

(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
6. Oktober 2016 (06.10.2016)



(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2016/155726 A1

(51) Internationale Patentklassifikation:
B60G 21/055 (2006.01) *F16H 55/18* (2006.01)
F16H 1/28 (2006.01)

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/DE2016/200145

(22) Internationales Anmeldedatum:
17. März 2016 (17.03.2016)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:
10 2015 206 064.0 2. April 2015 (02.04.2015) DE

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

(72) Erfinder: **BRETON, Wilfried**; Sulzbacherstraße 15,
90518 Altdorf (DE). **JURJANZ, Ramon**; Steinheilstraße
41, 91058 Erlangen (DE). **KNETSCH, Dustin**;
Geisbergstraße 13, 91056 Erlangen (DE).
HOLZBERGER, Markus; Borbath 9, 91448 Emskirchen
(DE). **ARNOLD, Mario**; Rainsberg 8, 91086 Aurachtal
(DE). **KUTZBERGER, Silvia**; Römerreuthstraße 15b,
91056 Erlangen (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,

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: ROLL STABILIZER FOR A MULTITRACK MOTOR VEHICLE

(54) Bezeichnung : WANKSTABILISATOR FÜR EIN MEHRSPURIGES KRAFTFAHRZEUG

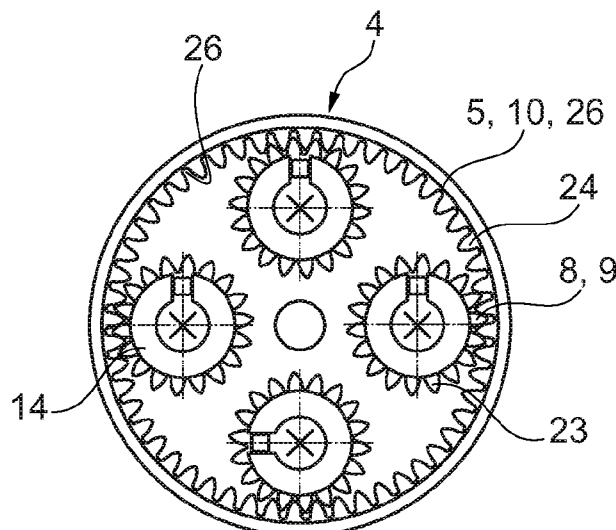


Fig. 3

(57) **Abstract:** The invention relates to a roll stabilizer for a
multitrack motor vehicle, comprising a split torsion bar (3),
between the mutually facing ends of which an actuator (4) is
arranged for transmitting a torsional moment. The actuator
(4) has a housing (5) which is connected to one torsion bar
part (1, 2) and in which a motor and a planetary
transmission connected to the motor are arranged. The
transmission output of the planetary transmission is
connected to the other torsion bar part (1, 2), and the planet
gears (9) of the planetary transmission mesh with a counter
gear (28). A multistage planetary transmission is provided,
the last output-side planet gear stage (8) of the planetary
transmission being provided with planet gears (9), at least
one planet gear (9) of which is split into two axially adjacent
end gears (11) that can be rotated relative to each other,
wherein a torsion spring (14) is operatively arranged
between the end gears such that the split planet gear (9)
engages with the counter gear (26) in a play-free manner.

(57) **Zusammenfassung:** Wankstabilisator für ein
mehrspuriges Kraftfahrzeug,

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]



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)

mit einem geteilten Drehstab (3), zwischen dessen einander zugewandten Enden ein Aktuator (4) zur Übertragung eines Torsionsmomentes angeordnet ist, wobei der Aktuator (4) ein mit dem einen Drehstabteil (1, 2) verbundenes Gehäuse (5) aufweist, in dem ein Motor und ein an den Motor angeschlossenes Planetengetriebe angeordnet sind, dessen Getriebeausgang mit dem anderen Drehstabteil (1, 2) verbunden ist, und dessen Planetenräder (9) mit einem Gegenrad (28) kämmen, wobei ein mehrstufiges Planetengetriebe vorgesehen ist, dessen letzte getriebeausgangsseitig gelegene Planetenradstufe (8) mit Planetenrädern (9) versehen ist, von denen wenigstens eines der Planetenräder (9) in zwei axial einander benachbarte und zueinander verdrehbar angeordnete Stirnräder (11) geteilt ist, zwischen denen eine Torsionsfeder (14) derart wirksam angeordnet ist, dass das geteilte Planetenrad (9) in spielfreiem Eingriff mit dem Gegenrad (26) ist

