(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
10. Dezember 2015 (10.12.2015)

WIPO | PCT

(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2015/185053 A1

(51) Internationale Patentklassifikation:
F16H 15/28 (2006.01) *F16D 28/00* (2006.01)
F16D 13/58 (2006.01) *F16D 48/06* (2006.01)
F16D 25/00 (2006.01) *F16D 65/14* (2006.01)

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/DE2015/200328

(22) Internationales Anmeldedatum:
1. Juni 2015 (01.06.2015)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:
10 2014 210 675.3 5. Juni 2014 (05.06.2014) DE

(71) Anmelder: **SCHAEFFLER TECHNOLOGIES AG & CO. KG** [DE/DE]; Industriestraße 1-3, 91074 Herzogenaurach (DE).

(72) Erfinder: **GRETHEL, Marco**; Hirschbachstraße 52, 77830 Bühlertal (DE). **BAEHR, Markus**; Schulstr. 3, 77815 Bühl (DE). **HERKOMMER, Dominik**; Ruhweg 16, 69198 Schriesheim (DE).

(81) Bestimmungsstaaten *(soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare nationale Schutzrechtsart)*: AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JP, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

(84) Bestimmungsstaaten *(soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare regionale Schutzrechtsart)*: ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), europäisches (AL, AT, BE, BG, CH,

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: ACTUATING DEVICE HAVING LOAD-DEPENDENT TRANSMISSION RATIO

(54) Bezeichnung : BETÄTIGUNGSEINRICHTUNG MIT LASTABHÄNGIGER ÜBERSETZUNG

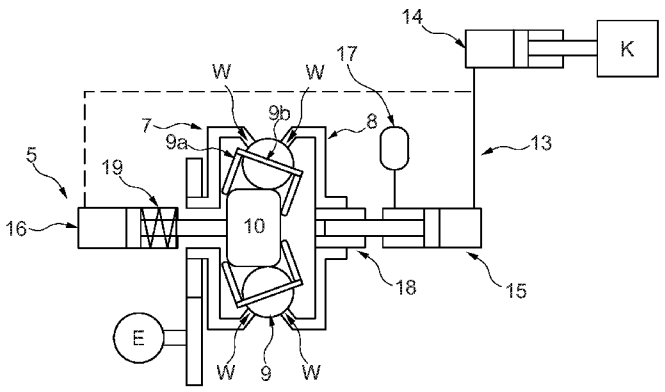


Fig. 3

(57) Abstract: The invention relates to an actuating device for a mechanical switching load, in particular having a load characteristic curve that is not continuously linear, e.g., for a motor-vehicle clutch having a clutch pressure point at which, for example, an increased actuating force is required. The actuating device comprises a servoactuator, which has an actuator motor and a speed-changing transmission. The invention is characterized in that the gear ratio of the transmission can be automatically adjusted by means of a preferably continuously transmission-ratio adjusting device in dependence on the actuating force transmitted to the switching load, for example, the clutch. Because of the automatic setting, or rather the thus load-dependent control, of the gear ratio of the transmission, a specific design of the actuator and the transmission or adaptation of the actuator and the transmission to the particular characteristic curve of the switching load to be actuated is no longer necessary, and it is no longer necessary to readjust the transmission ratio of the transmission or to readjust the servo actuator in the event of settling or wear, as is necessary even in the case of known transmission ratios, which are variable in a travel-based manner, of load actuators, such as clutch actuators. Furthermore, the load actuator, in particular the actuator motor, can be minimally dimensioned and thus designed in an installation-space-saving, weight-saving, and cost-saving manner thanks to the control of the gear ratio of the transmission, which control is automatically load-dependent according to the invention.

(57) Zusammenfassung:

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

WO 2015/185053 A1

CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

Veröffentlicht:

— *mit internationalem Recherchenbericht (Artikel 21 Absatz 3)*

— *vor Ablauf der für Änderungen der Ansprüche geltenden Frist; Veröffentlichung wird wiederholt, falls Änderungen eingehen (Regel 48 Absatz 2 Buchstabe h)*

Die Erfindung betrifft eine Betätigungseinrichtung für eine mechanische Schaltlast insbesondere mit nicht durchgängig linearer Lastkennlinie, z.B. für eine Kraftfahrzeugkupplung mit einem Kupplungsdruckpunkt, an dem beispielsweise eine erhöhte Betätigungskraft erforderlich ist. Die Betätigungseinrichtung umfasst einen Servoaktor mit Aktormotor und Übersetzungsgetriebe. Die Erfindung zeichnet sich dadurch aus, dass das Übersetzungsverhältnis des Getriebes mittels einer vorzugsweise stufenlosen Übersetzungsverstelleinrichtung in Abhängigkeit von der auf die Schaltlast, beispielsweise Kupplung, übertragenen Betätigungskraft automatisch verstellbar ist. Aufgrund der automatischen Einstellung bzw. somit lastabhängigen Regelung des Getriebe-Übersetzungsverhältnisses entfällt die Notwendigkeit für eine spezifische Auslegung bzw. Anpassung von Aktor und Getriebe an die jeweilige Kennlinie der zu betätigenden Schaltlast, sowie die Notwendigkeit zur Nachstellung der Getriebeübersetzung bzw. des Servoaktors im Setzungs-oder Verschleißfall, wie sie auch bei bekannten, wegbasiert variablen Übersetzungen von Lastaktoren, beispielsweise Kupplungsaktoren, notwendig ist. Ferner kann der Lastaktor, insbesondere der Aktormotor, dank der erfindungsgemäß automatisch lastabhängigen Regelung des Getriebe-Übersetzungsverhältnisses minimal dimensioniert und damit bauraum-, gewichts-und kostensparend ausgelegt werden.

Betätigungseinrichtung mit lastabhängiger Übersetzung

Die Erfindung betrifft eine servoaktorische Betätigungseinrichtung für mechanische Schaltlasten, beispielsweise für Kupplungen in Kraftfahrzeugen, gemäß dem Oberbegriff von Patentanspruch 1.

Gattungsgemäße Betätigungseinrichtungen mit Servoaktoren sind bekannt, beispielsweise zur Betätigung von Schaltlasten wie z.B. Kupplungen im Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen. Insbesondere bei Kraftfahrzeugkupplungen weist dabei die Schaltlast, hier also die zu betätigende Kupplung, üblicherweise einen nicht oder nicht ausschließlich linearen Zusammenhang zwischen Betätigungsweg (bei translatorischer Betätigung) bzw. Betätigungswinkel (bei rotatorischer Betätigung) bzw. Betätigungsvolumen (bei hydraulischer Betätigung) einerseits und Betätigungskraft/Betätigungsmoment/Betätigungsdruck andererseits auf. Die Betätigung derartiger Schaltlasten mit zumindest bereichsweise nichtlinearer Lastkennlinie, insbesondere im Fall von Fahrzeugkupplungen, erfolgt bei den gattungsgemäßen Betätigungseinrichtungen servogestützt, beispielsweise durch kleine Elektromotoren mit vorgeschaltetem Untersetzungsgetriebe.

Derartige Servoaktoren besitzen zumeist eine über dem Betätigungsweg konstante Getriebeübersetzung. Es sind jedoch auch Servoaktoren bekannt, bei denen die Übersetzung zwischen Servomotor und Schaltlast wegbasiert (bei translatorischer Betätigung) bzw. winkelbasiert (bei rotatorischer Betätigung) bzw. volumenbasiert (bei hydraulischer Betätigung) variiert, um den Servoaktor auf diese Weise an einen entsprechend nichtlinearen Zusammenhang zwischen Betätigungskraft und Betätigungsweg auf Seiten der zu betätigenden Schaltlast anzupassen. Mit anderen Worten bedeutet dies, dass der Servoaktor im Bereich geringer Betätigungslast eine relativ hohe Betätigungsgeschwindigkeit mit relativ geringer Betätigungskraft bereitstellt, während im Bereich hoher Betätigungslast eine relativ geringe Betätigungsgeschwindigkeit mit einer relativ hohen Betätigungskraft seitens des Servoaktors einhergeht.

Mittels einer dergestalt wegabhängig variablen Auslegung bzw. Übersetzung des Servoaktors wird es unter anderem möglich, deutlich kleinere, kompaktere und damit leichtere Servoaktoren, insbesondere kleinere Elektromotoren, zur Schaltlastbetätigung einzusetzen.

