(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
14. Januar 2016 (14.01.2016)

WIPO | PCT

(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2016/004933 A1

(51) Internationale Patentklassifikation:
F16H 1/32 (2006.01)

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/DE2015/200230

(22) Internationales Anmeldedatum:
31. März 2015 (31.03.2015)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:
10 2014 213 151.0 7. Juli 2014 (07.07.2014) DE

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

(72) Erfinder: **KURTH, Franz**; Willstr. 19, 90429 Nürnberg (DE). **SCHIMPF, Ralph**; Unterfarrnbacherstraße 66, 90766 Fürth (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, 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, 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)*

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: CIRCULAR DISPLACEMENT PLANETARY GEAR TRANSMISSION

(54) Bezeichnung : KREISSCHIEBEPLANETENRADGETRIEBE

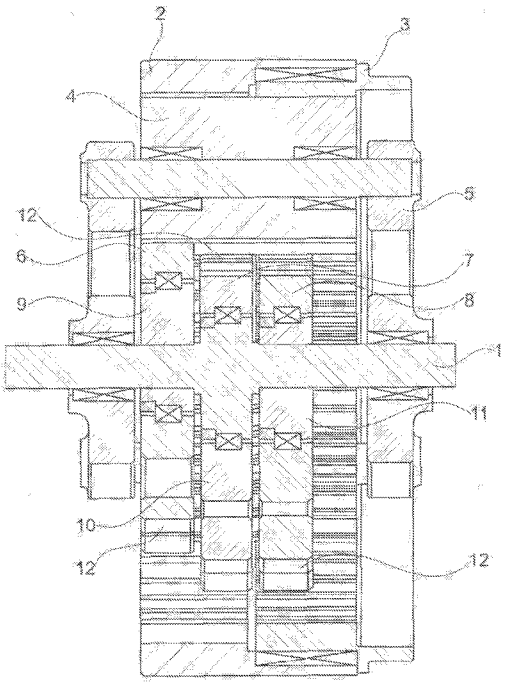


Fig. 2

(57) Abstract: The invention relates to a circular displacement planetary gear transmission comprising a central shaft (1), a first ring gear (2) arranged fixed to a housing, a set of planetary gears (4), a rotatably supported planetary gear carrier (5) on which the planetary gears (4) are mounted, and a plurality of drive discs (6, 7, 8) arranged axially one behind the other for driving the planetary gears (4), wherein the drive discs (6, 7, 8) are mounted to carry out a circular displacement movement eccentrically on the central shaft (1), characterized in that at least one second ring gear (3) is provided rotatably mounted coaxially to the first ring gear (2), and the planetary gears (4) respectively engage at a first axial section with the first ring gear (2) and at a second axial section with the second ring gear (3).

(57) Zusammenfassung: Die Erfindung betrifft ein Kreisschiebeplanetenradgetriebe mit einer Zentralwelle (1) einem gehäusefest angeordneten ersten Hohlrad (2), einem Satz Planetenräder (4) einem drehbar abgestützten Planetenradträger (5), auf dem die Planetenräder (4) gelagert sind, und mehreren axial hintereinander angeordneten Antriebsscheiben (6, 7, 8) zum Antieb der Planetenräder (4) wobei die Antriebsscheiben (6, 7, 8) zur Ausführung einer Kreisschiebebewegung exzentrisch auf der Zentralwelle (1) gelagert sind, dadurch gekennzeichnet, dass zumindest ein koaxial zum ersten Hohlrad (2) drehbar gelagertes zweites Hohlrad (3) vorgesehen ist und die Planetenräder (4) jeweils an einem ersten axialen Abschnitt mit dem ersten Hohlrad (2) und an einem zweiten axialen Abschnitt mit dem zweiten Hohlrad (3) in Eingriff stehen.

WO 2016/004933 A1

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

Kreisschiebeplanetenradgetriebe

Beschreibung

Gebiet der Erfindung

Die Erfindung betrifft ein Kreisschiebeplanetenradgetriebe gemäß der im Oberbegriff des Patentanspruchs 1 näher definierten Art.

Ein derartiges Kreisschiebeplanetenradgetriebe ist aus DE 195 18 160 A1 bekannt. Dort sind zum Antrieb der Planetenräder anstelle eines Sonnenrads Antriebsscheiben vorgesehen, die in Bezug auf die Planetenräder eine Kreisschiebung ausführen. Nachteilig wirkt sich bei dieser Ausgestaltung der komplizierte und bauraumintensive Aufbau aus. Zudem können bei Kreisschiebung der Antriebsscheiben durch einen ungenauen Eingriff dieser in die Planetenräder Geräusche, erhöhte Reibung und Betriebsstörungen auftreten.

Zusammenfassung der Erfindung

Der Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, ein Kreisschiebeplanetenradgetriebe der vorgenannten Art zu schaffen, das einfach aufgebaut ist und einen sicheren Betrieb gewährleistet.

Die Aufgabe wird durch die Merkmale des Patentanspruchs 1 gelöst. Weitere vorteilhafte Ausgestaltungen ergeben sich aus den jeweiligen Unteransprüchen, der Beschreibung und den Zeichnungen.

Es wird ein Kreisschiebeplanetenradgetriebe mit einer Zentralwelle, einem Satz Planetenrädern und mehreren axial hintereinander angeordneten Antriebsscheiben vorgeschlagen, die zum Antrieb der Planetenräder dienen und zur Ausführung einer Kreisschiebebewegung exzentrisch auf der Zentralwelle gelagert sind. Dabei stehen

die Planetenräder zur Übertragung einer Antriebsleistung jeweils an einem ersten axialen Abschnitt mit einem gehäusefest angeordneten ersten Hohlrad und an einem zweiten axialen Abschnitt mit zumindest einem koaxial zum ersten drehbar angeordneten zweiten Hohlrad im Eingriff. Die Antriebsscheiben bilden jeweils zum Eingriff mit den Planetenrädern am Außenumfang konkave kreisbogenförmige Zahnsegmente mit einer Innenverzahnung. Hierbei sind die Planetenräder und die Antriebsscheiben innerhalb des von den Hohlrädern radial umschlossenen Bauraums angeordnet. Auf diese Weise wird ein einfach und bauraumsparend aufgebautes betriebssicheres Kreisschiebeplanetenradgetriebe geschaffen.

Durch das Kreisschiebeplanetenradgetriebe sind hohe Übersetzungen erreichbar, wobei sowohl bei Übersetzungen ins Schnelle als auch bei Übersetzungen ins Langsame eine Selbsthemmung vermeidbar ist.

Bevorzugt weisen die Planetenräder jeweils eine axial durchgehende Außenverzahnung zum Eingriff in das erste und zweite Hohlrad auf. Hierdurch sind die Planetenräder stufenlos besonders einfach und kostengünstig herstellbar. An den Innenverzahnungen der Hohlräder können dabei unterschiedliche Zähnezahlen auf einfache Weise durch Profilverschiebung erreicht werden.

