(19) österreichisches patentamt

(10) **AT 520722 A4 2019-07-15**

(12) Österreichische Patentanmeldung

(21) Anmeldenummer: A 51014/2017
(22) Anmeldetag: 06.12.2017
(43) Veröffentlicht am: 15.07.2019

(51) Int. Cl.: ***F16H 48/36*** (2012.01)
F16H 48/06 (2006.01)
B60K 23/04 (2006.01)

(56) Entgegenhaltungen:
DE 102017200926 A1
DE 102008039928 A1
EP 0575151 A1
DE 102006008236 A1

(71) Patentanmelder:
AVL List GmbH
8020 Graz (AT)

(72) Erfinder:
Lichtenegger Stefan
8511 St. Stefan (AT)

(74) Vertreter:
Babeluk Michael Dipl.Ing. Mag.
1080 Wien (AT)

AT 520722 A4 2019-07-15

(54) GETRIEBEANORDNUNG EINES KRAFTFAHRZEUGES

(57) Die Erfindung betrifft eine Getriebeanordnung (1) zum Verteilen eines Drehmomentes einer Antriebswelle (2) auf eine erste Abtriebswelle (3) und eine zweite Abtriebswelle (4), mit einem Differentialgetriebe (5) mit einem mit der Antriebswelle (2) verbundenen Eingangselement (6), einem mit der ersten Abtriebswelle (3) verbundenen ersten Ausgangselement (7) und einem mit der zweiten Abtriebswelle (4) verbundenen zweiten Ausgangselement (8), welches über ein Verteilergetriebe (17) und eine Verteilerkupplung (18) mit dem ersten Ausgangselement (7) verbindbar ist. Das Verteilergetriebe (17) weist drei achsgleiche Zahnräder (20, 21, 22) auf, deren Verzahnungen (23a, 24a, 25a) die mit korrespondierenden Gegenverzahnungen (23b, 24b, 25b) eines Gegenverzahnungskörper (27) im Eingriff stehen. Eine kompakte und einfache Getriebeanordnung (1) mit weitem Verstellbereich bei der Verteilung der Drehmomente lässt sich erreichen, wenn der Gegenverzahnungskörper (27) als Hohlrad ausgebildet ist, wobei die erste Gegenverzahnung (23b) und die zweite Gegenverzahnung (24b) des Gegenverzahnungskörpers (27) als Innenverzahnungen ausgebildet sind.

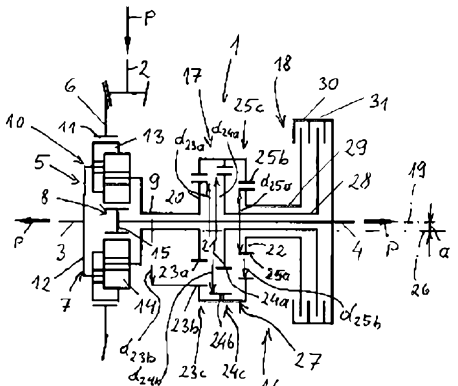


Fig. 1

Z U S A M M E N F A S S U N G

Die Erfindung betrifft eine Getriebeanordnung (1) zum Verteilen eines Drehmomentes einer Antriebswelle (2) auf eine erste Abtriebswelle (3) und eine zweite Abtriebswelle (4), mit einem Differentialgetriebe (5) mit einem mit der Antriebswelle (2) verbundenen Eingangselement (6), einem mit der ersten Abtriebswelle (3) verbundenen ersten Ausgangselement (7) und einem mit der zweiten Abtriebswelle (4) verbundenen zweiten Ausgangselement (8), welches über ein Verteilergetriebe (17) und eine Verteilerkupplung (18) mit dem ersten Ausgangselement (7) verbindbar ist.

Das Verteilergetriebe (17) weist drei achsgleiche Zahnräder (20, 21, 22) auf, deren Verzahnungen (23a, 24a, 25a) die mit korrespondierenden Gegenverzahnungen (23b, 24b, 25b) eines Gegenverzahnungskörper (27) im Eingriff stehen.

Eine kompakte und einfache Getriebeanordnung (1) mit weitem Verstellbereich bei der Verteilung der Drehmomente lässt sich erreichen, wenn der Gegenverzahnungskörper (27) als Hohlrad ausgebildet ist, wobei die erste Gegenverzahnung (23b) und die zweite Gegenverzahnung (24b) des Gegenverzahnungskörpers (27) als Innenverzahnungen ausgebildet sind.

