

[0067] Fig. 9 zeigt nun eine schematische Darstellung eines fünften Ausführungsbeispiels eines erfindungsgemäßen Mehrstufengetriebes; basierend auf dem zuvor im Detail beschriebenen vierten Ausführungsbeispiel gemäß

[0068] Fig. 7. Wie aus Fig. 9 leicht ersichtlich, wurde die Getriebestruktur und die kinematischen Kopplungen der vier Planetenradsätze RS1, RS2, RS3, RS4 und der fünf Schaltelemente A, B, C, D, E untereinander und zur Antriebs- und Abtriebswelle AN, AB fast vollständig von Fig. 7 übernommen. Der wesentliche Unterschied zu Fig. 7 besteht lediglich in der kinematischen Kopplung des fünften Schaltelementes E an die Radsatzelemente. Gemäß Fig. 9 ist vorgesehen; dass die Kupplung E nunmehr im Kraftfluss zwischen der siebten Welle **7** und der achten Welle **8** des Getriebes angeordnet ist. Im Unterschied zu Fig. 7 ist nunmehr also die zwischen dem Sonnenrad SO2 des zweiten Planetenradsatzes RS2 und dem Hohlrad HO4 des vierten Planetenradsatzes RS4 vorgesehene Koppelwelle **7** über die Kupplung E mit dem Steg ST2 des zweiten Planetenradsatzes RS2 verbindbar. Die kinematische Kopplung der Kupplung E an die Radsatzelemente ist in den Fig. 5 und Fig. 9 also identisch.

[0069] Fig. 10 schließlich zeigt eine schematische Darstellung eines sechsten Ausführungsbeispiels eines erfindungsgemäßen Mehrstufengetriebes, wiederum basierend auf dem zuvor beschriebenen vierten Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 7. Wie aus Fig. 10 leicht ersichtlich, wurde die Getriebestruktur und die kinematischen Kopplungen der vier Planetenradsätze RS1, RS2, RS3, RS4 und der fünf Schaltelemente A, B, C, D, E untereinander und zur Antriebs- und Abtriebswelle AN, AB fast vollständig von Fig. 7 übernommen. Der wesentliche Unterschied zu Fig. 7 besteht lediglich in der kinematischen Kopplung des fünften Schaltelementes E an die Radsatzelemente. Gemäß Fig. 10 ist vorgesehen, dass die Kupplung E nunmehr im Kraftfluss zwischen der fünften Welle **5** und der achten Welle **8** des Getriebes angeordnet ist. Im Unterschied zu Fig. 7 sind nunmehr also Steg ST2 und Hohlrad HO2 des zweiten Planetenradsatzes RS2 über die Kupplung E miteinander verbindbar. Die kinematische Kopplung der Kupplung E an die Radsatzelemente ist also in den Fig. 6 und Fig. 10 identisch.

[0070] Für alle zuvor dargestellten bzw. beschriebenen Ausführungsbeispiele der Getriebefamilie gemäß der Erfindung gilt zudem folgendes:

[0071] Gemäß der Erfindung können sich auch bei gleichem Getriebeschema, je nach Standgetriebeübersetzung der einzelnen Planetensätze, unterschiedliche Gangsprünge ergeben, so dass eine anwendungs- bzw. fahrzeugspezifische Variation ermöglicht wird.

[0072] Es ist zudem möglich, an jeder geeigneten Stelle des Mehrstufengetriebes zusätzliche Freiläufe vorzusehen, beispielsweise zwischen einer Welle und dem Gehäuse oder um zwei Wellen gegebenenfalls zu verbinden.

[0073] Auf der Antriebsseite oder auf der Abtriebsseite können erfindungsgemäß ein Achsdifferential und/oder ein Verteilerdifferential angeordnet werden.

[0074] Im Rahmen einer vorteilhaften Weiterbildung kann die Antriebswelle AN durch ein Kupplungselement von einem Antriebsmotor nach Bedarf getrennt werden, wobei als Kupplungselement ein hydrodynamischer Wandler, eine hydraulische Kupplung, eine trockene Anfahrkupplung, eine nasse Anfahrkupplung, eine Magnetpulverkupplung oder eine Fliehkraftkupplung einsetzbar sind. Es ist auch möglich, ein derartiges Anfahrelement in Kraftflussrichtung hinter dem Getriebe anzuordnen, wobei in diesem Fall die Antriebswelle AN ständig mit der Kurbelwelle des Antriebsmotors verbunden ist.

[0075] Das erfindungsgemäße Mehrstufengetriebe ermöglicht außerdem die Anordnung eines Torsionsschwingungsdämpfers zwischen Antriebsmotor und Getriebe.

[0076] Im Rahmen einer weiteren, nicht dargestellten Ausführungsform der Erfindung kann auf jeder Welle, bevorzugt auf der Antriebswelle AN oder der Antriebswelle AB, eine verschleißfreie Bremse, wie z.B. ein hydraulischer oder elektrischer Retarder oder dergleichen, angeordnet sein, welche insbesondere für den Einsatz in Nutzkraftfahrzeugen von besonderer Bedeutung ist. Des weiteren kann zum Antrieb von zusätzlichen Aggregaten auf jeder Welle, bevorzugt auf der Antriebswelle AN oder der Abtriebswelle AB, ein Nebenabtrieb vorgesehen sein.

[0077] Die eingesetzten Schaltelemente können als lastschaltende Kupplungen oder Bremsen ausgebildet sein. Insbesondere können kraftschlüssige Kupplungen oder Bremsen, wie z.B. Lamellenkupplungen, Bandbremsen und/oder Konuskupplungen, verwendet werden. Des weiteren können als Schaltelemente auch formschlüssige Bremsen und/oder Kupplungen, wie z.B. Synchronisierungen oder Klauenkupplungen eingesetzt werden.

[0078] Ein weiterer Vorteil des hier vorgestellten Mehrstufengetriebes besteht darin, dass an jeder Welle zusätzlich eine elektrische Maschine als Generator und/oder als zusätzliche Antriebsmaschine anbringbar ist.

[0079] Selbstverständlich fällt auch jede konstruktive Ausbildung, insbesondere jede räumliche Anordnung der Planetensätze und der Schaltelemente an sich sowie zueinander und soweit technisch sinnvoll, unter den Schutzumfang der vorliegenden Ansprüche, ohne die Funktion des Getriebes, wie sie in den Ansprüchen angegeben ist, zu beeinflussen, auch wenn diese Ausbildungen nicht explizit in den Figuren oder in der Beschreibung dargestellt sind.

