

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

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum
Internationales Büro



(43) Internationales Veröffentlichungsdatum
19. Juli 2007 (19.07.2007)

PCT

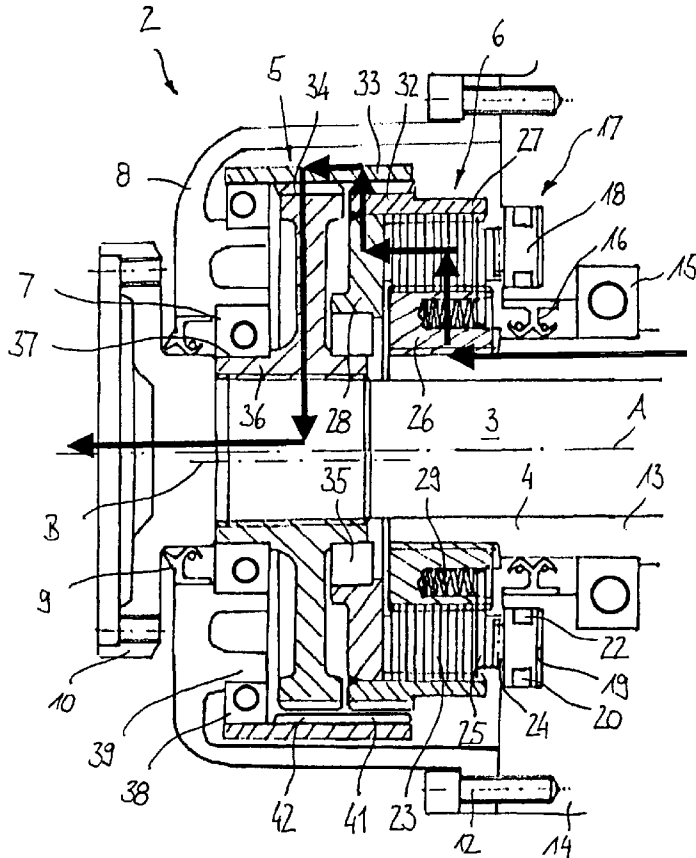
(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2007/079956 A1

- (51) Internationale Patentklassifikation:
B60K 17/16 (2006.01) *F16H 1/32* (2006.01)
- (21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP2006/012460
- (22) Internationales Anmeldedatum:
22. Dezember 2006 (22.12.2006)
- (25) Einreichungssprache: Deutsch
- (26) Veröffentlichungssprache: Deutsch
- (30) Angaben zur Priorität:
10 2006 001 334.4 9. Januar 2006 (09.01.2006) DE
- (71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme von US): **GKN DRIVELINE INTERNATIONAL GMBH** [DE/DE]; Hauptstrasse 130, 53797 Lohmar (DE).
- (72) Erfinder; und
- (75) Erfinder/Anmelder (nur für US): **GASSMANN, Theodor** [DE/DE]; Eichendorffstrasse 60, 53721 Siegburg (DE).
- (74) Anwälte: **OBERWALLENEY, Stephan** usw.; Harwardt Neumann, Brandstrasse 10, 52721 Siegburg (DE).
- (81) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare nationale Schutzrechtsart): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, LY, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO,

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: GEAR ARRANGEMENT FOR VARIABLE TORQUE DISTRIBUTION

(54) Bezeichnung: GETRIEBEANORDNUNG ZUR VARIABLEN DREHMOMENTVERTEILUNG



(57) Abstract: The invention relates to a gear module for variable torque distribution in the drivetrain of a motor vehicle, comprising a driveshaft 3, driven in rotation about a first rotational axis A relative to a housing 8, a hollow shaft 4, arranged coaxial to the first shaft 3 and rotationally driven relative to the same, a gearset 5 with a first sun wheel 32, in drive connection to the hollow shaft 4, a second sun wheel 32 arranged coaxially adjacent to the first sun wheel 32 in rotational connection to the drive shaft 3 a hollow wheel 33, mounted to rotate about a rotational axis B parallel to the rotational axis A in the housing 8 in toothed engagement with the first sun wheel 32 and the second sun wheel 34, wherein the first and the second sun wheel 32, 34 have differing numbers of teeth, a friction clutch 6 with a first clutch part 27, rotationally connected to the first sun wheel 32 and a second clutch part 26 which may rotate relative to the first clutch part 27 rotationally connected to the hollow shaft 4, wherein the first sun wheel 32 is drive connected to the hollow shaft 4 on operation of the friction clutch 6.

(57) Zusammenfassung: Die Erfindung betrifft ein Getriebemodul zur variablen Drehmomentverteilung im Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs, umfassend eine Antriebswelle 3, die relativ zu einem Gehäuse 8 um eine erste Drehachse A drehend antreibbar ist; eine Hohlwelle 4, die koaxial zur ersten Welle 3 angeordnet

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

WO 2007/079956 A1



RS, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, SV, SY, TJ, TM,
TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

NL, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG,
CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

(84) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare regionale Schutzrechtsart): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), europäisches (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC,

Veröffentlicht:

— mit internationalem Recherchenbericht

Zur Erklärung der Zweibuchstaben-Codes und der anderen Abkürzungen wird auf die Erklärungen ("Guidance Notes on Codes and Abbreviations") am Anfang jeder regulären Ausgabe der PCT-Gazette verwiesen.

und relativ zu dieser drehend antreibbar ist; eine Getriebestufe 5 mit einem ersten Sonnenrad 32, das mit der Hohlwelle 4 antriebsverbunden ist, einem koaxial benachbart zum ersten Sonnenrad 32 angeordneten zweiten Sonnenrad 34, das mit der Antriebswelle 3 drehfest verbunden ist, und mit einem Hohlrad 33, das in dem Gehäuse 8 auf einer zur Drehachse A parallelen Drehachse B drehbar gelagert ist und mit dem ersten Sonnenrad 32 und dem zweiten Sonnenrad 34 in Verzahnungseingriff ist, wobei das erste und das zweite Sonnenrad 32, 34 unterschiedliche Zähnezahlen aufweisen; eine Reibungskupplung 6 mit einem ersten Kupplungsteil 27, das mit dem ersten Sonnenrad 32 drehfest verbunden ist, und einem relativ zum ersten Kupplungsteil 27 drehbaren zweiten Kupplungsteil 26, das mit der Hohlwelle 4 drehfest verbunden ist, wobei das erste Sonnenrad 32 durch Betätigen der Reibungskupplung 6 mit der Hohlwelle 4 antriebsverbunden wird.

Getriebeanordnung zur variablen Drehmomentverteilung

Beschreibung

- Die Erfindung betrifft ein Getriebemodul für eine Differentialanordnung zur variablen Drehmomentverteilung im Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs sowie eine Differentialanordnung mit einem solchen Getriebemodul. Differentialanordnungen der genannten Art umfassen üblicherweise ein Differentialgetriebe mit einer Eingangswelle und zwei Ausgangswellen, wobei die Ausgangswellen untereinander eine ausgleichende Wirkung haben.
- Die Funktionsweise der Differentialanordnung zur variablen Drehmomentverteilung ist dergestalt, daß ein Teil des über die Eingangswelle eingeleiteten Drehmoments vor einer Aufteilung auf die beiden Ausgangswellen vom Differentialkorb abgezweigt wird; der abgezweigte Drehmomentanteil wird hinter der Aufteilung des übrigen Drehmoments zusätzlich auf eine der beiden Ausgangswellen eingeleitet. Hierfür sind je Ausgangswelle eine Getriebestufe sowie eine Reibungskupplung vorgesehen. Die Getriebestufe umfaßt ein vom Differentialkorb angetriebenes Eingangsrad, das ein Ausgangsrad beschleunigt oder verzögert. Durch Ankoppeln des Ausgangsrad an die zugehörige Ausgangswelle des Differentials wird letztere beschleunigt oder verzögert. So kann auf eine der beiden Ausgangswellen bedarfsweise ein größeres Drehmoment übertragen werden als auf die andere der Ausgangswellen, um die Fahrstabilität des Kraftfahrzeugs zu erhöhen. Solche Getriebeanordnungen können zum Verteilen des Drehmoments zwischen den beiden Seitenwellen eines Achsdifferentials oder zum gesteuerten Verteilen des Drehmoments zwischen den beiden Ausgangswellen eines Mittendifferentials eines mehrachsgetriebenen Kraftfahrzeugs zum Einsatz kommen.

Aus der DE 10 2005 004 291 A1 ist eine Differentialanordnung mit einem Differentialgetriebe und zwei Getriebestufen bekannt. Jede der Getriebestufen umfaßt zwei Sonnenräder mit untereinander unterschiedlicher Zähnezahl sowie mit den beiden Sonnenrädern kämmende Planetenräder. Zur Erzielung einer Übersetzung vom ersten Sonnenrad zum zweiten Sonnenrad haben diese relativ zueinander profilverschobene Verzahnungen, die mit einer durchgehenden Verzahnung der Planetenräder in Eingriff sind.

Der vorliegenden Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein Getriebemodul für eine Differentialanordnung vorzuschlagen, das einfach aufgebaut ist, eine hohe Stellgenauigkeit ermöglicht und eine geringe Verlustleistung hat. Es ist weiterhin Aufgabe der vorliegenden Erfindung eine Getriebeanordnung zur variablen Drehmomentverteilung mit einem solchen Getriebemodul vorzuschlagen.

Eine erste Lösung besteht in einem Getriebemodul zur variablen Drehmomentverteilung im Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs, umfassend eine Antriebswelle, die relativ zu einem Gehäuse um eine erste Drehachse drehend antreibbar ist;

eine Hohlwelle, die koaxial zur ersten Welle angeordnet und relativ zu dieser drehend antreibbar ist;

eine Getriebestufe mit einem ersten Sonnenrad, das mit der Hohlwelle antriebsverbindbar ist, einem koaxial und benachbart zum ersten Sonnenrad angeordneten zweiten Sonnenrad, das mit der Antriebswelle drehfest verbunden ist, und mit einem Hohlrad, das in dem Gehäuse auf einer zur Drehachse parallelen Drehachse drehbar gelagert ist und mit dem ersten Sonnenrad und dem zweiten Sonnenrad in Verzahnungseingriff ist, wobei das erste und das zweite Sonnenrad unterschiedliche Zähnezahlen aufweisen;

eine Reibungskupplung mit einem ersten Kupplungsteil, das mit dem ersten Sonnenrad drehfest verbunden ist, und einem relativ zum ersten Kupplungsteil drehbaren zweiten Kupplungsteil, das mit der Hohlwelle drehfest verbunden ist, wobei das erste Sonnenrad durch Betätigen der Reibungskupplung mit der Hohlwelle antriebsverbunden wird.

