



(12) **Offenlegungsschrift**

(21) Aktenzeichen: **10 2021 208 556.3**
(22) Anmeldetag: **06.08.2021**
(43) Offenlegungstag: **09.02.2023**

(51) Int Cl.: **B60K 17/08** (2006.01)
B60K 17/04 (2006.01)
B60K 17/02 (2006.01)
B60K 6/365 (2007.10)
B60K 17/16 (2006.01)
B60K 1/00 (2006.01)
F16H 3/62 (2006.01)

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

(72) Erfinder:
Wechs, Michael, 88138 Weißenberg, DE; Kutter, Fabian, 88079 Kressbronn, DE; Martin, Thomas, 88138 Weißenberg, DE; Schaudt, Oliver, 50931 Köln, DE

(56) Ermittelter Stand der Technik:

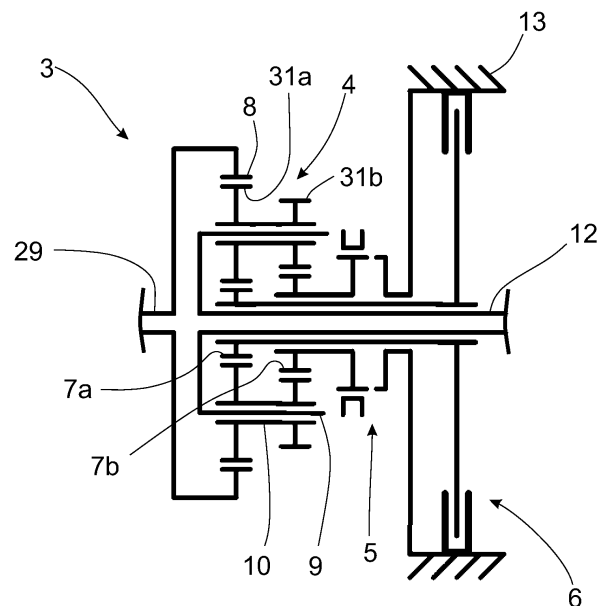
DE	10 2017 211 881	A1
DE	10 2018 211 672	A1
DE	10 2018 218 183	A1
US	2015 / 0 065 287	A1
WO	2005/ 120 877	A1
WO	2014/ 139 744	A1

Prüfungsantrag gemäß § 44 PatG ist gestellt.

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen.

(54) Bezeichnung: **Getriebe und Antriebsstrang für ein Fahrzeug**

(57) Zusammenfassung: Die Erfindung betrifft ein Getriebe (3) für einen Antriebsstrang (2) eines zumindest teilweise elektrisch angetriebenen Fahrzeugs (1), umfassend einen Stufenplanetenradsatz (4), ein erstes Gangschaltelement (5) und ein zweites Gangschaltelement (6), wobei der Stufenplanetenradsatz (4) ein erstes Sonnenrad (7a) und ein zweites Sonnenrad (7b), ein erstes Hohlrad (8) sowie mehrere an einem ersten Planetenträger (9) drehbar gelagerte Stufenplanetenräder (10) aufweist, wobei das erste Hohlrad (8) dazu eingerichtet ist, mit einer elektrischen Maschine (11) antriebswirksam verbunden zu sein, wobei der erste Planetenträger (9) drehfest mit einer Ausgangswelle (12) des Getriebes (3) verbunden ist, wobei das erste Gangschaltelement (5) dazu eingerichtet ist, in einem geschlossenen Zustand das zweite Sonnenrad (7b) gegenüber einem Gehäuse (13) festzusetzen, wobei das zweite Gangschaltelement (6) dazu eingerichtet ist, in einem geschlossenen Zustand das erste Sonnenrad (7a) gegenüber dem Gehäuse (13) festzusetzen, und wobei zum Drehantrieb der Ausgangswelle (12) eines der beiden Gangschaltelemente (5, 6) im geschlossenen Zustand vorliegt. Ferner betrifft die Erfindung einen Antriebsstrang (2), umfassend ein solches Getriebe (3).



Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft ein Getriebe für einen Antriebsstrang eines zumindest teilweise elektrisch angetriebenen Fahrzeugs. Die Erfindung betrifft weiterhin einen Antriebsstrang, umfassend ein solches Getriebe.

[0002] Aus der Druckschrift WO 2014/139 744 A1 ist ein Antriebsstrang für ein Fahrzeug bekannt, mit zumindest einem elektrischen Antrieb, der über eine Antriebswelle mit zumindest einer ersten Übersetzungsstufe und einer zweiten Übersetzungsstufe koppelbar ist. Zumindest eine Schalteinrichtung ist zum Schalten der Übersetzungsstufen vorgesehen, wobei die Schalteinrichtung zum Ausführen von Lastschaltungen zumindest ein formschlüssiges Schaltelement und zumindest ein reibschlüssiges Schaltelement umfasst. Jede der Übersetzungsstufen ist mit dem formschlüssigen Schaltelement schaltbar, wobei zumindest eine der Übersetzungsstufen sowohl mit dem formschlüssigen Schaltelement als auch mit dem reibschlüssigen Schaltelement schaltbar ist.

[0003] Die Aufgabe der vorliegenden Erfindung besteht darin, ein alternatives 2-Gang-Getriebe sowie einen alternativen Antriebsstrang mit einem 2-Gang-Getriebe vorzuschlagen. Diese Aufgabe wird gemäß einem ersten Erfindungsaspekt mit einem Getriebe nach Anspruch 1 gelöst. Die Aufgabe wird weiterhin gemäß einem zweiten Erfindungsaspekt mit einem Antriebsstrang nach Anspruch 7 gelöst. Vorteilhafte Ausgestaltungen ergeben sich aus den davon abhängigen Unteransprüchen.

[0004] Gemäß einem ersten Aspekt der Erfindung umfasst ein Getriebe für einen Antriebsstrang eines zumindest teilweise elektrisch angetriebenen Fahrzeugs einen Stufenplanetenradsatz, ein erstes Gangschaltelement und ein zweites Gangschaltelement, wobei der Stufenplanetenradsatz ein erstes Sonnenrad, ein zweites Sonnenrad, ein erstes Hohlrad sowie mehrere an einem ersten Planetenträger drehbar gelagerte Stufenplanetenräder aufweist, wobei das erste Hohlrad dazu eingerichtet ist, mit einer elektrischen Maschine antriebswirksam verbunden zu sein, wobei der erste Planetenträger drehfest mit einer Ausgangswelle des Getriebes verbunden ist, wobei das erste Gangschaltelement dazu eingerichtet ist, in einem geschlossenen Zustand das zweite Sonnenrad gegenüber einem Gehäuse festzusetzen, wobei das zweite Gangschaltelement dazu eingerichtet ist, in einem geschlossenen Zustand das erste Sonnenrad gegenüber dem Gehäuse festzusetzen, und wobei zum Drehantrieb der Ausgangswelle eines der beiden Gangschaltelemente im geschlossenen Zustand vorliegt. Mittels eines solchen Getriebes ist ein 2-Gang-Antrieb des Fahrzeugs möglich, wobei mittels des Getriebes vor-

teilhaft ein Gangsprung zwischen 1,7 und 2,5, vorzugsweise ein Gangsprung von etwa 2,0 ermöglicht wird. Ein weiterer Vorteil einer derartigen Ausbildung des Getriebes sind die hohen realisierbaren Wirkungsgrade.

[0005] Als „Wirkverbindung“ oder „antriebswirksame Verbindung“ wird eine Verbindung zwischen zwei Drehmoment führenden Teilen verstanden, die es erlaubt, zwischen diesen Teilen ein Drehmoment bzw. eine Leistung zu übertragen. Insbesondere sind beide Teile entsprechend drehbar gelagert. Als antriebswirksame Verbindungen sind sowohl solche zu verstehen, die keine Übersetzung oder Zwischenbauteile aufweisen, als auch solche, die eine Übersetzung oder Zwischenbauteile aufweisen. Beispielsweise können zwischen zwei Wellen oder zwei Zahnrädern weitere Wellen und/oder Zahnräder antriebswirksam angeordnet sein.

[0006] Das erste Hohlrad ist zumindest mittelbar mit der elektrischen Maschine, insbesondere unmittelbar mit einem Rotor bzw. einer Rotorwelle der elektrischen Maschine verbunden. Die Rotorwelle der elektrischen Maschine dient in einem Rotorbetrieb der elektrischen Maschine als Ausgangswelle der elektrischen Maschine. Das erste Hohlrad ist im Rotorbetrieb der elektrischen Maschine Eingangswelle des Stufenplanetenradsatzes. Im Rotorbetrieb der elektrischen Maschine wird beispielsweise von einem Energiespeicher, insbesondere einer Batterie, elektrische Energie in die elektrische Maschine gespeist, die resultierend eine Rotation des Rotors zur Erzeugung einer Antriebsleistung bewirkt, wobei die Antriebsleistung zum Drehantrieb des ersten Hohlrades vorgesehen ist. In einem Generatorbetrieb wird mit der elektrischen Maschine demgegenüber elektrische Energie erzeugt. Die Ausgangswelle des Getriebes fungiert im Generatorbetrieb der elektrischen Maschine als Eingangswelle des Getriebes, wohingegen das erste Hohlrad dementsprechend als Ausgangswelle des Getriebes ausgebildet ist, wobei eine Antriebsleistung des Fahrzeugs über das Getriebe und das jeweilige Gangschaltelement in die elektrische Maschine geleitet wird, sodass mit der elektrischen Maschine elektrische Energie erzeugt wird, die in eine Batterie zur Speicherung eingespeist werden kann. Im Generatorbetrieb wird die Leistung beispielsweise aus einem oder mehreren sich drehenden Rädern des Fahrzeugs über das Getriebe in die elektrische Maschine eingeleitet.

[0007] Unter dem Begriff „zumindest mittelbar“ ist zu verstehen, dass zwei Bauteile über mindestens ein weiteres Bauteil, das zwischen den beiden Bauteilen angeordnet ist, miteinander verbunden sind oder direkt und somit unmittelbar miteinander verbunden sind. Mithin können zwischen Wellen oder Zahnrädern noch weitere Bauteile angeordnet sein, die mit der Welle bzw. dem Zahnrad wirkverbunden sind.

[0008] Unter einer Welle, sei es eine Eingangswelle, eine Ausgangswelle, eine Zwischenwelle oder dergleichen, ist im Sinne der Erfindung ein rotierbares Bauteil des Antriebsstranges zum Übertragen von Drehmomenten zu verstehen, über welches je zugehörige Komponenten des Antriebsstranges drehfest miteinander verbunden sind oder über das eine derartige Verbindung bei Betätigung eines entsprechenden Schaltelements oder Gangschaltelements hergestellt wird.

[0009] Das erste Hohlrad steht in Zahneingriff mit einem ersten Zahnrad des jeweiligen Stufenplanetenrades des Stufenplanetenradsatzes, das wiederum mit dem ersten Sonnenrad in Zahneingriff steht. Das jeweilige Stufenplanetenrad weist ein koaxial sowie drehfest zum ersten Zahnrad angeordnetes zweites Zahnrad auf, welches mit dem zweiten Sonnenrad in Zahneingriff steht. Die beiden Zahnräder des jeweiligen Stufenplanetenrades weisen unterschiedliche Durchmesser und Zähnezahlen auf. Insbesondere weist das erste Zahnrad einen kleineren Durchmesser als das zweite Zahnrad auf. Das Vorsehen eines Stufenplanetenradsatzes hat den Vorteil, dass ein zweites Hohlrad entfallen kann, wodurch ein kostenoptimiertes Getriebe bereitgestellt wird. Zahnräder, die miteinander in Eingriff stehen oder miteinander kämmen, übertragen über ihre ineinandergreifenden Verzahnungen eine Drehzahl und ein Drehmoment.

[0010] Das erste und zweite Sonnenrad sind beispielsweise koaxial zueinander angeordnet und relativ zueinander drehbar angeordnet, wobei eines der Sonnenräder wenigstens teilweise durch das andere Sonnenrad axial hindurchgeführt sein kann. Mithin ist zumindest eines der Sonnenräder mit einer Hohlwelle verbunden.