Wankstabilisator für ein mehrspuriges Kraftfahrzeug

Die vorliegende Erfindung betrifft einen Wankstabilisator für ein mehrspuriges Kraftfahrzeug. Derartige Wankstabilisatoren wirken einem Wanken des Fahrzeugaufbaus bei Kurvendurchfahrten entgegen.

Aus DE102009006385 ist ein Wankstabilisator nach den Merkmalen des Oberbegriffs des Anspruchs bekannt geworden.

Derartige Wankstabilisatoren für mehrspurige Kraftfahrzeuge sind als aktive Stabilisatoren ausgeführt und mit einem geteilten Drehstab versehen, zwischen dessen einander zugewandten Enden ein Aktuator zur Übertragung eines Torsionsmomentes angeordnet ist. Der Aktuator weist ein mit dem einen Drehstabteil verbundenes Gehäuse auf, in dem ein Motor und ein an den Motor angeschlossenes Planetengetriebe angeordnet sind, dessen Getriebeausgang mit dem anderen Drehstabteil verbunden ist, wobei Planetenräder des Planetengetriebes mit einem Gegenrad kämmen.

Bei derartigen aktiven Wankstabilisatoren sind im Betrieb störende Klappergeräusche beobachtet worden, die über Körperschall bis in die Fahrgastzelle übertragen und störend wahrgenommen wurden. Aufgabe der vorliegenden Erfindung war es, einen Wankstabilisator nach den Merkmalen des Oberbegriffs des Anspruchs 1 anzugeben, bei dessen Betrieb diese nachteiligen Klappergeräusche verringert sind.

Die Erfindung löst diese Aufgabe durch den Wankstabilisator gemäß Anspruch 1. Zweckmäßige Weiterbildungen sind in den abhängigen Ansprüchen angegeben.

Der erfindungsgemäße Wankstabilisator für ein mehrspuriges Kraftfahrzeug ist mit einem geteilten Drehstab versehen, zwischen dessen einander zugewandten Enden ein Aktuator zur Übertragung eines Torsionsmomentes angeordnet ist. Derartige Aktuatoren können unter Berücksichtigung von Fahrdaten wie Querbeschleunigung und Neigung des Fahrzeugaufbaus aktiv ein Drehmoment aufbauen, das in den Drehstab eingebracht wird, um einem Wanken aktiv entgegen zu wirken.

Der Aktuator weist ein mit dem einen Drehstabteil verbundenes Gehäuse auf, in dem ein Motor und ein an den Motor angeschlossenes Planetengetriebe angeordnet sind. Als Motor kann ein beispielsweise ein Elektromotor zum Einsatz kommen. Der Motor kann in bekannter Weise ein Antriebsritzel aufweisen, das mit einem Zahnrad des Planetengetriebes kämmt. Das Planetengetriebe ist erfindungsgemäß mehrstufig ausgeführt. Mehrstufige Planetengetriebe weisen mehrere in Reihe geschaltete Planetenradstufen auf, wobei die letzte Planetenradstufe getriebeausgangsseitig angeordnet ist.

Der Getriebeausgang des Planetengetriebes ist mit dem anderen Drehstabteil verbunden. Die Planetenräder kämmen mit einem Gegenrad. In einem Planetengetriebe sind Hohlräder und Sonnenräder als Gegenräder üblich.