Bezugszeichenliste

1	erste Welle
2	zweite Welle
3	dritte Wette
4	vierte Welle
5	fünfte Welle
6	sechste Welle
7	siebte Welle
8	achte Welle
A	erstes Schaltelement, erste Bremse
B	zweites Schaltelement, zweite Bremse
C	drittes Schaltelement, erste Kupplung
D	viertes Schaltelement, zweite Kupplung
E	fünftes Schaltelement, dritte Kupplung
AN	Antriebswelle
AB	Abtriebswelle
GG	Gehäuse
RS1	erster Planetenradsatz
HO1	Hohlrad des ersten Planetenradsatzes
SO1	Sonnenrad des ersten Planetenradsatzes
ST1	Steg des ersten Planetenradsatzes
PL1	Planetenräder des ersten Planetenradsatzes
RS2	zweiter Planetenradsatz
HO2	Hohlrad des zweiten Planetenradsatzes
SO2	Sonnenrad des zweiten Planetenradsatzes
ST2	Steg des zweiten Planetenradsatzes
PL2	Planetenräder des zweiten Planetenradsatzes
RS3	dritter Planetenradsatz
HO3	Hohlrad des dritten Planetenradsatzes
SO3	Sonnenrad des dritten Planetenradsatzes
ST3	Steg des dritten Planetenradsatzes
PL3	Planetenräder des dritten Planetenradsatzes
RS4	vierter Planetenradsatz
HO4	Hohlrad des vierten Planetenradsatzes
SO4	Sonnenrad des vierten Planetenradsatzes
ST4	Steg des vierten Planetenradsatzes
PL4	Planetenräder des vierten Planetenradsatzes
i	Übersetzung
φ	Stufensprung

Patentansprüche

1. Mehrstufengetriebe in Planetenbauweise, insbesondere Automatgetriebe für ein Kraftfahrzeug, umfassend eine Antriebswelle (AN) und eine Abtriebswelle (AB), vier Planetenradsätze (RS1, RS2, RS3, RS4), mindestens acht drehbare Welle (**1**, **2**, **3**, **4**, **5**, **6**, **7**, **8**) sowie fünf Schaltelemente (A, B, C, D, E), deren selektives Eingreifen verschiedene Über-

setzungsverhältnisse zwischen der Antriebswelle (AN) und der Abtriebswelle (AB) bewirkt, so dass acht Vorwärtsgänge und zumindest ein Rückwärtsgang realisierbar sind, wobei
• ein Steg (ST4) des vierten Planetenradsatzes (RS4) und die Antriebswelle (AN) verdrehfest miteinander verbunden sind und die erste Welle (**1**) bilden,
• ein Steg (ST3) des dritten Planetenradsatzes (RS3) und die Abtriebswelle (AB) drehfest miteinander verbunden sind und die zweite Welle (**2**) bilden,
• ein Sonnenrad (SO1) des ersten Planetenradsatzes (RS1) und ein Sonnenrad (SO4) des vierten Planetenradsatzes (RS4) verdrehfest miteinander verbunden sind und die dritte Welle (**3**) bilden,
• ein Hohlrad (HO1) des ersten Planetenradsatzes (RS1) die vierte Welle (**4**) bildet,
• ein Hohlrad (HO2) des zweiten Planetenradsatzes (RS2) und ein Sonnenrad (SO3) des dritten Planetenradsatzes (RS3) verdrehfest miteinander verbunden sind und die fünfte Welle (**5**) bilden,
• ein Steg (ST1) des ersten Planetenradsatzes (RS1) und ein Hohlrad (HO3) des dritten Planetenradsatzes (RS3) verdrehfest miteinander verbunden sind und die sechste Welle (**6**) bilden,
• ein Sonnenrad (SO2) des zweiten Planetenradsatzes (RS2) und ein Hohlrad (HO4) des vierten Planetenradsatzes (RS4) verdrehfest miteinander verbunden sind und die siebte Welle (**7**) bilden und
• ein Steg (ST2) des zweiten Planetenradsatzes (RS2) die achte Welle (**8**) bildet,
und wobei
• das erste Schaltelement (A) im Kraftfluss zwischen der dritten Welle (**3**) und einem Gehäuse (GG) des Getriebes angeordnet ist,
• das zweite Schaltelement (B) im Kraftfluss zwischen der vierten Welle (**4**) und dem Gehäuse (GG) des Getriebes angeordnet ist,
• das dritte Schaltelement (C) im Kraftfluss zwischen der fünften Welle (**5**) und der ersten Welle (**1**) angeordnet ist,
• das vierte Schaltelemenf (D) im Kraftfluss entweder zwischen der achten Welle (**8**) und der zweiten Welle (**2**) oder zwischen der achten Welle (**8**) und der sechsten Welle (**6**) angeordnet ist, und
• das fünfte Schaltelement (E) im Kraftfluss entweder zwischen der siebten Welle (**7**) und der fünften Welle (**5**), zwischen der siebten Welle (**7**) und der achten Welle (**8**) oder zwischen der fünften Welle (**5**) und der achten Welle (**8**) angeordnet ist.

2. Mehrstufengetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass sich
• der erste Vorwärtsgang durch Schließen des ersten, zweiten und dritten Schaltelementes (A, B, C),
• der zweite Vorwärtsgang durch Schließen des ersten, zweiten und fünften Schaltelementes (A, B, E),
• der dritte Vorwärtsgang durch Schließen des zweiten, dritten und fünften Schaltelementes (B, C, E),
• der vierte Vorwärtsgang durch Schließen des zweiten, vierten und fünften Schaltelementes (B, D, E),
• der fünfte Vorwärtsgang durch Schließen des zweiten, dritten und vierten Schaltelementes (B, C, D),
• der sechste Vorwärtsgang durch Schließen des dritten, vierten und fünften Schaltelementes (C, D, E),
• der siebte Vorwärtsgang durch Schließen des ersten, dritten und vierten Schaltelementes (A, C, D) und
• der achte Vorwärtsgang durch Schließen des ersten, vierten und fünften Schaltelementes (A, D, E)
ergibt.

3. Mehrstufengetriebe nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass sich ein Rückwärtsgang durch Schließen des ersten, zweiten und vierten Schaltelementes (A, B, D) ergibt.

4. Mehrstufengetriebe nach Anspruch 1, 2 oder 3, dadurch gekennzeichnet, dass alle vier Planetenradsätze (RS1, RS2, RS3, RS4) als Minus-Planetenradsätze ausgebildet sind.

5. Mehrstufengetriebe, nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass die Planetenradsätze (RS1, RS2, RS3, RS4) koaxial zueinander und in axialer Richtung hintereinander in einer Reihenfolge „RS2, RS4, RS1, RS3" angeordnet sind [Fig. 1, Fig. 5, Fig. 6, Fig. 7, Fig. 9, Fig. 10].