Bekannte weg-, winkel- oder volumenabhängig nichtlineare Übersetzungen von Servoaktoren, beispielsweise Getriebe mit wegabhängigem Übersetzungsverhältnis, haben jedoch den Nachteil, dass die variable Übersetzung nicht ohne Zusatzmaßnahmen an eine veränderte Schaltlastkennlinie angepasst werden kann. Auch erfolgt bei den meisten Schaltlasten, insbesondere bei Fahrzeugkupplungen, mit der Zeit eine Veränderung der Schaltlastkennlinie durch Setz- und/oder Verschleißvorgänge. Dies bedeutet, dass sich (z.B. bei Kupplungen) der sogenannte Kupplungsdruckpunkt beispielsweise an eine andere Stelle des Kupplungs-Betätigungswegs verschiebt, oder die Kraft-Weg-Kurve der Kupplung insgesamt eine andere, beispielsweise flachere oder auch steilere Form annimmt.

Mit diesem Hintergrund ist es Aufgabe der vorliegenden Erfindung, eine servoaktorische Betätigungseinrichtung mit variabler Übersetzung zu schaffen, bei der eine selbsttätige Anpassung der variablen Übersetzung an eine veränderte Schaltlastkennlinie erfolgt.

Die Aufgabe wird gelöst durch eine Betätigungseinrichtung gemäß dem Oberbegriff von Patentanspruch 1.

Die Betätigungseinrichtung gemäß der vorliegenden Erfindung umfasst dabei in zunächst bekannter Weise einen Servoaktor mit Aktormotor sowie mit einem zwischen Aktormotor und Schaltlast angeordneten Übersetzungsgetriebe.

Erfindungsgemäß zeichnet sich die Betätigungseinrichtung dadurch aus, dass das Übersetzungsgetriebe ein mittels einer Übersetzungsverstelleinrichtung verstellbares Übersetzungsverhältnis aufweist, wobei die Übersetzungsverstelleinrichtung in Abhängigkeit von der durch das Übersetzungsgetriebe auf die Schaltlast übertragenen Betätigungskraft automatisch betätigbar ist, wobei also mit anderen Worten das Übersetzungsverhältnis in Abhängigkeit der Betätigungskraft automatisch veränderbar ist. "Betätigungskraft" ist im Sinne der Erfindung so zu verstehen, dass es sich dabei um die translatorisch, rotatorisch, hydraulisch oder auf andere Weise von der Betäti-

gungseinrichtung auf die Schaltlast übertragene Kraft zur Betätigung der Schaltlast, beispielsweise Kupplung, handelt.

Dank der Erfindung kann somit das Übersetzungsverhältnis automatisch lastabhängig insbesondere so verändert werden, dass bei zunehmender Betätigungskraft ein größeres Übersetzungsverhältnis des Übersetzungsgetriebes gewählt wird, so dass die zunehmende Betätigungskraft vom Aktormotor entsprechend leichter überwunden werden kann. Dies hat zunächst einmal den Vorteil, dass auf diese Weise potenziell erheblich kleinere und damit leichtere, platzsparendere und kostengünstigere Servoaktoren eingesetzt werden können.

Zudem stellt die automatische Anpassung des Übersetzungsverhältnisses an die Betätigungskraft sicher, dass auch bei Veränderungen der Lastkennlinie - beispielsweise infolge von Setzungserscheinungen oder Verschleiß an einer Fahrzeugkupplung - die variable Getriebeübersetzung des Servoaktors an die veränderte Lastkennlinie, z.B. an eine sich mit der Zeit verändernde Verschiebung des Kupplungsdruckpunkts bzw. Lastmaximums über den Betätigungsweg, selbsttätig angepasst wird. Auf diese Weise bleibt der Vorteil der an die Lastkennlinie angepassten variablen Übersetzung des Servoaktors über die gesamte Lebensdauer sowohl der Betätigungseinrichtung als auch der Schaltlast erhalten, ohne dass die Notwendigkeit etwa zu einer manuellen Nachstellung gegeben ist.

Aufgrund der automatischen Einstellung bzw. automatisch lastabhängigen Regelung des Getriebe-Übersetzungsverhältnisses entfällt auch die Notwendigkeit für eine spezifische Auslegung bzw. Anpassung von Aktor und Getriebe an die jeweilige Kennlinie der zu betätigenden Schaltlast, wie sie bei bekannten, wegbasiert variablen Übersetzungen beispielsweise von entsprechenden Kupplungsaktoren, notwendig ist.

Die Erfindung wird dabei zunächst einmal unabhängig davon verwirklicht, wie das Übersetzungsgetriebe ausgebildet ist, bzw. welche Art von Übersetzungsgetriebe gewählt wird, solange das Übersetzungsverhältnis des Übersetzungsgetriebes mittels einer Übersetzungsverstelleinrichtung veränderbar ist.

Gemäß einer besonders bevorzugten Ausführungsform der Erfindung jedoch ist das Übersetzungsgetriebe stufenlos verstellbar ausgebildet, wobei das Übersetzungsge-

triebe zur variablen Drehzahluntersetzung und Drehmomenterhöhung vorzugsweise eine Wälzkörpereinrichtung mit Wälzkörpern und Wälzbahnen umfasst.

Ein stufenlos verstellbares Übersetzungsgetriebe, insbesondere mit einer Wälzkörpereinrichtung zur Drehmomentübertragung ist besonders vorteilhaft aufgrund des vergleichsweise einfachen und robusten Aufbaus. Dank des dabei stufenlos wählbaren Übersetzungsverhältnisses ergibt sich hiermit eine besonders feine Anpassung der Getriebeübersetzung an den Verlauf der Betätigungslast über den Betätigungsweg in allen Betriebszuständen der Schaltlast, beispielsweise Fahrzeugkupplung.

Besonders bevorzugt umfasst dabei die Wälzkörpereinrichtung des stufenlosen Übersetzungsgetriebes einen koaxial mit einer zentralen Getriebedrehachse angeordneten Stützwälzbahnkörper mit einer im Wesentlichen zylinderförmigen Stützwälzbahn, ferner zwei um die Getriebeachse rotierbare Triebwälzbahnkörper mit jeweils im Wesentlichen kegelflächenabschnittsförmigen Wälzbahnen, sowie eine Mehrzahl entlang eines Kreisumfangs zwischen dem Stützwälzbahnkörper und den beiden Triebwälzbahnkörpern wälzbar angeordneter Wälzkugeln.

Die Wälzkugeln sind in einer Käfigeinrichtung der Wälzkörpereinrichtung angeordnet, wobei jede Wälzkugel in der Käfigeinrichtung auf jeweils einer Wälzkugel-Lagerachse der Käfigeinrichtung drehbar gelagert ist. Die jeweilige Wälzkugel-Lagerachse ist dabei in der Käfigeinrichtung so angeordnet, dass sie gemeinsam mit der zentralen Getriebedrehachse des Übersetzungsgetriebes jeweils eine gedachte Ebene definiert, innerhalb welcher die Wälzkugel-Lagerachse zudem mittels der Übersetzungsverstelleinrichtung des Übersetzungsgetriebes verschwenkbar ist. Dabei erfolgt die Verschwenkung aller Wälzkugel-Lagerachsen mittels der Übersetzungsverstelleinrichtung sowohl gleichzeitig als auch winkelsynchron.

Auf diese Weise ergibt sich ein besonders kompakter Aufbau des Übersetzungsgetriebes als Wälzkörpergetriebe, bei dem die Übersetzung stufenlos durch synchrones Verschwenken der Wälzkugel-Lagerachsen innerhalb der jeweiligen Lagerachsen-Schwenkebene gewählt werden kann.

Bevorzugt ist dabei die Übersetzungsverstelleinrichtung zur Veränderung der axialen Position des Stützwälzbahnkörpers entlang der Getriebedrehachse eingerichtet, wobei gleichzeitig die Käfigeinrichtung der Wälzkörpereinrichtung mit der axialen Position

des Stützwälzbahnkörpers kinematisch dergestalt zwangsgekoppelt ist, dass jede Veränderung der axialen Position des Stützwälzbahnkörpers den Schwenkwinkel der Wälzkugel-Lagerachsen auf kinematisch bestimmte Weise verändert.

Dies bedeutet mit anderen Worten, dass mittels Veränderung der axialen Position des Stützwälzbahnkörpers entlang der Getriebedrehachse - anhand der kinematisch bestimmten Kopplung zwischen dem Stützwälzbahnkörper und dem Schwenkwinkel der Wälzkugel-Lagerachsen - auf einfache Weise das Übersetzungsverhältnis der Wälzkörpereinrichtung verändert werden kann. Der Stützwälzbahnkörper erhält somit eine vorteilhafte Doppelfunktion sowohl zur radialen Führung und Abstützung der Wälzkugeln als auch zur Steuerung des Übersetzungsgetriebes, mittels seiner Axialverschiebung entlang der Getriebedrehachse durch die Übersetzungsverstelleinrichtung. Die axiale Verschiebung des Stützwälzbahnkörpers kann dabei auf verhältnismäßig einfache Weise z.B. durch eine mit der Getriebedrehachse koaxiale Betätigungswelle erfolgen.