Wenigstens eines der Planetenräder der letzten Planetenradstufe ist in zwei axial einander benachbarte und zueinander verdrehbar angeordnete Stirnräder geteilt, zwischen denen eine Torsionsfeder derart wirksam angeordnet ist, dass das geteilte Planetenrad in spielfreiem Eingriff mit dem Gegenrad ist. Diese geteilten Planetenräder übertragen ebenso wie einteilige Planetenräder Betriebslasten, die im Betrieb des Wankstabilisators auftreten. Der oben erwähnte herkömmliche Wankstabilisator ist mit einteiligen Planetenrädern versehen. Im Eingriff der Planetenräder mit dem Hohlrad und dem Sonnenrad ist ein Verzahnungsspiel gegeben. Das bedeutet, unter einem Lastwechsel, also beispielsweise infolge eines vom Aktuator aufgebrachten gegenläufigen Drehmoments wechselt die Lastübertragung von den einen Zahnflanken auf die anderen Zahnflanken der eingreifenden Zähne des Planetenrades. Es wurde herausgefunden, dass unter einem Lastwechsel die eingreifenden Zähne an die Zähne des Gegenrades anschlagen und die unerwünschten Geräusche hervorrufen.

Erfindungsgemäß sorgt die vorgespannte Torsionsfeder dafür, dass der Eingriff des geteilten Planetenrades in das Gegenrad spielfrei bleibt. Wird nun beispielsweise das zunächst lastfreie Getriebe mit einem Moment beaufschlagt, verdrehen sich die vorgespannten Stirnräder weiter gegeneinander, bis die Zahnflanken der Zähne beider Stirnräder an den Zähnen des Gegenrades anliegen. Der zuvor nicht anliegende Zahn

des einen Stirnrades kommt also unter Zunahme der gespeicherten Federenergie ebenfalls zur Anlage an den Zahn des Gegenrades. In dieser Situation ist die Torsionsfeder mit dem Maximalmoment belastet. Diese Energie wird nun in der Feder gespeichert und reduziert den Impuls, mit dem die Zahnflanken von Gegenrad und Planetenrad aufeinander treffen können. Diese Wirkung wird durch gezielte Abstimmung von Federsteifigkeit und Federweg der Torsionsfeder erreicht. Der Federweg kann mit Hilfe des Verzahnungsspiels eingestellt werden. Unter einem Lastwechsel erfolgt eine Reduzierung der Federkraft der vorgespannten Torsionsfeder unter Verdrehung der beiden Stirnräder des Planetenrades. Dieser spielfreie Eingriff des Planetenrades ist erfindungsgemäß mit dem Hohlrad sowie mit dem Sonnenrad gegeben.

Erfindungsgemäß ist ein mehrstufiges Planetengetriebe vorgesehen, dessen letzte getriebeausgangsseitig gelegene Planetenradstufe mit wenigstens einem der geteilten Planetenrädern versehen ist. Diese Planetenradstufe kann die größten Kräfte innerhalb des Planetengetriebes übertragen und demzufolge die größten Planetenräder aufweisen, die fertigungstechnisch mit vertretbarem Aufwand als geteilte und vorgespannte Planetenräder ausgeführt werden können. Es wurde herausgefunden, dass eine unerwünschte Geräuschbildung besonders wirkungsvoll unterbunden wird, wenn wenigstens eines der Planetenräder der letzten Planetenradstufe als geteiltes vorgespanntes Planetenrad ausgeführt ist. Bei mehrstufigen Planetengetrieben ist es erfindungsgemäß wirtschaftlich besonders günstig, nur die letzte Planetenradstufe mit wenigstens einem dieser geteilten Planetenräder zu versehen. Allerdings kann es zweckmäßig sein, mehrere oder sämtliche Planetenräder der letzten Stufe als vorgespannte geteilte Planetenräder auszuführen; dies kann sinnvoll sein, wenn sehr große Torsionsmomente wirksam werden, die Torsionsfedern der geteilten Planeten also sehr stark belastet werden; wenn mehrere vorgespannte Planeten im Eingriff sind, kann die Belastung auf mehrere Planeten verteilt werden.

Die Torsionsfeder kann dafür sorgen, dass unter ihrem Torsionsmoment einerseits ein Zahn des einen Stirnrades an einem eine Zahnücke begrenzenden Zahn des Gegenrades anliegt und andererseits ein Zahn des anderen Stirnrades an dem anderen die

Zahnücke begrenzenden Zahn des Gegenrades anliegt. Diese Situation ist bei lastfreiem Planetengetriebe gegeben. Unter Betriebslast erfolgt eine Relativdrehung der beiden Stirnräder der kämmenden Planetenräder in der beschriebenen Weise.