6. Mehrstufengetriebe nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass
• die zweite Welle (**2**) abschnittsweise zentrisch innerhalb der dritten Welle (**3**) und abschnittsweise zentrisch innerhalb der siebten Welle (**7**) verläuft,
• die fünfte Welle (**5**) abschnittsweise zentrisch innerhalb der zweiten Welle (**2**) verläuft,
• ein Abschnitt der fünften Welle (**5**) das vierte Schaltelement (D) und den zweiten Planetenradsatz (RS2) in axialer und radialer Richtung vollständig umgreift, und
• die erste Welle (**1**) den zweiten und vierten Planetenradsatz (RS2, RS4) sowie das vierte, dritte und fünfte Schaltelement (D, C, E) in axialer und radialer Richtung vollständig übergreift [Fig. 1, Fig. 5, Fig. 6]

7. Mehrstufengetriebe nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass
• die sechste Welle (**6**) abschnittsweise zentrisch innerhalb der dritten Welle (**3**) und abschnittsweise zentrisch innerhalb der siebten Welle (**7**) verläuft,
• die fünfte Welle (**5**) abschnittsweise zentrisch innerhalb der sechsten Welle (**6**) verläuft,
• ein Abschnitt der fünften Welle (**5**) das vierte Schaltelement (D) und den zweiten Planetenradsatz (RS2) in axialer und radialer Richtung vollständig umgreift, und
• die erste Welle (**1**) den zweiten und vierten Planetenradsatz (RS2, RS4) sowie das vierte, dritte und fünfte Schaltelement (D, C, E) in axialer und radialer Richtung vollständig übergreift [Fig. 7, Fig. 9, Fig. 10].

8. Mehrstufengetriebe nach Anspruch 5, 6 oder 7, dadurch gekennzeichnet, dass das erste und zweite Schaltelement (A, B) räumlich gesehen axial unmittelbar nebeneinander in einem Bereich radial oberhalb der Planetenradsätze (RS1 bis RS4) angeordnet sind [Fig. 1, Fig. 5, Fig. 6, Fig. 7, Fig. 9, Fig. 10].

9. Mehrstufengetriebe nach einem der Ansprüche 5 bis 8, dadurch gekennzeichnet, dass das erste und zweite Schaltelement (A, B) räumlich gesehen axial zwischen dem ersten und vierten Planetenradsatz (RS1, RS4) angeordnet sind.

10. Mehrstufengetriebe nach einem der Ansprüche 5 bis 9, dadurch gekennzeichnet, dass das zweite Schaltelement (B) räumlich gesehen zumindest teilweise radial über dem ersten Planetenradsatz (RS1) angeordnet ist, und dass das erste Schaltelement (A) zumindest teilweise in einem Bereich axial zwischen dem vierten und ersten Planetenradsatz (RS4, RS1) und/oder zumindest teilweise in einem Bereich radial über dem vierten Planetenradsatz (RS4) angeordnet ist [Fig. 1, Fig. 5, Fig. 6, Fig. 7, Fig. 9, Fig. 10].

11. Mehrstufengetriebe nach einem der Ansprüche 5 bis 10, dadurch gekennzeichnet, dass das dritte und fünfte Schaltelement (C, E) radial betrachtet im Wesentlichen übereinander und axial betrachtet zwischen dem zweiten und vierten Planetenradsatz (RS2, RS4) angeordnet sind [Fig. 1, Fig. 6, Fig. 7, Fig. 10]

12. Mehrstufengetriebe nach einem der Ansprüche 5 bis 10, dadurch gekennzeichnet, dass das dritte Schaltelement (C) räumlich gesehen zumindest teilweise in einem Bereich radial über dem zweiten Planetenradsatz (RS2) angeordnet ist, und dass das fünfte Schaltelement (E) axial betrachtet zwischen dem zweiten und vierten Planetenradsatz (RS2, RS4) angeordnet ist [Fig. 5, Fig. 9].

13. Mehrstufengetriebe nach einem der Ansprüche 5 bis 12, dadurch gekennzeichnet, dass das vierte Schaltelement (D) räumlich gesehen auf der dem vierten Planetenradsatz (RS4) abgewandten Seite des zweiten Planetenradsatzes (RS2) angeordnet ist, insbesondere axial unmittelbar angrenzend an den zweiten Planetenradsatzes (RS2) [Fig. 1, Fig. 5, Fig. 6, Fig. 7, Fig. 9, Fig. 10].

14. Mehrstufengetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass die Planetenradsätze (RS1, RS2, RS3, RS4) koaxial zueinander und in axialer Richtung hintereinander in einer Reihenfolge „RS1, RS4, RS2, RS3" angeordnet sind [Fig. 3, Fig. 4, Fig. 8].

15. Mehrstufengetriebe nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, dass die vier Planetenradsätze (RS1, RS2, RS3, RS4) jeweils höchstens von einer Welle des Getriebes in axialer Richtung zentrisch durchgriffen werden [Fig. 3, Fig. 4, Fig. 8].

16. Mehrstufengetriebe nach Anspruch 14 oder 15, dadurch gekennzeichnet, dass die Antriebswelle (AN) bzw. die erste Welle (**1**) des Getriebes den ersten, vierten und zweiten Planetenradsatz (RS1, RS4, RS2) sowie die dritte und siebte Welle (**3**, **7**) in axialer Richtung zentrisch vollständig durchgreift und die fünfte Welle (**5**) in axialer Richtung zentrisch zumindest abschnittsweise durchgreift [Fig. 3, Fig. 4, Fig. 8].

17. Mehrstufengetriebe nach Anspruch 14, 15 oder 16, dadurch gekennzeichnet, dass die dritte Welle (**3**) an einer gehäusefesten Nabe verdrehbar gelagert ist.

18. Mehrstufengetriebe nach einem der Ansprüche 14 bis 17, dadurch gekennzeichnet, dass das erste und/oder zweite Schaltelement (A, B) räumlich gesehen zumindest teilweise in einem Bereich radial oberhalb des ersten oder vierten Planetenradsatzes (RS1, RS4) angeordnet ist [Fig. 3, Fig. 4, Fig. 8].

19. Mehrstufengetriebe nach einem der Ansprüche 14 bis 18, dadurch gekennzeichnet, dass das erste und zweite Schaltelement (A, B) räumlich gesehen axial unmittelbar nebeneinander angeordnet sind [Fig. 3, Fig. 4, Fig. 8].

20. Mehrstufengetriebe nach einem der Ansprüche 14 bis 19, dadurch gekennzeichnet, dass das erste Schaltelement (A) räumlich gesehen zumindest teilweise auf der dem vierten Planetenradsatz (RS4) abgewandten Seite des ersten Planetenradsatzes (RS1) angeordnet ist (Fig. 3, Fig. 4, Fig. 8]

21. Mehrstufengetriebe nach einem der Ansprüche 14 bis 20, dadurch gekennzeichnet, dass das vierte und fünfte Schaltelement (D, E) räumlich gesehen im Wesentlichen in einem Bereich axial zwischen dem zweiten und dritten Planetenradsatz (RS2, RS3) angeordnet sind [Fig. 3, Fig. 4].

22. Mehrstufengetriebe nach einem der Ansprüche 14 bis 21, dadurch gekennzeichnet, dass das vierte und fünfte Schaltelement (D, E) räumlich gesehen im Wesentlichen axial nebeneinander angeordnet sind [Fig. 3, Fig. 4].