Erstes und zweites Hohlrad können an überlappenden axialen Endabschnitten radial gelagert aufeinander abgestützt sein. Dadurch wird eine sehr kompakte Bauweise des Kreisschiebeplanetenradgetriebes erreicht. Vorzugsweise ist hierbei das zweite Hohlrad an seinem Endabschnitt an dem Endabschnitt des ersten Hohlrads radial gelagert.

Bevorzugt ist das Kreisschiebeplanetenradgetriebe zweistufig aus einem einstufigen Kreisschiebeplanetenradgetriebe mit einem angeschlossenen sogenannten Plusgetriebe einfach aufgebaut. Im Plusgetriebe drehen Antrieb und Abtrieb des Getriebes, hier der Planetenradträger und das zweite Hohlrad gleichsinnig, d.h. mit gleicher Drehrichtung. Vorzugsweise bilden dabei das erste Hohlrad, die Planetenräder und die Antriebsscheiben eine erste Getriebestufe mit einer ersten Teilübersetzung und

das zweite Hohlrad, die Planetenräder und der Planetenradträger eine zweite Getriebestufe mit einer zweiten Teilübersetzung. Es ist von Vorteil, wenn dabei die erste Teilübersetzung größer ist als die zweite Teilübersetzung. Hierdurch wird auf einfache Weise eine Selbsthemmung des Getriebes vermieden.

Vorzugsweise wird eine Gesamtübersetzung von größer als 200 erreicht, wobei die Gesamtübersetzung durch das Produkt aus erster und zweiter Teilübersetzug gebildet wird.

Es ist von Vorteil, wenn die Zähnezahlen der Innenverzahnungen von erstem und zweitem Hohlrad einen großen Unterschied aufweisen. Vorzugsweise ist hierbei die Zähnezahl des zweiten Hohlrads größer als die des ersten.

Vorzugsweise stehen die Antriebsscheiben bei Ausführung der Kreisschiebebewegung zu jedem Zeitpunkt jeweils mit zumindest zwei Planetenrädern in Eingriff. Dadurch wird gewährleistet, dass die Antriebsscheiben während der Kreisschiebebewegung jeweils zwei Eingriffspunkte bezüglich der Planetenräder haben und somit vollständig in ihrer Bewegung bestimmt sind, wodurch eine exakte Führung der Antriebsscheiben an den Planetenrädern sichergestellt wird. Auf diese Weise werden Störungen vermieden und wird ein effektiver Betrieb des Kreisschiebeplanetenradgetriebes gewährleistet.

In einer weiteren bevorzugten Ausgestaltung der Erfindung bilden die Antriebsscheiben jeweils zum Eingriff mit den Planetenrädern am Außenumfang konkave kreisbogenförmige Zahnsegmente mit einer Innenverzahnung. Bevorzugt weisen hierbei die Innenverzahnungen der in Umfangsrichtung aufeinanderfolgenden Zahnsegmente einen von der jeweiligen Position der Zahnsegmente abhängigen Zahnversatz um einen vorbestimmten Winkel zueinander auf. Durch den Zahnversatz wird ein exakter Zahneingriff zwischen den Planetenrädern und den Zahnsegmenten erreicht. Reibung, Verschleiß und eine Selbsthemmung im Kreisschiebeplanetenradgetriebe können so auf einfache Weise reduziert werden.

Bevorzugt ist dabei der Zahnversatz der Innenverzahnungen der in Umfangsrichtung aufeinanderfolgenden Zahnsegmente durch einen von der jeweiligen Position der

Zahnsegmente, der Zähnezahl des ersten Hohlrads, der Zähnezahl der Innenverzahnung der Zahnsegmente, der Anzahl der Planetenräder und von der ersten Teilübersetzung abhängigen Winkel bestimmt. Hierbei ist der Winkel vorzugsweise bestimmt durch

$$\delta_j = j \cdot (z_{H1}/z_{Ex}) \cdot (360°/ P_{Anz}) \cdot (1/(i_1 - 1)),$$

wobei $j = 0, 1, 2, \ldots, P_{Anz} -1$ die jeweilige Planetenradposition bezeichnet,

$\delta_0 = 0°$ den Winkelzahnversatz des Zahnsegments am Ausgangspunkt,

z_{H1} die Zähnezahl des ersten Hohlrads,

z_{Ex} die Zähnezahl der Zahnsegmente bezogen auf ein gedachtes Hohlrad, und

P_{Anz} die Anzahl der Planetenräder.

Es ist weiterhin von Vorteil, wenn die Antriebsscheiben jeweils an den Zahnsegmenten zum Eingriff mit den Planetenrädern einen vorbestimmten Öffnungswinkel aufweisen. Hierdurch wird die Anordnung der Antriebsscheiben im Eingriff mit den Planetenrädern weiter optimiert. Dabei werden die im Eingriff wirkenden Kräfte, die Geräusche und die Selbsthemmung reduziert.

Bevorzugt ist der Öffnungswinkel in Abhängigkeit von der Anzahl der Planetenräder, der Länge der Eingriffslinie von ihrem Einlaufpunkt bis zu ihrem Wälzpunkt zwischen der Außenverzahnung der Planetenräder und der Innenverzahnung der Zahnsegmente und in Abhängigkeit von Kopfkreis- und Wälzkreisdurchmesser der Innenverzahnung der Zahnsegmente bestimmt. Dabei gilt für den Öffnungswinkel γ vorzugsweise

$$\gamma = 2\cdot\{360°/P_{Anz} - \cos^{-1}[(AC^2 - (d_{aex}/2)^2 - (d_{wex}/2)^2)\cdot(-2/ (d_{wex}\cdot d_{aex})]\}$$

wobei P_{Anz} die Anzahl der Planetenräder bezeichnet,

AC die Eingriffslinie von ihrem Einlaufpunkt bis zu ihrem Wälzpunkt zwischen der Verzahnung der Planetenräder und der Innenverzahnung der Zahnsegmente,

d_{aex} den Kopfkreisdurchmesser der Innenverzahnung der Zahnsegmente und

d_{wex} den Wälzkreisdurchmesser der Innenverzahnung der Zahnsegmente.

In einer weiteren bevorzugten Ausgestaltung der Erfindung können die Antriebsscheiben am Außenumfang jeweils zum Eingriff mit drei Planetenrädern drei mit diesen korrespondierende konkave kreisbogenförmige Zahnsegmente mit Innenverzahnungen

bilden, die jeweils einen Öffnungswinkel aufweisen, der größer ist als 180°. Denkbar ist auch eine Anordnung mit vier Planetenrädern und zumindest zwei Antriebsscheiben, die jeweils vier Zahnsegmente zum Eingriff mit den Planetenrädern aufweisen. Dabei reduziert sich der Öffnungswinkel der Innenverzahnungen der Zahnsegmente entsprechend. Dieser ist aber vorzugsweise größer als 150°.