Gemäß einer bevorzugten Ausführungsform ist der Stützwälzbahnkörper im Bereich radial innerhalb der (entlang des vorgenannten Kreisumfangs positionierten) Wälzkugeln angeordnet, wobei die Stützwälzbahn des Stützwälzbahnkörpers der Außenfläche eines Zylinders entspricht.

Eine hierzu alternative Ausführungsform sieht vor, dass der Stützwälzbahnkörper im wesentlichen ringförmig ausgebildet und im Bereich radial außerhalb der Wälzkugeln angeordnet ist, wobei die Stützwälzbahn des Stützwälzbahnkörpers der Innenfläche eines Zylinders entspricht. Insbesondere letztere Ausführungsform führt zu einer axial besonders kompakt ausführbaren, scheibenförmigen Gestaltung der Wälzkörpereinrichtung bzw. des Übersetzungsgetriebes. Auch ergibt sich dabei eine hohe Drehmomentübertragungsfähigkeit, aufgrund der in diesem Fall sowohl innerhalb des Stützwälzbahnkörpers als auch innerhalb der kreisförmigen Anordnung der Wälzkugeln anordenbaren Triebwälzbahnkörper, die somit dementsprechend kompakt und steif ausgeführt werden können. Überdies können bei dieser Ausführungsform die Triebwälzbahnkörper sowohl für den Antrieb als auch für den Abtrieb des Übersetzungsgetriebes direkt auf jeweils ggf. massiv ausführbaren Getriebeachsen angeordnet werden, da die Notwendigkeit für eine koaxiale Durchführung der Betätigung für die Über-

setzungsverstelleinrichtung - aufgrund des hier radial außerhalb der Wälzkugeln angeordneten Stützwälzbahnkörpers - entfällt.

Eine weitere besonders bevorzugte Ausführungsform der Erfindung sieht vor, dass das Übersetzungsgetriebe eine Anpressdruckvorrichtung zur Veränderung des Anpressdrucks zwischen Triebwälzbahnkörpern, Stützwälzbahnkörper und Wälzkugeln in Abhängigkeit der durch das Übersetzungsgetriebe auf die Schaltlast übertragenen Betätigungskraft aufweist. Auf diese Weise können Wirkungsgrad und Lebensdauer des Übersetzungsgetriebes entscheidend erhöht werden, wobei sich gleichzeitig die Möglichkeit zur Verkleinerung der Bauform und Reduzierung des Gewichts ergibt, da ein hoher Anpressdruck zwischen Triebwälzbahnkörpern, Stützwälzbahnkörper und Wälzkugeln der Wälzkörpereinrichtung (und damit ein erhöhter Verschleiß) nur bei tatsächlich hohen zu übertragenden Lasten auftritt, während bei geringen Lasten ein entsprechend geringer Anpressdruck für einen minimalen Verschleiß und gleichzeitig hohen Wirkungsgrad sorgt.

Die Erfindung wird unabhängig davon verwirklicht, wie die Übersetzungsverstelleinrichtung und/oder die Anpressdruckvorrichtung angesteuert bzw. betätigt werden. So ist beispielsweise eine servomotorische Betätigung der Übersetzungsverstelleinrichtung und/oder der Anpressdruckvorrichtung vorstellbar.

Gemäß besonders bevorzugter Ausführungsformen der Erfindung jedoch erfolgt die Betätigung der Übersetzungsverstelleinrichtung und/oder, vorzugsweise und, die Betätigung der Anpressdruckvorrichtung in Abhängigkeit der Schaltlast entweder mittels hydrostatischer oder mittels mechanischer Kopplung an die Schaltlast. Dies ist insbesondere dann von entscheidendem Vorteil, wenn die Betätigung der Schaltlast auf dieselbe Weise (also entweder hydraulisch oder mechanisch) wie die Betätigung der Übersetzungsverstelleinrichtung und/oder die Betätigung bzw. Regelung der Anpressdruckvorrichtung erfolgt, da dann lediglich ein Abzweig von der Schaltlastbetätigung gelegt werden muss, welcher sodann die Übersetzungsverstelleinrichtung und ggf. gleichzeitig auch die Anpressdruckvorrichtung steuert.

Auf diese Weise ergibt sich ein besonders einfacher Aufbau des verstellbaren Übersetzungsgetriebes selbst dann, wenn es sich um ein stufenlos verstellbares Übersetzungsgetriebe mit zusätzlicher Anpressdruckregelung handelt.

Beispielhaft für mögliche Ausführungsformen zeigen die Figuren jeweils erfindungsgemäße Vorrichtungen. Dabei zeigt

Fig. 1 in schematischer Darstellung eine Ausführungsform einer Betätigungseinrichtung mit innenliegendem Stützwälzbahnkörper;

Fig. 2 in einer Fig. 1 entsprechenden Darstellung eine Ausführungsform mit außenliegendem Stützwälzbahnkörper;

Fig. 3 in einer Fig. 1 und 2 entsprechenden Darstellung eine Ausführungsform mit hydrostatischer Betätigung; und

Fig. 4 in einer Fig. 1 bis 3 entsprechenden Darstellung eine Ausführungsform mit mechanischer Betätigung.

Fig. 1 zeigt in schematischer Darstellung eine servoaktorische Betätigungseinrichtung gemäß einer Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

Man erkennt eine nur schematisch angedeutete Kupplung 1, bei der es sich beispielsweise um eine Kupplung im Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs handeln kann. Die Erfindung ist jedoch nicht etwa auf Fahrzeugkupplungen beschränkt, sondern lässt sich generell für mechanische Schaltlasten einsetzen.

Die Kupplung 1 wird servoaktorisch betätigt durch einen Elektromotor 2, welcher mittels eines Eingangsdrehmoments M1 über ein stufenloses Übersetzungsgetriebe 3 mit einem Ausgangsdrehmoment M2, sowie über ein Aktor-Kopplungselement 4 auf die zu betätigende Kupplung 1 wirkt. Bei dem Aktor-Kopplungselement 4 kann es sich beispielsweise um eine Spindeleinrichtung handeln, welche das Ausgangsdrehmoment M2 am Ausgang 8 des stufenlosen Getriebes 3 in eine translatorische Bewegung zur Betätigung der Kupplung 1 mittels einer Betätigungskraft FK, die somit eine Funktion des Ausgangsdrehmoments M2 ist, umwandelt. Ebenso gut kann das Kopplungselement 4 beispielsweise ein hydrostatisches Übertragungselement zur hydraulischen Kupplungsbetätigung sein, wie dies auch bei dem weiter unten beschriebenen Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 3 der Fall ist.

Die Betätigungseinrichtung umfasst ferner ein Rückkopplungselement 5. Das Rückkopplungselement 5 ist mit dem Ausgang des Aktor-Kopplungselements 4 und/oder mit dem Betätigungseingang der Kupplung 1 verbunden, so dass die zwischen Aktor-Kopplungselement 4 und Kupplung wirkende Betätigungskraft FK auch das Rück-

kopplungselement 5 beaufschlagt. Bei zunehmender Beaufschlagung des Rückkopplungselements 5 durch die Betätigungskraft FK übt das Rückkopplungselement 5 eine zunehmende Verstellkraft Fi, deren Größe somit eine Funktion der Kupplungs-Betätigungskraft FK ist, auf eine Übersetzungsverstelleinrichtung 10, 9a des stufenlosen Übersetzungsgetriebes 3 aus.

Das stufenlose Übersetzungsgetriebe 3 umfasst eine Wälzkörpereinrichtung mit einem koaxial bezüglich einer zentralen Getriebedrehachse angeordneten Stützwälzbahnkörper 10, zwei um die Getriebedrehachse rotierbaren Triebwälzbahnkörpern 7, 8 jeweils mit im Wesentlichen kegelflächenabschnittsförmigen Wälzbahnen W, sowie mit einer Anzahl entlang eines Kreisumfangs um die Getriebedrehachse sowie zwischen dem Stützwälzbahnkörper 10 und den Wälzbahnen W der beiden Triebwälzbahnkörper 7, 8 wälzbar angeordneter Wälzkugeln 9.