Vorzugsweise ist das Gegenrad durch ein drehfest mit dem Gehäuse verbundenes Hohlrad gebildet. Die bekannten aktiven Wankstabilisatoren können beispielsweise die Anschlaggeräusche der Zähne der Planetenräder bei einem Lastwechsel über Körperschall in das Gehäuse und von dort weiter über Verbindungsstellen des aktiven Wankstabilisators mit dem Fahrzeugaufbau in die Fahrgastzelle übertragen. In der bevorzugten Weiterbildung wird dieser Nachteil ausgeschlossen oder zumindest weitgehend kompensiert.

Vorzugsweise sind die Planetenräder in einem Planetenträger drehbar gelagert und sämtlich als geteilte Planetenräder ausgeführt. Auf diese Weise addieren sich die einen Stoß dämpfenden Kräfte der mehreren Torsionsfedern, so dass unter einem Lastwechsel störende Klappergeräusche ausgeschlossen werden können.

Es hat sich herausgestellt, dass eine kreisringsegmentförmige Torsionsfeder mit umfangsseitigen Federenden vorteilhaft ist, zwischen denen ein Schlitz ausgebildet ist, in den zwei jeweils einem der beiden Stirnräder zugeordnete Nocken eingreifen, von denen der eine Nocken einem der beiden Federenden und der andere Nocken dem anderen Federende zugeordnet ist. Diese Federn sind klein bauend und bieten aufgrund ihrer schmalen Bauweise eine problemlose Anordnung zwischen die beiden Stirnräder.

Die erwähnten beiden Nocken sind in axialer Richtung zumindest im Wesentlichen überdeckungsfrei angeordnet. Dadurch ergeben sich die nachstehend erläuterten Vorteile. Wenn die Torsionsfeder spannungsfrei ist, der Schlitz der Torsionsfeder also am kleinsten ist, können beide Nocken aufgrund der zumindest im Wesentlichen überdeckungsfreien Anordnung in axialer Richtung axial hintereinander angeordnet werden und in den Schlitz der spannungsfreien Torsionsfeder eingreifen. Je kleiner der Schlitz

ist, desto steifer kann die Torsionsfeder sein. Ein weiterer Vorteil kann darin gesehen werden, dass ein radiales Auswandern der Torsionsfeder unter Last verringert wird. Je kleiner der Schlitz ist, desto geringer ist die Tendenz der Torsionsfeder, radial auszuwandern. In anderen Worten ausgedrückt, ermöglicht die Erfindung einen möglichst kleinen Öffnungswinkel zwischen den beiden den Schlitz begrenzenden Federenden.

Wenn nun die beiden Stirnräder gegeneinander verdreht werden, drücken beide Nocken die Federenden unter Vergrößerung des Schlitzes auseinander. Gleich große Torsionsfedern können aufgrund des kleineren Schlitzes bei erfindungsgemäßer Anordnung eine verbesserte Steifigkeit aufweisen gegenüber der bekannten Anordnung.

Im Wesentlichen überdeckungsfrei im Sinn der Erfindung bedeutet, dass beispielsweise beide Nocken an ihren einander zugewandten freien Enden eine Stufe oder einen Anschlag aufweisen können, die axial ineinander greifen. Diese Stufen können so beschaffen sein, dass in dem einen Drehsinn der beiden Stirnräder die Stufen formschlüssig aneinander schlagen, eine Verdrehung also in diesem Drehsinn nicht möglich ist. In dieser Anschlaglage können beide Nocken einwandfrei axial hintereinander liegend angeordnet, also fluchtend angeordnet sein. In dem entgegengesetzten Drehsinn ist eine Verdrehung der Stirnräder möglich, um die gewünschte Vorspannung der Torsionsfeder einzustellen.