Zur Masse- bzw. Gewichtsreduzierung können die Antriebsscheiben jeweils am Außenumfang in Umfangsrichtung zwischen den Zahnsegmenten Aussparungen aufweisen. Alternativ oder ergänzend können jeweils in einem radial mittleren Bereich zwischen Außenumfang und einer zentraler Aufnahmeöffnung radial innen Durchgangslöcher vorgesehen sein.

Die Antriebsscheiben sind vorzugsweise in Blech ausgeführt und durch Stanzen besonders einfach herstellbar.

Das erfindungsgemäße Kreisschiebeplanetenradgetriebe ist beispielsweise besonders vorteilhaft in Verstellantrieben mit hohen Übersetzungen und ohne Selbsthemmung einsetzbar.

Kurze Beschreibung der Zeichnungen

Weitere Merkmale der Erfindung ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung und aus Zeichnungen, in denen ein Ausführungsbeispiel der Erfindung vereinfacht dargestellt ist. Es zeigen:

Figur 1 eine Seitenansicht eines erfindungsgemäßen Kreisschiebeplanetenradgetriebes,

Figur 2 eine Schnittdarstellung des Kreisschiebeplanetenradgetriebes

Figur 3 eine Einzelansicht einer erfindungsgemäßen Antriebsscheibe,

Figur 4 schematisch eine vergrößerte Teilansicht einer Antriebsscheibe im Eingriff mit einem Planetenrad.

Ausführliche Beschreibung der Zeichnungen

Figur 1 zeigt beispielhaft ein erfindungsgemäßes Kreisschiebeplanetenradgetriebe, das in Figur 2 in einem Längsschnitt entlang der Linie A-A aus Figur 1 dargestellt ist. Das Kreisschiebeplanetenradgetriebe weist zwei koaxial zu einer Zentralwelle 1 hintereinander angeordnete Hohlräder 2, 3 und einen Satz Planetenräder 4 auf, die auf einem Planetenradträger 5 gelagert sind, der seinerseits drehbar, hier auf der Zentralwelle 1, zentral abgestützt ist. Die Planetenräder 4 stehen in Eingriff mit den Hohlrädern 2, 3 und sind zugleich durch sogenannte Antriebsscheiben 6, 7, 8 antreibbar. Diese sind axial hintereinander über zugeordnete Exzenter 9, 10, 11 auf der Zentralwelle 1 angeordnet. Die Antriebsscheiben 6, 7, 8 sind jeweils über eine Wälzlagerung radial auf den zugeordneten Exzentern 9, 10, 11 abgestützt und zugleich auf diesen axial fixiert. Alternativ können die Antriebsscheiben 6, 7, 8 auch radial gleitgelagert sein. Die Exzenter 9, 10, 11 sind mit der Zentralwelle 1 dreh- und axialfest verbunden. Bei Drehung der Zentralwelle 1 bewegen sich die Antriebsscheiben 6, 7, 8 auf zur Zentralwelle 1 exzentrischen Kreisbahnen. Sie führen hierbei eine sogenannte Kreisschiebebewegung aus. Eine Rotation der Antriebsscheiben 6, 7, 8 um eine eigene Achse, insbesondere eine Rotation relativ zum Planetenradträger 5, wird dabei vermieden.

Ein erstes Hohlrad 2, das die Planetenräder 4 und die Antriebsscheiben 6, 7, 8 radial außen umschließt, ist dreh- bzw. gehäusefest angeordnet, während das zweite Hohlrad 3 koaxial zum ersten angeordnet drehbar gelagert ist. Dabei kämmen die Planetenräder 4 jeweils an einem ersten axialen Abschnitt ihrer Außenverzahnung mit einer Innenverzahnung des ersten Hohlrads 2 und an einem zweiten axialen Abschnitt ihrer Außenverzahnung mit einer Innenverzahnung des zweiten Hohlrads 3. Die Außenverzahnung der Planetenräder 4 ist hierbei stufenlos axial durchgehend ausgeführt. Das zweite Hohlrad 3 dient zugleich als Abtrieb.

Die Antriebsscheiben 6, 7, 8 sind untereinander gleich ausgeführt und dienen dem Antrieb der Planetenräder 4. Sie weisen jeweils an ihrem Außenumfang eine der Anzahl der Planetenräder 4 entsprechende Anzahl von kreisbogenförmigen konkaven Zahn-

segmenten 12 zum Eingriff mit jeweils einem korrespondierenden Planetenrad 4 auf. Dabei ist jedes Zahnsegment 12 einem Planetenrad 4 zugeordnet. Bei Drehung der Zentralwelle 1 gelangen die Antriebsscheiben 6, 7, 8 bei ihrer Kreisschiebebewegung jeweils an ihren Zahnsegmenten 12 wechselweise in Eingriff mit den jeweils zugeordneten Planetenrädern 4 und schieben dabei diese jeweils an ihren Außenverzahnungen mindestens um einen Zahn weiter. Dabei steht jede Antriebsscheibe 6, 7, 8 zu jedem Zeitpunkt ihrer Kreisschiebebewegung an zumindest zwei Zahnsegmenten 12 im Eingriff mit jeweils einem Planetenrad 4.

Das Kreisschiebeplanetenradgetriebe besteht aus zwei Getriebestufen. Dabei bilden die Antriebsscheiben 6, die Planetenräder 4 und das erste Hohlrad 2, 7, 8 die erste Getriebestufe. Daran angeschlossen ist die zweite Getriebestufe bestehend aus den Planetenrädern 4 im Eingriff mit dem zweiten Hohlrad 3. Die zweite Getriebestufe bildet ein sogenanntes Plusgetriebe, bei dem das zweite Hohlrad 3 und der Planetenradträger 5 gleichsinnig drehen.

Eine erste Teilübersetzung i_1 bezogen auf die erste Getriebestufe ist bestimmt durch die Zähnezahl z_{H1} der Innenverzahnung des ersten Hohlrads 2, der Zähnezahl z_P der Verzahnung der Planetenräder 4 und der Zähnezahl z_{EX} der Zahnsegmente 12 an den Antriebsscheiben 6, 7, 8. Dabei gilt

$$i_1 = 1 - (1/(1+ z_{EX}/z_P)) \cdot(- z_{H1}/z_P)$$

Die Zähnezahl z_{EX} bezieht sich auf die Innenverzahnung eines an den Zahnsegmenten 12 virtuell gebildeten Hohlrads. Die erste Teilübersetzung i_1 wird vorgegebener Zähnezahl z_{H1} des ersten Hohlrads 2 durch den Unterschied zwischen der Zähnezahl z_{EX} der Zahnsegmente 12 und der Zähnezahl z_P der Planetenräder 4 bestimmt.