Eine zweite Lösung der obengenannten Aufgabe besteht in einem Getriebemodul zur variablen Drehmomentverteilung im Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs, umfassend eine Antriebswelle, die relativ zu einem Gehäuse um eine erste Drehachse drehend antreibbar ist;

5 eine Hohlwelle, die koaxial zur ersten Welle angeordnet und relativ zu dieser drehend antreibbar ist;

eine Getriebestufe mit einem ersten Sonnenrad, das mit der Hohlwelle drehfest verbunden ist, einem koaxial und benachbart zum ersten Sonnenrad angeordneten zweiten Sonnenrad, das mit der Antriebswelle antriebsverbindbar ist, und mit einem Hohlrad, das in dem Gehäuse auf einer zur Drehachse parallelen Drehachse drehbar gelagert ist und mit dem ersten Sonnenrad und dem zweiten Sonnenrad in Verzahnungseingriff ist, wobei das erste und das zweite Sonnenrad unterschiedliche Zähnezahlen aufweisen;

10 eine Reibungskupplung mit einem ersten Kupplungsteil, das mit dem zweiten Sonnenrad drehfest verbunden ist, und einem relativ zum ersten Kupplungsteil drehbaren zweiten Kupplungsteil, das mit der Antriebswelle drehfest verbunden ist, wobei die Antriebswelle durch Betätigen der Reibungskupplung mit dem zweiten Sonnenrad antriebsverbunden wird.

20 Eine dritte Lösung besteht in einem Getriebemodul zur variablen Drehmomentverteilung im Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs, umfassend eine Antriebswelle, die relativ zu einem Gehäuse um eine erste Drehachse drehend antreibbar ist;

25 eine Hohlwelle, die koaxial zur ersten Welle angeordnet und relativ zu dieser drehend antreibbar ist;

eine Getriebestufe mit einem ersten Sonnenrad, das mit der Hohlwelle drehfest verbunden ist, einem koaxial und benachbart zum ersten Sonnenrad angeordneten zweiten Sonnenrad, das mit der Antriebswelle drehfest verbunden ist, und mit einem Hohlrad, das in einem Trägerelement auf einer zur Drehachse parallelen Drehachse drehbar gelagert ist und mit dem ersten Sonnenrad und dem zweiten Sonnenrad in Verzahnungseingriff ist, wobei das erste und das zweite Sonnenrad unterschiedliche Zähnezahlen aufweisen, und wobei das Trägerelement in dem Gehäuse koaxial zur Drehachse drehbar gelagert ist;

30

eine Reibungskupplung mit einem ersten Kupplungsteil, das mit dem Gehäuse drehfest verbunden ist, und einem relativ zum ersten Kupplungsteil drehbaren zweiten Kupplungsteil, das mit dem Trägerelement drehfest verbunden ist, wobei das Trägerelement durch Betätigen der Reibungskupplung relativ zum Gehäuse verzögert wird.

Alle drei erfindungsgemäße Ausführungsformen haben den Vorteil eines einfachen Aufbaus und somit einer einfachen Fertigung und Montage. Es ist je Getriebestufe lediglich ein Hohlrad erforderlich, das mit dem ersten und dem zweiten Sonnenrad in Verzahnungseingriff ist. Das heißt insgesamt umfaßt jede Getriebestufe nur drei Zahnräder. Die Verwendung des Hohlrads ist besonders günstig, da ein hoher Umschlingungsgrad um die Sonnenräder erreicht wird. So sind jeweils eine Vielzahl von Zähnen der jeweils zwischen Hohlrad und Sonnenrad gebildeten Verzahnungspaarung miteinander in Eingriff, so daß die Belastung je Zahn gering ist. Ein weiterer Vorteil des erfindungsgemäßen Getriebemoduls liegt darin, daß der radiale Bauraum relativ klein ist und die Einheit kompakt baut. Das Getriebemodul ist vielseitig einsetzbar und kann beispielsweise in einem Achsdifferential zur variablen Drehmomentverteilung zwischen zwei Seitenwellen einer Antriebsachse verwendet werden. Alternativ oder in Ergänzung hierzu kann das Getriebemodul auch in einem Mittendifferential eines mehrachsgetriebenen Kraftfahrzeugs verwendet werden, wobei es zur variablen Drehmomentverteilung zwischen der Vorderachse und der Hinterachse dient.

Mit der Bezeichnung "antriebsverbindbar" ist gemeint, daß die beiden zugehörigen Bauteile je nach Bedarf durch Betätigen der Reibungskupplung aneinander ankoppelbar bzw. voneinander abkoppelbar sind. Die Reibungskupplungen sind vorzugsweise in Form von Lamellenkupplungen gestaltet und umfassen zwei Kupplungsteile, nämlich einen Außenlamellenträger, mit dem Außenlamellen drehfest und axial verschiebbar verbunden sind, und einen Innenlamellenträger, mit dem Innenlamellen drehfest und axial verschiebbar verbunden sind. Dabei versteht es sich, daß die beiden Kupplungsteile in den drei Ausführungsformen prinzipiell sowohl als Außenlamellenträger als auch als Innenlamellenträger gestaltet sein können.

Nach einer ersten Variante, die für alle drei Lösungen gilt, hat das Hohlrad einen ersten Verzahnungsbereich, der mit dem ersten Sonnenrad kämmt, und einen zweiten Verzahnungsbereich, der mit dem zweiten Sonnenrad kämmt, wobei die beiden Verzahnungsbereiche unterschiedliche Verzahnungen mit unterschiedlichen Zähnezahlen haben.

Nach einer hierzu alternativen Variante, die für alle drei Lösungen gilt, hat das Hohlrad einen ersten Verzahnungsbereich, der mit dem ersten Sonnenrad kämmt, und einen zweiten Verzahnungsbereich, der mit dem zweiten Sonnenrad kämmt, wobei die beiden Verzahnungsbereiche eine übereinstimmende Verzahnung aufweisen. Zur Erzeugung einer Übersetzung ins Schnelle bzw. Untersetzung ins Langsame haben die beiden Sonnenräder, die relativ zur Drehachse des Hohlrads den gleichen Achsabstand aufweisen, relativ zueinander profilverstobene Verzahnungen. Der Vorteil der übereinstimmenden Verzahnungsbereiche des Hohlrads liegt in einer hohen Genauigkeit des Verzahnungseingriffs mit den hiermit kämmenden Sonnenrädern. Dabei ist es besonders günstig, wenn die zwei Verzahnungsbereiche des Hohlrads nahtlos aneinander anschließen, das heißt eine einzige gemeinsame durchgehende Verzahnung bilden. So können beide Verzahnungsbereiche gemeinsam hergestellt werden, was sich günstig auf die Kosten auswirkt. Die Zähne der beiden Sonnenräder und die Zähne des Hohlrads haben den gleichen Modul. Die Übersetzung bzw. Untersetzung vom ersten Sonnenrad auf das zweite Sonnenrad wird allein durch Profilverstobung der beiden Verzahnungen zueinander bewirkt.

Nach einer bevorzugten Ausgestaltung, die für beide Varianten gilt, sind die Zähnezahlen des ersten und zweiten Sonnenrads derart gewählt, daß eine Übersetzung von 0,85 bis 1,15, ausgenommen einer Übersetzung von 1,0, zwischen dem ersten und dem zweiten Sonnenrad erzeugt wird. Auf diese Weise läßt sich ein ergänzendes bzw. reduziertes Drehmoment von $\pm 15\%$ auf die entsprechende Antriebswelle übertragen. Vorzugsweise wird vom ersten Sonnenrad auf das zweite Sonnenrad eine Übersetzung ins Schnelle erzeugt. Hierfür ist die Zähnezahl des Hohlrads größer als die Zähnezahl des ersten Sonnenrads, die wiederum größer ist als die Zähnezahl des zweiten Sonnenrads. Durch diese Ausgestaltung kann unmittelbar dem mit der Antriebswelle verbundenen zweiten Sonnenrad ein zusätzliches Drehmoment

aufgeprägt werden. Es ist jedoch auch eine Untersetzung ins Langsame möglich, wobei bei Betätigung der Reibungskupplung ein zusätzliches Drehmoment in das Hohlrad eingeleitet werden würde.

5 Um ein günstiges NVH-Verhalten ('noise-vibration-harshness') zu erreichen, sind die Sonnenräder und das Hohlrad vorzugsweise schrägverzahnt. Dabei sind die Schrägverzahnungen vorzugsweise derart gestaltet, daß die durch den Verzahnungseingriff mit dem Hohlrad auf das erste und das zweite Sonnenrad wirkenden Axialkräfte – bei Vorwärtsfahrt des Kraftfahrzeugs – aufeinander zu gerichtet sind. Alternativ zur
10 Schrägverzahnung können die Sonnenräder und das Hohlrad selbstverständlich auch Geradverzahnungen aufweisen. Das Hohlrad ist vorzugsweise mittels eines Wälzlagers auf einem Lageransatz des Gehäuses exzentrisch zur Drehachse der Sonnenräder drehbar gelagert. Weiterhin ist das erste Sonnenrad nach einer bevorzugten Ausgestaltung mittels Lagermitteln auf dem zweiten Sonnenrad drehbar
15 gelagert, das seinerseits mit der Antriebswelle drehfest verbunden ist.

Nach einer bevorzugten Weiterbildung ist eine Axialverstellvorrichtung zum Betätigen der Reibungskupplung vorgesehen. Diese kann beispielsweise in Form einer an sich bekannten Kugelrampenordnung gestaltet sein, die zwei auf der Drehachse zen-
20 trierte Scheiben und axial zwischen den Scheiben gehaltene Kugeln umfaßt. Dabei ist eine der Scheiben relativ zum Gehäuse axial abgestützt und die andere ist axial verschiebbar. Auf ihren einander zugewandten Stirnflächen haben die beiden Scheiben eine gleich große Anzahl von Kugelrillen mit in entgegengesetzter Umfangsrichtung zunehmender Tiefe, wobei in jedem Paar von einander gegenüberliegenden
25 Kugelrillen eine der Kugeln gehalten ist. Durch Verdrehen der beiden Scheiben zueinander erfolgt eine Spreizung und damit eine Betätigung der Reibungskupplung. Alternativ zur Kugelrampenordnung kann die Reibungskupplung auch hydraulisch betätigt werden. Hierfür ist die Axialverstellvorrichtung in Form einer Kolben-Zylinder-Einheit gestaltet. Dabei ist der Kolben ringförmig gestaltet und sitzt in einer nach au-
30 ßen abgedichteten Ringkammer im Gehäuse ein. Der Ringkolben beaufschlagt das Lamellenpaket der Reibungskupplung über ein Axiallager.