Die Wälzkugeln 9 sind dabei in einer Käfigeinrichtung 9a mit schwenkbaren Lagerachsen 9b aufgenommen dergestalt, dass jede Wälzkugel 9 in der Käfigeinrichtung 9a auf jeweils einer Wälzkugel-Lagerachse 9b der Käfigeinrichtung 9a drehbar gelagert ist. Die Wälzkugel-Lagerachsen 9b aller Wälzkugeln 9 sind so angeordnet, dass jede der Wälzkugel-Lagerachsen 9b zusammen mit der zentralen Getriebedrehachse jeweils eine gedachte Aufnahmeebene definiert, wobei die jeweilige Wälzkugel-Lagerachse 9b innerhalb ihrer jeweiligen, gedachten Aufnahmeebene mittels der Übersetzungsverstelleinrichtung 5, 10, 9a winkelsynchron mit allen anderen Wälzkugel-Lagerachsen 9b verstellbar ist. Die winkelsynchrone Verstellung aller Wälzkugel-Lagerachsen 9b erfolgt bei der dargestellten Ausführungsform dergestalt, dass die Wälzkugel-Lagerachsen 9b jeweils über (in Fig. 1 schematisch angedeutete) Käfigeinrichtungen 9a kinematisch an die axiale Position des Stützwälzbahnkörpers 10 zwangsgekoppelt sind dergestalt, dass eine Veränderung der axialen Position des Stützwälzbahnkörpers 10 über den jeder Wälzkugel-Lagerachse 9b zugeordneten Teil der Käfigeinrichtung 9a zu einer entsprechenden Winkelverstellung aller Wälzkugel-Lagerachsen 9b innerhalb ihrer jeweiligen Aufnahmeebene führt.

Hierdurch ergeben sich im Bereich der kegelflächenabschnittsförmigen Wälzbahnen W, mit denen die Triebwälzbahnkörper 7, 8 auf die Oberflächen der Wälzkugeln 9 gepresst werden, bezogen auf die Wälzkugel-Lagerachsen 9b unterschiedliche effektive Kugelabschnitts-Wirkradien, so dass sich in Abhängigkeit vom Schwenkwinkel der

Wälzkugel-Lagerachsen 9b stufenlos unterschiedlichste Übersetzungsverhältnisse zwischen dem Antriebs-Triebwälzbahnkörper 7 und dem Abtriebs-Triebwälzbahnkörper 8 einstellen lassen. Bei der in Fig. 1 dargestellten Position des Stützwälzbahnkörpers 10 zeichnungsbezogen an einem (nicht gezeichneten) linken Anschlag ist der effektive Wirkradius der kegelflächenabschnittsförmigen Wälzbahn W des Antriebs-Triebwälzbahnkörpers 7 auf den Wälzkugeln 9, bezogen auf die Wälzkugel-Lagerachsen 9b, vergleichsweise klein, während der effektive Wirkradius der kegelflächenabschnittsförmigen Wälzbahn W des Abtriebs-Triebwälzbahnkörpers 8 auf den Wälzkugeln 9 vergleichsweise groß ist. Dies bedeutet, dass der Abtriebs-Triebwälzbahnkörper 8 sich bei der dargestellten Axialposition des Stützwälzbahnkörpers 10 schneller dreht als der Antriebs-Triebwälzbahnkörper 7.

Wird der Stützwälzbahnkörper 10 (insbesondere bei zunehmender Betätigungskraft der Kupplung 1) mittels des Rückkopplungselements 5 zeichnungsbezogen weiter nach rechts verschoben, so verändert sich das Übersetzungsverhältnis zunächst in Richtung übereinstimmender Drehzahlen zwischen den beiden Triebwälzbahnkörpern 7, 8 (bei Horizontalstellung der Wälzkugel-Lagerachsen 9b), und bei weiterer Rechtsverschiebung des Stützwälzbahnkörpers 10 allmählich in Richtung Untersetzung, bei der sich also der Antriebs-Triebwälzbahnkörper 7 schneller dreht als der Abtriebs-Triebwälzbahnkörper 8, mit entsprechender Erhöhung des Ausgangsdrehmoments M2 am Abtriebs-Triebwälzbahnkörper 8.

In jeder Schwenkwinkelposition der Wälzkugel-Lagerachsen 9b werden die Wälzkugeln 9 dabei von dem Stützwälzbahnkörper 10 gestützt und am Ausweichen in radialer Richtung nach innen gehindert, so dass der zur Drehmomentübertragung erforderliche Anpressdruck zwischen den kegelflächenabschnittsförmigen Wälzbahnen W der Triebwälzbahnkörper 7, 8 und den Wälzkugeln 9 stets gewährleistet ist.

Zur Drehmomentübertragung ist es dabei erforderlich, entweder den Stützwälzbahnkörper 10, oder die Käfigeinrichtung 9a mit den Wälzkugel-Lagerachsen 9b und den Wälzkugeln 9, rotatorisch bezüglich eines Gehäuses (in den Figuren nicht dargestellt) des Übersetzungsgetriebes zu fixieren.

Da das Rückkopplungselement 5 mit dem Ausgang des Aktor-Kopplungselements 4 bzw. mit dem Betätigungseingang der Kupplung 1 verbunden ist, so dass die zwi-

schen Aktor-Kopplungselement 4 und Kupplung wirkende Betätigungskraft FK auch das Rückkopplungselement 5 beaufschlagt, bedeutet dies, dass bei zunehmender, vom Aktor-Kopplungselement 4 auf die Kupplung übertragener Betätigungskraft auch das Rückkopplungselement 5 an seinem Eingang mit einer zunehmenden Kraft beaufschlagt wird.

Die zunehmende Kraftbeaufschlagung des Rückkopplungselements 5 durch die Kupplungs- Betätigungskraft FK führt somit zu einer zunehmenden Verstellkraft Fi und somit zu einer Verschiebung des Stützwälzbahnkörpers 10 durch das Rückkopplungselement 5 nach zeichnungsbezogen rechts, gegen die Rückstellkraft einer Rückstellfeder 19. Auf diese Weise wird somit das Übersetzungsverhältnis des stufenlosen Getriebes 3 bei zunehmender Kupplungs-Betätigungskraft FK immer weiter verkleinert, wodurch sich dessen Ausgangsdrehzahl immer weiter reduziert und gleichzeitig dessen Ausgangsdrehmoment M2 immer weiter erhöht so lange, bis beispielsweise der Kupplungsdruckpunkt mit einhergehender erhöhter Betätigungskraft FK überwunden ist, und die Betätigungskraft FK an der Kupplung somit wieder abfällt.

Nach dem Abfall der Betätigungskraft FK an der Kupplung erfolgt über die Kraftrückkopplung der Kupplungs-Betätigungskraft FK via Rückkopplungselement 5 auf den Verstellweg des Stützwälzbahnkörpers 10 anhand der Rückstellfeder 19 wieder eine entsprechende Rückverstellung des Übersetzungsverhältnisses am Übersetzungsgetriebe 3, indem der Stützwälzbahnkörper 10 sich aufgrund der Kraft der Rückstellfeder 19 zeichnungsbezogen wieder nach links bewegt, wodurch sich die Ausgangsdrehzahl des Übersetzungsgetriebes 3 wieder erhöht und das Ausgangsdrehmoment M2 entsprechend reduziert.

Insgesamt führt dies zu einer selbsttätigen Regelung des dargestellten, erfindungsgemäßen Kupplungsaktors 2, 3, 4 dergestalt, dass bei geringer Kupplungs-Betätigungskraft FK automatisch ein schnelles Verfahren der Kupplungsbetätigung mit geringer Kraft erfolgt, während bei auftretender hoher Kupplungs-Betätigungskraft die Verfahrgeschwindigkeit der Kupplungsbetätigung automatisch verringert und die Betätigungskraft entsprechend erhöht wird. Hierdurch wird es beispielsweise möglich, bezüglich des Eingangsdrehmoments M1 minimal dimensionierte Motoren 2 für den Kupplungsaktor zu verwenden, mit entsprechend vorteilhaften Folgen bezüglich Bauraum, Masse, Energiebedarf und Kosten.

Aufgrund der automatischen Einstellung bzw. automatisch lastabhängigen Regelung des Getriebe-Übersetzungsverhältnisses entfällt auch die Notwendigkeit für eine spezifische Auslegung bzw. Anpassung des Servoaktors 2, 3 an die jeweilige Kennlinie der zu betätigenden Kupplung bzw. Schaltlast 1, wie sie bei anderen bekannten, beispielsweise wegbasiert variablen Übersetzungen von entsprechenden Kupplungsaktoren notwendig ist, ebenso wie die Notwendigkeit zu einer entsprechenden Nachstellung der Übersetzung im Fall von Setzungserscheinungen oder Verschleiß auf Seiten der betätigten Kupplung 1.