Eine zweite Teilübersetzung i_2 bezogen auf die zweite Getriebestufe ist bestimmt durch die Zähnezahl z_{H1} der Innenverzahnung des ersten Hohlrads 1, der Zähnezahl z_P der Außenverzahnung der Planetenräder 4 und der Zähnezahl z_{H2} der Innenverzahnung des zweiten Hohlrads 3. Hierbei gilt

$$i_2 = 1/((1 - 1/(- z_{H1}/z_P) -1)\cdot(-z_{H2}/z_P) +1)$$

Die erste Teilübersetzung i_1 ist vorzugsweise größer als die zweite Teilübersetzung i_2:

$$i_1 > i_2$$

gilt, wobei die Zähnezahl z_{H1} des ersten Hohlrads 2 kleiner ist als die Zähnezahl z_{H2} des zweiten Hohlrads 3:

$$z_{H1} < z_{H2}$$

Außerdem weisen die Zähnezahlen z_{H1}, z_{H2} der Hohlräder 2, 3 einen großen Unterschied auf. Dies wird durch entsprechende Profilverschiebung bzw. Bezugsprofile an den Innenverzahnungen der Hohlräder 2, 3 ermöglicht. Durch die Aufteilung der Teilübersetzungen mit $i_1 > i_2$ in den Getriebestufen mit einem möglichst großen Unterschied der Zähnezahlen z_{H1}, z_{H2} der Hohlräder 2, 3 wird eine Selbsthemmung im Kreisschiebeplanetenradgetriebes sowohl bei Übersetzungen ins Schnelle als auch bei der Übersetzung ins Langsame vermieden oder nahezu vermieden. Zugleich wird eine große Gesamtübersetzung i zwischen der Zentralwelle 1 und dem zweiten Hohlrad 3 mit $i = i_1 \cdot i_2 > 200$ erreicht. Dabei drehen Zentralwelle 1 und zweites Hohlrad 3 gleichsinnig.

Das Kreisschiebeplanetenradgetriebe weist beispielhaft drei Planetenräder 4 und drei axial hintereinander angeordnete Antriebsscheiben 6, 7, 8 mit drei zugeordneten Exzentern 9, 10, 11 auf. Denkbar ist auch, in Abhängigkeit von dem zu übertragenden Drehmoment und der Anzahl der Planetenräder 4 mehr oder weniger Antriebsscheiben 6, 7, 8 bzw. Exzenter 9, 10, 11 anzuordnen. Beispielsweise können vier Planetenräder 4 vorgesehen sein, die mit mindestens zwei Antriebsscheiben 6, 7, 8 in Eingriff stehen.

Auf der Zentralwelle 1 sind die axial außen angeordneten Exzenter 8, 10 jeweils als separates Bauteil ausgeführt, während der zwischen den äußeren Exzentern 9, 11 mittig angeordnete Exzenter 10 einteilig mit der Zentralwelle 1 ausgebildet ist. Die Exzenter 9, 10, 11 sind auf der Zentralwelle 1 in Umfangsrichtung um 120° winkelversetzt zueinander angeordnet. Dadurch bewegen sich die Antriebsscheiben 6, 7, 8 entsprechend dem Winkelversatz der Exzenter 9, 10, 11 zueinander phasenverschoben. Zentralwelle 1 und Exzenter 9, 10, 11 bilden dabei eine sogenannte Exzenterwelle.

Der Planetenradträger 5 ist an parallelen Seitenwandabschnitten drehbar auf der Zentralwelle 1 wälzgelagert. Zwischen den Seitenwandabschnitten sind die drei Planetenräder 4 auf drei Bolzen gelagert, die an ihren Enden an den Seitenwandabschnitten abgestützt sind. Die Seitenwandabschnitte bestehen jeweils aus drei Stre-

ben, die außen an freien Endabschnitten die Bolzen aufnehmen und sternförmig zentral zusammenlaufen, um dort ein Lagerauge zur Lagerung auf der Zentralwelle 1 zu bilden. Die Streben weisen jeweils eine Aussparung zur Masse- bzw. Gewichtsreduzierung auf.

Das erste Hohlrad 2 ist radial auf dem zweiten Hohlrad 3 gelagert. Hierzu sind die Hohlräder 2, 3 an ihren einander zugewandten axialen Endabschnitten überlappend angeordnet. Zur Aufnahme der Lagerung ist der Endabschnitt des ersten Hohlrads 2 an seinem Innendurchmesser an einem ersten Ringabsatz aufgeweitet, während am Endabschnitt des zweiten Hohlrads 3 ein korrespondierender zweiter Ringabsatz mit eingezogenem Außendurchmesser vorgesehen ist. Zwischen den Ringabsätzen ist eine Wälzlagerung axial und radial eingepasst. An seinem vom ersten Hohlrad 2 abgewandten Endabschnitt umschließt das zweite Hohlrad 3 einen Seitenwandabschnitt des Planetenradträgers 11 radial außen. Am ersten Hohlrad 2 wird die Innenverzahnung axial innen durch den ersten Ringabsatz begrenzt.

Figur 3 zeigt die Ausgestaltung einer Antriebsscheibe 6, 7, 8, die an einer zentralen kreisrunden Aufnahmeöffnung 13 auf den Exzentern 9, 10, 11 der Zentralwelle 1 lagerbar ist. Der Mittelpunkt der Aufnahmeöffnung 13 bildet zugleich den Mittelpunkt einer gedachten Kreislinie 14, die die Antriebsscheibe am Außenumfang umfasst. Drei kreisbogenförmige Zahnsegmente 12 sind als konkave Ausbuchtungen am Außenumfang mit einer Innenverzahnung zum Eingriff mit jeweils einem Planetenrad 4 vorgesehen. Die Zahnsegmente 12 sind auf Mittelachsen 15 um 120° zueinander versetzt angeordnet. Die Mittelachsen 15 verlaufen durch die geometrischen Mittelpunkte der kreisbogenförmigen Zahnsegmente 12 und durch den Mittelpunkt der Antriebsscheibe 6, 7, 8. Sie bilden zugleich Symmetrieachsen, zu denen die Antriebsscheibe 6, 7, 8 achsensymmetrisch ausgebildet ist.