Eine weitergehende Lösung der obengenannten Aufgabe besteht in einer Differentialanordnung zur variablen Drehmomentverteilung im Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs, umfassend ein Differentialgetriebe mit einem drehend antreibbaren Differentialkorb, Ausgleichsrädern, die in dem Differentialkorb drehbar gehalten sind und gemeinsam mit diesem um die Drehachse umlaufen, sowie mit zwei auf der Drehachse drehbar gelagerten Seitenwellenrädern, die mit den Ausgleichsrädern kämmen; und zumindest eine Getriebemodul nach einer der obengenannten drei Lösungen, wobei die Hohlwelle mit dem Differentialkorb drehfest verbunden ist und wobei die Antriebswelle mit einem der beiden Seitenwellenräder drehfest verbunden ist. Das Getriebemodul kann eine der obengenannten Ausgestaltungen aufweisen. Die Differentialanordnung kann als Achsdifferential eines ein- oder mehrachsgetriebenen Kraftfahrzeugs und/oder als Mittendifferential eines mehrachsgetriebenen Kraftfahrzeugs verwendet werden.

Erfindungsgemäße Ausführungsbeispiele sind nachstehend anhand der Zeichnungsfiguren erläutert. Hierin zeigt

Figur 1 ein erfindungsgemäßes Getriebemodul nach einer ersten Ausführungsform

- a) im Längsschnitt;
- b) im Querschnitt die Verzahnungsanordnung;

Figur 2 ein erfindungsgemäßes Getriebemodul nach einer zweiten Ausführungsform im Längsschnitt;

Figur 3 eine erfindungsgemäße Getriebeanordnung mit einem erfindungsgemäßen Getriebemodul in einer dritten Ausführungsform als Prinzipdarstellung;

Figur 4 schematisch eine erfindungsgemäße Getriebeanordnung mit einem erfindungsgemäßen Getriebemodul in einer vierten Ausführungsform als Prinzipdarstellung;

Figur 5 schematisch eine erfindungsgemäße Getriebeanordnung mit einem erfindungsgemäßen Getriebemodul in einer fünften Ausführungsform als Prinzipdarstellung;

5 Figur 6 schematisch eine erfindungsgemäße Getriebeanordnung mit einem erfindungsgemäßen Getriebemodul in einer sechsten Ausführungsform als Prinzipdarstellung;

10 Figur 7 schematisch eine erfindungsgemäße Getriebeanordnung mit einem erfindungsgemäßen Getriebemodul in einer siebten Ausführungsform als Prinzipdarstellung;

15 Figur 8 schematisch eine erfindungsgemäße Getriebeanordnung mit einem erfindungsgemäßen Getriebemodul in einer achten Ausführungsform als Prinzipdarstellung;

Figur 1 zeigt ein Getriebemodul 2, das eine erste Welle in Form einer Antriebswelle 3, eine koaxial zur ersten Welle drehbar gelagerte zweite Welle in Form einer Hohlwelle 4, eine im Drehmomentfluß zwischen der Antriebswelle 3 und der Hohlwelle 4 liegende Getriebestufe 5 sowie eine Reibungskupplung 6 zum Ankoppeln eines Zahnrads 32 der Getriebestufe 5 an die Hohlwelle 4 umfaßt. Die Antriebswelle 3 ist mittels eines Wälzlagers 7 in einem Gehäuse 8 des Getriebemoduls 2 drehbar gelagert und mittels eines Wellendichtrings 9 gegenüber diesem abgedichtet. Ausgangsseitig hat die Antriebswelle 3 einen Flansch 10 zum Verbinden mit einer zugehörigen hier nicht dargestellten Seitenwelle des Kraftfahrzeugs.

Das Getriebemodul 2 wird über eine Flanschverbindung 12 an ein Differentialgehäuse eines hier nicht dargestellten Differentialgetriebes angeschraubt. Dabei wird die Antriebswelle 3 über eine Längsverzahnung mit einem Seitenwellenrad des Differentialgetriebes drehfest verbunden. Die Hohlwelle 4 wird über eine Längsverzahnung mit dem Differentialkorb des Differentialkorbs drehfest verbunden. Vorliegend ist die Hohlwelle 4 einstückig mit einem Hülsenansatz 13 des Differentialkorbs ausgebildet. Dabei ist der Hülsenansatz 13 gegenüber dem Differentialgehäuse 14 mittels eines

Wälzlagers 15 drehbar gelagert und mittels eines Dichtrings 16 gegenüber diesem abgedichtet.

Zur Betätigung der Reibungskupplung 6 ist eine Axialverstellvorrichtung 17 vorgesehen, die in Form einer hydraulisch betätigten Kolben-Zylinder-Einheit gestaltet ist. Diese umfaßt einen ringförmigen Kolben 18, der in einer Ringkammer 19 des Differentialgehäuses 14 einsitzt und mittels Dichtringen 20, 22 gegenüber dieser abgedichtet ist. Beim Druckbeaufschlagen der Ringkammer 19 mit einem hydraulischen Medium wird der Kolben 18 in Richtung zur Reibungskupplung 6 verschoben. Dabei wird die Reibungskupplung 6 über ein axial zwischengeschaltetes Axiallager 24 und eine Druckplatte 25 axial beaufschlagt.

Die Reibungskupplung 6 umfaßt ein erstes Kupplungsteil in Form eines Innenlamellenträgers 26, der mit der Hohlwelle 4 über eine Längsverzahnung drehfest verbunden ist und gegenüber dem Innenlamellen axial beweglich und drehfest gehalten sind, sowie ein zweites Kupplungsteil in Form eines Außenlamellenträgers 27, der mit dem Zahnrad 32 der Getriebestufe 5 drehfest verbunden ist und gegenüber dem Außenlamellen axial beweglich und drehfest gehalten sind. Dabei sind Außenlamellen und Innenlamellen axial abwechselnd angeordnet und bilden gemeinsam ein Lamellenpaket 23. In dem Innenlamellenträger 26 sind Federmittel 29 angeordnet, die gegen den Innenlamellenträger axial abgestützt sind und die Druckplatte 25 der Wirkrichtung der Kolben-Zylinder-Einheit entgegenwirkend beaufschlagt. Die Federmittel 29, die als Schraubenfedern gestaltet sind, dienen somit zur Rückstellung, so daß die Reibungskupplung bei unbetätigter Kolben-Zylinder-Einheit gelüftet wird. Der Außenlamellenträger 27 ist topfförmig gestaltet und umfaßt einen Boden 28, der als Stützfläche für das Lamellenpaket 23 dient. Weiterhin ist der Außenlamellenträger 27 einstückig mit dem als Sonnenrad 32 gestalteten Zahnrad der Getriebestufe gestaltet.

Die Getriebestufe 5 umfaßt neben dem ersten Sonnenrad 32 ein hiermit kämmendes Hohlrad 33 sowie ein mit dem Hohlrad 33 kämmendes zweites Sonnenrad 34, das axial benachbart zum ersten Sonnenrad 32 angeordnet ist. Das erste Sonnenrad 32 ist an einer Außenfläche des Außenlamellenträgers 27 angeschlossen und über die-

sen auf einer Nabe 36 des zweiten Sonnenrads 34 mittels eines Wälzlagers 35 drehbar gelagert. Dabei dient das Wälzlager 35 als Radial- und Axiallager. Die Reibungskupplung 6 liegt radial innerhalb des Hohlrads 33 und mit teilweiser Überdeckung hierzu, so daß sich ein kompakter Aufbau ergibt. Das zweite Sonnenrad 34 ist über
5 eine Längsverzahnung zwischen der Nabe 36 und der Antriebswelle 3 drehfest mit dieser verbunden. Flanschseitig hat die Nabe 36 eine außenliegende Lagerfläche 37, auf der das Wälzlager 7 aufsitzt. Das Hohlrad 33 ist mittels eines Wälzlagers 38 auf einem Lageransatz 39 des Modulgehäuses 8 auf einer zur Drehachse A exzentrischen Achse B drehbar gelagert. Hieraus ergibt sich, daß die Sonnenräder 32, 34 in
10 einem Umfangsbereich mit dem Hohlrad 33 kämmen, was in der oberen Bildhälfte erkennbar ist. Die Anordnung der Sonnenräder 32, 34 zum Hohlrad 33 ist insbesondere in Figur 2 ersichtlich. Darin ist der Achsabstand zwischen der Drehachse A, auf der die Sonnenräder 32, 34 liegen, und der Achse B, auf der das Hohlrad 33 liegt, mit E bezeichnet. Die Drehzahlübersetzung wird durch Profilverschiebung der Ver-
15 zahnungen der beiden Sonnenräder 32, 34 zueinander ermöglicht, wobei die Sonnenräder und das Hohlrad 33 den gleichen Modul haben.

Das Hohlrad 33 hat zwei Verzahnungsbereiche 41, 42 mit übereinstimmender Verzahnung, von denen einer mit dem ersten Sonnenrad 32 und der andere mit dem
20 zweiten Sonnenrad 34 kämmend in Eingriff ist. Um eine Drehzahlübersetzung zwischen den beiden Sonnenrädern 32, 34 zu erreichen, haben diese eine unterschiedliche Zähnezahl. Dabei sind die Zähnezahlen der Sonnenräder 32, 34 so gewählt, daß zwischen der Hohlwelle 4 und der Antriebswelle 3 ein Drehzahlunterschied von bis zu 15% erreicht wird. Im vorliegenden Fall wird vom ersten Sonnenrad 32 auf das
25 zweite Sonnenrad 34 eine Übersetzung ins Schnelle erzeugt. Hierfür hat das erste Sonnenrad 32 eine größere Zähnezahl Z1 als die Zähnezahl Z2 des zweiten Sonnenrads 34, wobei das Zähnezahlverhältnis Z1 zu Z2 zwischen 1,10 und 1,12 liegt. Das Hohlrad 33 hat eine Zähnezahl Z3, die größer ist als die Zähnezahl Z1 des ersten Sonnenrads 32.

30

Die Funktionsweise des Getriebemoduls ist wie folgt. Bei geöffneter Reibungskupplung 6 dreht der über die Hohlwelle 4 mit dem Differentialkorb 13 drehfest verbundene Innenlamellenträger 26 schneller als der über die Getriebestufe 5 mit der An-

triebswelle 3 antriebsverbundene Außenlamellenträger 27. Wird die Reibungskupplung 6 durch Betätigen der Axialverstellvorrichtung geschlossen, wird ein zusätzliches Drehmoment direkt vom Differentialkorb abgegriffen und über die Reibungskupplung 6 und die Getriebestufe 5 in die Antriebswelle 3 eingeleitet. Dieser zusätzliche Drehmomentfluß ist in Figur 1 anhand von Pfeilen dargestellt. Das Schließen der Kupplung bewirkt somit eine asymmetrische Drehmomentverteilung zwischen den beiden Ausgangswellen des Differentialgetriebes, so daß die Fahrstabilität des Kraftfahrzeugs in bestimmten Fahrzuständen erhöht wird.