Fig.1

Die Erfindung betrifft eine Getriebeanordnung eines Kraftfahrzeuges zum Verteilen eines Drehmomentes einer Antriebswelle auf eine erste Abtriebswelle und eine zweite Abtriebswelle, mit einem Differentialgetriebe mit einem mit der Antriebswelle verbundenen Eingangselement und zwei Ausgangselementen, wobei ein erstes Ausgangselement mit der ersten Abtriebswelle und einer ersten Zwischenwelle und ein zweites Ausgangselement mit der zweiten Abtriebswelle verbunden ist, mit einer Verteilereinheit für das Drehmoment mit einem Verteilergetriebe und einer Verteilerkupplung, wobei das Verteilergetriebe drei drehbar um eine erste Drehachse gelagerte Zahnräder aufweist, deren Verzahnungen mit unterschiedlichen Wälzkreisdurchmessern ausgeführt sind, und einen drei Gegenverzahnungen aufweisenden, um eine zweite Drehachse drehbar gelagerten Gegenverzahnungskörper aufweist, wobei die als Außenverzahnung ausgebildete erste Verzahnung des auf einer ersten Zwischenwelle angeordneten ersten Zahnrades mit der ersten Gegenverzahnung, die als Außenverzahnung ausgebildete zweite Verzahnung des auf einer zweiten Zwischenwelle angeordneten zweiten Zahnrades mit der zweiten Gegenverzahnung und die dritte Verzahnung des auf einer dritten Zwischenwelle angeordneten dritten Zahnrades mit der dritten Gegenverzahnung im Zahneingriff steht, und die zweite Drehachse des Gegenverzahnungskörpers von der ersten Drehachse der Zahnräder beabstandet ist, und wobei die Verteilerkupplung eine schaltbare erste Kupplung zwischen der zweiten Zwischenwelle und der zweiten Abtriebswelle und eine schaltbare zweite Kupplung zwischen der dritten Zwischenwelle und der zweiten Abtriebswelle aufweist.

Getriebeanordnungen dieser Art werden als sogenannte aktive Differentiale mit Torque Vectoring-Funktion eingesetzt.

Ein einfaches Differentialgetriebe mit passiver Momentenverteilung wird verwendet, um die bei Kurvenfahrt auftretenden oder durch unterschiedlichen dynamischen Reifenradius bedingten Drehzahldifferenzen der Räder angetriebener Achsen auszugleichen. So wird Zwangsschlupf vermieden und gleichzeitig Drehmoment übertragen. Dagegen werden als aktive Differentiale mit Torque Vectoring-Funktion Differentialgetriebeanordnungen bezeichnet, mit denen die Momentenverteilung nahezu unabhängig von den Umweltbedingungen zwischen zwei Abtriebswellen geregelt werden kann.

Aus der EP 0 575 151 B1 ist eine Getriebeanordnung der eingangs genannten Art zum aktiven Verteilen des Antriebsdrehmomentes auf die linke und rechte Seite eines Kraftfahrzeuges bekannt. Eine Drehzahl-Erhöhungs-/Verringerungs-Einrichtung weist dabei drei um die Zwischenwellen verteilt angeordnete Gegenverzahnungskörper mit jeweils drei als Außenverzahnungen ausgebildete Gegenverzahnungen auf, deren Drehachsen von der Drehachse der Zwischenwellen beabstandet ist. Diese Getriebeanordnung weist zwar einen relativ großen Verstellbereich für die Aufteilung des Drehmomentes zwischen den Antriebsrädern auf, beansprucht aber viel Bauraum und weist eine vergleichsweise große Anzahl an Bauteilen auf. Der Anteil der rotierenden Massen ist relativ hoch, was sich nachteilig auf die Dynamik des Regelverhaltens auswirkt.