[0011] Der erste Planetenträger überträgt je nach Schaltstellung bzw. Zustand der beiden Gangschaltelemente eine Antriebsleistung mit einer jeweiligen Übersetzung zumindest mittelbar auf Abtriebswellen des Fahrzeugs, die jeweils zumindest mittelbar mit wenigstens einem Rad des Fahrzeugs verbunden sind. Die Abtriebswellen sind koaxial zur Abtriebsachse angeordnet. Somit wird wenigstens ein Rad des Fahrzeugs durch die mit der elektrischen Maschine erzeugte und zumindest mit dem Getriebe gewandelte Antriebsleistung über die Abtriebswelle zumindest mittelbar drehangetrieben.

[0012] Zur Ausbildung einer Gangstufe wird entweder das erste Sonnenrad oder das zweite Sonnenrad über das jeweilige Gangschaltelement mit dem Gehäuse verbunden.

[0013] Unter einem Gangschaltelement ist ein Verbindungsteil zu verstehen, mittels dessen wenigstens ein Drehmoment übertragendes Teil mit einem

weiteren Drehmoment übertragenden Teil oder mit einem orts- oder gehäusefesten Teil antriebswirksam verbindbar ist. Das jeweilige Gangschaltelement ist zwischen zumindest einen geöffneten und einen geschlossenen Zustand schaltbar, wobei das Gangschaltelement im geöffneten Zustand kein Drehmoment zwischen zwei mit dem Gangschaltelement zusammenwirkenden Teilen übertragen kann, und wobei das Gangschaltelement im geschlossenen Zustand ein Drehmoment zwischen den zwei mit dem Gangschaltelement zusammenwirkenden Teilen übertragen kann. Sofern eine antriebswirksame Verbindung zwischen zwei Getriebeelementen besteht, werden Drehmomente und Kräfte und je nach Ausbildung der Getriebeelemente gegebenenfalls eine Drehzahl von einem Getriebeelement auf das andere Getriebeelement übertragen. Das jeweilige Gangschaltelement ist beispielsweise form- oder kraftschlüssig ausgebildet.

[0014] Wenn das zweite Gangschaltelement im geschlossenen Zustand vorliegt oder in den geschlossenen Zustand geschaltet wird und das erste Gangschaltelement geöffnet ist, wird eine Antriebsleistung vom Getriebeeingang zum Getriebeausgang, oder umgekehrt, in einem ersten Gang bzw. einer ersten Gangstufe übertragen, und zwar mit einer ersten Übersetzung bzw. einem ersten Übersetzungsverhältnis. Das erste Sonnenrad des Getriebes stützt sich gegen das Gehäuse ab bzw. ist mit diesem drehfest verbunden. Im geschlossenen Zustand des zweiten Gangschaltelements liegt das erste Gangschaltelement im geöffneten Zustand vor, um über den ersten Planetenträger des Getriebes eine Antriebsleistung mit einem ersten Übersetzungsverhältnis auf die Ausgangswelle zu übertragen. Beispielsweise ist eine erste Übersetzung größer als 1.

[0015] Wenn das erste Gangschaltelement im geschlossenen Zustand vorliegt oder in den geschlossenen Zustand geschaltet wird und das zweite Gangschaltelement geöffnet ist, wird eine Antriebsleistung vom Getriebeeingang zum Getriebeausgang, oder umgekehrt, in einem zweiten Gang bzw. einer zweiten Gangstufe übertragen, und zwar mit einer zweiten Übersetzung bzw. einem zweiten Übersetzungsverhältnis. Das zweite Sonnenrad des Getriebes stützt sich gegen das Gehäuse ab bzw. ist mit diesem drehfest verbunden. Im geschlossenen Zustand des ersten Gangschaltelements liegt das zweite Gangschaltelement im geöffneten Zustand vor, um über den ersten Planetenträger des Getriebes eine Antriebsleistung mit einem zweiten Übersetzungsverhältnis auf die Ausgangswelle des Getriebes zu übertragen. Mithin liegt zum Drehantrieb der Ausgangswelle des Getriebes entweder das erste Gangschaltelement oder das zweite Gangschaltelement im geschlossenen Zustand vor. Beispielsweise ist eine zweite Übersetzung größer

als 1. Mithin ist entweder das erste Gangschaltelement oder das zweite Gangschaltelement geschlossen, um das Fahrzeug anzutreiben.

[0016] Sind beide Gangschaltelemente geöffnet, wird keine Antriebsleistung in das Getriebe eingeleitet und somit auch keine Antriebsleistung auf die Ausgangswelle des Getriebes übertragen. Das Getriebe befindet sich somit im Leerlauf. Sind demgegenüber beide Gangschaltelemente geschlossen, wird eine Rotation der Ausgangswelle blockiert. Insofern liegen zur Realisierung einer Parksperrenfunktion die beiden Gangschaltelemente gleichzeitig in einen geschlossenen Zustand vor.

[0017] Das erste Gangschaltelement und/oder das zweite Gangschaltelement ist vorzugsweise als kraftschlüssiges Schaltelement ausgebildet. Insbesondere kann das kraftschlüssige Schaltelement als Reibschaltelement, insbesondere als Lamellenschaltkupplung oder Konuskupplung ausgebildet sein, um eine kraftschlüssige Verbindung zwischen dem jeweiligen Sonnenrad und dem Gehäuse zu erzeugen. Ein kraftschlüssiges Schaltelement ist ein solches, welches eine Normalkraft auf zwei miteinander zu verbindende Teile oder Flächen von Getriebeelementen einleitet, wobei eine gegenseitige Verschiebung der Teile oder Flächen verhindert wird, solange eine im Wesentlichen durch Haftreibung bewirkte Gegenkraft nicht überschritten wird. Dadurch wird ein Reibschluss zum Übertragen eines Drehmoments zwischen den zu verbindenden Getriebeelementen gebildet.

[0018] Vorteilhaft ist mit dem erfindungsgemäßen Getriebe gemäß dem ersten Erfindungsaspekt eine Lastschaltung zwischen den Gängen möglich, also ein Schalten zwischen einem ersten und zweiten Gang, oder umgekehrt, ohne dass die Antriebsleistung am Abtrieb bzw. an der Ausgangswelle insbesondere während eines Schaltvorgangs unterbrochen wird. Dazu müssen vorteilhaft keine separaten Lastschaltelemente vorgesehen werden, sondern das Getriebe kann mit baulich einfacheren kraftschlüssigen Gangschaltelementen ausgestattet sein. Für eine Zuglastschaltung oder eine Schublastschaltung ist es erforderlich, dass wenigstens eines der Gangschaltelemente als kraftschlüssiges Gangschaltelement bzw. als Reibschaltelement ausgeführt ist. Für eine Zug- und Schublastschaltung mittels der Gangschaltelemente ist es demgegenüber erforderlich, dass beide Gangschaltelemente jeweils als kraftschlüssiges Gangschaltelement ausgeführt sind. Das jeweils andere, nicht als kraftschlüssiges Schaltelement ausgebildete Gangschaltelement kann demgegenüber als formschlüssiges Gangschaltelement bzw. Klauenschaltelement ausgebildet sein. Somit kann ein Gangschaltelement oder beide Gangschaltelemente jeweils eine Lastschaltung bewerkstelligen. Ein Gangschaltelement, wel-

ches eine Lastschaltung realisiert, ist ein Schaltelement, das es erlaubt, zwei Getriebeelemente miteinander zu verbinden, während an dem einen Getriebeelement eine Antriebsleistung, insbesondere ein Drehmoment anliegt, so dass nach dem Schließen die Antriebsleistung auf das andere Getriebeelement übertragen wird. Eine Synchronisation der Drehzahlen der beteiligten Getriebeelementen vor dem Schließen eines Lastschaltelements ist nicht notwendig.

[0019] Alternativ ist das erste Gangschaltelement und/oder das zweite Gangschaltelement als formschlüssiges Schaltelement ausgebildet. Ein formschlüssiges Schaltelement kann beispielsweise als Klauenschaltelement zur Realisierung einer formschlüssigen Verbindung zwischen dem jeweiligen Sonnenrad und dem Gehäuse ausgebildet sein. Ein formschlüssiges Schaltelement ist ein solches, bei dem zwei Teile des Getriebes ineinandergreifen und einen Formschluss zum Übertragen eines Drehmoments zwischen zwei Getriebeelementen, insbesondere zwischen dem Gehäuse und dem ersten bzw. zweiten Sonnenrad bilden. Ein formschlüssiges Schaltelement ist im Vergleich zum kraftschlüssigen Schaltelement kostengünstiger und vor allem wirkungsgradoptimiert.

[0020] Nach einer Ausführungsform der Erfindung sind die beiden Gangschaltelemente gemeinsam als Doppelschaltelement ausgebildet. Das bedeutet, dass das erste und zweite Gangschaltelement axial direkt nebeneinanderliegend angeordnet sind und die beiden Gangschaltelemente zu einer Einheit zusammengefasst sind. Dies ist insbesondere vorteilhaft, wenn beide Schaltelemente als Klauenschaltelemente zur Realisierung einer formschlüssigen Verbindung zwischen dem jeweiligen Sonnenrad und dem Gehäuse ausgeführt sind. In diesem Fall ist zwar keine Lastschaltung zwischen dem ersten und zweiten Gang, oder umgekehrt, möglich, jedoch kann mit einer derartigen Anordnung und Ausbildung der Gangschaltelemente axialer Bauraum des Getriebes eingespart werden. Die Ausführung der Gangschaltelemente als Klauenschaltelemente vereinfacht zudem die Realisierung der Parksperrenfunktion, also wenn beide Gangschaltelemente in den geschlossenen Zustand überführt werden bzw. vorliegen.

[0021] Nach einem zweiten Aspekt der Erfindung umfasst ein Antriebsstrang für ein zumindest teilweise elektrisch angetriebenes Fahrzeug ein Getriebe gemäß dem ersten Aspekt der Erfindung, eine elektrische Maschine sowie ein Differential, welches das Getriebe antriebswirksam mit zwei koaxial zu einer Abtriebsachse angeordneten Abtriebswellen verbindet. Ein solcher Antriebsstrang ist mit dem erfindungsgemäßen Getriebe kompakt ausgebildet

und realisiert einen vergleichsweise hohen Gangsprung.

[0022] Vorzugsweise ist das Differential als Kegelraddifferential ausgebildet. Ferner sind auch andere alternative Ausbildungsformen des Differentials denkbar, beispielsweise als Stirnraddifferential bzw. Planetendifferential. Die mit einer ersten oder zweiten Übersetzung aus dem Getriebe kommende Antriebsleistung wird von der Ausgangswelle des Getriebes zumindest mittelbar über das Differential auf die beiden Abtriebswellen übertragen, wobei das Differential die Antriebsleistung, das heißt eine Drehzahl und ein Drehmoment auf die Abtriebswellen verteilt. Damit die Abtriebswellen koaxial auf der Abtriebsachse liegen, ist auch das Differential auf der Abtriebsachse angeordnet. Ein als Kegelraddifferential ausgebildetes Differential weist zwei radseitige Abtriebselemente auf, insbesondere ein erstes Abtriebsrad und zweites Abtriebsrad. Die beiden Abtriebsräder kämmen jeweils mit einem Ausgleichselement. Die Ausgleichselemente sind in einem Differentialkorb um ihre eigene Achse drehbar gelagert. Das jeweilige Abtriebsrad ist mit der jeweiligen Abtriebswelle drehfest verbunden. Der Antrieb des Differentials erfolgt über den Differentialkorb.

[0023] Bevorzugt umfasst der Antriebsstrang ein mit der Ausgangswelle des Getriebes antriebswirksam verbundenes Planetengetriebe mit mindestens einem ersten Planetenradsatz. Der erste Planetenradsatz ist vorteilhafterweise als Minus-Planetenradsatz ausgebildet, wobei mittels des jeweiligen Planetenradsatzes des Planetengetriebes eine Gesamtübersetzung in Abhängigkeit des jeweiligen gewählten Ganges am Getriebe erhöht wird. Mittels des im Leistungsfluss nach dem Getriebe angeordneten Planetengetriebes ist bevorzugt eine Gesamtübersetzung zwischen 6 und 13,5 realisierbar. Ein Minus-Planetenradsatz setzt sich aus den Elementen Sonnenrad, Planetenträger und Hohlrad zusammen, wobei der Planetenträger mindestens ein, bevorzugt aber mehrere Planetenräder drehbar gelagert führt, die jeweils sowohl mit dem Sonnenrad als auch mit dem umliegenden Hohlrad kämmen bzw. in Zahneingriff stehen.