Figur 2 zeigt eine zweite Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Getriebemoduls. Dieses entspricht hinsichtlich seines Aufbaus weitestgehend demjenigen aus Figur 1, auf deren Beschreibung hinsichtlich der Gemeinsamkeiten insofern Bezug genommen wird. Dabei sind einander entsprechende Bauteile mit um zwei tiefgestellten Bezugsziffern versehen. Vorliegend ist auch das Differentialgetriebe 43 mit seinem Differentialkorb 44 teilweise zu sehen, an dem ein Tellerrad 45 zur Drehmomenteinleitung angebracht ist. Der Differentialkorb 44 hat zwei hülsenförmige Ansätze 13, mit denen er im Differentialgehäuse 14 mittels der Wälzlager 15 um die Drehachse A drehbar gelagert ist. Im Differentialkorb 44 sind mehrere Ausgleichsräder 46 auf einem zur Drehachse A senkrechten Zapfen 49 drehbar gelagert, die gemeinsam mit dem Differentialkorb umlaufen. Mit den Ausgleichsrädern 46 sind zwei Seitenwellenräder 47 in Verzahnungseingriff, die zur Drehmomentübertragung auf die jeweilige Antriebswelle 3 des Getriebemoduls 2 dienen. Die Seitenwellenräder 47 sind im Differentialkorb 44 auf der Drehachse A drehbar gelagert und über Anlaufscheiben 48 gegenüber diesem axial abgestützt. Vorliegend ist lediglich eine Hälfte des Differentialgetriebes und lediglich ein Getriebemodul sichtbar, wobei die nicht sichtbare Hälfte etwa spiegelsymmetrisch zur sichtbaren Hälfte gestaltet ist.

Das gezeigte Getriebemodul 2₂ ist dadurch gekennzeichnet, daß die Axialverstellvorrichtung 17₂ in Form einer Kugelrampenordnung gestaltet ist. Diese umfaßt zwei zur Drehachse A koaxiale Scheiben 52, 53 sowie zwischen den Scheiben gehaltene Kugeln 54. Dabei ist die erste der Scheiben als Stützscheibe 52 gestaltet, die gegenüber dem Differentialgehäuse 14 axial abgestützt und gegenüber diesem drehfest gehalten ist. Die zweite Scheibe ist als axial verschiebbare und drehend antreibbare

Stellscheibe 53 gestaltet. Die beiden Scheiben 52, 53 weisen jeweils auf ihren einander zugewandten Stirnflächen mehrere umfangsverteilte und in Umfangsrichtung verlaufende Kugelrillen mit gegensinnig veränderlicher Tiefe auf. In jeweils einem Paar von einander gegenüberliegenden Kugelrillen ist eine der Kugeln 54 aufgenommen, über die sich die beiden Scheiben axial abstützen. Die Stellscheibe 53 ist ausschließlich über die Kugeln 54 gegenüber der Stützscheibe 52 radial gelagert, wobei die Stützscheibe auf einem hülsenförmigen Ansatz des Differentialgehäuses 14 fixiert ist. Die Kugeln 54 sind in einem axial zwischen den beiden Scheiben angeordneten Käfig mit umfangsverteilten Fenstern gehalten.

Zur Erzielung einer Drehbewegung der Stellscheibe 53 ist diese an ihrer Außenumfangsfläche mit einer Außenverzahnung 55 versehen. In die Außenverzahnung 55 greift ein nicht dargestelltes Ritzel ein, das im Gehäuse 14 drehbar gelagert ist und von einem Elektromotor drehend antreibbar ist. Im unbetätigten Zustand, das heißt bei vollständig geöffneter Reibungskupplung 6, befinden sich Stellscheibe 52 und Stützscheibe 53 in der zueinander nächstmöglichen Position. Bei entsprechender Verdrehung der Stellscheibe 52 laufen die Kugeln 54 in Bereiche geringerer Tiefe. So findet zwischen den Scheiben eine Spreizung statt, wobei die Stellscheibe 52 axial in Richtung zur Reibungskupplung 6 verschoben wird. Die Stellscheibe 52 hat an ihrer Rückseite eine radiale Druckfläche, die über ein zwischengeschaltetes Axiallager 56 die Druckplatte 25 axial beaufschlagt. Die Druckplatte 25 ist mit dem Lamellenpaket 23 axial in Anlage und beaufschlagt dieses bei Betätigung der Kugelrampenanordnung mit einer Axialkraft im Schließsinne. So führt eine Betätigung der Kugelrampenanordnung zu einer vorbestimmten Sperrung der Reibungskupplung 6 und damit einer Ankopplung des ersten Sonnenrads 32_2 an den schneller drehenden Differentialkorb 44. Zum erneuten Öffnen der Reibungskupplung 6 wird die Stellscheibe 53 in entgegengesetzte Richtung betätigt. Dabei bewirken axial am Getriebegehäuse abgestützte und die Stellscheibe 53 beaufschlagende Druckfedern, die im vorliegenden Schnitt nicht sichtbar sind, eine Rückstellung der Stellscheibe in Richtung zur Stützscheibe 54.

Es ist weiterhin ersichtlich, daß axial zwischen der Hohlwelle 4 und der Nabe 36 des zweiten Sonnenrads 34_2 eine Anlaufscheibe 57 vorgesehen ist. Das erste Sonnenrad

32₂ ist auf der Nabe 36 des zweiten Sonnenrads 34₂ mittels eines Radiallagers 58 drehbar gelagert und mittels eines Axiallagers 59 gegenüber dieser axial abgestützt. So werden beim Betätigen der Reibungskupplung 6 von dem Außenlamellenträger 27₂ auf das erste Sonnenrad 32₂ wirkende Axialkräfte abgestützt und von dem zweiten Sonnenrad 34₂ über das Wälzlager 7 in das Modulgehäuse 8 eingeleitet. Wie auch in der obigen Ausführungsform ist der topfförmige Außenlamellenträger 27 mit dem ersten Sonnenrad 32₂ mittels Schweißen fest verbunden. Der Außenlamellenträger ist vorliegend benachbart zum ersten Sonnenrad 32₂ angeordnet. Die Reibungskupplung 6 und das Lamellenpaket 23 liegen somit auf einem größeren Durchmesser als bei der obigen Ausführungsform, während die Getriebestufe 5 vorliegend radial kompakter baut.

Figur 3 zeigt als Prinzipbild eine erfindungsgemäße Differentialanordnung 62 zur variablen Drehmomentverteilung zwischen zwei Seitenwellen 63, 63' im Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs. Die Differentialanordnung 62 ist symmetrisch aufgebaut und umfaßt ein Differentialgetriebe 43, wie es bereits im Zusammenhang mit Figur 2 beschrieben wurde, mit zwei erfindungsgemäßen Getriebemodulen 2, 2', die axial benachbart zum Differentialgetriebe 43 angeordnet sind. Die beiden Getriebemodule 2, 2' entsprechen einander und werden daher gemeinsam beschrieben, wobei Bauteile des rechten Getriebemoduls mit um eins gestrichenen Indizes versehen sind. Weiterhin entsprechen die beiden Getriebemodule hinsichtlich ihres Aufbaus und ihrer Funktionsweise denjenigen nach Figur 1 bzw. Figur 2, auf deren Beschreibung insofern bezug genommen wird. Dabei sind einander entsprechende Bauteile mit gleichen Bezugsziffern versehen wie in den Figuren 1 und 2. Im vorliegenden Prinzipbild sind die zur Betätigung der Reibungskupplungen 6, 6' erforderlichen Axialverstellvorrichtungen nicht gezeigt. Es ist das Tellerrad 45 erkennbar, das mit einem Antriebsritzel in Verzahnungseingriff ist.

Ein Unterschied der vorliegenden Ausführungsform zur oben gezeigten besteht darin, daß hier der Außenlamellenträger 26, 26' der Reibungskupplung 6, 6' mit dem Differentialkorb 44 drehfest verbunden ist, während der Innenlamellenträger 27, 27' mit dem ersten Sonnenrad 32, 32' drehfest verbunden ist. An der Funktionsweise der Differentialanordnung ändert sich dadurch jedoch nichts. In Übereinstimmung mit

den Ausführungsformen nach den Figuren 1 und 2 hat das erste Sonnenrad 32, 32', das mit dem Differentialkorb 44 koppelbar ist, eine größere Zähnezahl Z1 als das zweite Sonnenrad 34, 34', das mit der Antriebswelle 3, 3' drehfest verbunden ist, so daß eine Übersetzung ins Schnelle erfolgt. Das Hohlrad 33, 33' hat zwei Verzahnungsbereiche mit einer durchgehenden Verzahnung, wobei ein erster Verzahnungsbereich 41, 41' mit dem ersten Sonnenrad 32, 32' kämmt und ein zweiter Verzahnungsbereich 42, 42' mit dem zweiten Sonnenrad 34, 34' kämmt. Die Drehzahlübersetzung wird durch Profilverchiebung der Verzahnungen der beiden Sonnenräder 32, 32', 34, 34' zueinander bewerkstelligt. Es ist ersichtlich, daß das linke und das rechte Hohlrad auf unterschiedlichen Exzenterachsen B, B', jeweils mit demselben Achsabstand zur Drehachse A, angeordnet sind. Dabei ist der Verzahnungseingriff zwischen dem Hohlrad 33 und den Sonnenrädern 32, 34 bei dem linken Getriebemodul 2 in der unteren Bildhälfte, während der Verzahnungseingriff zwischen dem Hohlrad 33' und den Sonnenrädern 32', 34' bei dem rechten Getriebemodul 2' in der oberen Bildhälfte liegt.

Figur 4 zeigt eine Getriebeanordnung in einer weiteren Ausführungsform, die hinsichtlich ihres Aufbaus derjenigen aus Figur 3 weitestgehend entspricht. Insofern wird auf obige Beschreibung bezug genommen, wobei einander entsprechende Bauteile mit gleichen Bezugsziffern und abgewandelte Bauteile mit Bezugsziffern mit um vier tiefergestellten Indizes versehen sind. Die vorliegende Ausführungsform unterscheidet sich lediglich in der Ausgestaltung der Hohlräder 33₄, 33₄'. Der Verzahnungsbereich 41₄, 41₄' der mit dem ersten Sonnenrad 32, 32' kämmt, und der Verzahnungsbereich 42₄, 42₄', der mit dem zweiten Sonnenrad 34, 34' kämmt, liegen jeweils auf unterschiedlichen Durchmessern und weisen unterschiedliche Zähnezahlen auf. In Übereinstimmung mit den oben beschriebenen Ausführungsformen hat das erste Sonnenrad 32, 32', das mit dem Differentialkorb 44 koppelbar ist, eine größere Zähnezahl Z1 als die Zähnezahl Z2 des zweiten Sonnenrads 34, 34', das mit der Antriebswelle 3, 3' drehfest verbunden ist, so daß eine Übersetzung ins Schnelle erfolgt. Dementsprechend hat der mit dem ersten Sonnenrad 32, 32' kämmende erste Verzahnungsbereich 41₄, 41₄' des Hohlrads 33₄, 33₄' auch eine größere Zähnezahl als der mit dem zweiten Sonnenrad 34, 34' kämmende zweite Verzahnungsbereich 42₄, 42₄' des Hohlrads. Die Funktionsweise ist dieselbe wie bei den obigen Aus-

führungsformen.