Die DE 2006 008 236 A1 beschreibt eine Getriebeeinrichtung eines Kraftfahrzeuges zur variablen Verteilung des Drehmomentes, mit einem Differentialgetriebe, einem Verteilergetriebe und einer Verteilerkupplung, wobei der ein Eingangszahnrad und ein Ausgangszahnrad verbindende Gegenverzahnungskörper des Verteilergetriebes als Innenverzahnungen aufweisendes Hohlrad ausgebildet ist. Eine mit dem Eingangszahnrad verbundene Zwischenwelle ist mit dem Hohlrad des Differentialgetriebes verbunden. Eine erste Reibungskupplung ist zwischen einem mit dem Planetenträger verbundenen ersten Mitnehmer und dem zweiten Zahnrad, eine zweite Reibungskupplung zwischen dem zweiten Zahnrad und der zweiten Abtriebswelle angeordnet. Diese Getriebeanordnung weist einen relativ geringen Verstellbereich für die Aufteilung des Antriebsdrehmomentes zwischen den Antriebsrädern auf.

Aufgabe der Erfindung ist es, diese Nachteile zu vermeiden und eine kompakte und einfache Getriebeanordnung der eingangs genannten Art vorzuschlagen, mit welcher das Drehmoment in einem weiten Verstellbereich zwischen den Antriebsrädern aufgeteilt und die Aufteilung rasch verändert werden kann.

Ausgehend von einer Getriebeanordnung der eingangs genannten Art wird die Aufgabe erfindungsgemäß dadurch gelöst, dass der Gegenverzahnungskörper als Hohlrad ausgebildet ist, wobei zumindest zwei Gegenverzahnungen des Gegenverzahnungskörpers, vorzugsweise die erste Gegenverzahnung und die zweite Gegenverzahnung, als Innenverzahnungen ausgebildet sind.

Dadurch, dass der Gegenverzahnungskörper als Hohlrad ausgebildet ist, können erstes und zweites Zahnrad innerhalb des Gegenverzahnungskörpers angeordnet und somit Bauraum eingespart werden. Im Vergleich zur EP 0 575 151 B1 ist nur mehr ein einziger Gegenverzahnungskörper notwendig, wodurch Bauteile und somit rotierende Massen eingespart werden können. Durch die asymmetrische Bauweise sind nur vergleichsweise geringe konstruktive Änderungen im Vergleich zu einem Standarddifferential nötig, was den Entwicklung- und Herstellungsaufwand verringert. Die Ausbildung des Verteilergetriebes mit drei Zahnradstufen ermöglicht einen weiten Verstellbereich und eine gute Regelbarkeit des Antriebsdrehmomentes bei der Übertragung und Aufteilung auf die Abtriebswellen.

In einer einfach zu fertigenden und schlank bauenden ersten Ausführungsvariante der Erfindung ist vorgesehen, dass die dritte Gegenverzahnung des Gegenverzahnungskörpers als Außenverzahnung und die dritte Verzahnung des dritten Zahnrades als Innenverzahnung ausgebildet sind.

In einer zweiten Ausführungsvariante der Erfindung ist vorgesehen, dass die dritte Gegenverzahnung des Gegenverzahnungskörpers als Innenverzahnung und die dritte Verzahnung des dritten Zahnrades als Außenverzahnung ausgebildet sind. Diese Bauweise hat den Vorteil, dass Bauraum in axialer Richtung eingespart werden kann und die rotierenden Massen verringert werden können. Dies verbessert weiters das dynamische Regelveralten der Getriebeanordnung.

Ein hoher Wirkungsgrad lässt sich erzielen, wenn Differentialgetriebe als Planetengetriebe, vorzugsweise als Doppelritzel-Planetengetriebe ausgebildet ist. Im Vergleich zu einem Kegelraddifferential sind die Verluste bei der Drehmomentübertragung geringer.

In einer Platzsparenden Ausführungsvariante der Erfindung ist vorgesehen, dass das Eingangselement durch das Hohlrad, das erste Ausgangselement durch den Planetenträger und das zweite Ausgangselement durch das Sonnenrad des Planetengetriebes gebildet ist.

Weitere Bauraumvorteile ergeben sich, wenn die Verteilerkupplung als Doppelkupplung, vorzugsweise als Lamellen-Doppelkupplung ausgebildet ist.

Die Erfindung wird im Folgenden an Hand der in den Fig. gezeigten nicht einschränkenden Ausführungsbeispiele näher erläutert.