Zusätzlich besitzt der in Fig. 1 dargestellte Kupplungsaktor noch eine Anpressdruckvorrichtung zur Optimierung des Wirkungsgrads und zur Minimierung des Verschleißes im Übersetzungsgetriebe 3. Hierzu ist der abtriebsseitige Triebwälzbahnkörper 8 so angeordnet und gelagert, dass die auf die Kupplung 1 übertragene Betätigungskraft über das zwischen Getriebe 3 und Kupplung 1 angeordnete Aktor-Kopplungselement 4, das beispielsweise in Form einer Gewindespindeleinrichtung vorliegen kann, zusätzlich zur Betätigung des Aktor-Kopplungselements 4 auch wieder auf den abtriebsseitigen Triebwälzbahnkörper 8 - in Form einer mit zunehmendem Ausgangsdrehmoment M2 und entsprechend zunehmender Kupplungs-Betätigungskraft FK zunehmenden Andruckkraft - zurückwirkt. Dies bewirkt mit anderen Worten eine zunehmende Anpresskraft zwischen dem abtriebsseitigen Triebwälzbahnkörper 8, dem antriebsseitigen Triebwälzbahnkörper 7, und den dazwischen angeordneten Wälzkugeln 9, sobald das Ausgangsdrehmoment M2 am Getriebe, bzw. die Kupplungs-Betätigungskraft FK zunimmt.

Auf diese Weise lässt sich - für die Dauer der auftretenden hohen Kupplungs-Betätigungskraft FK - dem Getriebe 3 ein vergleichsweise großes Ausgangsdrehmoment M2 entnehmen, während bei auftretender geringerer Kupplungs-Betätigungskraft FK ein entsprechend geringerer Anpressdruck zwischen den Triebwälzbahnkörpern 7, 8 und den Wälzkugeln 9 vorliegt, mit entsprechend vorteilhaften Folgen bezüglich Wirkungsgrad, Reibungsverlusten und Lebensdauer des Übersetzungsgetriebes 3.

Fig. 2 zeigt eine servoaktorische Kupplungs-Betätigungseinrichtung, deren Funktionsprinzip - einschließlich stufenloser Verstellbarkeit, automatischer Anpassung des Übersetzungsverhältnisses sowie des Anpressdrucks zwischen Triebwälzbahnkör-

pern 7, 8 und Wälzkugeln 9 - mit der in Fig. 1 dargestellten Betätigungseinrichtung übereinstimmt. Der einzige wesentliche Unterschied besteht darin, dass bei der Betätigungseinrichtung gemäß Fig. 2 der Stützwälzbahnkörper 12 nicht - wie bei der Betätigungseinrichtung gemäß Fig. 1 - als Zylinder ausgebildet und im Bereich radial innerhalb der Wälzkugeln 9 angeordnet, sondern ringförmig ausgebildet und im Bereich radial außerhalb der Wälzkugeln 9 positioniert ist.

Auch bei dem Übersetzungsgetriebe 3 gemäß Fig. 2 erfolgt somit die Änderung des Übersetzungsverhältnisses durch Veränderung der axialen Position des Stützwälzbahnkörpers 12, so dass sämtliche Wälzkugel-Lagerachsen 9b (mittels der kinematisch an die Axialposition des Stützwälzbahnkörpers 12 zwangsgekoppelten Käfigeinrichtung 9a mit den darin aufgenommenen Wälzkugel-Lagerachsen) mit der Axialposition des Stützwälzbahnkörpers 12 synchron winkelverschwenkt werden. Die Veränderung der axialen Position des Stützwälzbahnkörpers 12 erfolgt dabei - genau wie bei der Betätigungseinrichtung gemäß Fig. 1 - in Abhängigkeit der auf die Kupplung 1 übertragenen Betätigungskraft, ebenso wie der Anpressdruck zwischen den Triebwälzbahnkörpern 7, 8 und den Wälzkugeln 9, rückgekoppelt über das Aktor-Kopplungselement 4 zwischen Getriebe und Kupplung, hier ebenfalls wieder lastabhängig reguliert wird.

Fig. 3 zeigt eine weitere Ausführungsform einer servoaktorischen Kupplungs-Betätigungseinrichtung gemäß der vorliegenden Erfindung. Die Ausführungsform gemäß Fig. 3 stimmt bezüglich des Wirkprinzips mit der Ausführungsform gemäß Fig. 1 vollständig überein. Der Unterschied zwischen den Ausführungsformen gemäß Fig. 1 und 3 besteht lediglich darin, dass Fig. 3 ein allgemeines Prinzip einer erfindungsgemäßen Betätigungseinrichtung (mit innenliegender Getriebe-Verstelleinrichtung) zeigt, während in Fig. 3 ein konkreteres Beispiel dargestellt ist, bei dem die - in Fig. 1 allgemein gehaltenen Wirkzusammenhänge - konkret mittels einer hydrostatischen Schaltung verwirklicht sind.

Man erkennt in Fig. 3 insbesondere das dort als Geberkolben 15 ausgeführte Aktor-Kopplungselement zwischen Getriebe 3 und Kupplung 1, wobei der Geberkolben 15 über eine hydrostatische Kopplungsstrecke 13 auf einen an der Kupplung 1 angeordneten Nehmerkolben 14 wirkt.

Ausgehend vom Getriebe 3 erfolgt die Betätigung des Geberkolbens 15 dabei über ein (hier nur schematisch angedeutetes) Rotations-/Translationsgetriebe, beispielsweise über einen Spindeltrieb. Die Verstellung des Übersetzungsverhältnisses des Getriebes 3 erfolgt - ebenso wie beim Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 1 schematisch dargestellt - über ein an die Wirkverbindung 13 zwischen Aktorausgang 15 und Kupplungseingang 14 angeschlossenes Rückkopplungselement 16, welches bei der Ausführungsform gemäß Fig. 3 als hydraulischer Aktor 16 ausgeführt und zur Rückstellung in seine Ausgangsposition bei nachlassendem Hydraulikdruck FK mit einer Rückstellfeder 19 versehen ist.

Demzufolge führt eine erhöhte Betätigungskraft FK an der Kupplung, beispielsweise vor dem Erreichen des Kupplungsdruckpunkts, zu einer entsprechenden Erhöhung des Hydraulikdrucks in der hydrostatischen Kopplungsstrecke 13 zwischen Geberkolben 15 und Nehmerkolben 14, und teilt sich über die strichliert gezeichnete Abzweigung auch dem Aktor-Verstellkolben 16 mit. Dieser ändert daraufhin das Übersetzungsverhältnis des Getriebes 3 dergestalt, dass sich die Getriebe-Ausgangsdrehzahl verringert, und das Ausgangsdrehmoment bzw. die auf den Geberkolben 15 wirkende Ausgangskraft entsprechend erhöht in derselben Weise, wie bereits detailliert oben hinsichtlich Fig. 1 beschrieben.

Über das Prinzip "Actio = Reactio" teilt sich bei der dargestellten Ausführungsform die erhöhte Betätigungskraft FK auf die Kupplung 1 rückwirkend auch wieder dem abtriebsseitigen Triebwälzbahnkörper 8 mit, so dass dieser umso stärker gegen die Wälzkugeln 9, und diese entsprechend umso stärker gegen den antriebsseitigen Triebwälzbahnkörper 7 gepresst werden, umso höher die momentane Betätigungskraft der Kupplung ist. Wie oben hinsichtlich Fig. 1 beschrieben, kommt dies insbesondere dem Wirkungsgrad, der optimalen Dimensionierung und der Verschleißreduzierung des Übersetzungsgetriebes 3 zugute.

Fig. 4 zeigt eine servoaktorische Betätigungseinrichtung für eine Kupplung, welche mit dem generellen Funktionsprinzip gemäß Fig. 1 ebenfalls weitestgehend übereinstimmt. Die Betätigungseinrichtung gemäß Fig. 4 ist im Unterschied zu der Betätigungseinrichtung gemäß Fig. 3 jedoch als rein mechanische Umsetzung des Funktionsprinzips gemäß Fig. 1 ausgelegt. Ein weiterer Unterschied besteht darin, dass die

Betätigungseinrichtung gemäß Fig. 4 eine ziehende Kupplungsbetätigung über die Betätigungskraft FK zeigt.