Zur Optimierung des Zahneingriffs zwischen Planetenrädern 4 und Zahnsegmenten 12 weisen die Innenverzahnungen letzterer einen Zahnversatz um einen vorbestimmten Winkel δ_j zueinander auf. Der Winkel δ_j ist auf die Mittelachse 15 des jeweiligen Zahnsegments 12 bezogen. Er wird an in Umfangsrichtung der Antriebsscheiben 6, 7, 8 jeweils aufeinanderfolgenden Zahnsegmenten 12 ausgehend von einem Zahnsegment 12 an der Position $j = 0$ abhängig von der jeweiligen Position j bestimmt. Der In-

dex j läuft von 0, 1, ... bis $P_{Anz} - 1$, wobei P_{Anz} die Anzahl der Planetenräder 4 und $\delta_0 = 0°$ den Winkel der Innenverzahnung des Zahnsegments 12 am Ausgangspunkt an der Planetenradposition j=0 bezeichnet. Dabei sind an jeder Antriebsscheibe 6, 7, 8 die Innenverzahnungen der aufeinanderfolgenden Zahnsegmente 12 abhängig von der jeweiligen Position j des Zahnsegments 12, der Zähnezahl z_{H1} des ersten Hohlrads 2, der Zähnezahl z_{Ex} der Innenverzahnung der Zahnsegmente 12, der Anzahl n der Planetenräder 4 und abhängig von der ersten Teilübersetzung i_1 um den Winkel δ_j versetzt ausgestaltet, der bestimmt ist durch

$$\delta_j = j \cdot (z_{H1}/z_{Ex}) \cdot (360°/P_{Anz}) \cdot (1/(i_1 - 1))$$

Im Ausführungsbeispiel beträgt der Zahnversatz des auf der Planetenradposition j = 0 angeordneten Zahnsegments 12 $\delta_0 = 0°$. Die in Wälzrichtung im Uhrzeigersinn auf den Planetenradpositionen j=1 und j=2 folgenden Zahnsegmente 12 weisen an ihren Innenverzahnungen gegenüber dem auf der Planetenradposition j=0 angeordneten Zahnsegments 12 hier beispielhaft einen Zahnversatz um den Winkel $\delta_1 = 10°$ bzw. $\delta_2 = 20°$ auf.

Weiterhin sind die Zahnsegmente 12 mit einem vorbestimmten Öffnungs- oder Umschlingungswinkel γ ausgebildet. Dieser legt die Kreisbogenlänge der Zahnsegmente 12 fest, an der sich die Planetenräder 4 im Eingriff mit den Zahnsegmenten 12 abwälzen können. Die Antriebsscheibe 6, 7, 8 verhält sich dabei an ihren Zahnsegmenten 12 jeweils wie ein gedachtes Hohlrad, das durch eine gestrichelte Kreislinie angedeutet ist. Die Zahnsegmente 12 bilden auf diese Weise jeweils ein Teilhohlrad bzw. einen Teilabschnitt eines gedachten Hohlrads. In Figur 4 ist schematisch ein vergrößerter Ausschnitt einer Antriebsscheibe 6, 7, 8 an einem Zahnsegment 12 im Eingriff mit einem Planetenrad 4 dargestellt. Der Öffnungswinkel γ bestimmt Länge und Dauer des Eingriffs der Planetenräder 4 mit der Antriebsscheibe 6, 7, 8 während des Umlaufs. Er ist derart gestaltet, dass die Antriebsscheibe 6, 7, 8 zu jedem Zeitpunkt ihrer Kreisschiebebewegung an zumindest zwei Zahnsegmenten 12 jeweils mit einem Planetenrad 4 in Eingriff steht. Dadurch ist die Antriebsscheibe 6, 7, 8 zu jedem Zeitpunkt ihrer Bewegung bestimmt angeordnet. Hierzu ist der Öffnungswinkel γ in Abhängigkeit von der Anzahl P_{Anz} der anzutreibenden Planetenräder 4, der Länge der Eingriffslinie AC von Einlaufpunkt A bis Wälzpunkt C zwischen der Außenverzahnung der Planetenräder 4 und der Innenverzahnung der Zahnsegmente 12, dem Kopfkreisdurchmes-

ser d_{aex} und dem Wälzkreisdurchmesser d_{wex} der Innenverzahnung der Zahnsegmente 12 ausgestaltet (Figur 4). Dabei gilt

$$\gamma = 2\cdot\{360°/P_{Anz} - \cos^{-1}[(AC^2 - (d_{aex}/2)^2) - (d_{wex}/2)^2)\cdot(-2/(d_{wex}\cdot d_{aex})]\}.$$

Im Ausführungsbeispiel ist die Innenverzahnung der Zahnsegmente 12 mit einem Öffnungswinkel γ von etwa 200° ausgeführt.

Zur Reduzierung der Masse bzw. des Gewichts der Antriebsscheibe 6, 7, 8 sind in Umfangsrichtung zwischen den Zahnsegmenten 12 am Außenumfang Aussparungen 16 (Figur 3)vorgesehen, die jeweils eine konkave bogenförmige Wölbung bilden. Zur weiteren Masse- bzw. Gewichtsreduzierung sind in einem radial mittleren Bereich zwischen den Aussparungen 16 radial außen und den Aufnahmeöffnungen 13 radial innen kreisrunde Durchganglöcher 17 ausgebildet.

Bezugszeichenliste

1	Zentralwelle
2	Hohlrad
3	Hohlrad
4	Planetenrad
5	Planetenradträger
6	Antriebsscheibe
7	Antriebsscheibe
8	Antriebsscheibe
9	Exzenter
10	Exzenter
11	Exzenter
12	Zahnsegment
13	Aufnahmeöffnung
14	Kreislinie
15	Mittelachse
16	Aussparung
17	Durchgangsloch
δ	Winkel
γ	Öffnungswinkel
AC	Eingriffslänge
A	Einlaufpunkt
C	Wälzpunkt
d_{aex}	Kopfkreisdurchmesser
d_{wex}	Wälzkreisdurchmesser

Patentansprüche

1. Kreisschiebeplanetenradgetriebe mit einer Zentralwelle (1), einem gehäusefest angeordneten ersten Hohlrad (2), einem Satz Planetenräder (4), einem drehbar abgestützten Planetenradträger (5), auf dem die Planetenräder (4) gelagert sind, und mehreren axial hintereinander angeordneten Antriebsscheiben (6, 7, 8) zum Antrieb der Planetenräder (4), wobei die Antriebsscheiben (6, 7, 8) zur Ausführung einer Kreisschiebebewegung exzentrisch auf der Zentralwelle (1) gelagert sind, **dadurch gekennzeichnet**, dass zumindest ein koaxial zum ersten Hohlrad (2) drehbar gelagertes zweites Hohlrad (3) vorgesehen ist und die Planetenräder (4) jeweils an einem ersten axialen Abschnitt mit dem ersten Hohlrad (2) und an einem zweiten axialen Abschnitt mit dem zweiten Hohlrad (3) in Eingriff stehen, wobei die Antriebsscheiben (6, 7, 8) jeweils zum Eingriff mit den Planetenrädern (4) am Außenumfang konkave kreisbogenförmige Zahnsegmente (12) mit einer Innenverzahnung bilden und die Planetenräder (4) und die Antriebsscheiben (6, 7, 8) in dem von den Hohlrädern (2, 3) radial umschlossenen Bauraum angeordnet sind.