23. Mehrstufengetriebe nach einem der Ansprüche 14 bis 20, dadurch gekennzeichnet, dass das fünfte Schaltelement (E) räumlich gesehen im Wesentlichen in einem Bereich axial zwischen dem zweiten und dritten Planetenradsatz (RS2, RS3) angeordnet ist, und dass das vierte Schaltelement (D) gesehen im Wesentlichen in einem Bereich axial zwi-

schen dem vierten und zweiten Planetenradsatz (RS4, RS2) angeordnet ist.

24. Mehrstufengetriebe nach einem der Ansprüche 14 bis 23, dadurch gekennzeichnet, dass das dritte Schaltelement (C) räumlich gesehen auf der dem zweiten Planetenradsatz (RS2) abgewandten Seite des dritten Planetenradsatzes (RS3) angeordnet ist, insbesondere axial unmittelbar an den dritten Planetenradsatz (RS3) angrenzend [Fig. 3].

25. Mehrstufengetriebe nach einem der Ansprüche 14 bis 23, dadurch gekennzeichnet, dass das dritte Schaltelement (C) räumlich gesehen auf der dem zweiten Planetenradsatz (RS2) zugewandten Seite des dritten Planetenradsatzes (RS3) angeordnet ist, insbesondere axial unmittelbar an den dritten Planetenradsatz (RS3) angrenzend [Fig. 4].

26. Mehrstufengetriebe nach einem der Ansprüche 14 bis 25, dadurch gekennzeichnet, dass die achte Welle (**8**) den zweiten Planetenradsatz (RS2) und das fünfte Schaltelement (E) in axialer Richtung vollständig umgreift, sodass das fünfte Schaltelement (E) innerhalb eines Zylinderraums angeordnet ist, der durch die achte Welle (**8**) gebildet wird, und dass die sechste Welle (**6**) den vierten und zweiten Planetenradsatz (RS4, RS2) sowie das fünfte und vierte Schaltelement (E, D) in axialer Richtung vollständig übergreift. [Fig. 3, Fig. 4]

27. Mehrstufengetriebe nach einem der Ansprüche 14 bis 20, dadurch gekennzeichnet, dass das vierte Schaltelement (D) räumlich gesehen im Wesentlichen in einem Bereich axial zwischen dem vierten und zweiten Planetenradsatz (RS4, RS2) angeordnet ist, und dass das fünfte Schaltelement (E) räumlich gesehen im Wesentlichen in einem Bereich axial zwischen dem zweiten und dritten Planetenradsatz (RS2, RS3) angeordnet ist, insbesondere axial unmittelbar angrenzend an den zweiten Planetenradsatz (RS2) [Fig. 8].

28. Mehrstufengetriebe nach einem der Ansprüche 14 bis 20 oder nach Anspruch 27, dadurch gekennzeichnet, dass das dritte Schaltelement(C) räumlich gesehen im Wesentlichen in einem Bereich axial zwischen dem zweiten und dritten Planetenradsatz (RS2, RS3) angeordnet ist, insbe- sondere axial unmittelbar angrenzend an den dritten Planetenradsatz (RS3) [Fig. 8].

29. Mehrstufengetriebe nach einem der Ansprüche 14 bis 20 oder 27 oder 28, dadurch gekennzeichnet, dass das dritte und fünfte Schaltelement (C, E) räumlich gesehen im Wesentlichen axial nebeneinander angeordnet sind [Fig. 7].

30. Mehrstufengetriebe nach einem der Ansprüche 14 bis 20 oder 27 oder 28, dadurch gekennzeichnet, dass das dritte und fünfte Schaltelement (C, E) radial betrachtet im Wesentlichen übereinander angeordnet sind.

31. Mehrstufengetriebe nach einem der Ansprüche 14 bis 30, dadurch gekennzeichnet, dass die sechste Welle (**6**) den vierten und zweiten Planetenradsatz (RS4, RS2) sowie das vierte, fünfte und dritte Schaltelement (D, E, C) in axialer Richtung vollständig übergreift [Fig. 8].

32. Mehrstufengetriebe nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das erste und zweite Schaltelement (A, B) radial betrachtet im Wesentlichen übereinander angeordnet sind.

33. Mehrstufengetriebe nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass zwischen den Wellen (AN, AB, **1**, **2**, **3**, **4**, **5**, **6**, **7**, **8**) und dem Gehäuse (GG) des Getriebes zusätzliche Freiläufe einsetzbar sind.

34. Mehrstufengetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 33, dadurch gekennzeichnet, dass Antrieb und Abtrieb des Getriebes auf gegenüberliegenden Seiten des Gehäuses (GG) vorgesehen sind.

35. Mehrstufengetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 33, dadurch gekennzeichnet, dass Antrieb und Abtrieb des Getriebes auf der gleichen Seite des Gehäuses (GG) vorgesehen sind.

36. Mehrstufengetriebe nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass ein Achs- und/oder ein Verteilerdifferential auf der Antriebsseite oder der Abtriebsseite des Getriebes angeordnet ist.

37. Mehrstufengetriebe nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Antriebswelle (AN) durch ein Kupplungselement von einem Antriebs-Motor des Kraftfahrzeugs trennbar ist.

38. Mehrstufengetriebe nach Anspruch 37, dadurch gekennzeichnet, dass als Kupplungselement ein hydrodynamischer Wandler, eine hydraulische Kupplung, eine trockene Anfahrkupplung, eine nasse Anfahrkupplung, eine Magnetpulverkupplung oder eine Fliehkraftkupplung vorgesehen ist.

39. Mehrstufengetriebe nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass in Kraftflussrichtung hinter dem Getriebe ein externes Anfahrelement, insbesondere nach Anspruch 37 oder 38, angeordnet ist, wobei die Antriebswelle (AN) verdrehfest oder drehelastisch mit einer Kurbelwelle des Antriebs-Motors verbunden ist.

40. Mehrstufengetriebe nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass ein Anfahren des Kraftfahrzeugs mittels eines getriebeinternen Schaltelementes, insbesondere mittels des ersten, zweiten, dritten oder vierten Schaltelementes (A, B, C, D) des Getriebes erfolgt, wobei die Antriebswelle (AN) ständig verdrehfest oder drehelastisch mit der Kurbelwelle des Antriebs-Motors verbunden ist.

41. Mehrstufengetriebe nach Anspruch 40, dadurch gekennzeichnet, dass das Anfahren des Kraftfahrzeugs in Vorwärts- und Rückwärtsfahrtrichtung mittels des gleichen getriebeinternen Schaltelementes erfolgt, insbesondere mittels des ersten oder des zweiten Schaltelementes (A, B).

42. Mehrstufengetriebe nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass zwischen Antriebs-Motor und Getriebe ein Torsionsschwingungsdämpfer angeordnet ist.

43. Mehrstufengetriebe nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass an jeder Welle (AN, AB, **1**, **2**, **3**, **4**, **5**, **6**, **7**, **8**) des Getriebes eine verschleißfreie Bremse oder ein Nebenabtrieb zum Antrieb von zusätzlichen Aggregaten oder eine elektrische Maschine als Generator und/oder als zusätzliche Antriebsmaschine anbringbar ist.