Hierzu besitzt die Betätigungseinrichtung gemäß Fig. 4 eine schematisch angedeutete Gewindespindel 25, welche in einer Spindelmutter 24 aufgenommen und - zur rotatorischen Festlegung - mittels einer axial frei beweglichen, jedoch rotatorisch fixen Verbindung 22 rotatorisch an die (hier rotatorisch ebenfall feste) Käfigeinrichtung 9a für die Wälzkugeln 9 gekoppelt ist. Die Spindelmutter 24 ist fixiert in einer Hülse 23, welche über eine Verbindung 20 axial frei beweglich, jedoch rotatorisch fest mit dem abtriebsseitigen Triebwälzbahnkörper 8 verbunden ist.

Rotation des abtriebsseitigen Triebwälzbahnkörpers 8 führt somit zu entsprechender Rotation der Hülse 23 und der darin angeordneten Spindelmutter 24, und somit zu entsprechender Verlagerung der rotatorisch fixierten Spindel 25 entlang der Axialrichtung des Übersetzungsgetriebes 3. Auf diese Weise lässt sich durch die Spindel 25 beispielsweise eine (hier nicht dargestellte) Fahrzeugkupplung betätigen.

Dabei führt eine zunehmende Kupplungs-Betätigungskraft (die hier ziehend über die Spindel 25 erfolgt) über die Spindelmutter 24 rückwirkend zu einer Verlagerung der Hülse 23 in Axialrichtung des Übersetzungsgetriebes 3 zeichnungsbezogen nach rechts. Über eine axial feste, rotatorisch jedoch frei bewegliche Lagerverbindung 21 ist die - zusammen mit dem abtriebsseitigen Triebwälzbahnkörper 8 rotierende - Hülse 23 mit dem Stützwälzbahnkörper 10 verbunden, welcher bei Bewegung entlang der Axialrichtung (wie bei den vorstehenden Ausführungsformen) über eine am Stützwälzbahnkörper 10 kinematisch zwangsgeführte Käfigeinrichtung 9a die Wälzkugel-Lagerachsen 9b synchron verschwenkt, so dass sich wieder eine entsprechende Änderung des Übersetzungsverhältnisses des Getriebes 3 ergibt.

Die axiale Relativposition des Stützwälzbahnkörpers 10 verändert sich somit - bei zunehmender Betätigungs-Zugkraft FK in der Spindel 25 in Richtung der Kupplung, sowie entgegen der Rückstellkraft der Zugfeder 19 - dergestalt zeichnungsbezogen nach rechts, dass sich ein abnehmendes Übersetzungsverhältnis, eine abnehmende Ausgangsdrehzahl und damit die gewünschte Erhöhung des Ausgangsdrehmoments M2 am Getriebe 3 ergibt.

Bezugszeichenliste

1	Kupplung
2	Aktorantrieb, Elektromotor
3	stufenloses Übersetzungsgetriebe
2+3	Kupplungsaktor
4	Aktor-Kopplungselement zwischen Getriebe und Kupplung
5	Rückkopplungselement, Übersetzungsverstellung
6	Antriebselement, z.B. Zahnradgetriebe
7	antriebsseitiger Triebwälzbahnkörper
8	abtriebsseitiger Triebwälzbahnkörper
9	Wälzkugel
9a	schwenkbare Wälzkugel-Käfigeinrichtung
9b	Wälzkugel-Lagerachse
10	Stützwälzbahnkörper, innere Verstellanordnung
11	Lastrückkopplung für Anpresskraft
12	Stützwälzbahnkörper, äußere Verstellanordnung
13	hydrostatische Kopplungsstrecke
14	Nehmerkolben Kupplung
15	Geberkolben Aktor
16	Verstellkolben Aktor
17	Ausgleichsbehälter
18	Rotations-/Translationsgetriebe, z.B. Spindeltrieb
19	Feder
20	Momentenmitnahme
21	Axiallager
22	Verdrehsicherung
23	Hülse
24	Mutter
25	Spindel
FK	Schaltlast, Kupplungskraft
Fi	Verstellkraft

M1 Getriebe-Eingangsdrehmoment

M2 Getriebe-Ausgangsdrehmoment

W Wälzbahn

Patentansprüche

1. Betätigungseinrichtung für eine mechanische Schaltlast (1), beispielsweise für eine Kupplung (1) in einem Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs, die Betätigungseinrichtung umfassend einen Servoaktor (2, 3) mit Aktormotor (2) sowie ein zwischen Aktormotor (2) und Schaltlast (1) angeordnetes Übersetzungsgetriebe (3), dadurch gekennzeichnet, dass das Übersetzungsgetriebe (3) ein mittels einer Übersetzungsverstelleinrichtung (5, 10/12, 9a) verstellbares Übersetzungsverhältnis aufweist, wobei die Übersetzungsverstelleinrichtung in Abhängigkeit von der durch das Übersetzungsgetriebe (3) auf die Schaltlast (1) übertragenen Betätigungskraft (FK) automatisch betätigbar ist.

2. Betätigungseinrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass das verstellbare Übersetzungsgetriebe (3) stufenlos verstellbar ausgebildet ist.

3. Betätigungseinrichtung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass das Übersetzungsgetriebe (3) zur Drehmomentübertragung eine Wälzkörpereinrichtung mit Wälzkörpern (7, 8, 9, 10, 12) und Wälzbahnen (W) aufweist.

4. Betätigungseinrichtung nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, dass die Wälzkörpereinrichtung einen bezüglich einer Getriebedrehachse koaxial angeordneten Stützwälzbahnkörper (10, 12) mit einer im Wesentlichen zylinderförmigen Stützwälzbahn, zwei um die Getriebedrehachse rotierbare Triebwälzbahnkörper (7, 8) mit jeweils im Wesentlichen kegelflächenabschnittsförmigen Wälzbahnen (W) sowie eine Mehrzahl entlang eines Kreisumfangs zwischen dem Stützwälzbahnkörper (10, 12) und den beiden Triebwälzbahnkörpern (7, 8) wälzbar angeordneter Wälzkugeln (9) umfasst, die in einer Käfigeinrichtung (9a) angeordnet sind, wobei jede Wälzkugel (9) in der Käfigeinrichtung (9a) auf jeweils einer Wälzkugel-Lagerachse (9b) der Käfigeinrichtung (9a) drehbar gelagert ist, die gemeinsam mit der Getriebedrehachse jeweils eine gedachte Ebene definiert, innerhalb derer die Wälzkugel-Lagerachse (9b) mittels der Übersetzungsverstelleinrichtung (5, 10/12, 9a) winkelsynchron mit den anderen Wälzkugel-Lagerachsen (9b) verschwenkbar ist.

5. Betätigungseinrichtung nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass die Übersetzungsverstelleinrichtung (5, 10/12, 9a) zur Veränderung der axialen Position des Stützwälzbahnkörpers (10, 12) entlang der Getriebedrehachse eingerichtet ist, wobei die Käfigeinrichtung (9a) mit der axialen Position des Stützwälzbahnkörpers (10, 12) kinematisch zwangsgekoppelt ist dergestalt, dass eine Veränderung der axialen Position des Stützwälzbahnkörpers (10, 12) den Schwenkwinkel der Wälzkugel-Lagerachsen (9b) kinematisch bestimmt verändert.

6. Betätigungseinrichtung nach Anspruch 4 oder 5, dadurch gekennzeichnet, dass der Stützwälzbahnkörper (10) im Bereich radial innerhalb der Wälzkugeln (9) angeordnet ist, wobei die Stützwälzbahn des Stützwälzbahnkörpers (10) der Außenfläche eines Zylinders entspricht.

7. Betätigungseinrichtung nach Anspruch 4 oder 5, dadurch gekennzeichnet, dass der Stützwälzbahnkörper (12) im Wesentlichen ringförmig ausgebildet und im Bereich radial außerhalb der Wälzkugeln (9) angeordnet ist, wobei die Stützwälzbahn des Stützwälzbahnkörpers (12) der Innenfläche eines Zylinders entspricht.

8. Betätigungseinrichtung nach einem der Ansprüche 4 bis 7, gekennzeichnet durch eine Anpressdruckvorrichtung zur Veränderung des Anpressdrucks zwischen Triebwälzbahnkörpern (7, 8), Stützwälzbahnkörper (10, 12) und Wälzkugeln (9) in Abhängigkeit der durch das Übersetzungsgetriebe (3) auf die Schaltlast (1) übertragenen Betätigungskraft (FK).