Günstig kann es jedoch sein, die Nocken völlig überdeckungsfrei in axialer Richtung anzuordnen. Das bedeutet, dass eine Verdrehung der beiden Stirnräder in beiden Drehsinnen möglich sein kann, um eine gewünschte Vorspannung der Torsionsfeder einzustellen.

Für Montagezwecke können die beiden Stirnräder in eine Drehlage gebracht werden, in der beide Nocken hintereinander angeordnet sind, also ohne umfangsseitigen Versatz zueinander. Die Nocken beanspruchen in dieser Lage den geringst möglichen Raum in Umfangsrichtung; in dieser Drehlage kann die Torsionsfeder spannungsfrei angeordnet sein, wobei die beiden Nocken in den Schlitz der Torsionsfeder eingreifen.

Vorzugsweise können beide Stirnräder auf einem gemeinsamen Lagerbolzen angeordnet sind, wobei wenigstens eines der beiden Stirnräder drehbar auf dem Lagerbolzen angeordnet ist. Beide Stirnräder können baugleich ausgeführt sein; beide Stirnräder können frei drehbar auf dem Lagerbolzen angeordnet sein. Die Nocken können einstückig mit dem zugeordneten Stirnrad verbunden sein.

Eine weitere Maßnahme zur Verbesserung der Steifigkeit der Torsionsfeder kann darin gesehen werden, dass an den beiden Federenden ausgebildete Anlageflächen für die Nocken am radial außen gelegenen Ende der Federenden angeordnet sind, wobei die Anlageflächen nach radial innen durch Freistellungen an den Federenden begrenzt sind. Je weiter radial außen der Kraftangriffsangriffspunkt liegt, desto steifer verhält sich die Feder aufgrund der Hebelverhältnisse. Die Freistellungen sorgen für definierte Kraftangriffspunkte radial außen.

Die Anlageflächen und die Freistellungen bildende Freistellungsflächen sind vorzugsweise winklig zueinander angeordnet, wobei eine Erstreckung der Anlagefläche in radialer Richtung innerhalb eines Bereichs liegt, der mindestens 80 Prozent und höchstens 100 Prozent eines Außendurchmessers der kreisringsegmentförmigen Torsionsfeder beträgt.

Die lastfreie Torsionsfeder kann mit den Anlageflächen jeweils eine ebene Fläche aufspannen, in der die Rotationsachse des Zahnrades bei liegt. In diesem Fall kann eine optimale Kraftübertragung in Umfangsrichtung sichergestellt werden.

Ebenso können die Nocken an ihren umfangsseitigen Enden mit den eben ausgebildeten Nockenflächen jeweils eine Ebene aufspannen, in der die Rotationsachse des Planetenrades liegt.

Großen Einfluss auf die Steifigkeit der Torsionsfeder hat deren Wanddicke in radialer Richtung. Aus diesem Grund ist es günstig, den zur Verfügung stehenden Bauraum optimal auszunutzen. Die Torsionsfeder kann daher vorzugsweise einen Außendurchmesser aufweisen, der etwa bis zum Kopfkreisdurchmesser des Gegenrades

reicht. Der Innendurchmesser der Torsionsfeder kann etwa bis zum Außendurchmesser des Lagerbolzens reichen, auf dem das Planetenrad angeordnet ist. Bei dieser Auslegung erhält die Torsionsfeder die größtmögliche Steifigkeit.

- Figur 1 einen erfindungsgemäßen aktiven Wankstabilisator,
- Figur 2 eine Planetenradstufe des aktiven Wankstabilisators aus Figur 1,
- Figur 3 einen Querschnitt durch die Planetenradstufe aus Figur 2,
- Figur 4 einen teilweisen Längsschnitt durch die Planetenradstufe aus Figur 2,
- Figur 5 ein Planetenrad, wie es in Figur 4 abgebildet ist
- Figur 6 eine Ansicht des Planetenrades aus Figur 5,
- Figur 7 das Planetenrad aus Figur 5 in Explosionsdarstellung,
- Figur 8 eine perspektivische Darstellung des Planetenrades aus Figur 5 im Schnitt,
- Figur 9 eine Explosionsdarstellung des Planetenrades wie in Figur 8,
- Figur 10 einen Schnitt entlang der Linie X – X aus Figur 5
- Figur 11 eine Torsionsfeder des Planetenrades aus Figur 5
- Figur 12 die Torsionsfeder aus Figur 11 in perspektivischer Darstellung
- Figur 13 ein Diagramm mit dem Vorspannmoment des Planetenrades über den Verdrehwinkel