44. Mehrstufengetriebe nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass als Schaltelemente (A, B, C, D, E) reibschlüssige Kupplungen bzw. reibschlüssige Bremsen – insbesondere Lamellenkupplungen, Bandbremsen und/oder Konuskupplungen – und/oder formschlüssige Kupplungen bzw. formschlüssige Bremsen – insbesondere Konuskupplungen und/oder Klauenkupplungen – vorgesehen sind.

Es folgen 5 Blatt Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

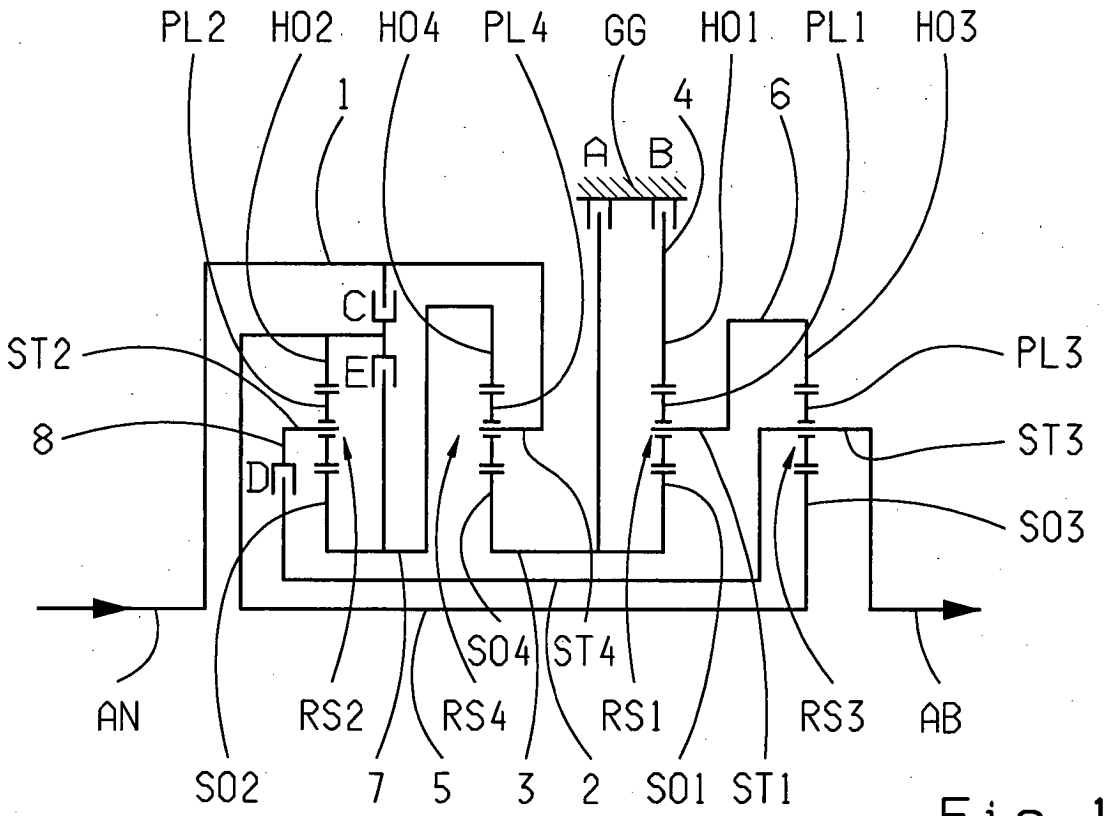


Fig. 1

GANG	BREMSE A	BREMSE B	KUPPLUNG C	KUPPLUNG D	KUPPLUNG E	ÜBERSETZUNG	GANGSPRUNG
1	●	●	●			4,700	
							1,500
2	●	●			●	3,133	
							1,462
3		●	●		●	2,143	
							1,260
4		●		●	●	1,700	
							1,309
5		●	●	●		1,298	
							1,298
6			●	●	●	1,000	
							1,192
7	●		●	●		0,839	
							1,258
8	●			●	●	0,667	
							GESAMT
R	●	●		●		-3,280	7,05