[0024] Insbesondere weist der erste Planetenradsatz des Planetengetriebes ein drittes Sonnenrad, ein gehäusefestes zweites Hohlrad sowie mehrere an einem zweiten Planetenträger drehbar gelagerte Planetenräder auf, wobei das dritte Sonnenrad drehfest mit dem ersten Planetenträger des Getriebes verbunden ist. Das Planetengetriebe ist axial kurzbauend ausgebildet, wobei die Planetenräder sowohl mit dem zweiten Hohlrad als auch mit dem dritten Sonnenrad in Zahneingriff stehen. Der die Planetenräder drehbar aufnehmende zweite Planetenträger ist ferner mit einer zweiten Ausgangswelle wirksam verbunden, welche vorteilhaft axial durch

das Getriebe und/oder die elektrische Maschine geführt sein kann, um die Antriebsleistung in das Differential zu leiten und gleichzeitig axialen Bauraum einzusparen.

[0025] Vorzugsweise ist ein Differentialkorb des Differentials drehfest mit dem zweiten Planetenträger des Planetengetriebes verbunden. Zudem ist denkbar, dass die zweite Ausgangswelle wengstens teilweise hohl zur axialen Durchführung einer der beiden Abtriebswellen des Differentials ausgebildet ist. Mit anderen Worten kann die zweite Ausgangswelle radial innerhalb des ersten Planetenträgers des Getriebes angeordnet sein, wobei eine der beiden Abtriebswellen des Differentials radial innerhalb der zweiten Ausgangswelle angeordnet sein kann.

[0026] Bevorzugt ist zumindest das Getriebe und/oder das Differential zumindest teilweise oder vollständig räumlich innerhalb des Rotors der elektrischen Maschine angeordnet. Durch Anordnung des Getriebes und/oder des Differentials radial innerhalb des Rotors kann axialer Bauraum des Antriebsstranges eingespart werden. Mithin ist der Antriebsstrang dadurch axial kurzbauend ausgebildet. Beispielsweise ist das Getriebe vollständig räumlich innerhalb des Rotors der elektrischen Maschine angeordnet. Beispielsweise ist das Differential vollständig räumlich innerhalb des Rotors der elektrischen Maschine angeordnet.

[0027] Nach einem Ausführungsbeispiel der Erfindung ist zumindest eine erste Übersetzungsstufe antriebstechnisch zwischen der Ausgangswelle des Getriebes und dem Differential angeordnet. Insbesondere ist die Ausgangswelle des Getriebes achsparallel zur Abtriebsachse angeordnet. Somit ist die Abtriebsachse, auf der die Abtriebswellen des Antriebsstranges angeordnet sind, achsparallel zu einer Antriebsachse angeordnet, wobei koaxial zur Antriebsachse zumindest die Ausgangswelle des Getriebes angeordnet ist, vorzugsweise auch die Eingangswelle des Getriebes und/oder die Rotationsachse des Rotors der elektrischen Maschine.

[0028] Die erste Übersetzungsstufe ist vorteilhafterweise zur Erhöhung der Gesamtübersetzung ausgebildet und besteht vorzugsweise aus wenigstens zwei miteinander in Zahneingriff stehenden Zahnradern, wobei die Rotationsachse des ersten Zahnrades koaxial zur Ausgangswelle des Getriebes angeordnet ist und die Rotationsachse eines weiteren Zahnrades koaxial zur Abtriebsachse angeordnet ist. Die erste Übersetzungsstufe kann beispielsweise eine Stirnradstufe umfassen.

[0029] Ergänzend kann eine zweite Übersetzungsstufe vorgesehen sein, wobei die Antriebsleistung aus dem Getriebe über die erste Übersetzungsstufe und die zweite Übersetzungsstufe zumindest mittel-

bar in das Differential eingeleitet wird. Dabei ist eine Zwischenwelle vorgesehen, die parallel zur Ausgangswelle des Getriebes sowie zur Abtriebsachse des Fahrzeugs angeordnet ist. Auf der Zwischenwelle sind bevorzugt zwei weitere Zahnräder angeordnet, wobei das erste Zahnrad der Zwischenwelle mit einem zumindest mittelbar mit der Ausgangswelle wirkverbundenen Zahnrad in Zahneingriff steht und das zweite Zahnrad der Zwischenwelle mit einem zumindest mittelbar mit dem Differential wirkverbundenen weiteren Zahnrad in Zahneingriff steht. Die beiden Übersetzungsstufen sind beispielsweise als Stirnradstufen ausgebildet und können die Gesamtübersetzung erhöhen, wobei die Übersetzung zweistufig erfolgt. Durch den Achsversatz wird axialer Bauraum des Antriebsstranges, insbesondere entlang der Abtriebsachse eingespart.

[0030] Alternativ zum Kegelraddifferential kann das Differential als sogenanntes integrales Differential ausgebildet sein, das einen zweiten Planetenradsatz und einen dritten Planetenradsatz aufweist, wobei jeder Planetenradsatz mit einer jeweiligen Abtriebswelle antriebswirksam verbunden ist, wobei mittels des zweiten Planetenradsatzes ein erstes Abtriebsmoment auf die erste Abtriebswelle übertragbar ist, und wobei ein Abstützmoment des zweiten Planetenradsatzes im dritten Planetenradsatz derart wandelbar ist, dass ein dem ersten Abtriebsmoment entsprechendes zweites Abtriebsmoment auf die zweite Abtriebswelle übertragbar ist.

[0031] Unter einem integralen Differential ist ein Differential mit zwei Planetenradsätzen zu verstehen, wobei der zweite Planetenradsatz mit einer Eingangswelle des Differentials sowie mit dem dritten Planetenradsatz antriebswirksam verbunden ist. Die Eingangswelle des Differentials ist zumindest mittelbar mit der Ausgangswelle des Getriebes verbunden. Alternativ kann die Eingangswelle des Differentials einteilig mit der Ausgangswelle des Getriebes verbunden sein. Der zweite Planetenradsatz ist mit der ersten Abtriebswelle antriebswirksam verbunden. Der dritte Planetenradsatz ist mit der zweiten Abtriebswelle antriebswirksam verbunden. Ferner ist der dritte Planetenradsatz zumindest mittelbar an einem ortsfesten Gehäuse des Getriebes oder am Fahrwerk des Kraftfahrzeugs abgestützt, also drehfest damit verbunden.

[0032] Mittels eines integralen Differentials ist das Eingangsmoment der Eingangswelle des Differentials wandelbar und in einem definierten Verhältnis auf die beiden Abtriebswellen aufteilbar bzw. übertragbar. Vorzugsweise wird das Eingangsmoment zu je 50%, das heißt hälftig auf die Abtriebswellen übertragen. Somit weist das Differential kein Bauteil auf, an dem die Summe der beiden Abtriebsmomente anliegt. Darüber hinaus weist das Differential bei identischen Abtriebsdrehzahlen der Abtriebswel-

len keine im Block umlaufenden bzw. ohne Wälzbewegung umlaufenden Verzahnungen auf. Anders gesagt erfolgt unabhängig der Abtriebsdrehzahlen der Abtriebswellen stets eine Relativbewegung der miteinander in Zahneingriff stehenden Bauteile des jeweiligen Planetenradsatzes. Mittels des Differentials wird zugleich die Funktion der Erzeugung der Gesamtübersetzung sowie die Differentialfunktion dargestellt. Anders gesagt realisiert das integrale Differential eine Drehmomenterhöhung sowie eine Aufteilung einer Antriebsleistung realisiert. Des Weiteren erfolgt eine Gewichtseinsparung.

[0033] Vorzugsweise sind das integrale Differential und die Abtriebswellen dazu eingerichtet, koaxial zur Abtriebsachse des Fahrzeugs angeordnet zu sein. Damit verläuft die Abtriebsachse koaxial zur Antriebsachse, und zwar insbesondere koaxial zur Rotationsachse des Rotors der elektrischen Maschine, koaxial zur Eingangswelle des Getriebes und/oder koaxial zur Ausgangswelle des Getriebes.

[0034] Der erfindungsgemäße Antriebsstrang sowie das erfindungsgemäße Getriebe sind in rein elektrisch angetriebenen Fahrzeugen sowie gleichermaßen in hybridisch angetriebenen Fahrzeugen einsetzbar, die teilweise elektrisch und teilweise mittels eines separaten Verbrennungsmotors antreibbar sind. Das Fahrzeug kann je nach Ausbildung und Anzahl der angetriebenen Achsen auch zwei oder mehrere derartige Antriebsstränge bzw. Getriebe umfassen, wobei eine Achse, mehrere Achsen oder alle Achsen des Fahrzeugs mit dem jeweiligen erfindungsgemäßen Antriebsstrang ausgestattet und dadurch antreibbar ausgeführt sein können. Unter einem solchen Fahrzeug sind somit Kraftfahrzeuge zu verstehen, insbesondere PKW, NKW oder LKW.

[0035] Es versteht sich, dass Merkmale der vorstehend bzw. in den Ansprüchen und/oder Figuren beschriebenen Lösungen ggf. auch kombiniert werden können, um die vorliegend erzielbaren Vorteile und Effekte kumuliert umsetzen zu können.

[0036] Im Folgenden wird die Erfindung anhand von Figuren beschrieben, die verschiedene Ausführungsformen der Erfindung zeigen, wobei gleiche oder ähnliche Elemente mit dem gleichen Bezugszeichen versehen sind. Im Einzelnen zeigt:

Fig. 1 ein Fahrzeug, umfassend einen erfindungsgemäßen Antriebsstrang mit einem erfindungsgemäßen Getriebe nach einer ersten Ausführungsform;

Fig. 2 eine schematische Darstellung des erfindungsgemäßen Getriebes nach **Fig. 1**;

Fig. 3 eine schematische Darstellung einer Schaltmatrix betreffend Schaltzuständen zum Antrieb mit einem erfindungsgemäßen Getriebe gemäß **Fig. 2**;

Fig. 4 eine schematische Darstellung des erfindungsgemäßen Antriebsstranges mit dem erfindungsgemäßen Getriebe nach **Fig. 1** und **Fig. 2**;

Fig. 5 eine schematische Darstellung des erfindungsgemäßen Antriebsstranges mit dem erfindungsgemäßen Getriebe nach einer zweiten Ausführungsform;

Fig. 6 eine schematische Darstellung des erfindungsgemäßen Antriebsstranges mit dem erfindungsgemäßen Getriebe nach einer dritten Ausführungsform;

Fig. 7 eine schematische Darstellung des erfindungsgemäßen Antriebsstranges mit dem erfindungsgemäßen Getriebe nach einer vierten Ausführungsform; und

Fig. 8 eine schematische Darstellung des erfindungsgemäßen Antriebsstranges mit dem erfindungsgemäßen Getriebe nach einer fünften Ausführungsform.

[0037] **Fig. 1** zeigt ein elektrisch angetriebenes Fahrzeug 1 mit einem erfindungsgemäßen Antriebsstrang 2 gemäß einer ersten Ausführungsform. Der Antriebsstrang 2 umfasst eine elektrische Maschine 11, die eine Leistung erzeugt und diese in ein Getriebe 3 einleitet. Das Getriebe 3 ist in **Fig. 2** dargestellt, wobei die dazugehörige Schaltmatrix in **Fig. 3** dargestellt ist. Das Getriebe 3 ist mit einem Planetengetriebe 14 antriebswirksam verbunden, welches eine Gesamtübersetzung erhöht und die Leistung auf ein im Leistungsfluss nachgelagertes, hier räumlich innerhalb der elektrischen Maschine 11 angeordnetes Differential 16 überträgt. Das Differential 16 teilt die Antriebsleistung auf eine erste Abtriebswelle 18a und eine zweite Abtriebswelle 18b auf, die wiederum je mit einem angetriebenen Rad 28 des Fahrzeugs 1 wirkverbunden sind. Das Fahrzeug 1 kann weiterhin einen - hier nicht gezeigten - Energiespeicher umfassen, der von der elektrischen Maschine 11 bei umgekehrtem Leistungsfluss, im Generatorbetrieb, mit elektrischer Energie gespeist wird. Der Energiespeicher kann beispielsweise eine Batterie oder dergleichen sein. Mithin wird mittels der elektrischen Maschine 11 im Generatorbetrieb elektrische Energie erzeugt, gespeichert und zur erneuten Speisung der elektrischen Maschine 11 vorgehalten.