Figur 5 zeigt eine Getriebeanordnung in einer weiteren Ausführungsform, die hinsichtlich ihres Aufbaus und ihrer Funktionsweise derjenigen aus Figur 3 weitgehend entspricht. Insofern wird auf obige Beschreibung bezug genommen, wobei einander entsprechende Bauteile mit gleichen und abgewandelte Bauteile mit Bezugsziffern mit um fünf tiefergestellten Indizes versehen sind. Da die beiden Getriebemodule 2₅, 2₅' einander entsprechen, werden diese im folgenden gemeinsam beschrieben. Die vorliegende Ausführungsform ist dadurch gekennzeichnet, daß das erste Sonnenrad 32, 32' mit dem Differentialkorb 44 drehfest verbunden ist und daß das zweite Sonnenrad 34, 34' über die Reibungskupplung 6, 6' mit der Antriebswelle 3, 3' koppelbar ist. Dabei ist das erste Kupplungsteil 26₅, 26₅' der Reibungskupplung 6, 6', das als Außenlamellenträger gestaltet ist, mit dem zweiten Sonnenrad 34, 34' drehfest verbunden. Das zweite Kupplungsteil 27₅, 27₅' der Reibungskupplung, das als Innenlamellenträger gestaltet ist, ist mit der Ausgangswelle 3, 3' drehfest verbunden ist. Es ist ersichtlich, daß die Hohlräder 33, 33' jeweils eine durchgehende Verzahnung bzw. zwei Verzahnungsbereiche 41, 42; 41', 42' mit übereinstimmender Verzahnung aufweisen. Die beiden Sonnenräder 32, 34; 32', 34' haben relativ zueinander profilverschobene Verzahnungen mit unterschiedlichen Zähnezahlen, wobei sie zu dem jeweiligen Hohlrad 33, 33' denselben Achsabstand aufweisen. Die Übersetzung wird hier ebenfalls durch die Profilverschiebung der beiden Sonnenräder zueinander bewirkt. Die Zähnezahlen der Sonnenräder 32, 34; 32', 34' sind so gestaltet, daß eine Übersetzung ins Schnelle erfolgt, das heißt der Außenlamellenträger 26₅, 26₅' schneller dreht als die Antriebswelle 3, 3'. Durch Schließen der Reibungskupplung 6, 6' kann somit ein erhöhtes Drehmoment auf die zugehörige Antriebswelle 3, 3' übertragen werden als auf die entgegengesetzt gerichtete Antriebswelle 3', 3.

Figur 6 zeigt eine Getriebeanordnung in einer weiteren Ausführungsform, die hinsichtlich ihres Aufbaus derjenigen aus Figur 5 weitestgehend entspricht. Insofern wird auf obige Beschreibung bezug genommen, wobei einander entsprechende Bauteile mit gleichen und abgewandelte Bauteile mit Bezugsziffern mit um sechs tiefergestellten Indizes versehen sind. Die vorliegende Ausführungsform unterscheidet sich lediglich in der Ausgestaltung der Hohlräder 33₆, 33₆'. Der Verzahnungsbereich

41₆, 41'₆, der mit dem ersten Sonnenrad 32, 32' kämmt, und der Verzahnungsbereich 42₆, 42'₆, der mit dem zweiten Sonnenrad 34, 34' kämmt, liegen jeweils auf unterschiedlichen Durchmessern und weisen unterschiedliche Zähnezahlen auf. Dabei hat der mit dem ersten Sonnenrad 32, 32' kämmende erste Verzahnungsbereich 41₆, 41'₆ des Hohlrad 33₆, 33'₆ eine größere Zähnezahl als der mit dem zweiten Sonnenrad 34, 34' kämmende zweite Verzahnungsbereich 42₆, 42'₆ des Hohlrad 33₆, 33'₆. Die Funktionsweise ist dieselbe wie bei der obigen Ausführungsform nach Figur 5.

Figur 7 zeigt eine Getriebeanordnung in einer weiteren Ausführungsform, die hinsichtlich ihres Aufbaus derjenigen aus Figur 4 weitgehend entspricht. Insofern wird auf obige Beschreibung bezug genommen, wobei einander entsprechende Bauteile mit gleichen und abgewandelte Bauteile mit Bezugsziffern mit um sieben tiefergestellten Indizes versehen sind. Da die beiden Getriebemodule einander entsprechen werden sie gemeinsam beschrieben. Bei der vorliegenden Ausführungsform ist das erste Sonnenrad 32, 32' mit dem Differentialkorb 44 drehfest verbunden, und das zweite Sonnenrad 34, 34' ist mit der zugehörigen Antriebswelle 3, 3' drehfest verbunden. Das Hohlrad 33₇, 33'₇, das mit seinem ersten Verzahnungsbereich 41, 41' mit dem ersten Sonnenrad 32, 32' und mit seinem zweiten Verzahnungsbereich 42, 42' mit dem zweiten Sonnenrad 34, 34' in Eingriff ist, ist in einem Trägerelement 30, 30' auf einer zur Drehachse A der Sonnenräder parallelen Achse B, B' drehbar gelagert. Das Trägerelement 30, 30' ist seinerseits in dem Gehäuse 8, 8' mittels nicht dargestellter Lager koaxial zur Drehachse A drehbar gelagert. Die Reibungskupplung 6₇, 6'₇ umfaßt ein erstes Kupplungsteil 26₇, 26'₇, das gegenüber dem ortsfesten Modulgehäuse 8, 8' fest gehalten ist. Weiterhin umfaßt die Reibungskupplung 6₇, 6'₇ ein zweites Kupplungsteil 27₇, 27'₇, das als Innenlamellenträger gestaltet ist und mit dem Trägerelement 30, 30' drehfest verbunden ist. Dabei können Innenlamellenträger und Außenlamellenträger selbstverständlich auch vertauscht sein, ohne daß sich die Funktion des Getriebemoduls ändert. Die Funktionsweise der Anordnung ist folgendermaßen. In unbetätigtem Zustand läuft das Trägerelement 30, 30' gemeinsam mit dem Hohlrad 33, 33' im Block um die Drehachse A um, wobei "im Block" bedeutet, daß die beiden Bauteile zueinander keine Relativbewegung ausführen. Durch Betätigung der Reibungskupplung 6₇, 6'₇ wird das Trägerelement 30, 30' an das Gehäuse 8, 8' angekoppelt, so daß das Hohlrad 33, 33' im Trägerelement 30, 30' relativ zu

diesem um die parallelversetzte Achse B dreht. Je nach Schließstellung der Reibungskupplung 6₇, 6'₇ wird ein zusätzliches Drehmoment direkt am Differentialkorb 44 abgegriffen und über die Hohlwelle 4, 4' und die Getriebestufe 5, 5' auf die Antriebswelle 3, 3' übertragen. Es ist ersichtlich, daß die Hohlräder 33₇, 33'₇ jeweils eine durchgehende Verzahnung bzw. zwei Verzahnungsbereiche 41, 42; 41', 42' mit übereinstimmender Verzahnung aufweisen. Die beiden Sonnenräder 32, 34; 32', 34' haben relativ zueinander profilverschobenen Verzahnungen mit unterschiedlichen Zähnezahlen, wobei sie zu dem zugehörigen Hohlrad 33₇, 33'₇ denselben Achsabstand E, E' aufweisen. Die Übersetzung wird hier ebenfalls durch die Profilverschiebung der beiden Sonnenräder 32, 34; 32', 34' zueinander bewirkt. Die Zähnezahlen der Sonnenräder sind so gestaltet, daß eine Übersetzung ins Schnelle erfolgt. Durch Schließen der Reibungskupplung 6₇, 6'₇ kann somit ein erhöhtes Drehmoment auf die zugehörige Antriebswelle 3, 3' übertragen werden als auf die entgegengesetzt gerichtete Antriebswelle 3', 3.

Figur 8 zeigt eine Getriebeanordnung in einer weiteren Ausführungsform, die hinsichtlich ihres Aufbaus derjenigen aus Figur 7 weitestgehend entspricht. Insofern wird auf obige Beschreibung bezug genommen, wobei einander entsprechende Bauteile mit gleichen und abgewandelte Bauteile mit Bezugsziffern mit um acht tiefergestellten Indizes versehen sind. Die vorliegende Ausführungsform unterscheidet sich lediglich in der Ausgestaltung der Hohlräder 33₈, 33'₈, die jeweils zwei unterschiedliche Verzahnungsbereiche aufweisen. Der Verzahnungsbereich 41₈, 41'₈, der mit dem ersten Sonnenrad 32, 32' kämmt, und der Verzahnungsbereich 42₈, 42'₈, der mit dem zweiten Sonnenrad 34, 34' kämmt, liegen jeweils auf unterschiedlichen Durchmessern und weisen unterschiedliche Zähnezahlen auf. Dabei hat der mit dem ersten Sonnenrad 32, 32' kämmende erste Verzahnungsbereich 41₈, 41'₈ des Hohlrads 33₈, 33'₈ eine größere Zähnezahl als der mit dem zweiten Sonnenrad 34, 34' kämmende zweite Verzahnungsbereich 42₈, 42'₈ des Hohlrads 33₈, 33'₈. Die Funktionsweise ist dieselbe wie bei der Ausführungsform nach Figur 7.