Fig. 2

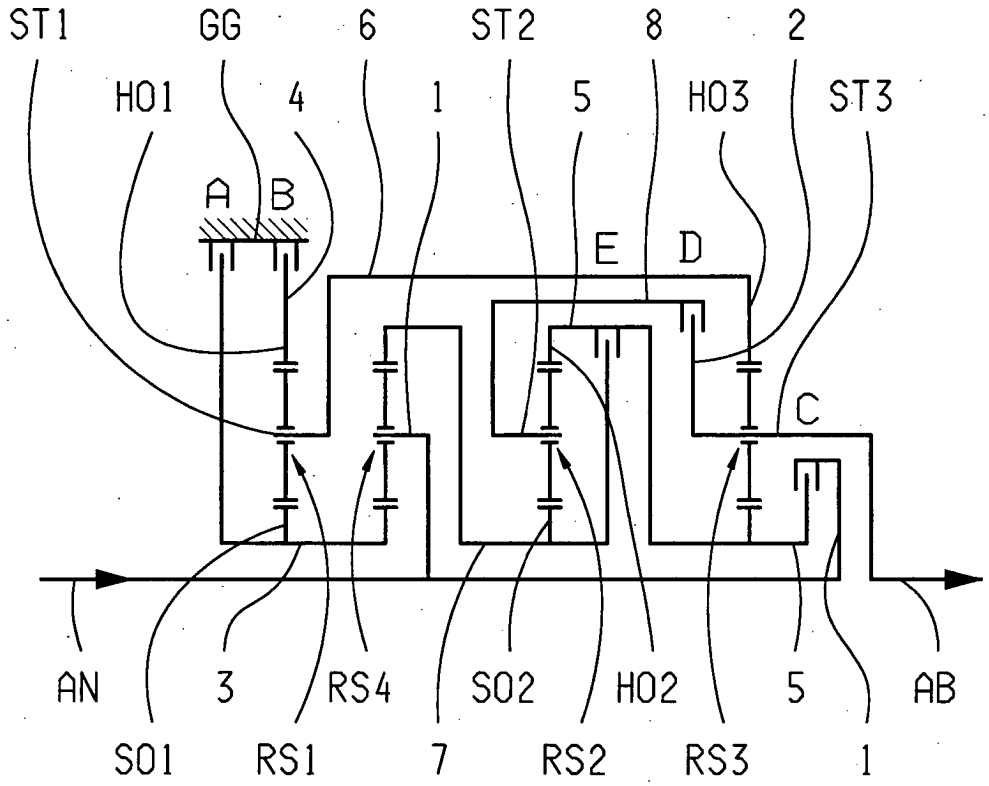

ST1
GG
6
ST2
8
2
HO1
4
1
5
HO3
ST3
A
B
E
D
C
AN
3
RS4
SO2
HO2
5
AB
SO1
RS1
7
RS2
RS3
1

Fig. 3

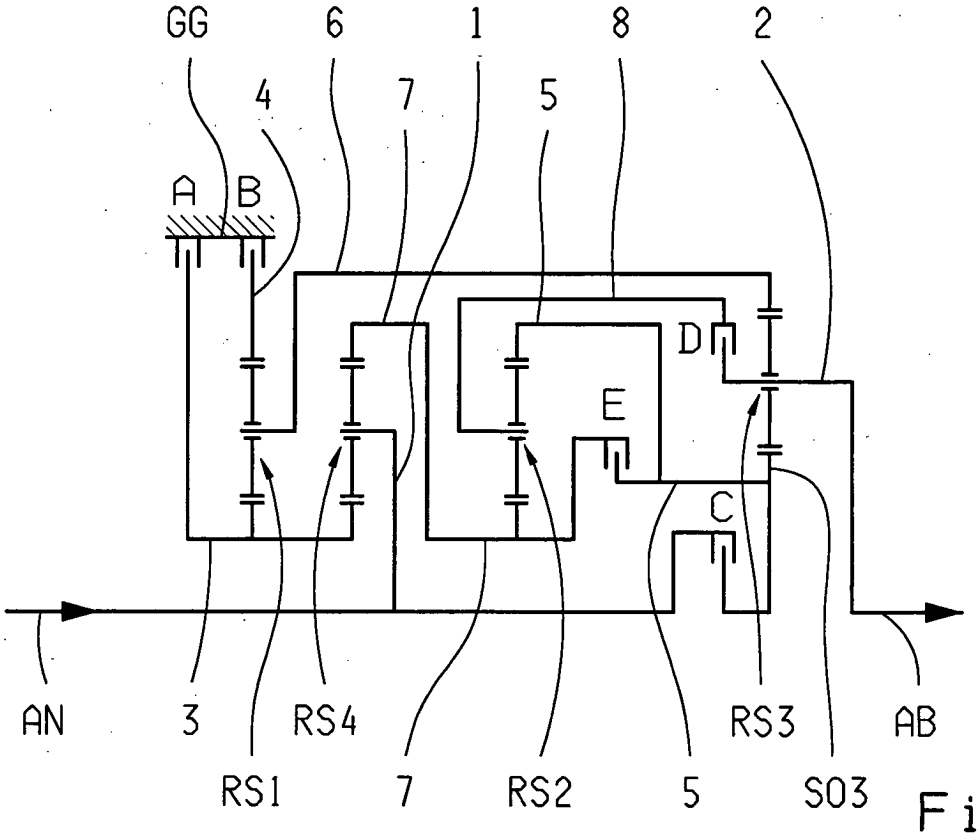

GG
6
1
8
2
4
7
5
A
B
D
E
C
AN
3
RS4
RS3
AB
RS1
7
RS2
5
SO3

Fig. 4

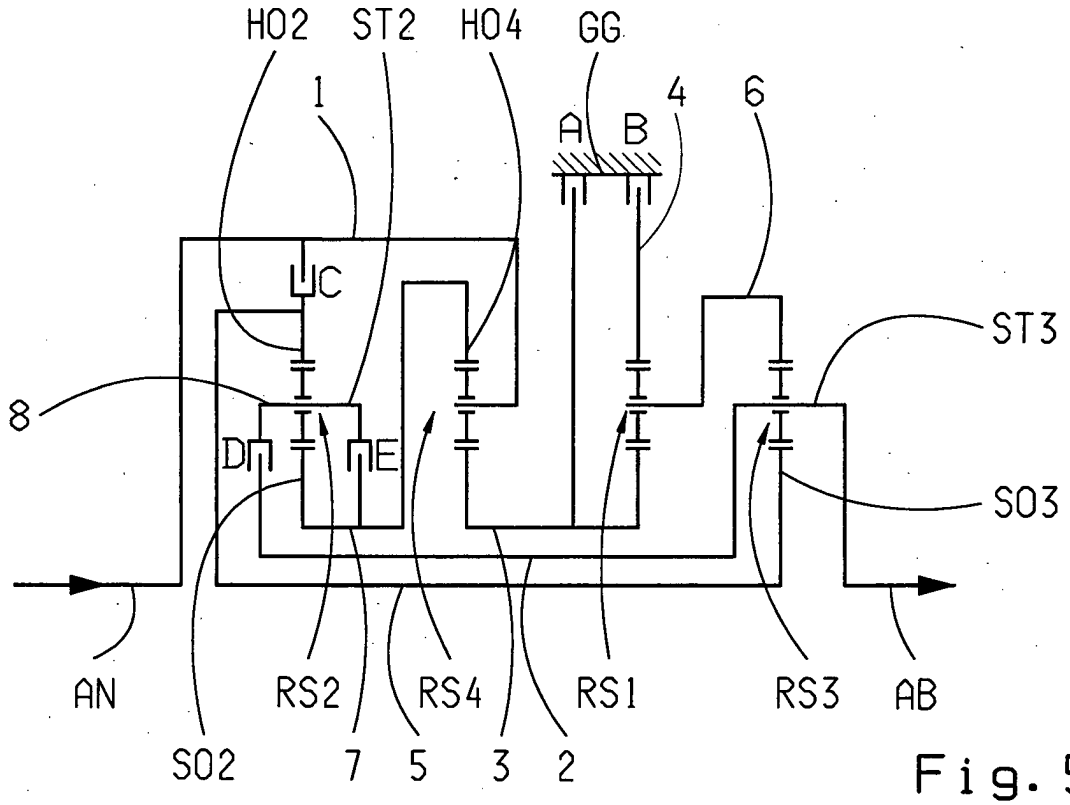

HO2
ST2
HO4
GG
1
4
6
A
B