Darin zeigen schematisch

Fig. 1 eine erfindungsgemäße Getriebeanordnung in einer ersten Ausführungsvariante und Fig. 2 eine erfindungsgemäße Getriebeanordnung in einer zweiten Ausführungsvariante.

Funktionsgleiche Teile sind in den Ausführungsbeispielen mit den gleichen Bezugszeichen bezeichnet.

In den Fig. 1 und 2 ist jeweils eine Getriebeanordnung 1 für ein Kraftfahrzeug dargestellt, mit welcher das Antriebsdrehmoment einer Antriebsmaschine von einer Antriebswelle 2 auf eine erste Abtriebswelle 3 und zweite Abtriebswelle 4 übertragen werden kann, wie durch die Pfeile P angedeutet ist.

Die Getriebeanordnung 1 weist dabei ein Differentialgetriebe 5 mit einem mit der Antriebswelle 2 verbundenen Eingangselement 6 und zwei Ausgangselementen 7, 8 auf.

Das erste Ausgangselement 7 ist mit der ersten Abtriebswelle 3 und einer ersten Zwischenwelle 9 drehfest verbunden. Das zweite Ausgangselement 8 ist mit der zweiten Abtriebswelle 4 drehfest verbunden.

Das Differentialgetriebe 5 ist in den Ausführungsbeispielen als Planetengetriebe 10, und zwar als Doppelritzel-Planetengetriebe ausgebildet und weist ein Hohlrad 11, einen Planetenträger 12 mit ersten Planetenräder 13 und zweiten Planetenräder 14 auf, welche miteinander im Zahneingriff stehen, und ein Sonnenrad 15 auf. Die ersten Planetenräder 12 stehen dabei mit dem Hohlrad 11 im Zahneingriff, die zweiten Platenräder 12 mit dem Sonnenrad 15. Das Eingangselement 6 kann beispielsweise durch das Hohlrad 11, das erste Ausgangselement 7 durch den Planetenträger 12 des Planetengetriebes 10 gebildet sein. Das Sonnenrad 15 bildet das zweite Ausgangselement 8.

Weiters weist die Getriebeanordnung 1 eine Verteilereinheit 16 für das Drehmoment auf, welche ein Verteilergetriebe 17 und eine Verteilerkupplung 18

beinhaltet. Das Verteilergetriebe 17 weist drei drehbar um eine erste Drehachse 19 gelagerte Zahnräder 20, 21, 22 auf, wobei eine erste Verzahnung 23a des ersten Zahnrades 20, eine zweite Verzahnung 24a des zweiten Zahnrades 21 und eine dritte Verzahnung 25a des dritten Zahnrades 22 mit unterschiedlichen Wälzkreisdurchmessern d_{23a}, d_{24a}, d_{25a} ausgeführt sind. Die Zahnräder 20, 21, 22 sind über einen um eine zweite Drehachse 26 drehbar gelagerten Gegenverzahnungskörper 27 miteinander verbunden, wobei der Gegenverzahnungskörper 27 eine erste Gegenverzahnung 23b, eine zweite Gegenverzahnung 24b und eine dritte Gegenverzahnung 25b aufweist, deren Wälzkreisdurchmesser d_{23b}, d_{24b}, d_{25b} so angeordnet und ausgebildet sind, dass sie mit den korrespondierenden Verzahnungen 23a, 24a, 25a der Zahnräder 20, 21, 22 kämmen. Die erste Verzahnung 23a des ersten Zahnrades 20 steht somit mit der ersten Gegenverzahnung 23b, die zweite Verzahnung 24a des zweiten Zahnrades 21 mit der zweiten Gegenverzahnung 24b und die dritte Verzahnung 25a des dritten Zahnrades 22 mit der dritten Gegenverzahnung 25b im Zahneingriff, wobei durch die unterschiedlichen Wälzreisdurchmesser d_{23a}, d_{24a}, d_{25a} der Verzahnungen 23a, 24a, 25a der Zahnräder 20, 21, 22 und der entsprechenden Gegenverzahnungen 23b, 24b, 25b unterschiedliche Übersetzungsstufen 23c, 24c, 25c zwischen den drei Zahnrädern 20, 21, 22 und dem Gegenverzahnungskörper 27 ausgebildet sind.