[0038] Nach **Fig. 2** ist das Getriebe 3 aus **Fig. 1** detailliert dargestellt. Das Getriebe 3 gemäß **Fig. 2** ist im Antriebsstrang 2 gemäß **Fig. 4** über eine Eingangswelle 29 mit einem relativ zu einem Stator 30 drehbar gelagerten Rotor 19 der elektrischen Maschine 11 mit einer Antriebsleistung beaufschlagbar. Die Eingangswelle 29 kann einteilig oder mehrteilig mit dem Rotor 19 verbunden sein, jedenfalls liegt eine drehfeste, antriebswirksame Verbindung vor.

[0039] Das Getriebe 3 umfasst einen Stufenplanetenradsatz 4 mit einem ersten Hohlrad 8, das drehfest mit der Eingangswelle 29 verbunden ist, einem ersten Sonnenrad 7a, einem koaxial dazu angeordneten zweiten Sonnenrad 7b sowie mehreren an einem ersten Planetenträger 9 drehbar gelagerten Stufenplanetenrädern 10. Das Getriebe 3 weist ferner ein erstes Gangschaltelement 5 und ein zweites Gangschaltelement 6 auf. Das erste Gangschaltelement 5 ist dazu eingerichtet, in einem geschlossenen Zustand das zweite Sonnenrad 7b mit einem Gehäuse 13 drehfest zu verbinden, wobei das zweite Gangschaltelement 6 dazu eingerichtet ist, in einem geschlossenen Zustand das erste Sonnenrad 7a mit dem Gehäuse 13 drehfest zu verbinden, und wobei zum Drehantrieb der Ausgangswelle 12 eines der beiden Gangschaltelemente 5, 6 im geschlossenen Zustand vorliegt.

[0040] Der Antrieb des Getriebes 3 erfolgt über das erste Hohlrad 8, das mit einem ersten Zahnrad 31a des jeweiligen Stufenplanetenrades 10 in Zahneingriff steht. Das jeweilige erste Zahnrad 31a steht zudem mit dem ersten Sonnenrad 7a in Zahneingriff. Jedes Stufenplanetenrad 10 weist neben dem ersten Zahnrad 31a auch ein axial benachbart und drehfest damit verbundenes zweites Zahnrad 31b auf, welches mit einem zweiten Sonnenrad 7b in Zahneingriff steht. Die beiden Zahnräder 31a, 31b weisen unterschiedliche Durchmesser und Zähnezahlen auf, sodass, je nachdem über welches Zahnrad 31a, 31b die Antriebsleistung übertragen wird bzw. welches Gangschaltelement 5, 6 geschlossen bzw. offen vorliegt, zwei unterschiedliche Übersetzungen realisierbar sind, die jedoch beide größer als 1 sind. Vorliegend weist das erste Zahnrad 31a des jeweiligen Stufenplanetenrades 10 einen kleineren Durchmesser auf als das zweite Zahnrad 31b des jeweiligen Stufenplanetenrades 10.

[0041] Wenn das zweite Gangschaltelement 6 in einem geschlossenen Zustand vorliegt und das erste Gangschaltelement 5 in einem geöffneten Zustand vorliegt, ist das erste Sonnenrad 7a mit dem Gehäuse 13 drehfest verbunden, sodass eine Antriebsleistung der elektrischen Maschine 11 über das erste Hohlrad 8 auf die Stufenplanetenräder 10 und von dort über den ersten Planetenträger 9 auf eine Ausgangswelle 12 des Getriebes 3 geleitet wird. Wenn das erste Gangschaltelement 5 in einem geschlossenen Zustand vorliegt und das zweite Gangschaltelement 6 in einem geöffneten Zustand vorliegt, ist das zweite Sonnenrad 7a mit dem Gehäuse 13 drehfest verbunden, sodass eine Antriebsleistung der elektrischen Maschine 11 über das erste Hohlrad 8 auf die Stufenplanetenräder 10 und von dort über den ersten Planetenträger 9 auf eine Ausgangswelle 12 des Getriebes 3 geleitet wird. In einem geöffneten Zustand des jeweiligen Gangschaltelements 5, 6 wird kein Drehmoment

über das jeweilige Gangschaltelement 5, 6 übertragen, wohingegen in einem geschlossenen Zustand des jeweiligen Gangschaltelements 5, 6 ein Drehmoment über das jeweilige Gangschaltelement 5, 6 übertragen wird.

[0042] In Fig. 3 ist eine Schaltmatrix für eine erste Gangstufe E1 und eine zweite Gangstufe E2 des Getriebes 3 gezeigt. Das jeweilige Gangschaltelement 5, 6 ist bei eingetragenen „x“ geschlossen und bei keiner Eintragung geöffnet. Über die jeweilige Gangstufe E1, E2 wird eine elektrische Vorwärtsfahrt des Fahrzeugs 1 mit jeweiliger Übersetzung realisiert. Bei geschlossenem zweiten Gangschaltelement 6 und geöffnetem ersten Gangschaltelement 5 ist die erste Gangstufe E1 eingelegt, und somit eine erste Übersetzung realisiert. Bei geschlossenem ersten Gangschaltelement 5 und geöffnetem zweiten Gangschaltelement 6 ist die zweite Gangstufe E2 eingelegt, und somit eine zweite Übersetzung realisiert, wobei die zweite Übersetzung ungleich der ersten Übersetzung ist. Diese Schaltmatrix gilt für alle dargestellten Ausführungsbeispiele der Erfindung. Je nach Ausbildung der Gangschaltelemente 5, 6 kann eine Zug- und/oder Schub-Lastschaltung realisiert werden. In einem solchen Fall ist das jeweilige Gangschaltelement 5, 6 als Lastschaltelement ausgebildet.

[0043] Nach Fig. 2 ist das erste Gangschaltelement 5 als formschlüssiges Schaltelement, hier als Klauenschaltelement, ausgebildet. Im geschlossenen Zustand des ersten Gangschaltelements 5 wird somit eine formschlüssige Verbindung zwischen dem zweiten Sonnenrad 7b und dem Gehäuse 13 erzeugt. Diese Teile werden vor Eingehen der formschlüssigen Verbindung idealerweise synchronisiert. Demgegenüber ist das zweite Gangschaltelement 6 vorliegend als kraftschlüssiges Schaltelement, hier als Lamellenschaltelement, ausgebildet. Im geschlossenen Zustand des zweiten Gangschaltelements 6 wird somit eine kraft- bzw. reibschlüssige Verbindung zwischen dem ersten Sonnenrad 7a und dem Gehäuse 13 erzeugt. Eine Synchronisation der Drehgeschwindigkeiten der Teile ist nicht erforderlich, wobei sich ein kraftschlüssiges Schaltelement als Lastschaltelement eignet. Anders gesagt realisiert das zweite Gangschaltelement 6 eine Zug-Lastschaltung von Gangstufe E1 in Gangstufe E2, oder umgekehrt. Die Last bei Schaltvorgängen zwischen den Gangstufen E1, E2 ist durch das formschlüssig ausgeführte erste Gangschaltelement 5 stützbar, bis das zweite Gangschaltelement 6 vollständig geöffnet oder geschlossen ist, wodurch ein Lastabfall am Abtrieb insbesondere bei Schaltvorgängen vermieden wird.

[0044] Fig. 4 zeigt den Antriebsstrang 2, welcher das vorab beschriebene Getriebe 3 umfasst. Es sei insoweit auf das zu Fig. 1 bis Fig. 3 Gesagte verwie-

sen. In Fig. 4 ist auch die elektrische Maschine 11 dargestellt, die über die Eingangswelle 29 drehfest mit dem ersten Hohlrad 8 verbunden ist. Alternativ können die beiden Gangschaltelemente 5, 6 wie in der jeweiligen Ausführungsform gemäß Fig. 5, Fig. 6 oder Fig. 7 ausgebildet werden. Zudem weist der Antriebsstrang 2 ein Planetengetriebe 14 mit einem ersten Planetenradsatz 15 auf. Der erste Planetenradsatz 15 ist vorliegend als Minus-Planetensatz ausgebildet und umfasst ein drehfest mit der Ausgangswelle 12 des Getriebes 3 verbundenes drittes Sonnenrad 20, ein drehfest mit dem Gehäuse 13 verbundenes, ortsfestes zweites Hohlrad 21 sowie mehrere an einem zweiten Planetenträger 22 drehbar gelagerte Planetenräder 23. Das dritte Sonnenrad 20 ist über die Ausgangswelle 12 mit dem ersten Planetenträger 9 des Getriebes 3 antriebswirksam verbunden, sodass das Planetengetriebe 14 folglich antriebsseitig mit der Ausgangswelle 12 wirkverbunden ist. Der Abtrieb des Planetengetriebes 14 erfolgt über den zweiten Planetenträger 22, welcher antriebswirksam mit einem Differential 16 verbunden ist. Mittels einer derartigen Kombination aus Getriebe 3 und Planetengetriebe 14 lassen sich beispielsweise Gesamtübersetzungen zwischen 6 und 13,5 realisieren.

[0045] Das Differential 16 ist vorliegend als Kegelraddifferential ausgebildet und verbindet das Getriebe 3 über das Planetengetriebe 14 antriebswirksam mit den beiden koaxial zu einer Abtriebsachse 17 angeordneten Abtriebswellen 18a, 18b, wobei vorliegend die zweite Abtriebswelle 18b durch das Getriebe 3 und das Planetengetriebe 14 hindurchgeführt ist. Das aus dem Stand der Technik bekannte Kegelraddifferential 16 weist zwei radseitige Abtriebselemente auf, die als ein erstes Abtriebsrad 16b und zweites Abtriebsrad 16c ausgebildet sind. Die Abtriebsräder 16b, 16c kämmen jeweils mit einem Ausgleichselement 16d, 16e. Die Ausgleichselemente 16d, 16e sind in einem Differentialkorb 16a um ihre eigene Achse drehbar gelagert. Das erste Abtriebsrad 16b ist mit der ersten Abtriebswelle 18a und das zweite Abtriebsrad 16c ist mit der zweiten Abtriebswelle 18b drehfest verbunden. Der Differentialkorb 16a des Differentials 16 ist über eine Zwischenwelle 32 mit dem zweiten Planetenträger 22 drehfest verbunden, wobei die Zwischenwelle 32 koaxial zur Eingangswelle 29 und zur Ausgangswelle 12 des Getriebes 3 durch das Getriebe 3 hindurchgeführt und an den Differentialkorb 16a angeschlossen ist. Das Differential 16 ist zum Einsparen axialen Bauraumes räumlich vollständig innerhalb des Rotors 19 der elektrischen Maschine 11 angeordnet. Somit verläuft in diesem Fall die Abtriebsachse 17 koaxial zu einer Antriebsachse 33, wobei eine Rotationsachse des Rotors 19, die Eingangswelle 29 und die Ausgangswelle 12 des Getriebes 3 koaxial zur Abtriebsachse 33 angeordnet sind. Mithin ist das Getriebe 3 axial zwischen der elektrischen

Maschine 11 und dem Differential 16 einerseits sowie dem Planetengetriebe 14 andererseits angeordnet.