C
ST3
8
D
E
SO3
AN
RS2
RS4
RS1
RS3
AB
SO2
7
5
3
2

Fig. 5

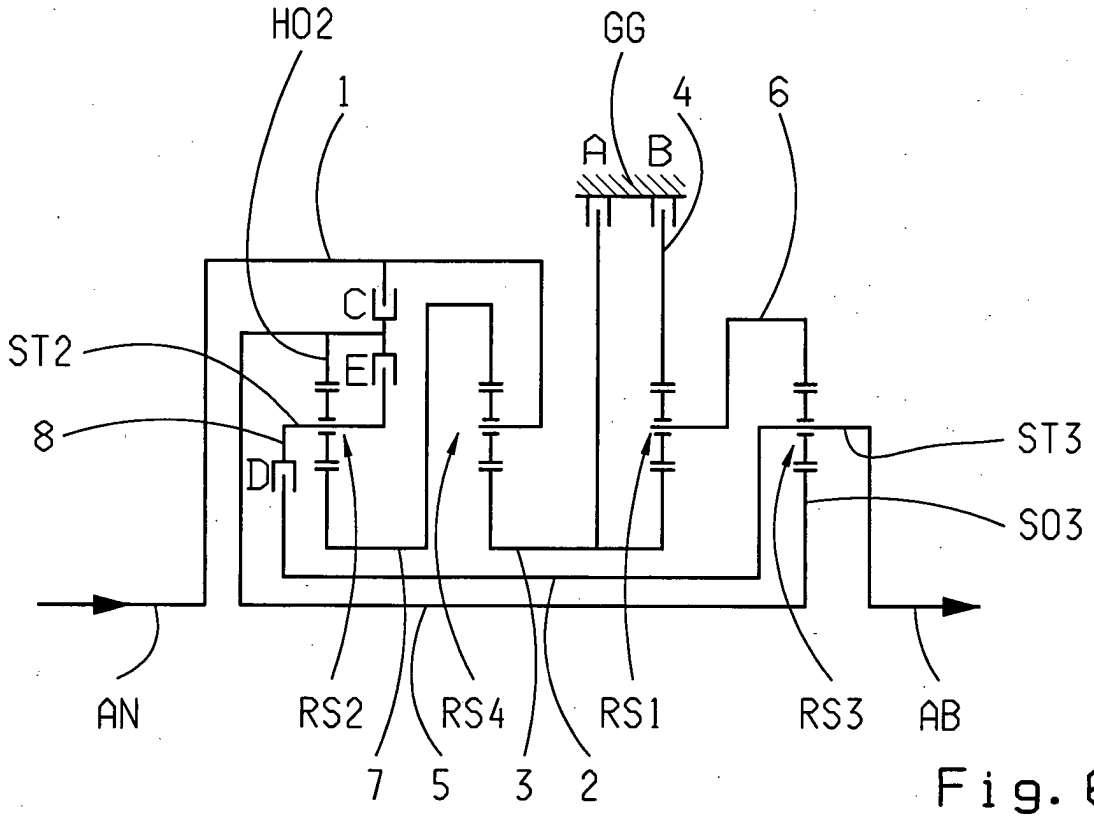

HO2
GG
1
4
6
A
B
C
ST2
E
8
D
ST3
SO3
AN
RS2
RS4
RS1
RS3
AB
7
5
3
2

Fig. 6

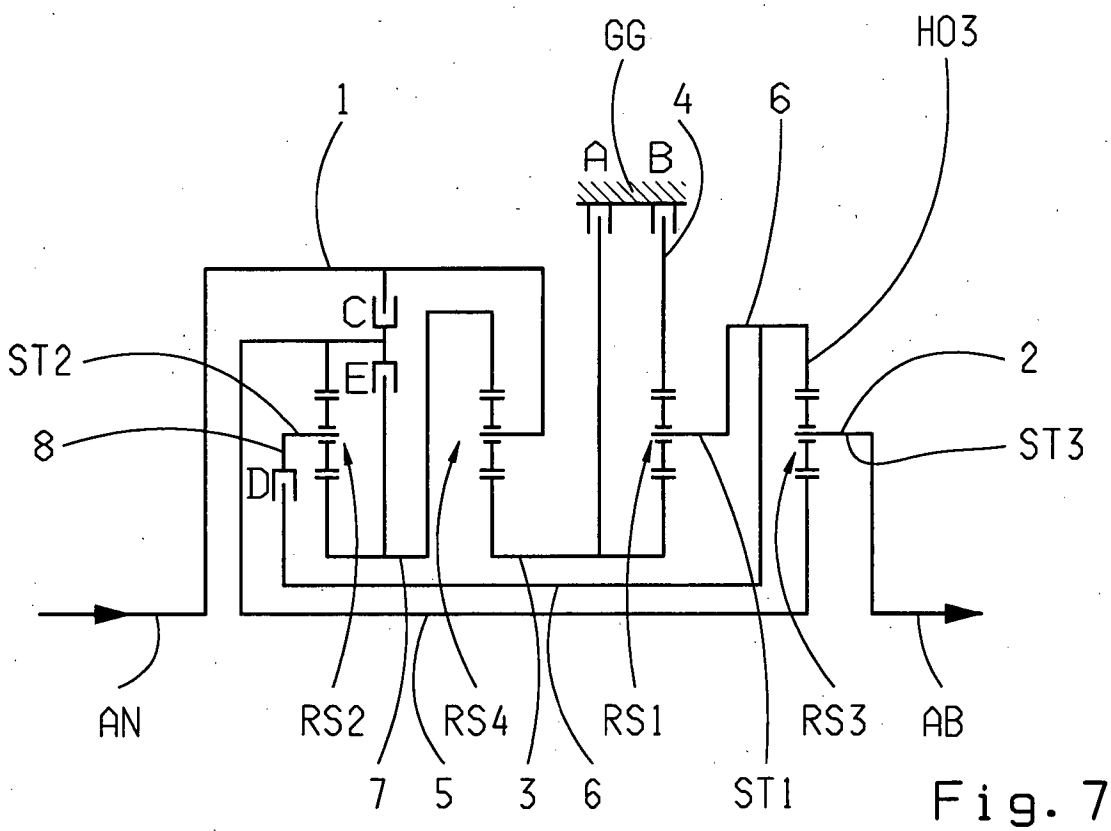

GG
HO3
1
4
6
A
B
C
E
D
ST2
8
2
ST3
AN
RS2
RS4
RS1
RS3
AB
7
5
3
6
ST1

Fig. 7

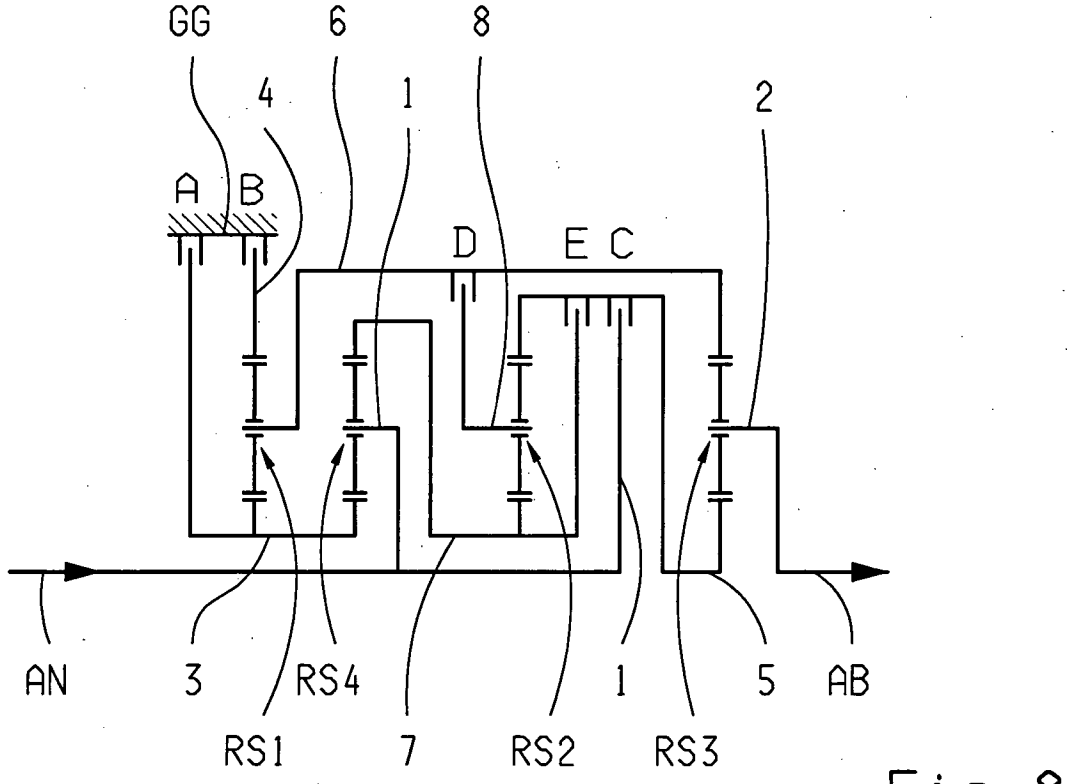