Die erste Verzahnung 23a des ersten Zahnrades 20 und die zweite Verzahnung 24a des zweiten Zahnrades 21 sind als Außenverzahnungen ausgebildet. Das erste Zahnrad 20 ist auf der ersten Zwischenwelle 9 angeordnet, welche mit dem ersten Ausgangselement 7 des Differentialgetriebes 5 drehfest verbunden ist. Das zweite Zahnrad 21 ist auf einer zweiten Zwischenwelle 28 und das dritte Zahnrad 22 auf einer dritten Zwischenwelle 29 angeordnet. Die Zwischenwellen 9, 28, 29 sind als Hohlwellen ausgebildet, wobei die zweite Zwischenwelle 28 innerhalb der dritten Zwischenwelle 29 angeordnet ist. Die zweite Abtriebswelle 4 ist innerhalb der ersten Zwischenwelle 9 und innerhalb der zweiten Zwischenwelle 28 angeordnet.

Die beispielsweise als Lamellen-Doppelkupplung ausgeführte Verteilerkupplung 18 weist eine schaltbare erste Kupplung 30 zwischen der dritten Zwischenwelle 29 und der zweiten Abtriebswelle 4 und eine schaltbare zweite Kupplung 31 zwischen der dritten Zwischenwelle 29 und der zweiten Abtriebswelle 4 auf, wobei die beiden Kupplungen 30, 31 beispielsweis als Lamellenkupplungen ausgeführt sein können.

Mit der ersten Kupplung 30 kann die zweite Abtriebswelle 4 mit der dritten Zwischenwelle 29 verbunden und somit über die dritte Übersetzungsstufe 25c zwischen der dritten Verzahnung 25a des dritten Zahnrades 22 und der dritten Gegenverzahnung 25b des Gegenverzahnungskörpers 27 und die erste Übersetzungsstufe 23c zwischen der ersten Verzahnung 23a des ersten Zahnrades 20 und der ersten Gegenverzahnung 23b des Gegenverzahnungskörpers 27 eine Drehverbindung zum ersten Ausgangselement 7 des Differentialgetriebes 5 hergestellt werden. Mit der zweiten Kupplung 31 kann die zweite Abtriebswelle 4 mit der zweiten Zwischenwelle 28 verbunden und somit über die zweite Übersetzungsstufe 24c zwischen der zweiten Verzahnung 24a des zweiten Zahnrades 21 und der zweiten Gegenverzahnung 24b des Gegenverzahnungskörpers 27 und die erste Übersetzungsstufe 23c zwischen der ersten Verzahnung 23a des ersten Zahnrades 20 und der ersten Gegenverzahnung 23b des Gegenverzahnungskörpers 27 eine Drehverbindung zum ersten Ausgangselement 7 des Differentialgetriebes 5 hergestellt werden.

Die zweite Drehachse 26 ist parallel und in einem Abstand a zur ersten Drehachse 19 angeordnet, sodass der Gegenverzahnungskörper 27 exzentrisch in Bezug zu den Zwischenwellen 9, 28, 29 und den Zahnrädern 20, 21, 22 ausgebildet ist.

Bei dem in Fig. 1 dargestellten ersten Ausführungsbeispiel ist auch die dritte Verzahnung 25a des dritten Zahnrades 22 als Außenverzahnung und die dritte Gegenverzahnung 25b des Gegenverzahnungskörpers 27 als Innenverzahnung ausgebildet.

Das in Fig. 2 dargestellte zweite Ausführungsbeispiel unterscheidet sich vom ersten Ausführungsbeispiel dadurch, dass die dritte Gegenverzahnung 25b des Gegenverzahnungskörpers 27 als Außenverzahnung und die dritte Verzahnung 25a des dritten Zahnrades 22 als Innenverzahnung ausgebildet sind. Dies ermöglicht eine sehr kompakte Bauweise, wobei insbesondere in axialer Richtung wenig Bauraum in Anspruch genommen wird.