2. Kreisschiebeplanetenradgetriebe nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Planetenräder (4) jeweils eine axial durchgehende Außenverzahnung zum Eingriff in das erste und zweite Hohlrad (2, 3) aufweisen.

3. Kreisschiebeplanetenradgetriebe nach einem der Ansprüche 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet**, dass erstes und zweites Hohlrad (2, 3) an überlappenden axialen Endabschnitten radial gelagert aufeinander abgestützt sind.

4. Kreisschiebeplanetenradgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet**, dass das erste Hohlrad (2), die Planetenräder (4) und die Antriebsscheiben (6, 7, 8) eine erste Getriebestufe mit einer ersten Teilübersetzung (i_1) und das zweite Hohlrad (3) und die Planetenräder (4) eine zweite Getriebestufe mit einer zweiten Teilübersetzung (i_2) bilden, wobei die erste Teilübersetzung (i_1) größer ist als die zweite Teilübersetzung (i_2).

5. Kreisschiebeplanetenradgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet**, dass eine Gesamtübersetzung (i) erreicht wird, die größer ist als 200, wobei keine Selbsthemmung auftritt.

6. Kreisschiebeplanetenradgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Zähnezahl (z_{H2}) des zweiten Hohlrads (3) größer ist als die die Zähnezahl (z_{H1}) des ersten Hohlrads (2).

7. Kreisschiebeplanetenradgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 6, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Antriebsscheiben (6, 7, 8) bei Ausführung der Kreisschiebebewegung zu jedem Zeitpunkt jeweils mit zumindest zwei Planetenrädern (4) in Eingriff stehen.

8. Kreisschiebeplanetenradgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 7, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Antriebsscheiben (6, 7, 8) jeweils zum Eingriff mit den Planetenrädern (4) am Außenumfang konkave kreisbogenförmige Zahnsegmente (12) mit einer Innenverzahnung bilden, wobei die Innenverzahnungen von in Umfangsrichtung aufeinanderfolgenden Zahnsegmenten (12) einen von der jeweiligen Position (j) der Zahnsegmente (12) abhängigen Zahnversatz um einen vorbestimmten Winkel (δ_j) zueinander aufweisen.

9. Kreisschiebeplanetenradgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 8, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Zahnversatz der Innenverzahnungen der in Umfangsrichtung aufeinanderfolgenden Zahnsegmente (12) durch einen von der jeweiligen Position (j) der Zahnsegmente (12), der Zähnezahl (z_{H1}) des ersten Hohlrads (2), der Zähnezahl (z_{Ex}) der Innenverzahnung der Zahnsegmente (12), der Anzahl (P_{Anz}) der Planetenräder (4) und von der ersten Teilübersetzung (i_1) abhängigen Winkel (δ_j) bestimmt ist, wobei gilt

$$\delta_j = j \cdot (z_{H1}/z_{Ex}) \cdot (360°/P_{Anz}) \cdot (1/(i_1 - 1)) \text{ mit } j = 0, 1, 2, \ldots, P_{Anz} - 1 \text{ und } \delta_0 = 0°.$$

10. Kreisschiebeplanetenradgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 9, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Antriebsscheiben (6, 7, 8) jeweils zum Eingriff mit den

Planetenrädern (4) am Außenumfang konkave kreisbogenförmige Zahnsegmente (12) mit Innenverzahnungen bilden, die jeweils einen vorbestimmten Öffnungswinkel (γ) aufweisen, der in Abhängigkeit von der Anzahl (P_{Anz}) der Planetenräder (4), der Länge der Eingriffslinie (AC) von ihrem Einlaufpunkt (A) bis zu ihrem Wälzpunkt (C) zwischen der Außenverzahnung der Planetenräder (4) und der Innenverzahnung der Zahnsegmente (12) und in Abhängigkeit von Kopfkreis- und Wälzkreisdurchmesser (d_{wex}, d_{aex}) der Innenverzahnung der Zahnsegmente (12) bestimmt ist, wobei gilt

$$\gamma = 2\cdot\{360°/P_{Anz} - \cos^{-1}[(AC^2 - (d_{aex}/2)^2 - (d_{wex}/2)^2)\cdot(-2/(d_{wex}\cdot d_{aex})]\}.$$