Bezugszeichenliste

2	Getriebemodul
3	Antriebswelle
4	Hohlwelle
5	Getriebestufe
6	Reibungskupplung
7	Wälzlager
8	Modulgehäuse
9	Dichtring
10	Flansch
13	Ansatz
14	Differentialgehäuse
15	Wälzlager
16	Dichtring
17	Axialverstellvorrichtung
18	Kolben
19	Zylinder
20	Dichtring
22	Dichtring
23	Lamellenpaket
24	Axiallager
25	Druckplatte
26	Innenlamellenträger
27	Außenlamellenträger
28	Boden
29	Federmittel
30	Trägerelement
32	erstes Sonnenrad
33	Hohlrad
34	zweites Sonnenrad
35	Wälzlager
36	Nabe

37	Lageransatz
38	Wälzlager
39	Lageransatz
41	erster Verzahnungsbereich
42	zweiter Verzahnungsbereich
43	Differentialgetriebe
44	Differentialkorb
45	Tellerrad
46	Ausgleichsrad
47	Seitenwellenrad
48	Anlaufscheibe
49	Zapfen
52	erste Scheibe
53	zweite Scheibe
54	Kugel
55	Verzahnung
56	Axiallager
57	Anlaufscheibe
58	Radiallager
59	Axiallager
62	Differentialanordnung
63	Seitenwelle
A	Drehachse
B	Drehachse
E	Achsabstand
Z	Zähnezahl

Getriebeanordnung zur variablen Drehmomentverteilung

Patentansprüche

1. Getriebemodul zur variablen Drehmomentverteilung im Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs, umfassend
eine Antriebswelle (3), die relativ zu einem Gehäuse (8) um eine erste Drehachse (A) drehend antreibbar ist;
eine Hohlwelle (4), die koaxial zur ersten Welle (3) angeordnet und relativ zu dieser drehend antreibbar ist;
eine Getriebestufe (5) mit einem ersten Sonnenrad (32), das mit der Hohlwelle (4) antriebsverbindbar ist, einem koaxial und benachbart zum ersten Sonnenrad (32) angeordneten zweiten Sonnenrad (34), das mit der Antriebswelle (3) drehfest verbunden ist, und mit einem Hohlrad (33), das in dem Gehäuse (8) auf einer zur Drehachse (A) parallelen Drehachse (B) drehbar gelagert ist und mit dem ersten Sonnenrad (32) und dem zweiten Sonnenrad (34) in Verzahnungseingriff ist, wobei das erste und das zweite Sonnenrad (32, 34) unterschiedliche Zähnezahlen aufweisen;
eine Reibungskupplung (6) mit einem ersten Kupplungsteil (27), das mit dem ersten Sonnenrad (32) drehfest verbunden ist, und einem relativ zum ersten Kupplungsteil (27) drehbaren zweiten Kupplungsteil (26), das mit der Hohlwelle (4) drehfest verbunden ist, wobei das erste Sonnenrad (32) durch Betätigen der Reibungskupplung (6) mit der Hohlwelle (4) antriebsverbunden wird. (Figuren 1, 2, 3, 4)
2. Getriebemodul zur variablen Drehmomentverteilung im Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs, umfassend
eine Antriebswelle (3), die relativ zu einem Gehäuse (8) um eine erste Dreh-

achse (A) drehend antreibbar ist;

eine Hohlwelle (4), die koaxial zur ersten Welle (3) angeordnet und relativ zu dieser drehend antreibbar ist;

eine Getriebestufe (5) mit einem ersten Sonnenrad (32), das mit der Hohlwelle (4) drehfest verbunden ist, einem koaxial und benachbart zum ersten Sonnenrad (32) angeordneten zweiten Sonnenrad (34), das mit der Antriebswelle (3) antriebsverbindbar ist, und mit einem Hohlrad (33), das in dem Gehäuse (8) auf einer zur Drehachse (A) parallelen Drehachse (B) drehbar gelagert ist und mit dem ersten Sonnenrad (32) und dem zweiten Sonnenrad (34) in Verzahnungseingriff ist, wobei das erste und das zweite Sonnenrad (32, 34) unterschiedliche Zähnezahlen aufweisen;

eine Reibungskupplung (6) mit einem ersten Kupplungsteil (26), das mit dem zweiten Sonnenrad (32) drehfest verbunden ist, und einem relativ zum ersten Kupplungsteil (26) drehbaren zweiten Kupplungsteil (27), das mit der Antriebswelle (3) drehfest verbunden ist, wobei die Antriebswelle (3) durch Betätigen der Reibungskupplung (6) mit dem zweiten Sonnenrad (34) antriebsverbunden wird. (Figuren 5, 6)

3. Getriebemodul zur variablen Drehmomentverteilung im Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs, umfassend

eine Antriebswelle (3), die relativ zu einem Gehäuse (8) um eine erste Drehachse (A) drehend antreibbar ist;

eine Hohlwelle (4), die koaxial zur ersten Welle (3) angeordnet und relativ zu dieser drehend antreibbar ist;

eine Getriebestufe (5) mit einem ersten Sonnenrad (32), das mit der Hohlwelle (4) drehfest verbunden ist, einem koaxial und benachbart zum ersten Sonnenrad (32) angeordneten zweiten Sonnenrad (34), das mit der Antriebswelle (3) drehfest verbunden ist, und mit einem Hohlrad (33), das in einem Trägerelement (30) auf einer zur Drehachse (A) parallelen Achse (B) drehbar gelagert ist und mit dem ersten Sonnenrad (32) und dem zweiten Sonnenrad (34) in Verzahnungseingriff ist, wobei das erste und das zweite Sonnenrad (32, 34) unterschiedliche Zähnezahlen aufweisen, und wobei das Trägerelement (30) in dem Gehäuse (8) koaxial zur Drehachse (A) drehbar gelagert ist;

eine Reibungskupplung (6) mit einem ersten Kupplungsteil (26), das mit dem Gehäuse (8) drehfest verbunden ist, und einem relativ zum ersten Kupplungsteil (26) drehbaren zweiten Kupplungsteil (27), das mit dem Trägerelement (30) drehfest verbunden ist, wobei das Trägerelement (30) durch Betätigen der Reibungskupplung (6) relativ zum Gehäuse (8) verzögert wird. (Figuren 7, 8)

4. Getriebemodul nach einem der Ansprüche 1 bis 3,

dadurch gekennzeichnet,

daß das Hohlrad (33) einen ersten Verzahnungsbereich (41) aufweist, der mit dem ersten Sonnenrad (32) kämmt, und einen zweiten Verzahnungsbereich (42), der mit dem zweiten Sonnenrad (33) kämmt, wobei die beiden Verzahnungsbereiche (41, 42) unterschiedliche Verzahnungen haben.

5. Getriebemodul nach einem der Ansprüche 1 bis 3,

dadurch gekennzeichnet,

daß das Hohlrad (33) einen ersten Verzahnungsbereich (41) aufweist, der mit dem ersten Sonnenrad (32) kämmt, und einen zweiten Verzahnungsbereich (42), der mit dem zweiten Sonnenrad (33) kämmt, wobei die beiden Verzahnungsbereiche (41, 42) eine übereinstimmende Verzahnung aufweisen, wobei das erste Sonnenrad (32) und das zweite Sonnenrad (34) relativ zur Drehachse des Hohlrads (33) den gleichen Achsabstand (E) aufweisen und relativ zueinander profilverstärkte Verzahnungen haben.

6. Getriebemodul nach Anspruch 5,

dadurch gekennzeichnet,

daß die zwei Verzahnungsbereiche (41, 42) des Hohlrads (33) nahtlos aneinander anschließen.

7. Getriebemodul nach einem der Ansprüche 1 bis 6,

dadurch gekennzeichnet,

daß die Zähnezahlen des ersten und zweiten Sonnenrads (32, 34) derart gewählt sind, daß eine Übersetzung von 0,85 bis 1,15 zwischen dem ersten und dem zweiten Sonnenrad (32, 34) erzeugt wird.

8. Getriebemodul nach Anspruch 7,

dadurch gekennzeichnet,

daß die Zähnezahl (Z3) des Hohlrads (33) größer ist als die Zähnezahl (Z1) des ersten Sonnenrads (32), und daß die Zähnezahl (Z1) des ersten Sonnenrads (32) größer ist als die Zähnezahl (Z2) des zweiten Sonnenrads (34).

9. Getriebemodul nach einem der Ansprüche 1 bis 8,

dadurch gekennzeichnet,

daß das erste Sonnenrad (32), das zweite Sonnenrad (34) und das Hohlrad (33) Schrägverzahnungen aufweisen.

10. Getriebemodul nach einem der Ansprüche 1, 2 oder 4 bis 9,

dadurch gekennzeichnet,

daß das Hohlrad (33) mittels eines Wälzlagers (38) auf einem Lageransatz (39) des Gehäuses (8) exzentrisch zur Drehachse (A) drehbar gelagert ist.

11. Getriebemodul nach einem der Ansprüche 1 bis 10,

dadurch gekennzeichnet,

daß das erste Sonnenrad (32) mittels Lagermitteln (35, 58, 59) auf dem zweiten Sonnenrad (34) drehbar gelagert ist.

12. Getriebemodul nach einem der Ansprüche 1 bis 11,

dadurch gekennzeichnet,

daß eine Axialverstellvorrichtung (17) zum Betätigen der Reibungskupplung (6) vorgesehen ist.

13. Differentialanordnung (62) zur variablen Drehmomentverteilung im Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs, umfassend ein Differentialgetriebe (43) mit einem drehend antreibbaren Differentialkorb (44), Ausgleichsrädern (46), die in dem Differentialkorb (44) drehbar gehalten sind und gemeinsam mit diesem um die Drehachse (A) umlaufen, sowie mit zwei auf der Drehachse (A) drehbar gelagerten Seitenwellenrädern (47), die mit den Ausgleichsrädern (46) kämmen; und
zumindest ein Getriebemodul (2) nach einem der Ansprüche 1 bis 12, wobei die Hohlwelle (4) mit dem Differentialkorb (44) drehfest verbunden ist und wobei die Antriebswelle (3) mit einem der beiden Seitenwellenräder (47) drehfest verbunden ist.

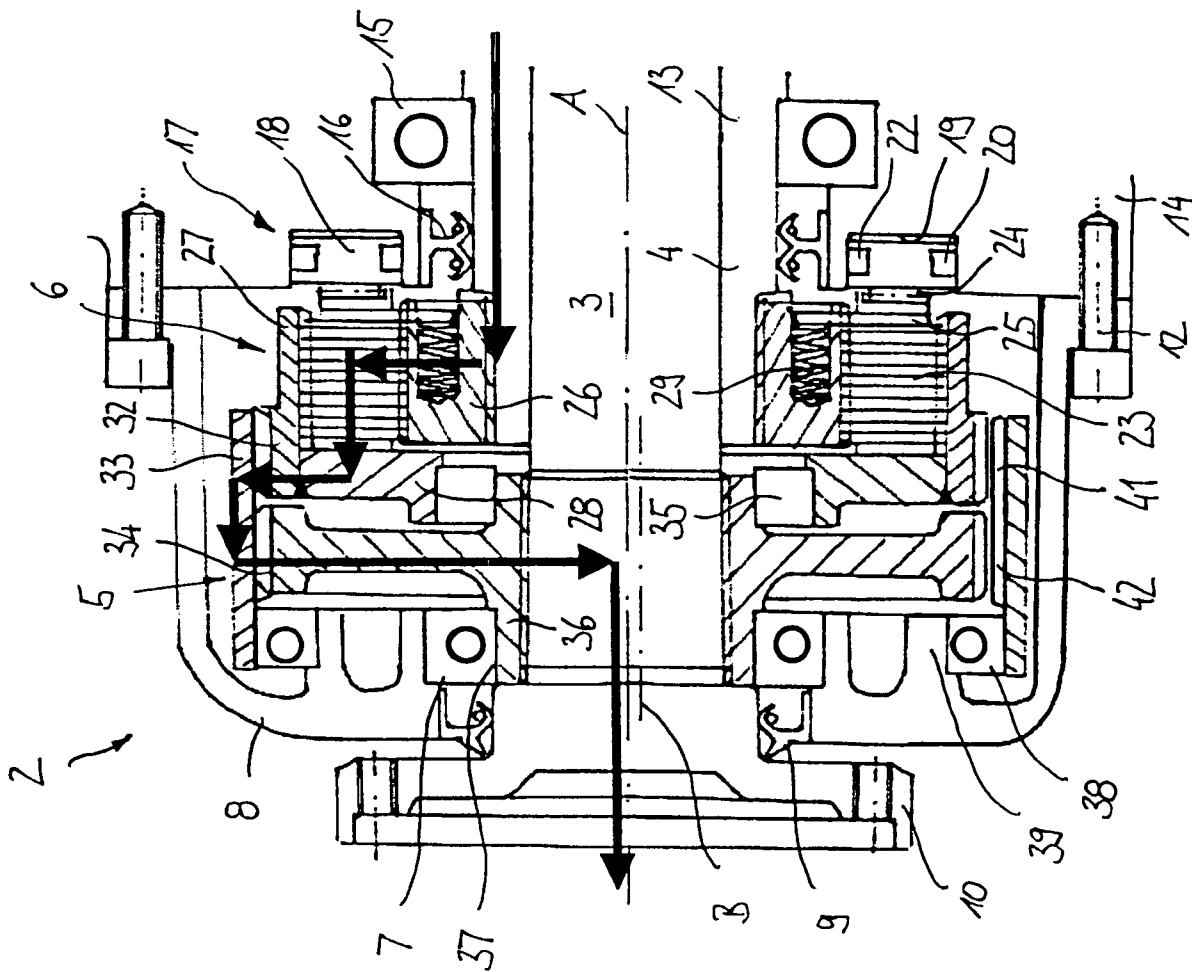


FIG. 1 a)