In jeder Ausführungsvariante weist die erfindungsgemäße Getriebeanordnung zum Verteilen eines Drehmomentes einer Antriebswelle 2, eine erste Abtriebswelle 3 und eine zweite Abtriebswelle 4, ein Differentialgetriebe 5 mit einem mit der Antriebswelle 2 verbundenen Eingangselement 6, mit einem mit der ersten Abtriebswelle 3 verbundenen ersten Ausgangselement 7 und mit einem mit der

zweiten Abtriebswelle 4 verbundenen zweiten Ausgangselement 8 auf, welches zweite Ausgangselement 8 über ein Verteilergetriebe 17 und eine Verteilerkupplung 18 mit dem ersten Ausgangselement 7 verbindbar ist. Das Verteilergetriebe 17 weist dabei drei achsgleiche Zahnräder 20, 21, 22 auf, deren Verzahnungen 23b, 24b, 25b die mit korrespondierenden Gegenverzahnungen 23b, 24b, 25b eines Gegenverzahnungskörper 27 im Eingriff stehen.

Dadurch, dass der Gegenverzahnungskörper 27 als Hohlrad ausgebildet ist, wobei die erste Gegenverzahnung 23b und die zweite Gegenverzahnung 24b des Gegenverzahnungskörpers 27 als Innenverzahnungen ausgebildet sind, lässt sich eine kompakte und einfache Getriebeanordnung 1 mit weitem Verstellbereich bei der Verteilung der Drehmomente erreichen.

P A T E N T A N S P R Ü C H E

1. Getriebeanordnung (1) eines Kraftfahrzeuges zum Verteilen eines Drehmomentes einer Antriebswelle (2) auf eine erste Abtriebswelle (3) und eine zweite Abtriebswelle (4), mit einem Differentialgetriebe (5) mit einem mit der Antriebswelle (2) verbundenen Eingangselement (6) und zwei Ausgangselementen (7, 8), wobei das erste Ausgangselement (7) mit der ersten Abtriebswelle (3) und einer ersten Zwischenwelle (9) und das zweite Ausgangselement (8) mit der zweiten Abtriebswelle (4) verbunden ist, mit einer Verteilereinheit (16) für das Drehmoment mit einem Verteilergetriebe (17) und einer Verteilerkupplung (18), wobei das Verteilergetriebe (17) drei drehbar um eine erste Drehachse (19) gelagerte Zahnräder (20, 21, 22) aufweist, wobei die Verzahnungen (24a, 25a) von zumindest zwei Zahnrädern (21, 22) mit unterschiedlichen Wälzkreisdurchmessern (d_{24a}, d_{25a}) ausgeführt sind, und einen drei Gegenverzahnungen (23b, 24b, 25b) aufweisenden, um eine zweite Drehachse (26) drehbar gelagerten Gegenverzahnungskörper (27), wobei eine als Außenverzahnung ausgebildete erste Verzahnung (23a) des auf einer ersten Zwischenwelle (9) angeordneten ersten Zahnrades (20) mit der ersten Gegenverzahnung (23b), eine als Außenverzahnung ausgebildete zweite Verzahnung (24a) des auf einer zweiten Zwischenwelle (28) angeordneten zweiten Zahnrades (21) mit der zweiten Gegenverzahnung (24b) und die dritte Verzahnung (25a) des auf einer dritten Zwischenwelle (29) angeordneten dritten Zahnrades (22) mit der dritten Gegenverzahnung (25b) des Gegenverzahnungskörpers (27) im Zahneingriff steht, und die zweite Drehachse (26) des Gegenverzahnungskörpers (27) von der ersten Drehachse (19) der Zahnräder (20, 21, 22) beabstandet ist, und wobei die Verteilerkupplung (18) eine schaltbare erste Kupplung (30) zwischen der dritten Zwischenwelle (29) und der zweiten Abtriebswelle (4) und eine schaltbare zweite Kupplung (31) zwischen der zweiten Zwischenwelle (28) und der zweiten Abtriebswelle (4) aufweist,
dadurch gekennzeichnet, dass der Gegenverzahnungskörper (27) als Hohlrad ausgebildet ist, wobei zumindest zwei Gegenverzahnungen des Gegenverzahnungskörpers (27), vorzugsweise die erste Gegenverzahnung (23b) und die zweite Gegenverzahnung (24b), als Innenverzahnungen ausgebildet sind.

2. Getriebeanordnung (1) nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die dritte Gegenverzahnung (25b) des Gegenverzahnungskörpers (27) als Außenverzahnung und die dritte Verzahnung (25a) des dritten Zahnrades (22) als Innenverzahnung ausgebildet sind.