[0046] Der Antriebsstrang gemäß **Fig. 5** umfasst das Getriebe 3 aus **Fig. 2** mit dem Unterschied, dass die beiden Gangschaltelemente 5, 6 als Klauenschaltelemente ausgebildet und zu einem Doppelschaltelement 41 zusammengefasst sind. Daher wird auf die Ausführungen zu dem Getriebe 3 aus **Fig. 2** Bezug genommen. Alternativ können die beiden Gangschaltelemente 5, 6 wie in der jeweiligen Ausführungsform gemäß **Fig. 4**, **Fig. 6** oder **Fig. 7** ausgebildet werden. Für das Schalten zwischen der ersten und zweiten Gangstufe E1, E2 wird auf die Beschreibung zu **Fig. 3** verwiesen. Das Getriebe 3, umfassend den Stufenplanetenradsatz 4 und die beiden Gangschaltelemente 5, 6, ist räumlich vollständig innerhalb des Rotors 19 der elektrischen Maschine 11 angeordnet, um axialen Bauraum zu sparen und den Antriebsstrang 2 kompakter auszubilden. Die Gangschaltelemente 5, 6 sind direkt nebeneinander koaxial zur Antriebsachse 33 und zur Abtriebsachse 17 angeordnet und bilden gemeinsam das Doppelschaltelement 41 aus, welches die beiden Gangschaltelemente 5, 6 kompaktbauend zusammenfasst. Die Gangschaltelemente 5, 6 realisieren im geschlossenen Zustand eine formschlüssige Verbindung zwischen dem Gehäuse 13 und dem ersten Sonnenrad 7a bzw. dem zweiten Sonnenrad 7b. Dadurch wird ein besonders kosten- und wirkungsgradoptimiertes Kupplungssystem geschaffen.

[0047] Der erste Planetenradsatz 15 des Planetengetriebes 14 ist als Minus-Planetenradsatz ausgebildet und umfasst ein drehfest mit der Ausgangswelle 12 des Getriebes 3 verbundenes drittes Sonnenrad 20, ein drehfest mit dem Gehäuse 13 verbundenes, ortsfestes zweites Hohlrad 21 sowie mehrere an einem zweiten Planetenträger 22 drehbar gelagerte Planetenräder 23. Das dritte Sonnenrad 20 ist über die Ausgangswelle 12 mit dem ersten Planetenträger 9 des Getriebes 3 drehfest verbunden, sodass das Planetengetriebe 14 folglich antriebsseitig mit der Ausgangswelle 12 wirkverbunden ist. Der Abtrieb des Planetengetriebes 14 erfolgt über den zweiten Planetenträger 22, welcher drehfest mit einem Differentialkorb 16a des Differentials 16 verbunden ist. Das Differential 16 ist als Kegelraddifferential ausgebildet und ist ferner identisch zu dem Differential 16 gemäß **Fig. 4**, sodass die diesbezüglichen Ausführungen gelten. Mittels einer derartigen Kombination aus Getriebe 3 und Planetengetriebe 14 lassen sich beispielsweise Gesamtübersetzungen zwischen 6 und 13,5 erreichen.

[0048] Das Differential 16 verbindet das Getriebe 3 über das Planetengetriebe 14 antriebswirksam mit den Abtriebswellen 18a, 18b, wobei vorliegend die erste Abtriebswelle 18a axial durch das Getriebe 3

und die elektrische Maschine 11 hindurchgeführt ist. Das Planetengetriebe 14 ist axial zwischen der elektrischen Maschine 11 und dem Getriebe 3 einerseits sowie dem Differential 16 andererseits angeordnet. Alternativ ist denkbar, auch das Differential 16 zusammen mit dem Getriebe 3 räumlich innerhalb des Rotors 19 der elektrischen Maschine 11 anzuordnen, um zusätzlichen axialen Bauraum einzusparen. Das Differential 16 ist über eine Zwischenwelle 32 mit dem zweiten Planetenträger 22 antriebswirksam verbunden, wobei die Zwischenwelle 32 koaxial zur Ausgangswelle 12 des Getriebes 3 angeordnet ist. Auch hier ist die Abtriebsachse 17 koaxial zu einer Antriebsachse 33 angeordnet.

[0049] Der Antriebsstrang 2 gemäß **Fig. 6** umfasst das Getriebe 3 aus **Fig. 2**, mit dem Unterschied, dass die beiden Gangschaltelemente 5, 6 als Klauenschaltelemente ausgebildet sind. Daher wird auf die Ausführungen zu dem Getriebe 3 aus **Fig. 2** Bezug genommen. Für das Schalten zwischen der ersten und zweiten Gangstufe E1, E2 wird auf die Beschreibung zu **Fig. 3** verwiesen. **Fig. 6** zeigt ein drittes Ausführungsbeispiel des erfindungsgemäßen Antriebsstranges 2, wobei vorliegend das Getriebe 3, umfassend den Stufenplanetenradsatz 4 und die beiden Gangschaltelemente 5, 6, räumlich vollständig innerhalb des Rotors 19 der elektrischen Maschine 11 angeordnet sind, um axialen Bauraum des Antriebsstranges 2 zu sparen. Die Gangschaltelemente 5, 6 realisieren im geschlossenen Zustand eine formschlüssige Verbindung zwischen dem Gehäuse 13 und dem ersten Sonnenrad 7a bzw. dem zweiten Sonnenrad 7b. Dadurch wird ein besonders kosten- und wirkungsgradoptimiertes Kupplungssystem geschaffen. Alternativ ist denkbar, die jeweils als Klauenschaltelement ausgebildeten Gangschaltelemente 5, 6 zusammenzufassen und als Doppelschaltelement, wie in **Fig. 5** auszubilden. Ferner alternativ können die beiden Gangschaltelemente 5, 6 wie in der jeweiligen Ausführungsform gemäß **Fig. 4** oder **Fig. 7** ausgebildet werden.

[0050] Der Antriebsstrang 2 gemäß **Fig. 6** umfasst im Gegensatz zu den Antriebssträngen 2 gemäß **Fig. 4** und **Fig. 5**, die ein als Kegelraddifferential ausgebildetes Differential 16 aufweisen, ein als integrales Differential 25 mit einem zweiten und dritten Planetenradsatz 26, 27 ausgebildetes Differential 16. Die beiden Planetenradsätze 26, 27 sind je nach Anforderung an das integrale Differential 25, insbesondere an die zu realisierende Übersetzung des integralen Differentials 25 entweder axial nebeneinander oder radial übereinander angeordnet. Vorliegend sind die Planetenradsätze 26, 27 radial übereinander angeordnet, wodurch axialer Bauraum des Antriebsstranges 2 eingespart wird. Anders gesagt liegen die Planetenradsätze 26, 27 in einer gemeinsamen Ebene senkrecht zu den Abtriebswellen 18a, 18b bzw. zur Abtriebsachse 17. Mithin ist das integ-

rale Differential 25 in radial geschachtelter Bauweise ausgeführt.

[0051] Mittels des zweiten Planetenradsatzes 26 ist ein erstes Abtriebsmoment auf die erste Abtriebswelle 18a übertragbar. Ein dem ersten Abtriebsmoment entgegengesetzt wirkendes Abstützmoment des zweiten Planetenradsatzes 26 wird auf den dritten Planetenradsatz 27 übertragen und ist im dritten Planetenradsatz 27 derart wandelbar, dass ein dem ersten Abtriebsmoment entsprechendes zweites Abtriebsmoment auf die zweite Abtriebswelle 18b übertragbar ist. Mithin ist das integrale Differential 25 als Planetengetriebe ausgebildet. Das integrale Differential 25 ist über dessen Eingangswelle, die gleichzeitig die Ausgangswelle 12 des Getriebes 3 ist, mit dem Getriebe 3 wirksam verbunden. Der Abtrieb am integralen Differential 25 erfolgt über die zwei Abtriebswellen 18a, 18b. Mit anderen Worten wird mittels des integralen Differentials 25 eine Antriebsleistung auf zwei Abtriebswellen 18a, 18b aufgeteilt. Vorliegend erstreckt sich die erste Abtriebswelle 18a in Richtung des Getriebes 3 sowie der elektrischen Maschine 11 und ist durch das Getriebe 3 und die elektrische Maschine 11 axial hindurchgeführt. Die zweite Abtriebswelle 18b erstreckt sich vom Antriebsstrang 2 weg in die entgegengesetzte Richtung. Indem das integrale Differential 25, welches ein aus dem Getriebe 3 kommendes Drehmoment erhöht, erst am Ende des Antriebsstranges 2 angeordnet ist, können die im Leistungsfluss davor angeordneten Bauteile vergleichsweise klein und schlank ausgebildet werden, wodurch die Herstellung kostengünstiger gestaltet und das Gesamtgewicht des Antriebsstranges 2 reduziert wird. Die Abtriebswellen 18a, 18b, das integrale Differential 25, die elektrische Maschine 11 sowie das Getriebe 3 sind koaxial zur Antriebsachse 33 des Getriebes 3 sowie zur Abtriebsachse 17 des Fahrzeugs 1 angeordnet.

[0052] Die Ausgangswelle 12 des Getriebes 3 ist drehfest mit einem vierten Sonnenrad 34a des zweiten Planetenradsatzes 26 verbunden. Somit ist der erste Planetenträger 9 drehfest mit dem vierten Sonnenrad 34a verbunden. Die Leistungsübertragung vom zweiten Planetenradsatz 26 auf den dritten Planetenradsatz 27 erfolgt über eine Koppelwelle 35, die einerseits drehfest mit einem dritten Hohlrad 36a des zweiten Planetenradsatzes 26 und andererseits drehfest mit einem fünften Sonnenrad 34b des dritten Planetenradsatzes 27 verbunden ist. Mithin sind die Koppelwelle 35, das dritte Hohlrad 36a und das fünfte Sonnenrad 34b einteilig miteinander verbunden. Die Koppelwelle 35 mit dem dritten Hohlrad 36a und dem fünften Sonnenrad 34b kann auch als Hohlrad, das neben einer Innenverzahnung auch eine Außenverzahnung aufweist, ausgebildet sein. Räumlich zwischen dem vierten Sonnenrad 34a und dem dritten Hohlrad 36a sind eine Mehrzahl

von zweiten Planetenrädern 37a angeordnet, die vorliegend drehbar auf einem drehbar gelagerten dritten Planetenträger 38a angeordnet sind. Ferner sind auf der gleichen sich radial erstreckenden Ebene und radial außerhalb des zweiten Planetenradsatzes 26 räumlich zwischen dem fünften Sonnenrad 34b und einem vierten Hohlrad 36b des dritten Planetenradsatzes 27 eine Mehrzahl von dritten Planetenrädern 37b angeordnet, die vorliegend drehbar auf einem gehäusefesten vierten Planetenträger 38b angeordnet sind. Der erste Abtrieb auf die erste Abtriebswelle 18a erfolgt über den drehfest damit verbundenen dritten Planetenträger 38a des zweiten Planetenradsatzes 26. Der zweite Abtrieb auf die zweite Abtriebswelle 18b erfolgt über das drehfest damit verbundene vierte Hohlrad 36b des dritten Planetenradsatzes 27.

[0053] Gemäß einem vierten Ausführungsbeispiel des Antriebsstranges 2 nach **Fig. 7** ist das Getriebe 3 axial zwischen der elektrischen Maschine 3 und dem Differential 16 angeordnet, wobei das Differential 16 auf der Abtriebsachse 17 angeordnet ist, die vorliegend achsparallel zur Antriebsachse 33 angeordnet ist. Auf der Antriebsachse 33 sind somit auch die Eingangswelle 29 und die Ausgangswelle 12 des Getriebes 3 angeordnet. Die Ausgangswelle 12 ist über eine vorliegend einstufig ausgebildete Übersetzungsstufe 24, bestehend aus einem mit der Ausgangswelle 12 drehfest verbundenen dritten Zahnrad 39a und einem mit dem Differential 16 wirkverbundenen vierten Zahnrad 39b antriebswirksam verbunden. Die Zahnräder 39a, 39b sind vorliegend als Stirnräder ausgebildet, sodass die Übersetzungsstufe 24 folglich eine Stirnradstufe umfasst. Die Übersetzungsstufe 24 realisiert durch entsprechende Ausbildung der Zahnradurchmesser und Zähnezahlen die Erzeugung der Gesamtübersetzung des Antriebsstranges 2. Auf ein zusätzliches Planetengetriebe 14 entsprechend den Ausführungsbeispielen nach **Fig. 4** und **Fig. 5** kann insoweit verzichtet werden. Je nach Anforderung an den Antriebsstrang kann es jedoch sinnvoll sein, ein weiteres Getriebe zur Erhöhung einer Gesamtübersetzung vorzusehen. Durch achsparallele Anordnung der Antriebsstrangkomponenten wird axialer Bauraum des Antriebsstranges 2 eingespart, und zwar insbesondere dadurch, dass die elektrische Maschine 11 zusammen mit dem Getriebe 3 sowie das Differential 16 zumindest teilweise nebeneinander angeordnet sind. Dadurch kann auch die elektrische Maschine 11 schlanker gestaltet werden, was sich wiederum positiv auf den Achsabstand zwischen der Antriebs- und Abtriebsachse 33, 17 auswirkt. Das Differential 16 ist vorliegend als Kegelrad-differential ausgebildet und ist ferner identisch zu dem Differential 16 gemäß **Fig. 4**, wobei auf die diesbezüglichen Ausführungen Bezug genommen wird.