GG
6
8
4
1
2
A
B
D
E
C
AN
3
RS4
1
5
AB
RS1
7
RS2
RS3

Fig. 8

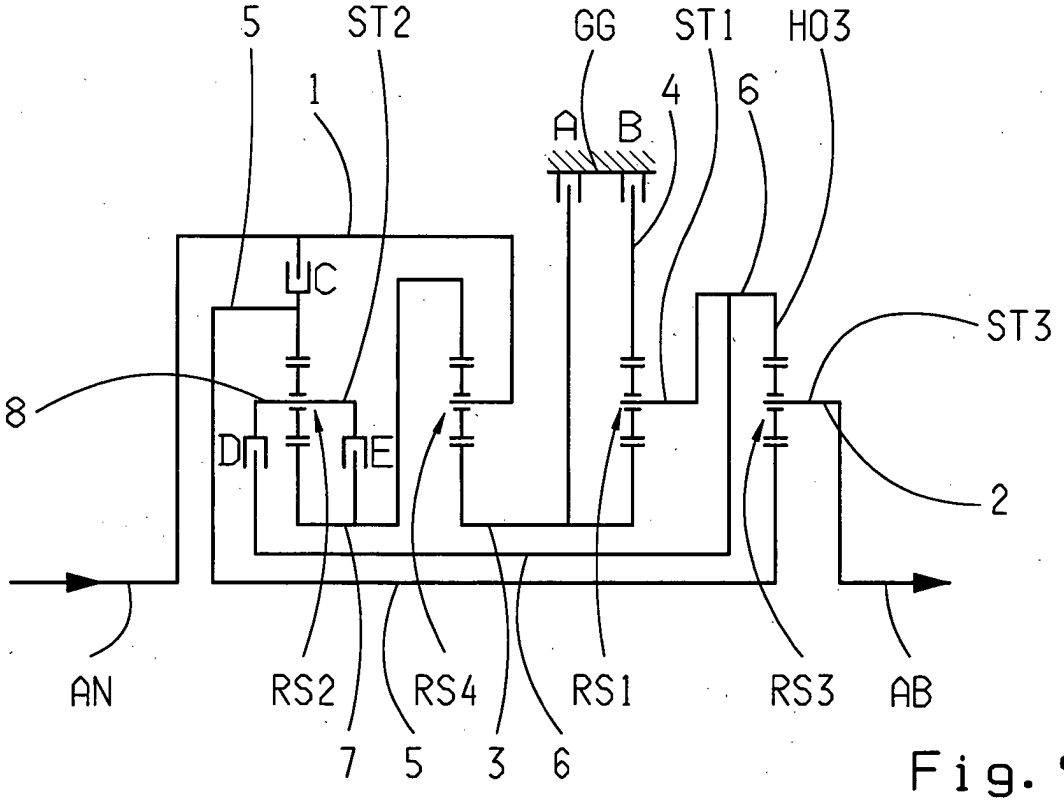

5
ST2
GG
ST1
HO3
1
4
6
A
B
C
ST3
8
D
E
2
AN
RS2
RS4
RS1
RS3
AB
7
5
3
6

Fig. 9

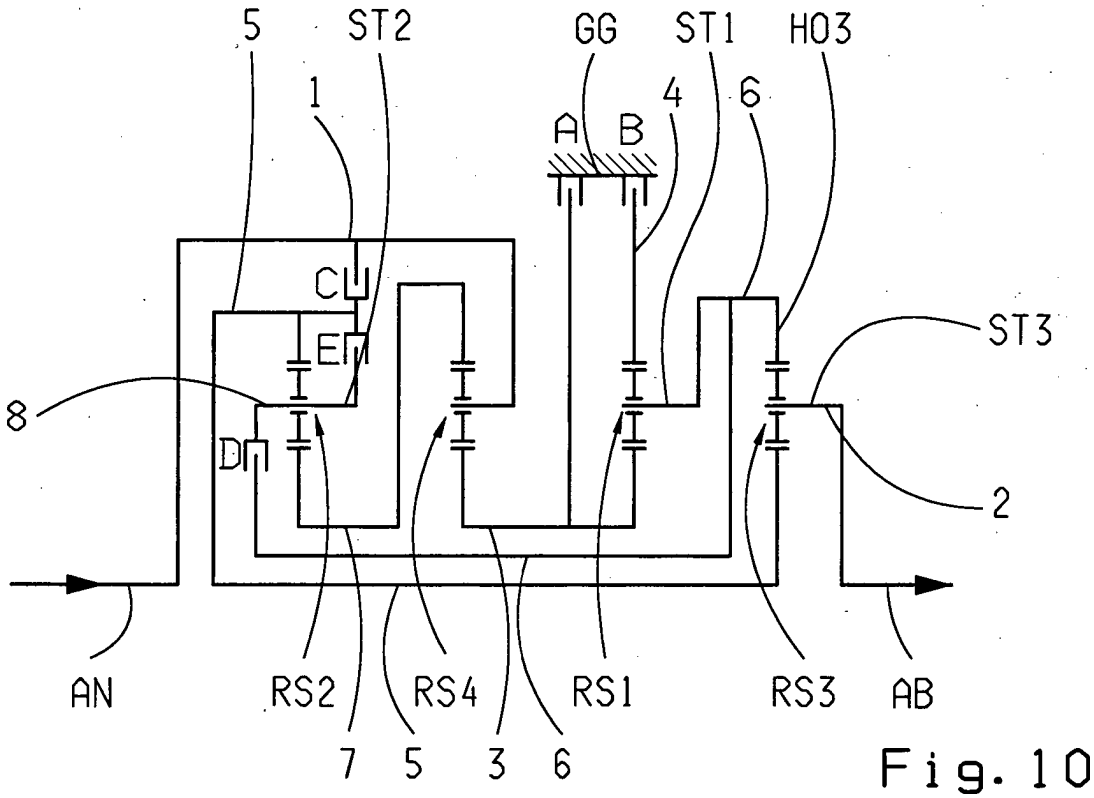

5
ST2
GG
ST1
HO3
1
4
6
A
B
C
E
ST3
8
D
2
AN
RS2
RS4
RS1
RS3
AB
7
5
3
6

Fig. 10