3. Getriebeanordnung (1) nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die dritte Gegenverzahnung (25b) des Gegenverzahnungskörpers (27) als Innenverzahnung und die dritte Verzahnung (25a) des dritten Zahnrades (22) als Außenverzahnung ausgebildet sind.

4. Getriebeanordnung (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass das Differentialgetriebe (5) als Planetengetriebe (10), vorzugsweise als Doppelritzel-Planetengetriebe ausgebildet ist.

5. Getriebeanordnung (1) nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass das Eingangselement (6) durch ein Hohlrad (11) des Planetengetriebes (10) gebildet ist.

6. Getriebeanordnung (1) nach Anspruch 4 oder 5, dadurch gekennzeichnet, dass das erste Ausgangselement (7) durch einen Planetenträger (12) des Planetengetriebes (10) gebildet ist.

7. Getriebeanordnung (1) nach einem der Ansprüche 4 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass das zweite Ausgangselement (8) durch ein Sonnenrad (15) des Planetengetriebes (10) gebildet ist.

8. Getriebeanordnung (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, dass die Verteilerkupplung (18) als Doppelkupplung, vorzugsweise als Lamellen-Doppelkupplung ausgebildet ist.

06.12.2017
FU

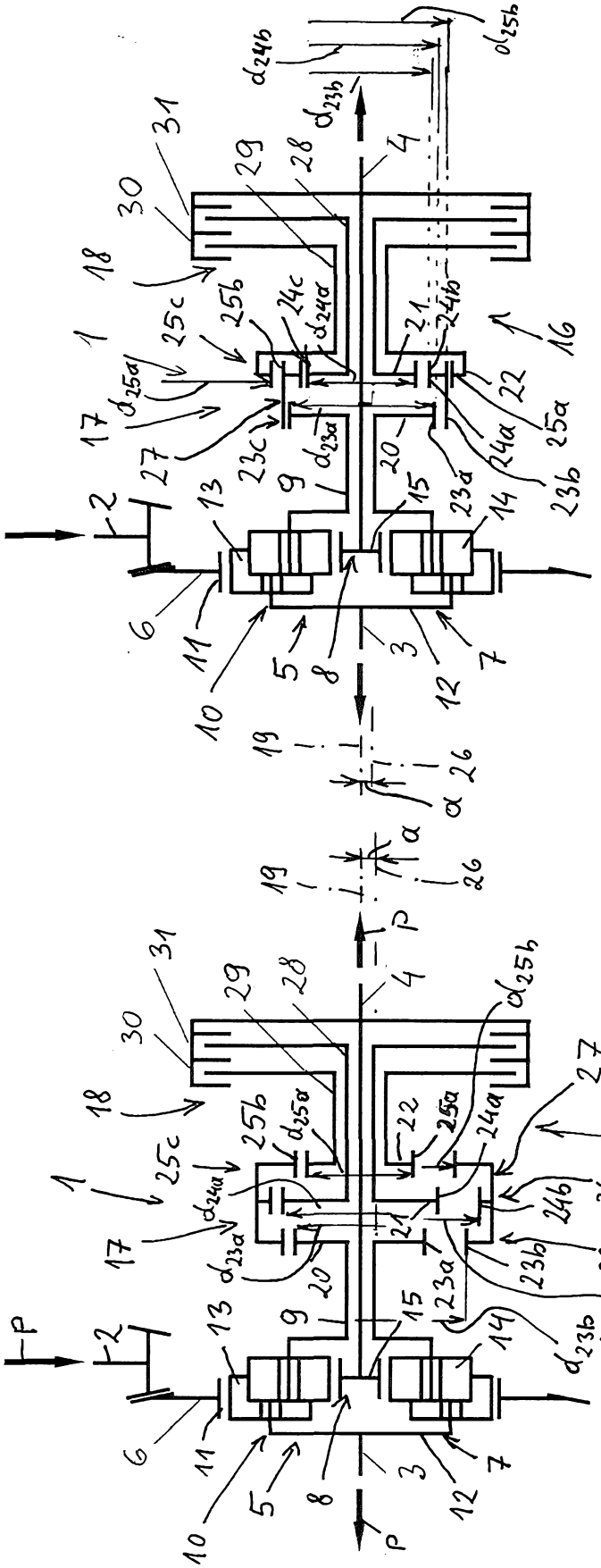


Fig.1

Fig.2

(neue) P A T E N T A N S P R Ü C H E

1. Getriebeanordnung (1) eines Kraftfahrzeuges zum Verteilen eines Drehmomentes einer Antriebswelle (2) auf eine erste Abtriebswelle (3) und eine zweite Abtriebswelle (4), mit einem Differentialgetriebe (5) mit einem mit der Antriebswelle (2) verbundenen Eingangselement (6) und zwei Ausgangselementen (7, 8), wobei das erste Ausgangselement (7) mit der ersten Abtriebswelle (3) und einer ersten Zwischenwelle (9) und das zweite Ausgangselement (8) mit der zweiten Abtriebswelle (4) verbunden ist, mit einer Verteilereinheit (16) für das Drehmoment mit einem Verteilergetriebe (17) und einer Verteilerkupplung (18), wobei das Verteilergetriebe (17) drei drehbar um eine erste Drehachse (19) gelagerte Zahnräder (20, 21, 22) aufweist, wobei die Verzahnungen (24a, 25a) von zumindest zwei Zahnrädern (21, 22) mit unterschiedlichen Wälzkreisdurchmessern (d_{24a}, d_{25a}) ausgeführt sind, und einen drei Gegenverzahnungen (23b, 24b, 25b) aufweisenden, um eine zweite Drehachse (26) drehbar gelagerten Gegenverzahnungskörper (27), wobei eine als Außenverzahnung ausgebildete erste Verzahnung (23a) des auf der ersten Zwischenwelle (9) angeordneten ersten Zahnrades (20) mit der ersten Gegenverzahnung (23b), eine als Außenverzahnung ausgebildete zweite Verzahnung (24a) des auf einer zweiten Zwischenwelle (28) angeordneten zweiten Zahnrades (21) mit der zweiten Gegenverzahnung (24b) und die dritte Verzahnung (25a) des auf einer dritten Zwischenwelle (29) angeordneten dritten Zahnrades (22) mit der dritten Gegenverzahnung (25b) des Gegenverzahnungskörpers (27) im Zahneingriff steht, und die zweite Drehachse (26) des Gegenverzahnungskörpers (27) von der ersten Drehachse (19) der Zahnräder (20, 21, 22) beabstandet ist, und wobei die Verteilerkupplung (18) eine schaltbare erste Kupplung (30) zwischen der dritten Zwischenwelle (29) und der zweiten Abtriebswelle (4) und eine schaltbare zweite Kupplung (31) zwischen der zweiten Zwischenwelle (28) und der zweiten Abtriebswelle (4) aufweist,
dadurch gekennzeichnet, dass der Gegenverzahnungskörper (27) als Hohlrad ausgebildet ist, wobei zumindest zwei Gegenverzahnungen des Gegenverzahnungskörpers (27), vorzugsweise die erste Gegenverzahnung (23b) und die zweite Gegenverzahnung (24b), als Innenverzahnungen ausgebildet sind, und dass die dritte Gegenverzahnung (25b) des

ZULETZT VORGELEGTE ANSPRÜCHE

Gegenverzahnungskörpers (27) als Außenverzahnung und die dritte Verzahnung (25a) des dritten Zahnrades (22) als Innenverzahnung ausgebildet sind.

2. Getriebeanordnung (1) nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass das Differentialgetriebe (5) als Planetengetriebe (10), vorzugsweise als Doppelritzel-Planetengetriebe ausgebildet ist.

3. Getriebeanordnung (1) nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass das Eingangselement (6) durch ein Hohlrad (11) des Planetengetriebes (10) gebildet ist.

4. Getriebeanordnung (1) nach Anspruch 2 oder 3, dadurch gekennzeichnet, dass das erste Ausgangselement (7) durch einen Planetenträger (12) des Planetengetriebes (10) gebildet ist.

5. Getriebeanordnung (1) nach einem der Ansprüche 2 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass das zweite Ausgangselement (8) durch ein Sonnenrad (15) des Planetengetriebes (10) gebildet ist.

6. Getriebeanordnung (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass die Verteilerkupplung (18) als Doppelkupplung, vorzugsweise als Lamellen-Doppelkupplung ausgebildet ist.

03.01.2019
FU

ZULETZT VORGELEGTE ANSPRÜCHE