[0054] Im vorliegenden Fall sind die Gangschaltelemente 5, 6 des Getriebes 3 jeweils als Lamellenschaltelement ausgebildet, die jeweils im geschlossenen Zustand eine kraft- bzw. reibschlüssige Verbindung zwischen dem Gehäuse 13 des Getriebes 3 und dem ersten Sonnenrad 7a bzw. dem zweiten Sonnenrad 7b realisieren. Dabei ist vorteilhaft, dass sowohl Zugschaltungen als auch Schubschaltungen zwischen den Gangstufen E1 und E2, oder umgekehrt, lastschaltbar sind. Mit anderen Worten sind die Gangschaltelemente 5, 6 vorliegend Lastschaltelemente. Die Last bei Schaltvorgängen zwischen den Gangstufen E1, E2 ist durch das erste Gangschaltelement 5 stützbar, bis das zweite Gangschaltelement 6 vollständig geöffnet oder geschlossen ist, oder umgekehrt, wodurch ein Lastabfall am Abtrieb insbesondere bei Schaltvorgängen vermieden wird. Mithin umfasst der Antriebsstrang 2 gemäß **Fig. 7** das Getriebe 3 aus **Fig. 2**, mit dem Unterschied, dass die beiden Gangschaltelemente 5, 6 als Lamellenschaltelemente ausgebildet sind. Daher wird auf die Ausführungen zu dem Getriebe 3 aus **Fig. 2** Bezug genommen. Für das Schalten zwischen der ersten und zweiten Gangstufe E1, E2 wird auf die Beschreibung zu **Fig. 3** verwiesen. Alternativ können die beiden Gangschaltelemente 5, 6 wie in der Ausführungsform gemäß **Fig. 4**, **Fig. 5** oder **Fig. 6** ausgebildet werden.

[0055] In **Fig. 8** ist ein fünftes Ausführungsbeispiel des Antriebsstranges 2 dargestellt, bei dem das Getriebe 3 axial zwischen der elektrischen Maschine 3 und dem Differential 16 angeordnet ist. Analog zu **Fig. 7** ist das Differential 16 auf der Abtriebsachse 17 achsparallel zur Antriebsachse 33 angeordnet, auf der die Ausgangswelle 12 des Getriebes 3 liegt. Die Ausgangswelle 12 des Getriebes 3 ist über zwei Übersetzungsstufen 24, 40 mit dem Differential 16 wirkverbunden, wobei die erste Übersetzungsstufe 24 aus einem mit der Ausgangswelle 12 drehfest verbundenen dritten Zahnrad 39a und einem mit einer achsparallel zur Antriebsachse 33 und Abtriebsachse 17 angeordneten Zwischenwelle 32 drehfest verbundenen vierten Zahnrad 39b besteht. Axial benachbart zum vierten Zahnrad 39b ist ein fünftes Zahnrad 39c der zweiten Übersetzungsstufe 40 auf der Zwischenwelle 32 drehfest angeordnet, welches in Zahneingriff mit einem mit dem Differential 16 wirkverbundenen sechsten Zahnrad 39d steht. Die Übersetzungsstufen 24, 40 realisieren durch entsprechende Ausbildung der Zahnrad Durchmesser und Zähnezahlen der Zahnräder 39a - 39d die Erzeugung der Gesamtübersetzung des Antriebsstranges 2. Die Zahnräder 39a - 39d sind vorliegend als Stirnräder ausgebildet, sodass die Übersetzungsstufen 24, 40 folglich Stirnradstufen sind. Auf ein zusätzliches Planetengetriebe 14 entsprechend den Ausführungsbeispielen nach **Fig. 4** und **Fig. 5** kann insoweit verzichtet werden. Je nach Anforderung an den Antriebsstrang 2 kann es jedoch sinnvoll sein, ein

weiteres Getriebe zur Erhöhung einer Gesamtübersetzung vorzusehen. Durch achsparallele Anordnung der Antriebsstrangkomponenten wird axialer Bauraum des Antriebsstranges 2 eingespart, und zwar insbesondere dadurch, dass die elektrische Maschine 11 zusammen mit dem Getriebe 3 und das Differential 16 zumindest teilweise nebeneinander angeordnet sind. Dadurch kann auch die elektrische Maschine 11 schlanker gestaltet werden, was sich wiederum positiv auf den Achsabstand zwischen der Antriebs- und Abtriebsachse auswirkt.

[0056] Die beiden Gangschaltelemente 5, 6 des Getriebes 3 sind direkt nebeneinander koaxial zur Antriebsachse 33 angeordnet und bilden gemeinsam ein Doppelschaltelement aus, welches die beiden Gangschaltelemente 5, 6 zusammenfasst. Im vorliegenden Fall sind die Gangschaltelemente 5, 6 jeweils als Klauenschaltelement, wie in dem Ausführungsbeispiel nach **Fig. 5**, auf das Bezug genommen wird, ausgebildet. Für das Schalten zwischen der ersten und zweiten Gangstufe E1, E2 wird auf die Beschreibung zu **Fig. 3** verwiesen. Ferner wird auf die Ausführungen zu **Fig. 7** und die dortigen Bezugnahmen, insbesondere auf **Fig. 2** und **Fig. 5** verwiesen. Alternativ können die beiden Gangschaltelemente 5, 6 wie in der jeweiligen Ausführungsform gemäß **Fig. 4**, **Fig. 6** oder **Fig. 7** ausgebildet werden. Ferner alternativ kann das Getriebe 3, wie in den Ausführungsformen gemäß **Fig. 5** und **Fig. 6** innerhalb des Rotors 19 angeordnet werden.

Bezugszeichenliste

1	Fahrzeug
2	Antriebsstrang
3	Getriebe
4	Stufenplanetenradsatz
5	Erstes Gangschaltelement
6	Zweites Gangschaltelement
7a	Erstes Sonnenrad
7b	Zweites Sonnenrad
8	Erstes Hohlrad
9	Erster Planetenträger
10	Stufenplanetenräder
11	Elektrische Maschine
12	Ausgangswelle des Getriebes
13	Gehäuse
14	Planetengertriebe
15	Erster Planetenradsatz
16	Differential
16a	Differentialkorb

16b	erstes Abtriebsrad des Differentials	39d	Sechstes Zahnrad der Übersetzungsstufe
16c	zweites Abtriebsrad des Differentials		
16d	Ausgleichselement des Differentials	40	Zweite Übersetzungsstufe
16e	Ausgleichselement des Differentials	41	Doppelschaltelement
17	Abtriebsachse	E1	Erster Gang
18a	Erste Abtriebswelle	E2	Zweiter Gang
18b	Zweite Abtriebswelle		
19	Rotor der elektrischen Maschine		
20	Drittes Sonnenrad		
21	Zweites Hohlrad		
22	Zweiter Planetenträger		
23	Erstes Planetenrad		
24	Erste Übersetzungsstufe		
25	Integrales Differential		
26	Zweiter Planetenradsatz		
27	Dritter Planetenradsatz		
28	Rad des Fahrzeugs		
29	Eingangswelle des Getriebes		
30	Stator der elektrischen Maschine		
31a	Erstes Zahnrad des Stufenplanetenrades		
31b	Zweites Zahnrad des Stufenplanetenrades		
32	Zwischenwelle		
33	Antriebsachse		
34a	Viertes Sonnenrad des integralen Differentials		
34b	Fünftes Sonnenrad des integralen Differentials		
35	Koppelwelle des integralen Differentials		
36a	Drittes Hohlrad		
36b	Viertes Hohlrad		
37a	Zweites Planetenrad		
37b	Drittes Planetenrad		
38a	Dritter Planetenträger		
38b	Vierter Planetenträger		
39a	Drittes Zahnrad der Übersetzungsstufe		
39b	Viertes Zahnrad der Übersetzungsstufe		
39c	Fünftes Zahnrad der Übersetzungsstufe		

ZITATE ENTHALTEN IN DER BESCHREIBUNG

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde automatisiert erzeugt und ist ausschließlich zur besseren Information des Lesers aufgenommen. Die Liste ist nicht Bestandteil der deutschen Patent- bzw. Gebrauchsmusteranmeldung. Das DPMA übernimmt keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

Zitierte Patentliteratur

- WO 2014139744 A1 [0002]

Patentansprüche

1. Getriebe (3) für einen Antriebsstrang (2) eines zumindest teilweise elektrisch angetriebenen Fahrzeugs (1), umfassend einen Stufenplanetenradsatz (4), ein erstes Gangschaltelement (5) und ein zweites Gangschaltelement (6), wobei der Stufenplanetenradsatz (4) ein erstes Sonnenrad (7a), ein zweites Sonnenrad (7b), ein erstes Hohlrads (8) sowie mehrere an einem ersten Planetenträger (9) drehbar gelagerte Stufenplanetenräder (10) aufweist, wobei das erste Hohlrads (8) dazu eingerichtet ist, mit einer elektrischen Maschine (11) antriebswirksam verbunden zu sein, wobei der erste Planetenträger (9) mit einer Ausgangswelle (12) des Getriebes (3) drehfest verbunden ist, wobei das erste Gangschaltelement (5) dazu eingerichtet ist, in einem geschlossenen Zustand das zweite Sonnenrad (7b) gegenüber einem Gehäuse (13) festzusetzen, wobei das zweite Gangschaltelement (6) dazu eingerichtet ist, in einem geschlossenen Zustand das erste Sonnenrad (7a) gegenüber dem Gehäuse (13) festzusetzen, und wobei zum Drehantrieb der Ausgangswelle (12) eines der beiden Gangschaltelemente (5, 6) im geschlossenen Zustand vorliegt.

2. Getriebe (3) nach Anspruch 1, wobei das erste Gangschaltelement (5) als formschlüssiges Schaltelement ausgebildet ist.

3. Getriebe (3) nach Anspruch 1, wobei das erste Gangschaltelement (5) als kraftschlüssiges Schaltelement ausgebildet ist.

4. Getriebe (3) nach einem der vorhergehenden Ansprüche 1 bis 3, wobei das zweite Gangschaltelement (6) als formschlüssiges Schaltelement ausgebildet ist.

5. Getriebe (3) nach einem der vorhergehenden Ansprüche 1 bis 3, wobei das zweite Gangschaltelement (6) als kraftschlüssiges Schaltelement ausgebildet ist.

6. Getriebe (3) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei beide Gangschaltelemente (5, 6) gemeinsam als Doppelschaltelement (41) ausgebildet sind.

7. Antriebsstrang (2) für ein zumindest teilweise elektrisch angetriebenes Fahrzeug (1), umfassend ein Getriebe (3) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, eine elektrische Maschine (11) sowie ein Differential (16), welches das Getriebe (3) antriebswirksam mit zwei koaxial zu einer Abtriebsachse (17) angeordneten Abtriebswellen (18a, 18b) verbindet.

8. Antriebsstrang (2) nach Anspruch 7, wobei das Differential (16) als Kegelraddifferential ausgebildet ist.

9. Antriebsstrang (2) nach Anspruch 7 oder 8, ferner umfassend ein mit der Ausgangswelle (12) des Getriebes (3) antriebswirksam verbundenes Planetengetriebe (14) mit mindestens einem ersten Planetenradsatz (15).

10. Antriebsstrang (2) nach einem der Ansprüche 7 bis 9, wobei der erste Planetenradsatz (15) des Planetengetriebes (14) ein drittes Sonnenrad (20), ein gehäusefestes zweites Hohlrads (21) sowie mehrere an einem zweiten Planetenträger (22) drehbar gelagerte Planetenräder (23) aufweist, wobei das dritte Sonnenrad (20) drehfest mit dem ersten Planetenträger (9) des Getriebes (3) verbunden ist.