9. Betätigungseinrichtung nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, dass die Betätigung der Übersetzungsverstelleinrichtung (5, 10/12, 9a) und der Anpressdruckvorrichtung mittels mechanischer Kopplung (4, 11, 5) an die Schaltlast (3) erfolgt.

10. Betätigungseinrichtung nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, dass die Betätigung der Übersetzungsverstelleinrichtung (5, 10/12, 9a) und der Anpressdruckvorrichtung mittels hydrostatischer Kopplung (15, 18, 16) an die Schaltlast (3) erfolgt.

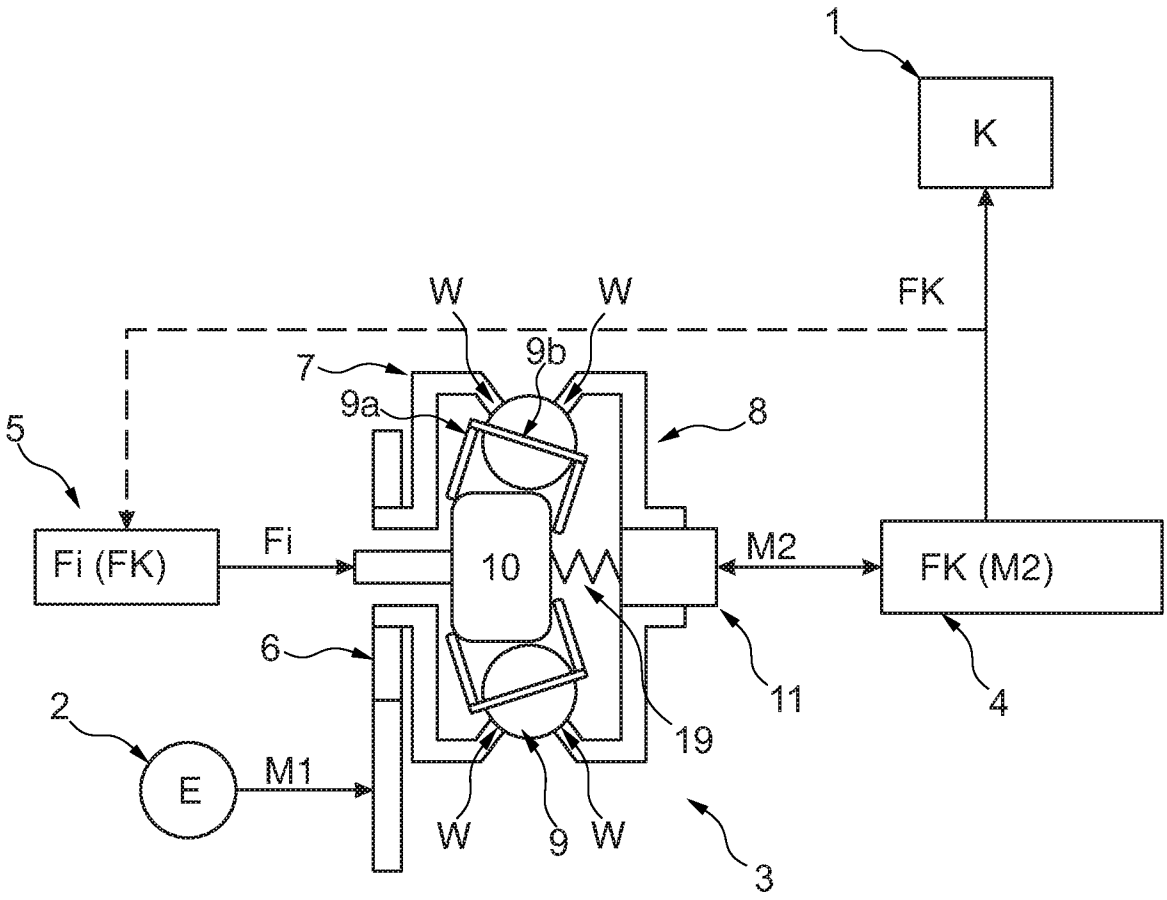


Fig. 1

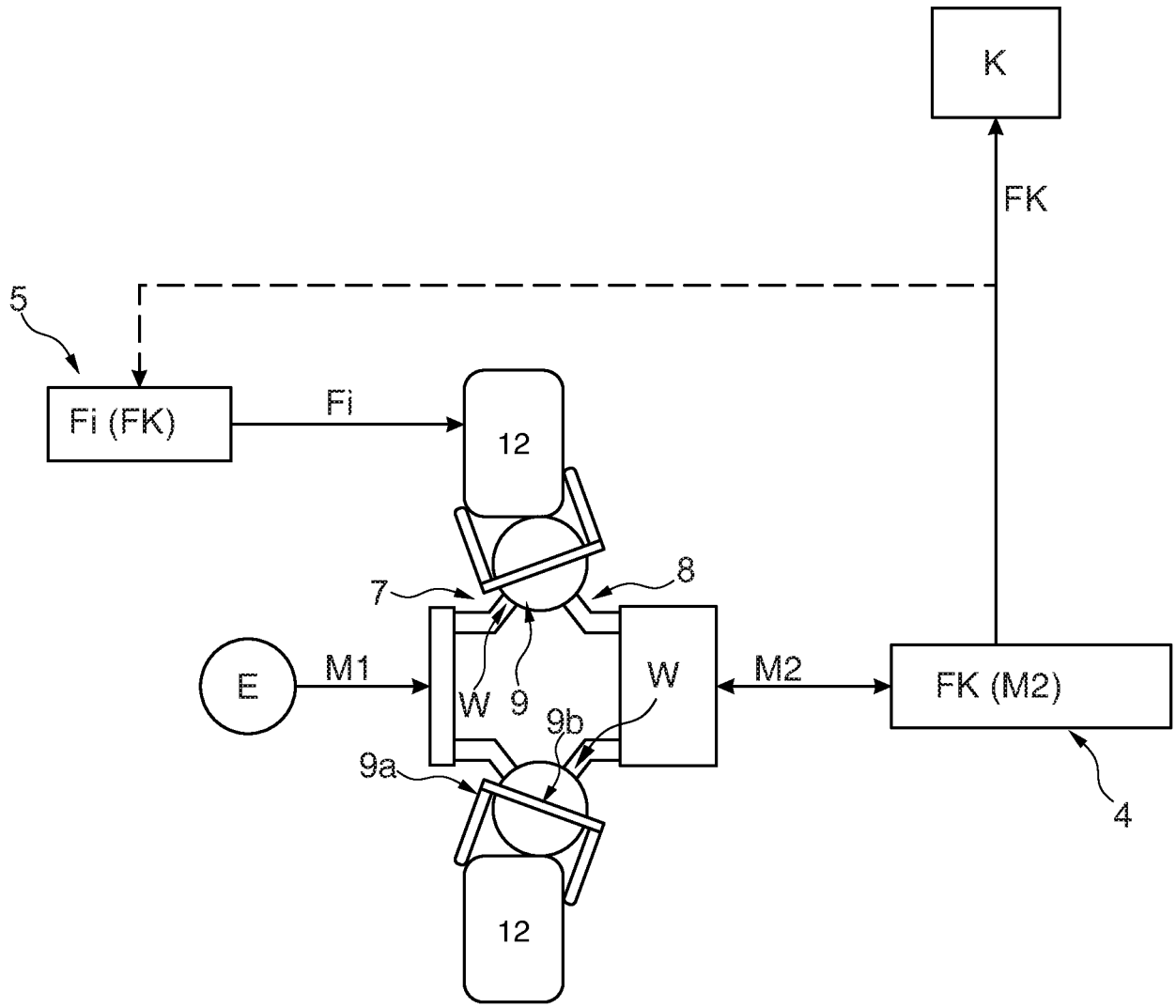


Fig. 2

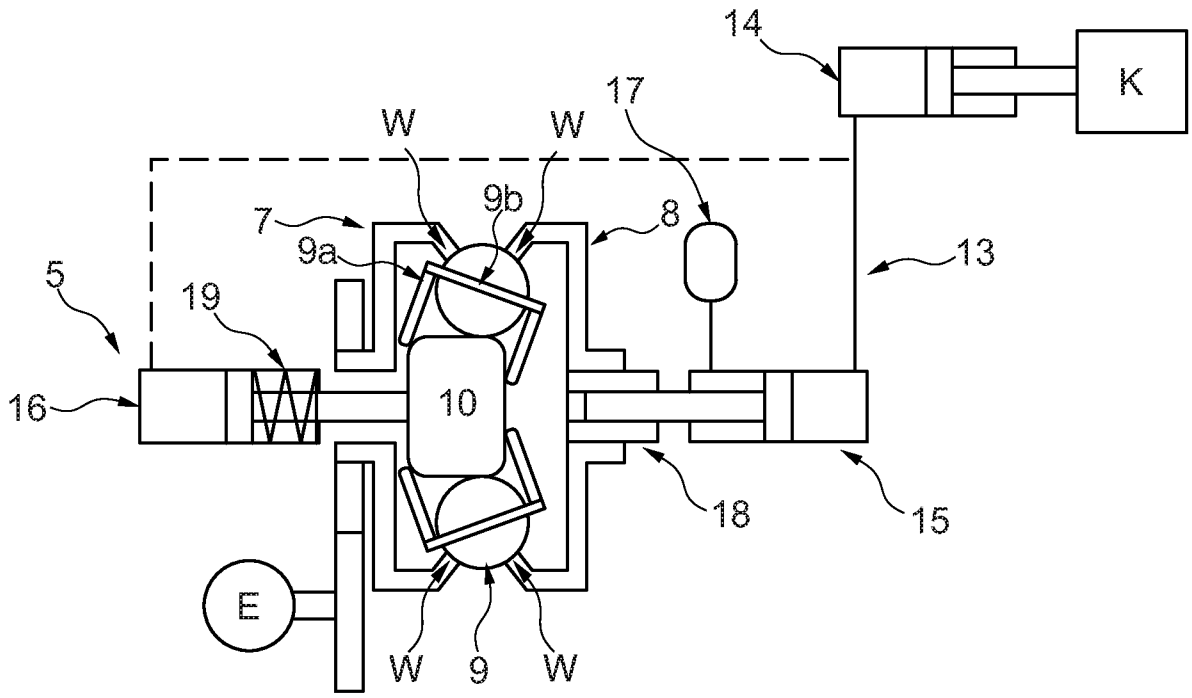


Fig. 3

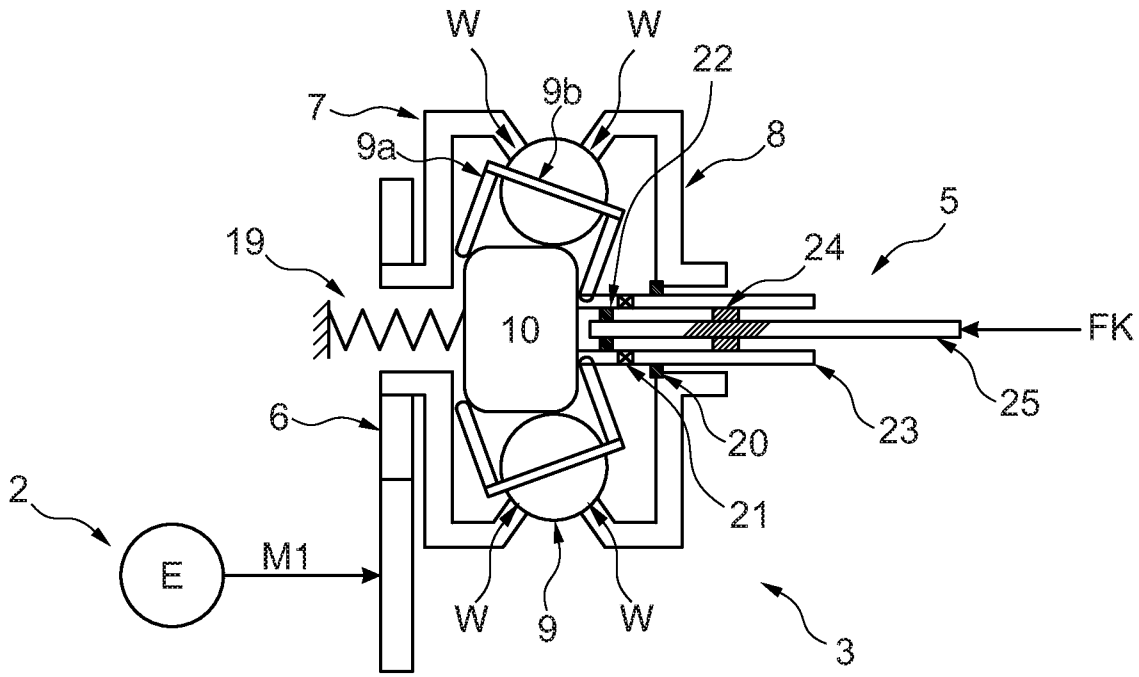


Fig. 4

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No
PCT/DE2015/200328

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
INV. F16H15/28 F16D13/58 F16D25/00 F16D28/00 F16D48/06
F16D65/14
ADD.
According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
F16H F16D

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

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

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	DE 41 40 122 A1 (DAIMLER BENZ AG [DE]) 9 June 1993 (1993-06-09) column 1, line 31 - line 32; claims 1-3; figure 1 page 1, line 52 - line 59 column 2, line 11 - line 14	1-10
A	EP 1 914 445 A2 (FALLBROOK TECHNOLOGIES INC [US]) 23 April 2008 (2008-04-23) claims 11,44; figures 7,8	1-10
A	US 4 587 866 A (KRAUS JAMES H [US]) 13 May 1986 (1986-05-13) figure 4	1-10
A	US 2012/035015 A1 (OGAWA HIROYUKI [JP] ET AL) 9 February 2012 (2012-02-09) figures 17a, 17b	1-10

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☒ See patent family annex.

* Special categories of cited documents :

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

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

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

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

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

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

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

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

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search	Date of mailing of the international search report
25 September 2015	06/10/2015

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

1

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No
PCT/DE2015/200328

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
DE 4140122 A1	09-06-1993	DE 4140122 A1	09-06-1993
		FR 2684733 A1	11-06-1993
EP 1914445 A2	23-04-2008	EP 1914445 A2	23-04-2008
		EP 1925544 A2	28-05-2008
		EP 1925545 A2	28-05-2008
		EP 1925546 A2	28-05-2008
US 4587866 A	13-05-1986	NONE	