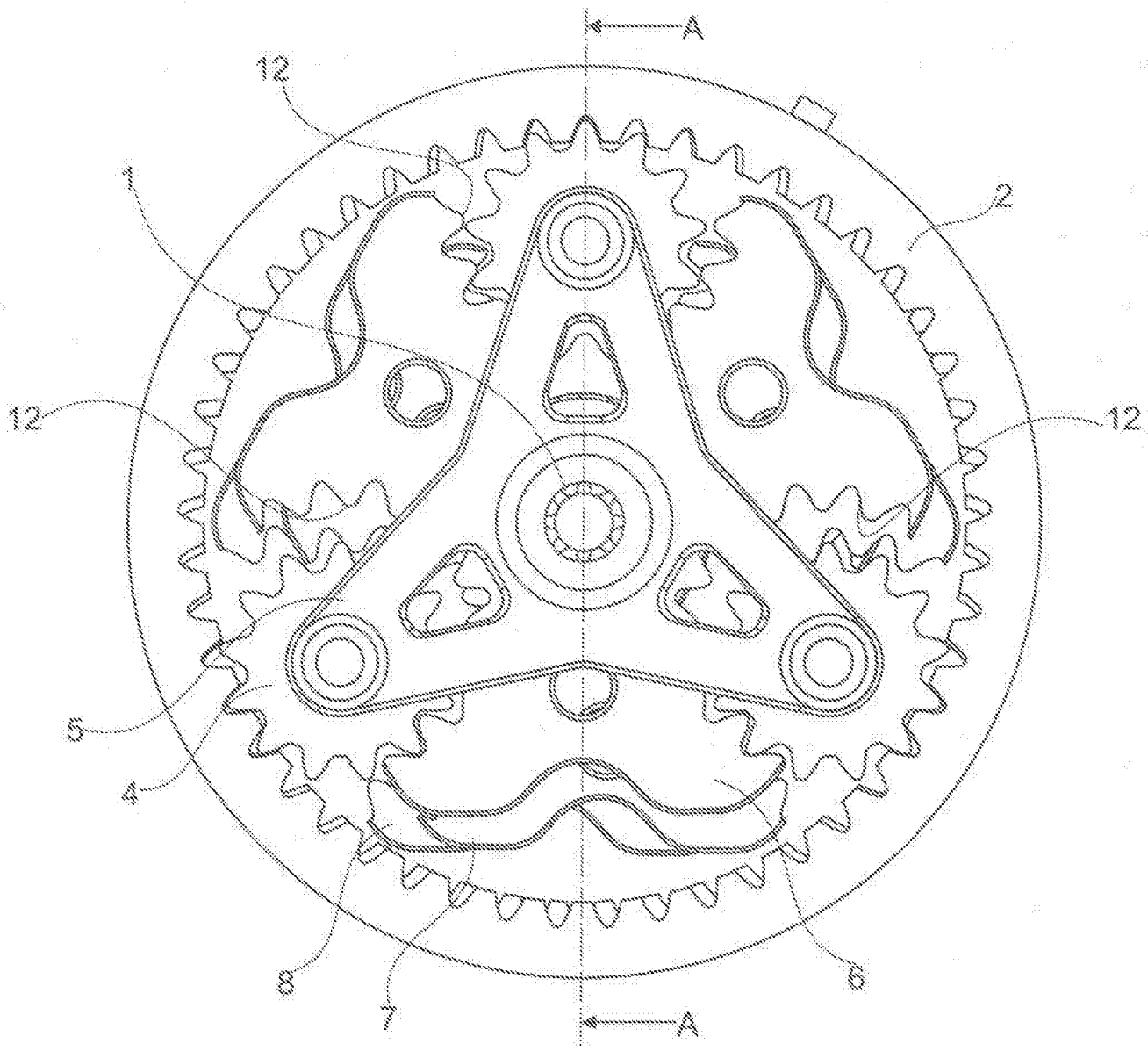


Fig. 1

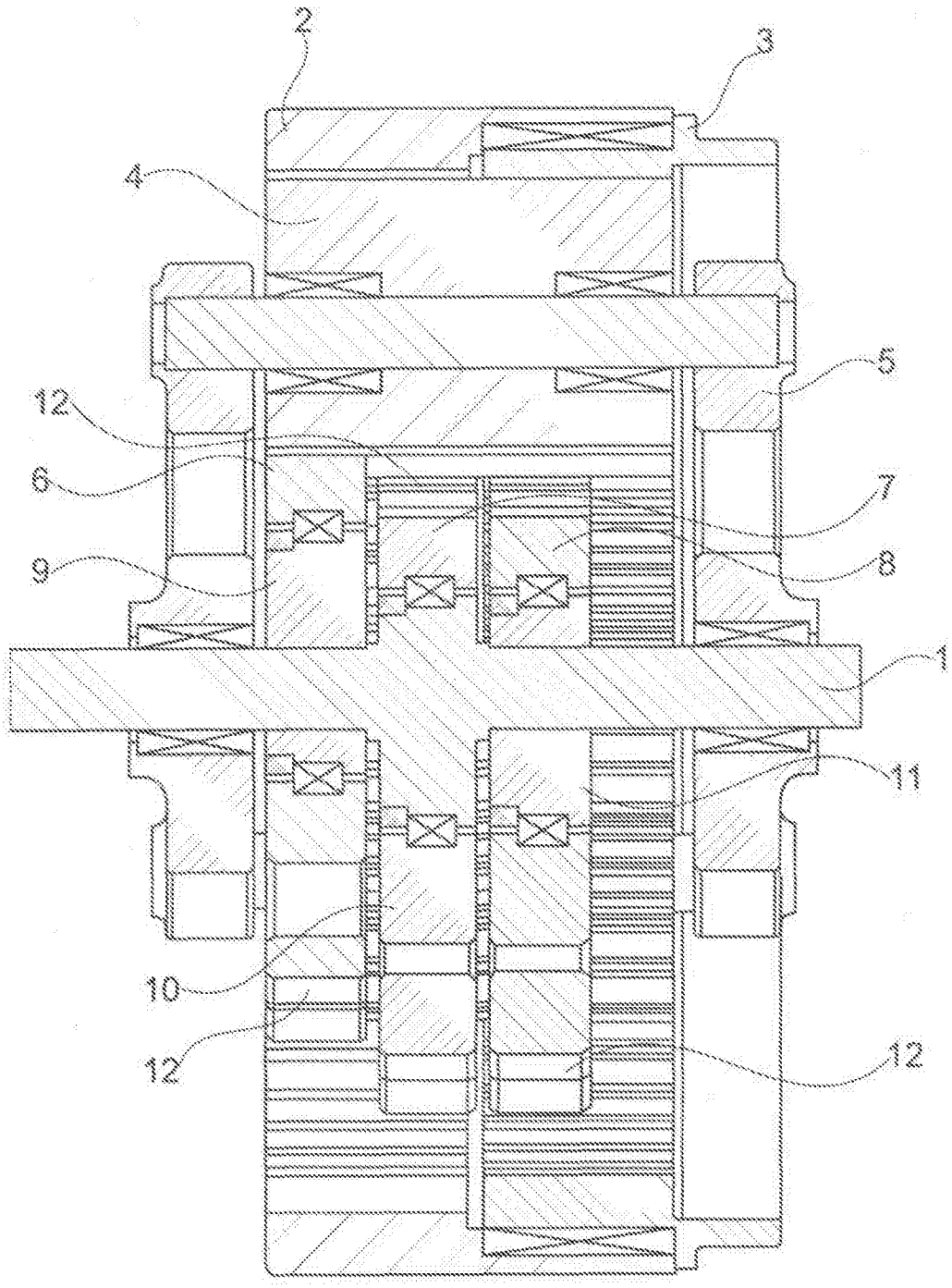


Fig. 2

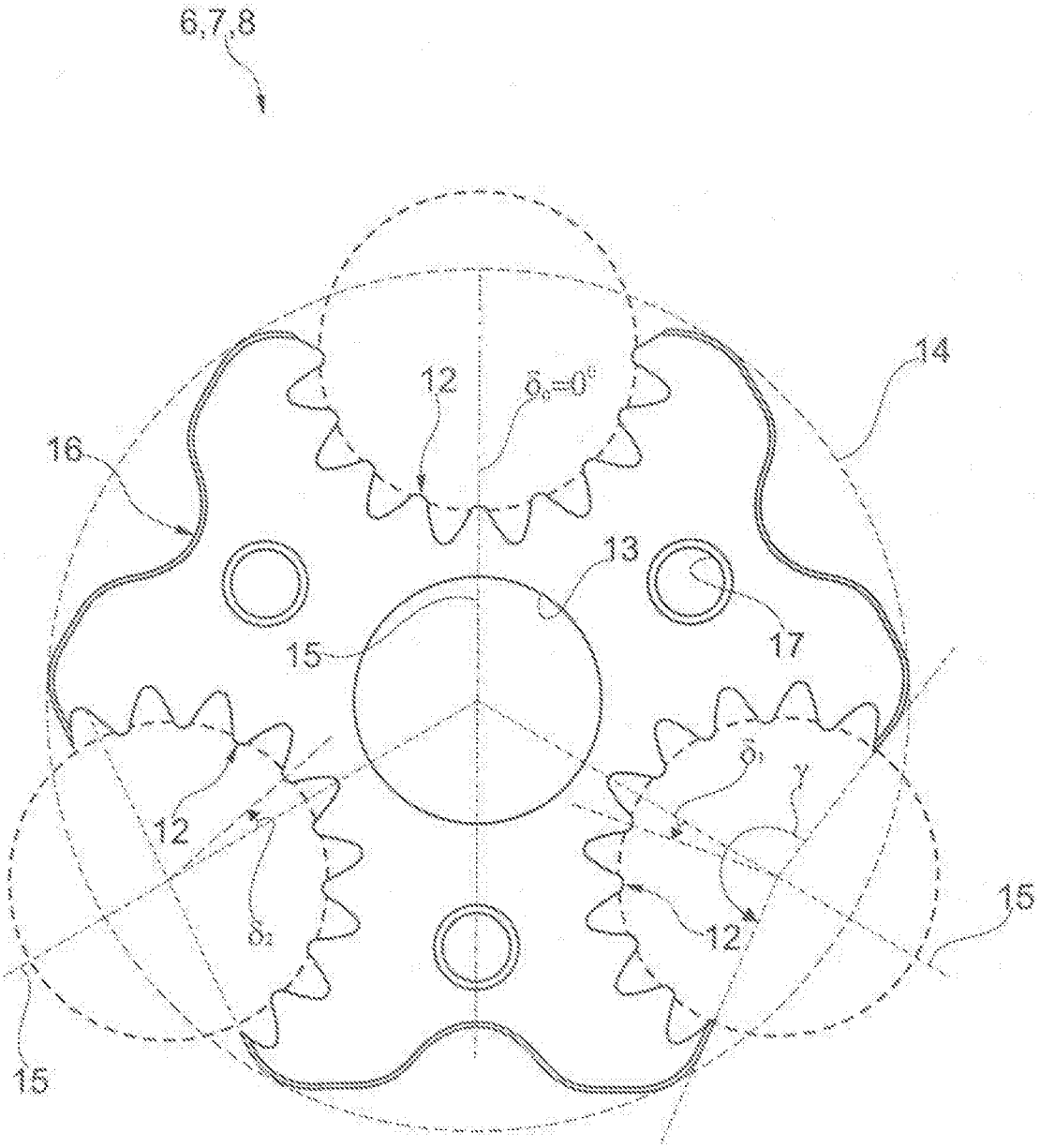


Fig. 3

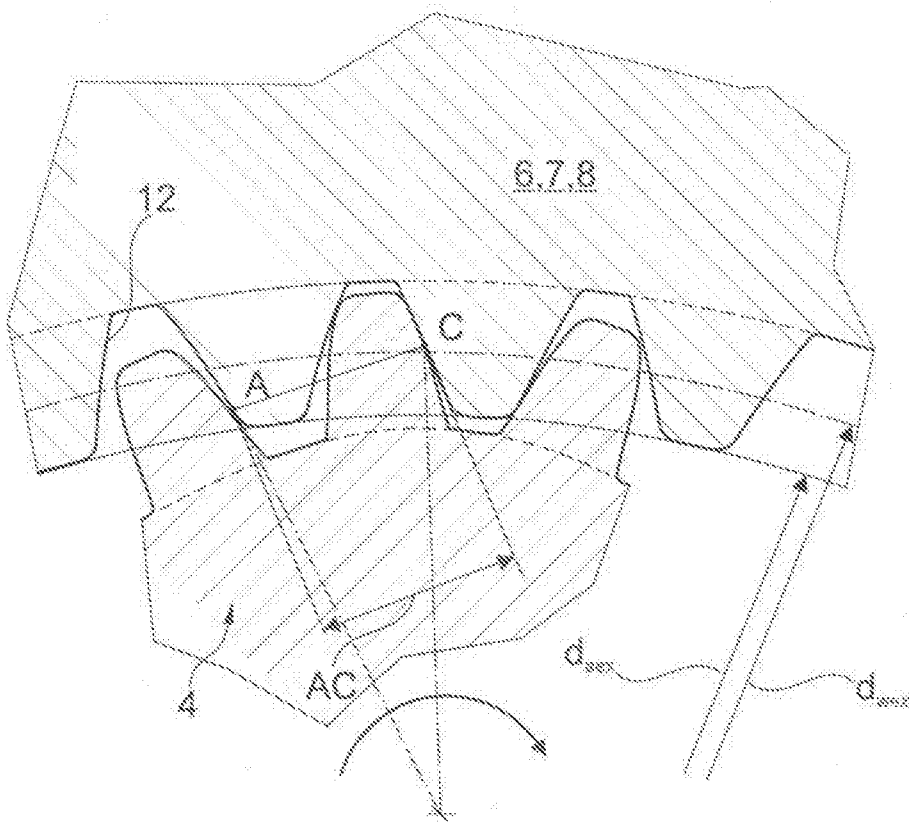


Fig. 4

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No
PCT/DE2015/200230

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
INV. F16H1/32
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

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 195 18 160 A1 (BROSOWITSCH JOSEF DIPL HTL ING [DE]) 4 April 1996 (1996-04-04) cited in the application figures 1-9	1-10
A	DE 25 27 603 A1 (ELPATAG AG) 23 December 1976 (1976-12-23) figure 1	1-10
A	CN 201 925 420 U (DALIAN TIGER METAL PRODUCT CO LTD) 10 August 2011 (2011-08-10) figure 1	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
9 November 2015	17/11/2015

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	Szodfridt, Tamas

1

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No
PCT/DE2015/200230

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
DE 19518160 A1	04-04-1996	NONE	
DE 2527603 A1	23-12-1976	NONE	
CN 201925420 U	10-08-2011	NONE	

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen
PCT/DE2015/200230

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES
INV. F16H1/32
ADD.

Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPC) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPC

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)
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, 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 195 18 160 A1 (BROSOWITSCH JOSEF DIPL HTL ING [DE]) 4. April 1996 (1996-04-04) in der Anmeldung erwähnt Abbildungen 1-9	1-10
A	DE 25 27 603 A1 (ELPATAG AG) 23. Dezember 1976 (1976-12-23) Abbildung 1	1-10
A	CN 201 925 420 U (DALIAN TIGER METAL PRODUCT CO LTD) 10. August 2011 (2011-08-10) Abbildung 1	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
9. November 2015	17/11/2015

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	Szodfridt, Tamas

1

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen
PCT/DE2015/200230

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
DE 19518160 A1	04-04-1996	KEINE	
DE 2527603 A1	23-12-1976	KEINE	
CN 201925420 U	10-08-2011	KEINE	