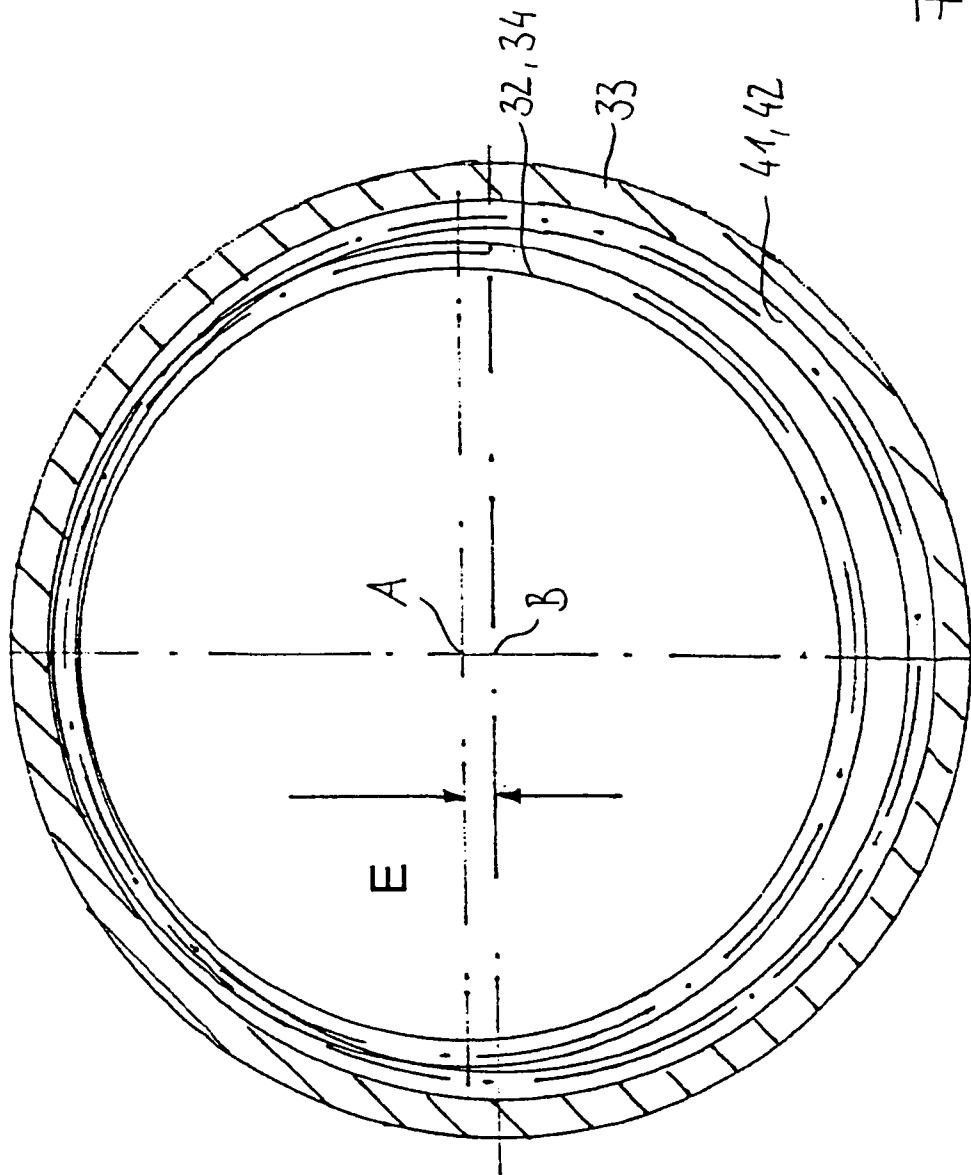


FIG. 16)