11. Antriebsstrang (2) nach Anspruch 10, wobei ein Differentialkorb (16a) des Differentials (16) drehfest mit dem zweiten Planetenträger (22) des Planetengetriebes (14) verbunden ist.

12. Antriebsstrang (2) nach einem der Ansprüche 7 bis 11, wobei das Getriebe (3) und/oder das Differential (16) zumindest teilweise oder vollständig räumlich innerhalb eines Rotors (19) der elektrischen Maschine (11) angeordnet ist.

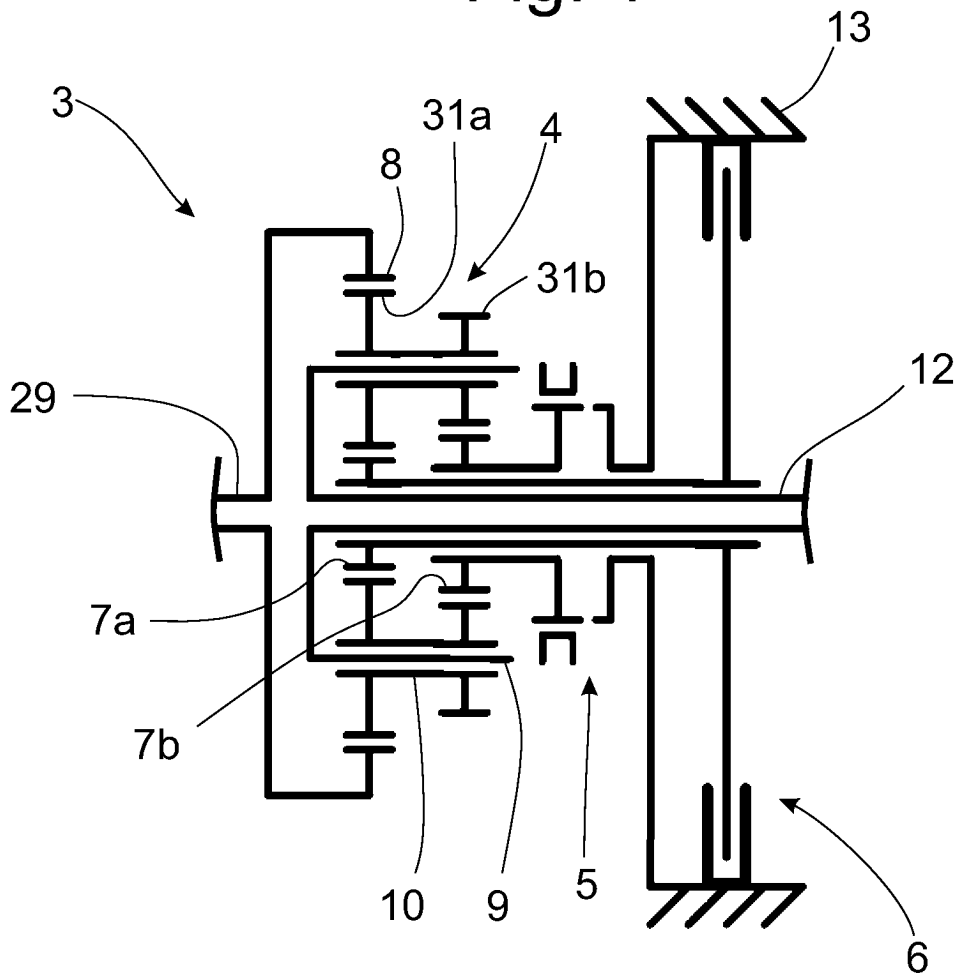
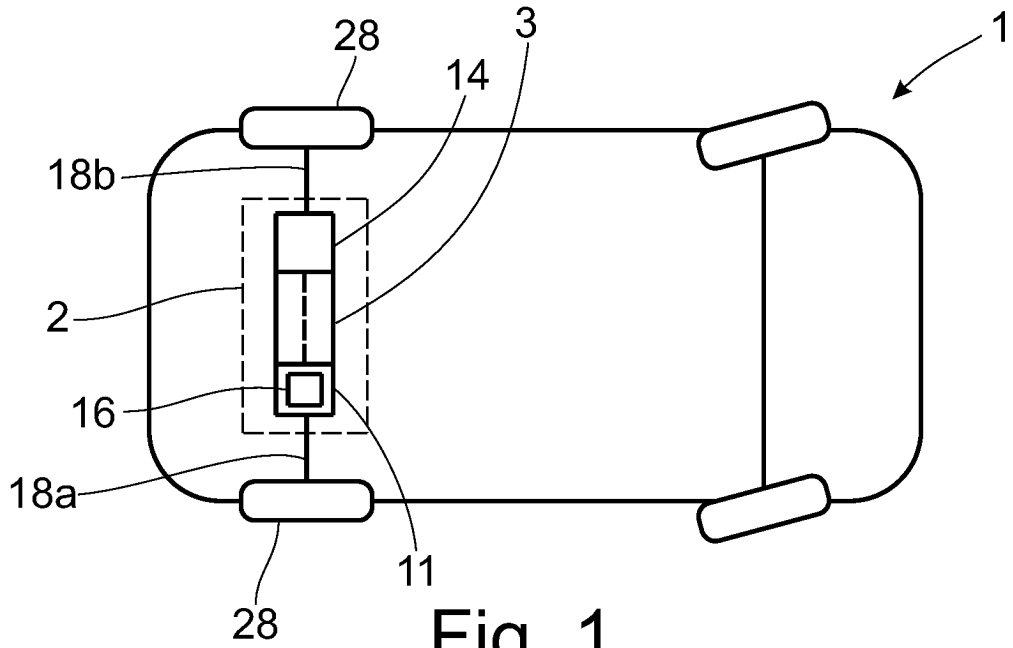
13. Antriebsstrang (2) nach einem der Ansprüche 7 bis 12, wobei zumindest eine erste Übersetzungsstufe (24) antriebstechnisch zwischen der Ausgangswelle (12) des Getriebes (3) und dem Differential (16) angeordnet ist.

14. Antriebsstrang (2) nach Anspruch 7, wobei das Differential (16) als integrales Differential (25) ausgebildet ist, das einen zweiten Planetenradsatz (26) und einen dritten Planetenradsatz (27) aufweist, wobei jeder Planetenradsatz (26, 27) mit einer jeweiligen Abtriebswelle (18a, 18b) antriebswirksam verbunden ist, wobei mittels des zweiten Planetenradsatzes (26) ein erstes Abtriebsmoment auf die erste Abtriebswelle (18a) übertragbar ist, und wobei ein Abstützmoment des zweiten Planetenradsatzes (26) im dritten Planetenradsatz (27) derart wandelbar ist, dass ein dem ersten Abtriebsmoment entsprechendes zweites Abtriebsmoment auf die zweite Abtriebswelle (18b) übertragbar ist.

15. Antriebsstrang (2) nach Anspruch 14, wobei das integrale Differential (25) und die Abtriebswellen (18a, 18b) dazu eingerichtet sind, koaxial zu einer Abtriebsachse (17) des Fahrzeugs (1) angeordnet zu sein.