US 2012035015 A1	09-02-2012	CN 102112783 A	29-06-2011
		DE 112009005214 A5	02-08-2012
		JP 5131382 B2	30-01-2013
		US 2012035015 A1	09-02-2012
		WO 2010122646 A1	28-10-2010

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen
PCT/DE2015/200328

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES
INV. F16H15/28 F16D13/58 F16D25/00 F16D28/00 F16D48/06
F16D65/14
ADD.
Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPC) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPC

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)
F16H F16D

Recherchierte, aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)
EPO-Internal, WPI Data

C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
A	DE 41 40 122 A1 (DAIMLER BENZ AG [DE]) 9. Juni 1993 (1993-06-09) Spalte 1, Zeile 31 - Zeile 32; Ansprüche 1-3; Abbildung 1 Seite 1, Zeile 52 - Zeile 59 Spalte 2, Zeile 11 - Zeile 14	1-10
A	EP 1 914 445 A2 (FALLBROOK TECHNOLOGIES INC [US]) 23. April 2008 (2008-04-23) Ansprüche 11,44; Abbildungen 7,8	1-10
A	US 4 587 866 A (KRAUS JAMES H [US]) 13. Mai 1986 (1986-05-13) Abbildung 4	1-10
A	US 2012/035015 A1 (OGAWA HIROYUKI [JP] ET AL) 9. Februar 2012 (2012-02-09) Abbildungen 17a, 17b	1-10

☐ Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen ☒ Siehe Anhang Patentfamilie

* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :
"A" Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist
"E" frühere Anmeldung oder Patent, die bzw. das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist
"L" Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)
"O" Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht
"P" Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist
"T" Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist
"X" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden
"Y" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist
"&" Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche	Absendedatum des internationalen Recherchenberichts
25. September 2015	06/10/2015

Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde	Bevollmächtigter Bediensteter
Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 340-2040, Fax: (+31-70) 340-3016	Belz, Thomas

1

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen
PCT/DE2015/200328

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
DE 4140122 A1	09-06-1993	DE 4140122 A1	09-06-1993
		FR 2684733 A1	11-06-1993
EP 1914445 A2	23-04-2008	EP 1914445 A2	23-04-2008
		EP 1925544 A2	28-05-2008
		EP 1925545 A2	28-05-2008
		EP 1925546 A2	28-05-2008
US 4587866 A	13-05-1986	KEINE	
US 2012035015 A1	09-02-2012	CN 102112783 A	29-06-2011
		DE 112009005214 A5	02-08-2012
		JP 5131382 B2	30-01-2013
		US 2012035015 A1	09-02-2012
		WO 2010122646 A1	28-10-2010