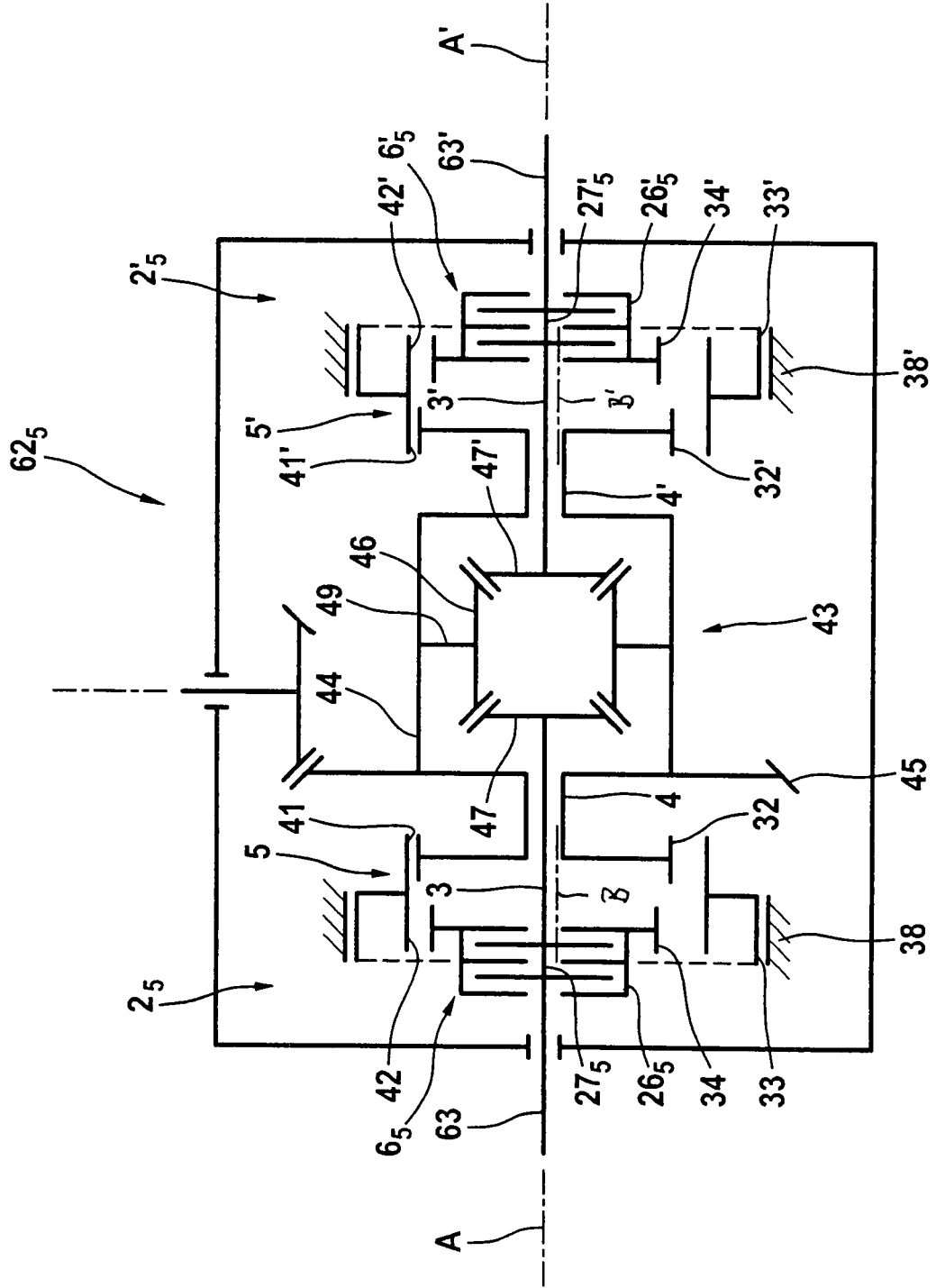


FIG. 5

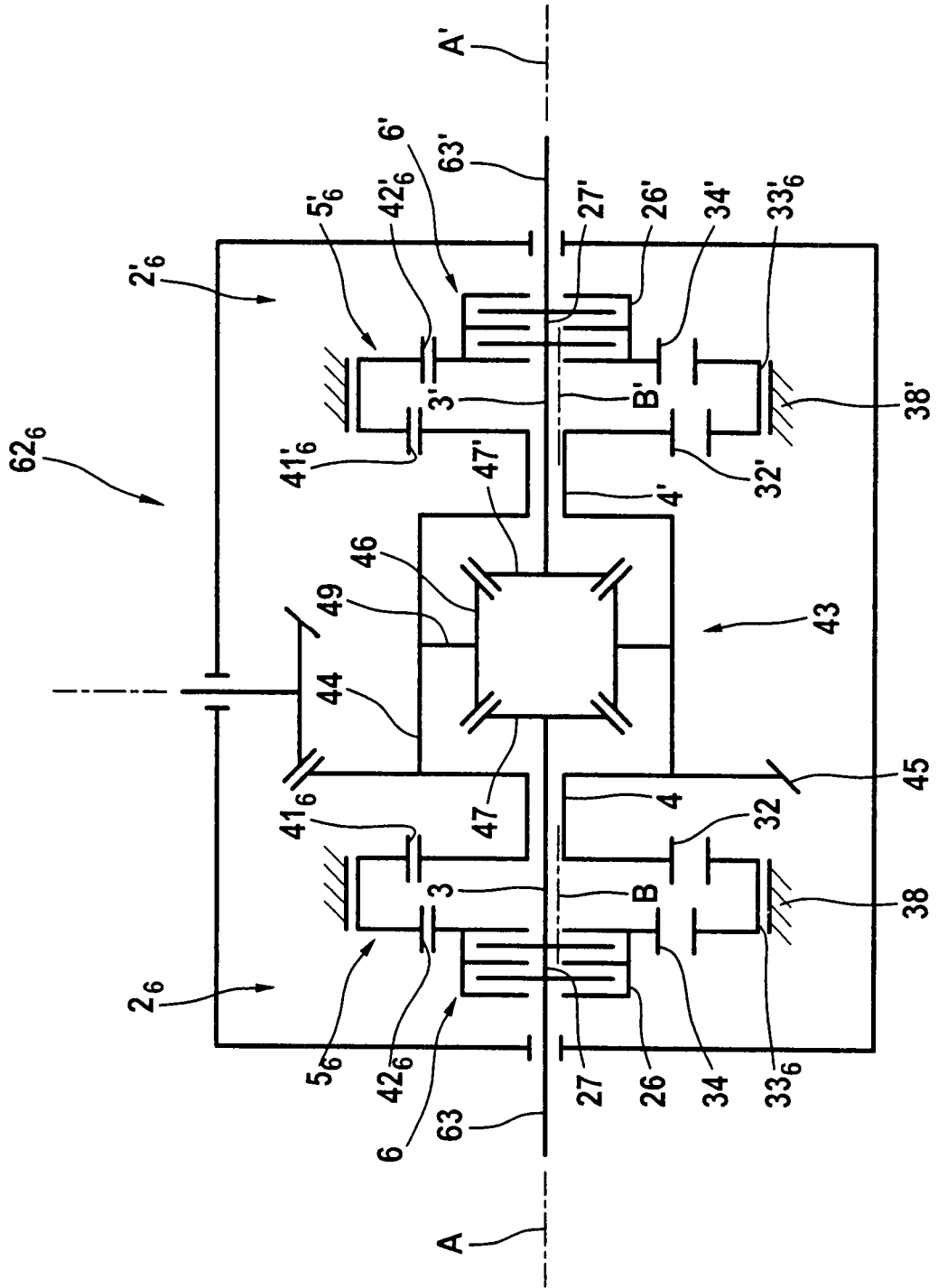


FIG. 6

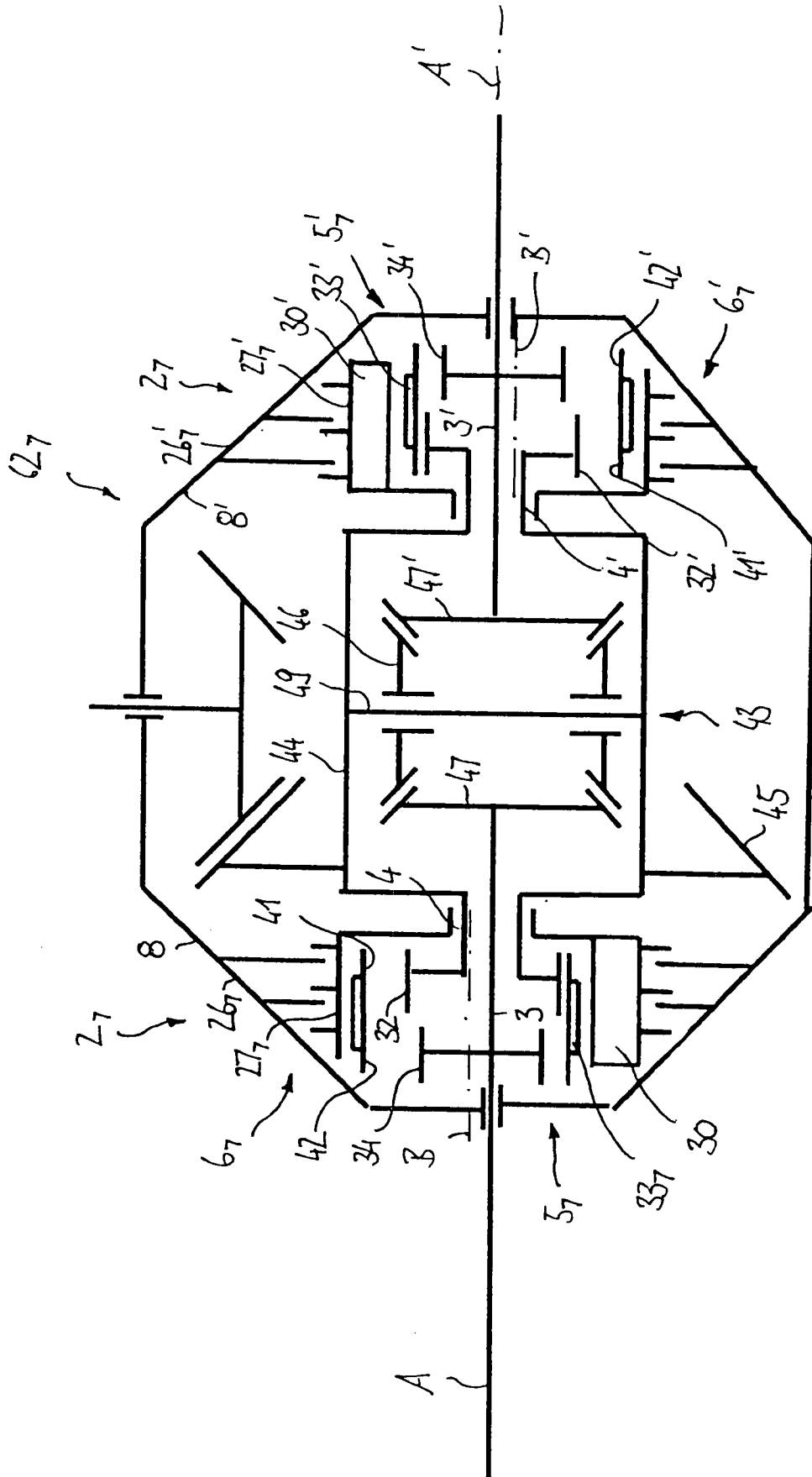


FIG. 7

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No
PCT/EP2006/012460

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
INV. B60K17/16 F16H1/32

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

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
B60K F16H

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

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)

EPO-Internal

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	EP 0 546 733 A1 (MITSUBISHI MOTORS CORP [JP]) 16 June 1993 (1993-06-16) the whole document	1,2,4-13
Y	EP 0 844 416 A2 (MIMURA KENJI [JP]) 27 May 1998 (1998-05-27) the whole document	3-13
Y	GB 988 945 A (SEPARATION L EMULSION ET LE ME) 14 April 1965 (1965-04-14) the whole document	1-13
Y	US 4 733 579 A (LEW HYOK S [US]) 29 March 1988 (1988-03-29) the whole document	1-13
	----- -/--	

Further documents are listed in the continuation of Box C.

See patent family annex.

* Special categories of cited documents :

- *A* document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
- *E* earlier document but published on or after the international filing date
- *L* document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
- *O* document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
- *P* document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

- *T* later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
- *X* document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
- *Y* document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.
- * & * document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

30 March 2007

Date of mailing of the international search report

12/04/2007

Name and mailing address of the ISA/
European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Lindner, Volker

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No
PCT/EP2006/012460

C(Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	DE 195 38 661 C1 (STEYR DAIMLER PUCH AG [AT]) 5 December 1996 (1996-12-05) the whole document -----	1-13
A	DE 103 14 771 A1 (BOSCH GMBH ROBERT [DE]) 14 October 2004 (2004-10-14) the whole document -----	1-3, 9, 13

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No

PCT/EP2006/012460

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
EP 0546733	A1	16-06-1993	DE 69222739 D1 20-11-1997
			DE 69222739 T2 14-05-1998
			DE 69230868 D1 04-05-2000
			DE 69230868 T2 05-10-2000
			US 5370588 A 06-12-1994
EP 0844416	A2	27-05-1998	DE 69710033 D1 14-03-2002
			DE 69710033 T2 02-10-2002
			JP 3103779 B2 30-10-2000
			JP 10151951 A 09-06-1998
			US 6056660 A 02-05-2000
GB 988945	A	14-04-1965	CH 374866 A 31-01-1964
			DE 1840734 U 02-11-1961
			FR 1271145 A 08-09-1961
US 4733579	A	29-03-1988	NONE
DE 19538661	C1	05-12-1996	NONE
DE 10314771	A1	14-10-2004	NONE

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen
PCT/EP2006/012460

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES INV. B60K17/16 F16H1/32		
Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPC) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPC		
B. RECHERCHIERTE GEBIETE Recherchiertes Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole) B60K F16H		
Recherchierte, aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen		
Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe) EPO-Internal		
C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN		
Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
Y	EP 0 546 733 A1 (MITSUBISHI MOTORS CORP [JP]) 16. Juni 1993 (1993-06-16) das ganze Dokument -----	1, 2, 4-13
Y	EP 0 844 416 A2 (MIMURA KENJI [JP]) 27. Mai 1998 (1998-05-27) das ganze Dokument -----	3-13
Y	GB 988 945 A (SEPARATION L EMULSION ET LE ME) 14. April 1965 (1965-04-14) das ganze Dokument -----	1-13
Y	US 4 733 579 A (LEW HYOK S [US]) 29. März 1988 (1988-03-29) das ganze Dokument -----	1-13
	-/--	
<input checked="" type="checkbox"/> Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen <input checked="" type="checkbox"/> Siehe Anhang Patentfamilie		
* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen : *A* Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist *E* älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist *L* Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt) *O* Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht *P* Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist *T* Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist *X* Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden *Y* Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist *Z* Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist		
Datum des Abschlusses der internationalen Recherche 30. März 2007		Absenddatum des internationalen Recherchenberichts 12/04/2007
Name und Postanschrift der internationalen Recherchenbehörde Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl, Fax: (+31-70) 340-3016		Bevollmächtigter Bediensteter Lindner, Volker

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2006/012460

C. (Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Beitr. Anspruch Nr.
A	DE 195 38 661 C1 (STEYR DAIMLER PUCH AG [AT]) 5. Dezember 1996 (1996-12-05) das ganze Dokument -----	1-13
A	DE 103 14 771 A1 (BOSCH GMBH ROBERT [DE]) 14. Oktober 2004 (2004-10-14) das ganze Dokument -----	1-3, 9, 13

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2006/012460

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument		Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie		Datum der Veröffentlichung
EP 0546733	A1	16-06-1993	DE	69222739 D1	20-11-1997
			DE	69222739 T2	14-05-1998
			DE	69230868 D1	04-05-2000
			DE	69230868 T2	05-10-2000
			US	5370588 A	06-12-1994
EP 0844416	A2	27-05-1998	DE	69710033 D1	14-03-2002
			DE	69710033 T2	02-10-2002
			JP	3103779 B2	30-10-2000
			JP	10151951 A	09-06-1998
			US	6056660 A	02-05-2000
GB 988945	A	14-04-1965	CH	374866 A	31-01-1964
			DE	1840734 U	02-11-1961
			FR	1271145 A	08-09-1961
US 4733579	A	29-03-1988	KEINE		
DE 19538661	C1	05-12-1996	KEINE		
DE 10314771	A1	14-10-2004	KEINE		