Figur 1 zeigt einen aktiven Wankstabilisator für ein mehrspuriges Kraftfahrzeug, der einen in zwei Drehstabteile 1, 2 geteilten Drehstab 3 sowie einen zwischen den beiden Drehstabteilen 1, 2 wirksam angeordneten Aktuator 4. Dieser aktive Wankstabilisator ist quer zur Fahrzeuglängsachse angeordnet; seine freien Enden sind an nicht abgebildete Radträger angeschlossen. Der Aktuator 4 weist ein hohlzylindrisches Gehäuse 5 auf, in dem ein nicht abgebildeter elektrischer Antrieb sowie ein nicht weiter abgebildetes, an den Antrieb angeschlossenes Planetengetriebe eingebaut sind. Das Gehäuse 5 ist drehfest mit dem Drehstabteil 2 verbunden. Eine nicht abgebildete Abtriebswelle des Planetengetriebes ist drehfest mit dem Drehstabteil 1 verbunden. Unter Betätigung des Aktuators werden die beiden Drehstabteile 1, 2 zueinander verdreht und ein Torsionsmoment aufgebaut.

Figur 2 zeigt eine Planetenradstufe 6 des genannten Planetengetriebes. Ein Planetenradträger 7 trägt vier über den Umfang verteilt angeordnete Zahnräder 8, die weiter unten näher beschrieben werden und hier als Planetenräder 9 eingesetzt werden. Die weitere Beschreibung der erfindungsgemäßen Zahnräder 8 erfolgt anhand dieser Planetenräder 9.

Figur 3 zeigt die im Gehäuse 5 eingebaute Planetenradstufe 6 im Schnitt. Die Planetenräder 9 kämmen mit ihren Zähnen 23 mit Zähnen 24 eines Gegenrades 25, das hier als Hohlrad 10 des Planetengetriebes ausgebildet und drehfest mit dem Gehäuse 5 verbunden ist.

Figur 4 zeigt das Planetenrad 9 im Längsschnitt. Das Planetenrad 9 weist zwei axial benachbarte Stirnräder 11 auf, die im Ausführungsbeispiel baugleich sind. Beide Stirnräder 11 sind drehbar auf einem Lagerbolzen 12 angeordnet, der an dem Planetenradträger 7 befestigt ist. Das Zahnrad kann asymmetrisch sein, so dass eine Hälfte schmaler ausgeführt ist. Die Nocken können selbst auch asymmetrisch ausgeführt sein, sowohl in Umfangsrichtung, als auch in Ihrer axialen Baulänge.

Figur 5 zeigt das Planetenrad 8 mit seinen Einzelteilen. Die Stirnräder 11 tragen am Außenumfang Zähne 13 für den Eingriff mit dem Hohlrad sowie mit dem Sonnenrad. Zwischen den beiden Stirnrädern 11 ist eine kreisringsegmentförmige Torsionsfeder 14 angeordnet, die weiter unten ausführlich beschrieben wird. Beide Stirnräder 11 sind mit Gleitlagerbuchsen 15 versehen zur drehbaren Lagerung auf dem Lagerbolzen. An beiden voneinander abgewandten Stirnseiten der Stirnräder 11 ist jeweils eine Anlaufscheibe 16 befestigt. Zwei axial einander benachbarte Zähne 13 der beiden Stirnräder 11 bilden gemeinsam einen der Zähne 23 des Planetenrades 9.

Die Anlaufscheiben können bei erfindungsgemäßen Zahnrädern je nach Anwendungsfall entfallen.