Es folgen 4 Seiten Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen



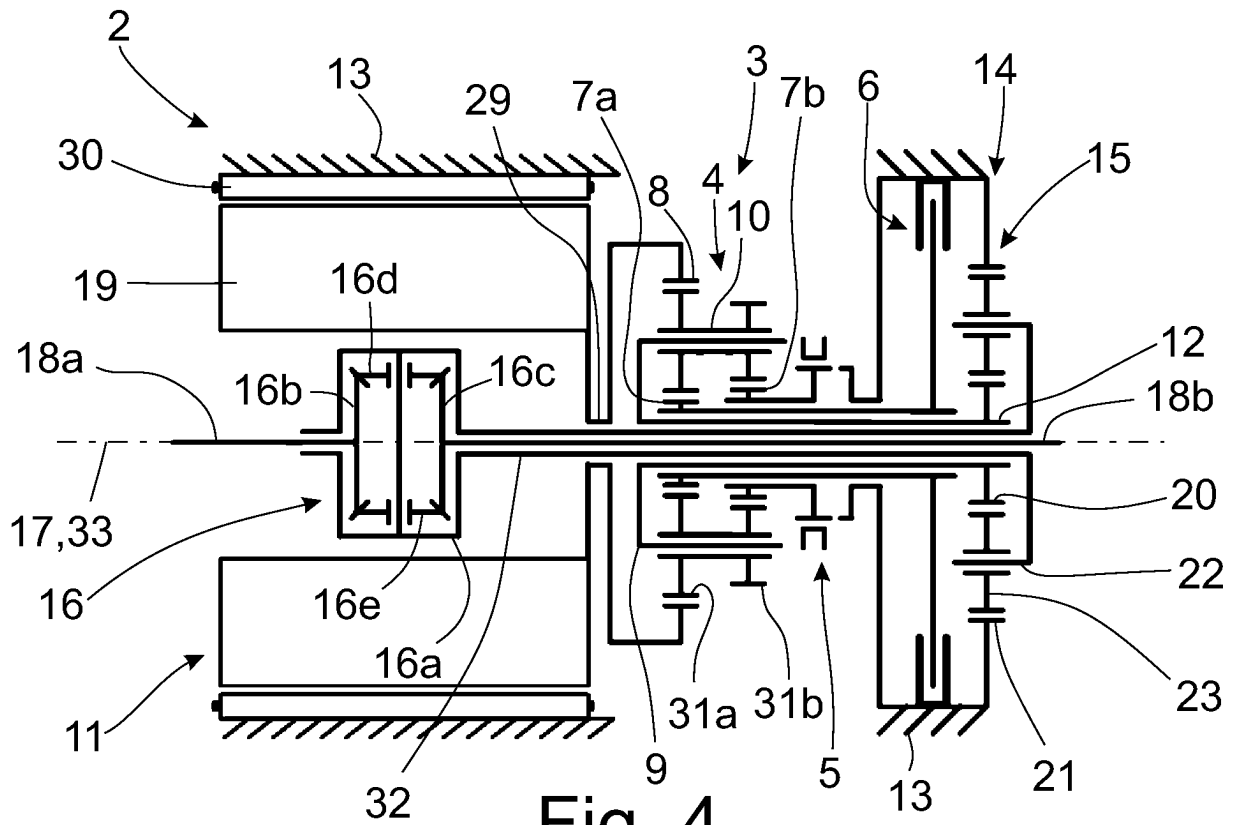


Fig. 4

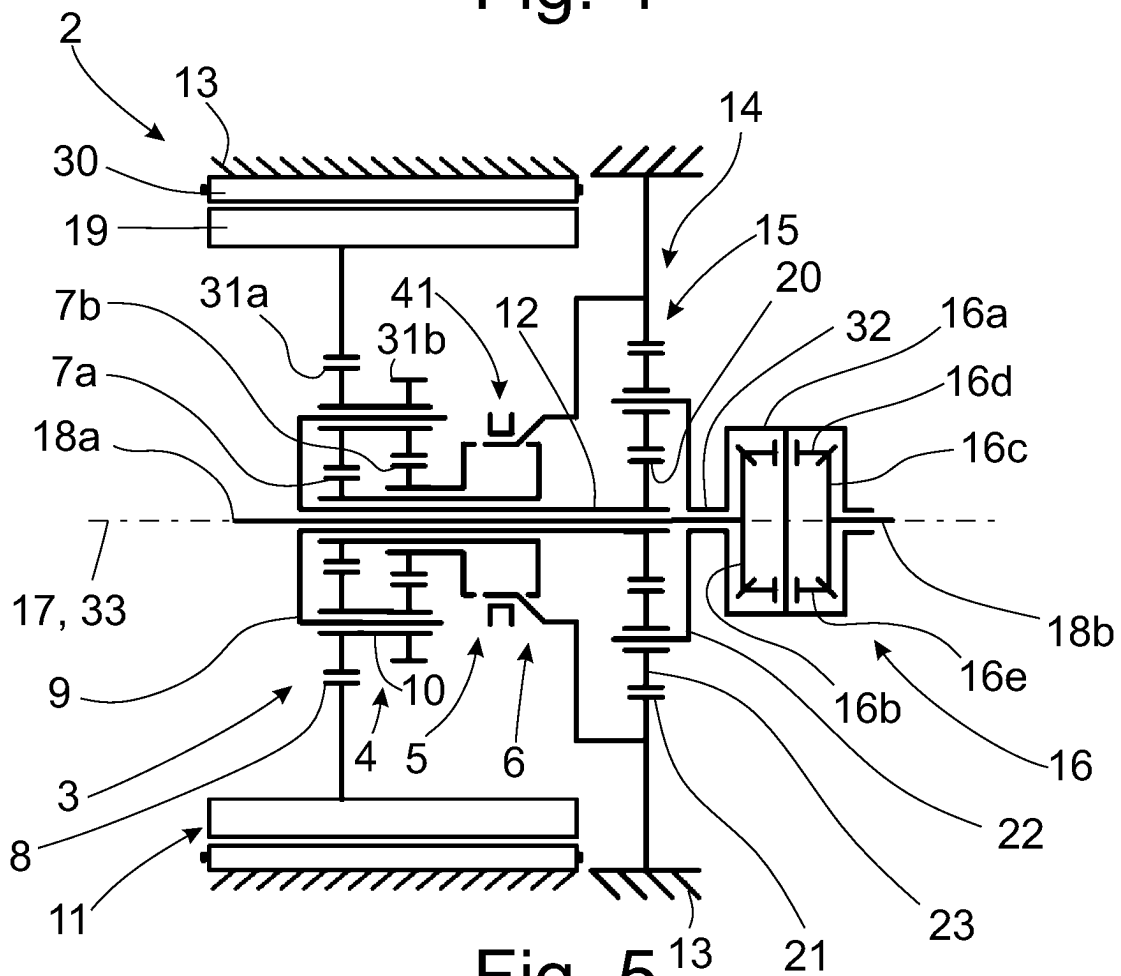


Fig. 5

	6	5
E1	x	
E2		x

Fig. 3

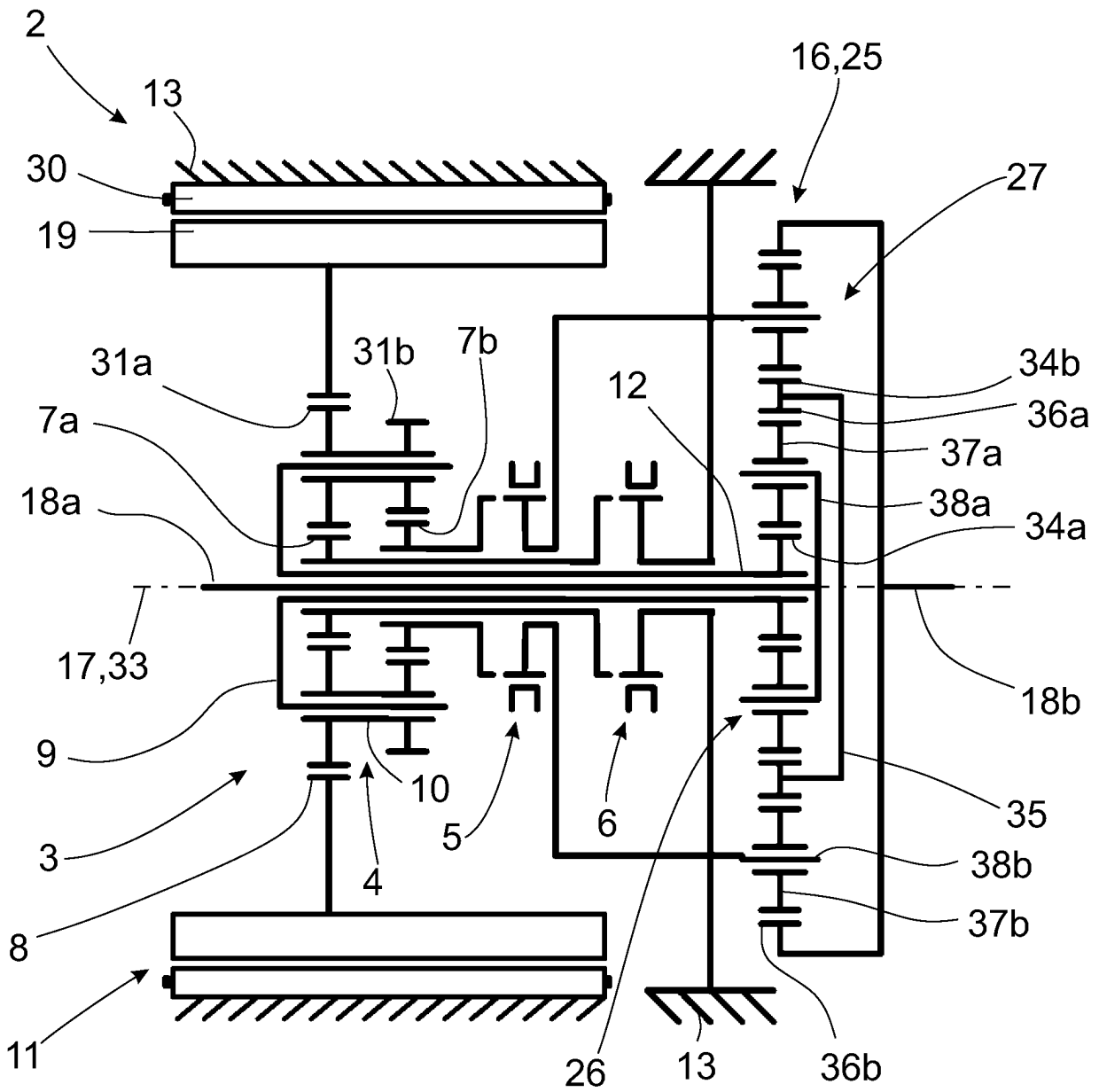


Fig. 6

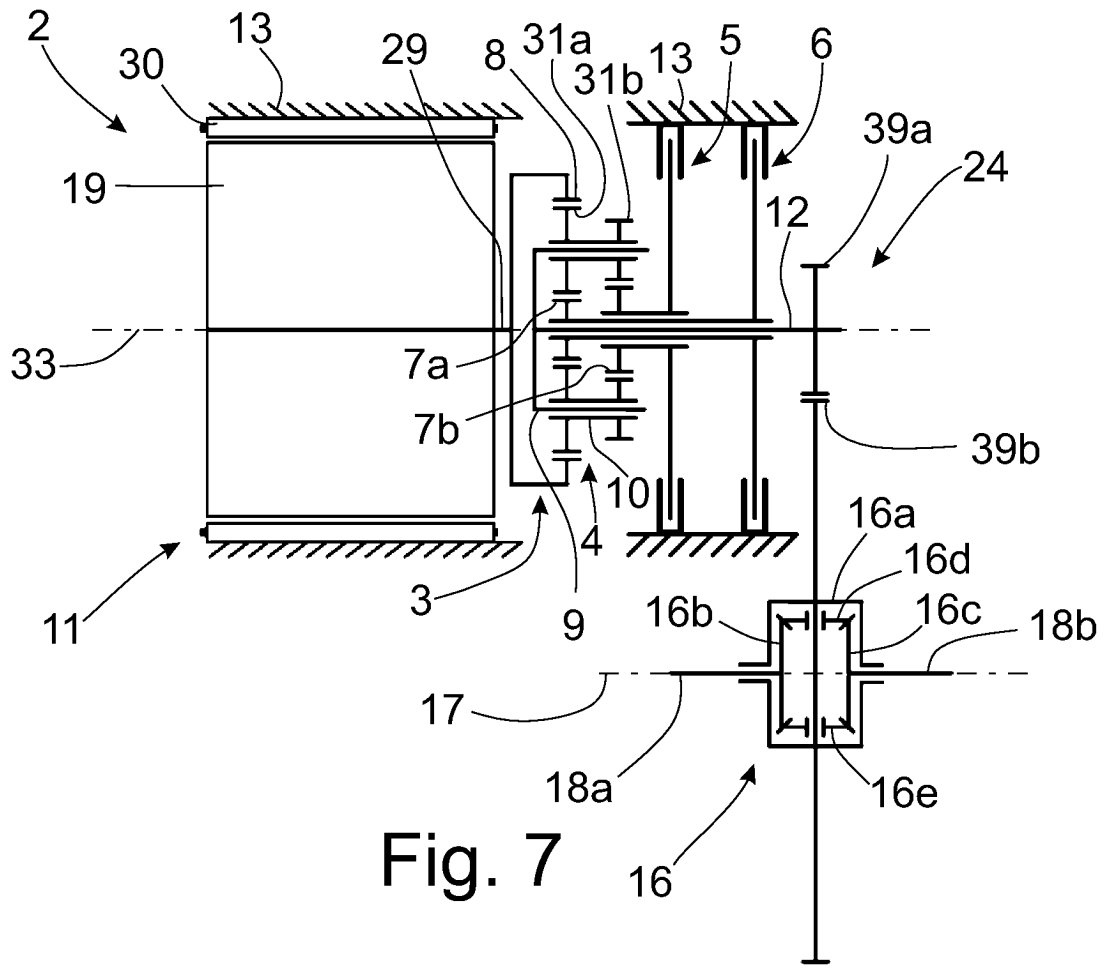


Fig. 7

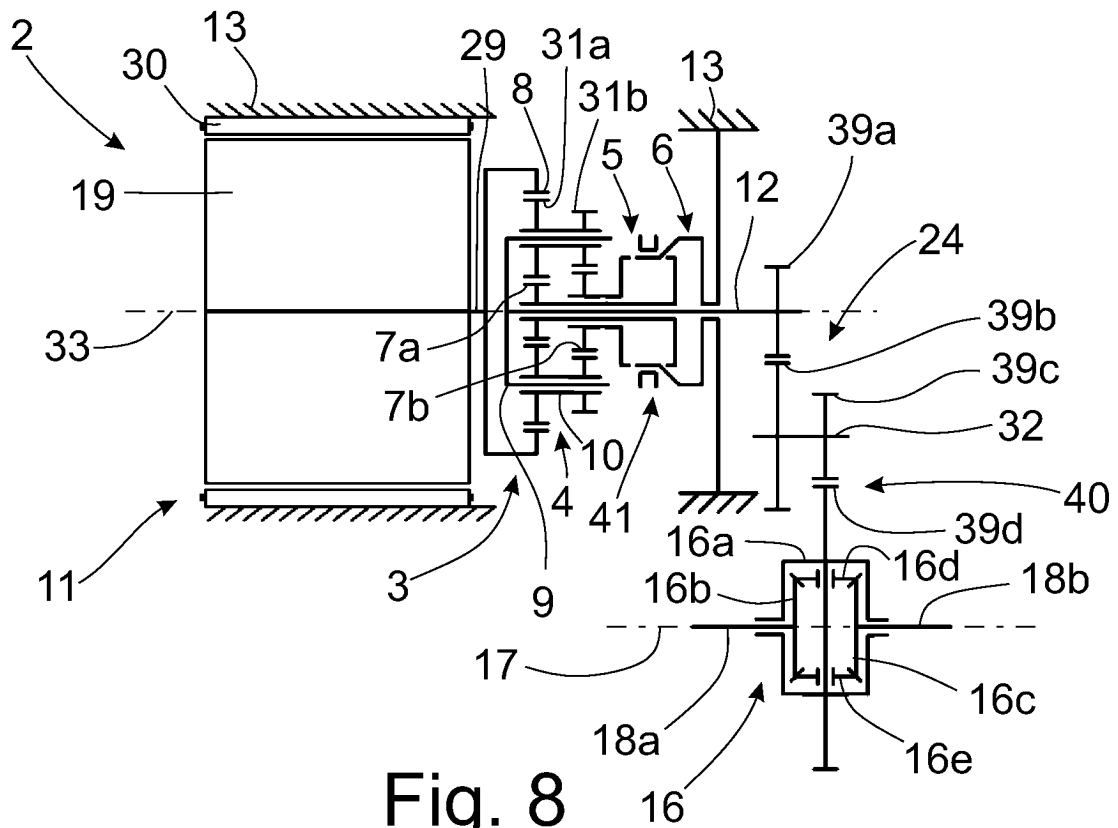


Fig. 8