Der Figur 5 kann weiterhin entnommen werden, dass die Torsionsfeder 14 einen Innendurchmesser aufweist, der bis zum Außenumfang des hier nicht abgebildeten Lagerbolzens reicht. Der Außendurchmesser der Torsionsfeder reicht bis knapp an den Kopfkreisdurchmesser des Hohlrades, kollidiert jedoch nicht mit den Zähnen des Hohlrades.

Figur 6 zeigt die beiden Stirnräder 11 in einer Drehlage mit versetzt angeordneten Zähnen 13. Deutlich ist eine Initialverdrehung φ_i zwischen den beiden Stirnrädern 11 zu entnehmen. In der abgebildeten Drehlage ist noch keine Vorspannung auf die Torsionsfeder 14 aufgebracht; unter weiterer Drehung der beiden Stirnräder 11 in Richtung auf eine Drehlage, in der die Zähne 13 beider Stirnräder 11 miteinander fluchten, erfolgt jedoch eine Zunahme eines Drehmomentes unter zunehmender Belastung der Torsionsfeder bis zu einem maximalen Moment $T_{\max}$ bei axial fluchtenden Zähnen 13.

Figur 7 zeigt deutlich die Einzelteile des Planetenrades 9. Hier ist deutlich zu entnehmen, dass die Stirnräder 11 an ihren einander zugewandten Stirnseiten jeweils mit einem axial vorspringenden Nocken 17 versehen sind, der einstückig mit dem zugeordneten Stirnrad 11 verbunden ist. Deutlich ist die Torsionsfeder 14 zu erkennen, zwischen deren umfangsseitig einander gegenüber liegenden Enden ein Schlitz 18 aus-

gebildet ist, in den die beiden Nocken 17 eingreifen. Die einander zugewandten Stirnseiten der beiden Stirnräder weisen Lagerflächen 19 zur axialen Lagerung der Torsionsfeder 14 auf.

Die Figuren 8 und 9 zeigen deutlich den Eingriff der Nocken 17 in den Schlitz 18 der Torsionsfeder 14. Insbesondere Figur 8 zeigt deutlich, dass beide Nocken 17 zwischen der Lagerfläche 19 des zugeordneten Stirnrades 11 und dem freien Nockenende dieses Nockens 17 gemeinsam eine axiale Erstreckung aufweisen, die kleiner ist als die axiale Erstreckung der Torsionsfeder 14. Wenn die Torsionsfeder 14 axial spielfrei zwischen den beiden Stirnrädern 11 angeordnet ist, ist zwischen den beiden Nocken 17 ein axialer Abstand ausgebildet, die Nocken 17 berühren sich also nicht.

Figur 9 zeigt deutlich, dass die Torsionsfeder 14 ein etwa rechteckförmiges Querschnittsprofil aufweist, das kreisbogenförmig um eine Rotationsachse des Planetenrades 9 herum angeordnet ist, wobei die Torsionsfeder 14 eben ausgebildet ist. Federenden 20 der Torsionsfeder 14 weisen einander zugewandte Anlageflächen 21 für die Nocken 17 auf. Die axiale Erstreckung dieser Anlageflächen 21 entspricht der axialen Dicke der Torsionsfeder 14.

Beide Anlageflächen 21 überlappen in axialer Richtung jeweils beide Nocken 17. Beide Nocken 17 sind für die Montage der Torsionsfeder 14 im Wesentlichen axial fluchtend angeordnet. Je nach Gestaltung der Nocken kann in beiden Drehsinnen eine Vorspannung der Torsionsfeder 14 eingestellt werden. Die Erstreckung der beiden Nocken 17 in Umfangsrichtung ist etwas kleiner als die Erstreckung des Schlitzes 18 der unbelasteten Torsionsfeder 14. Ein Zusammenbau des Planetenrades 9 ist demzufolge einfach. Das Umfangsspiel der beiden Nocken 17 in dem Schlitz ist so bemessen, dass sich die Stirnräder 11 um einen Winkel zueinander verdrehen können, der kleiner ist als die halbe Teilung des Stirnrades.

In der Figur 8 ist mit den Bezeichnungen „A“ und „B“ angedeutet, welche Kontakte sich zwischen der Torsionsfeder 14 und den beiden Nocken 17 bei vorgespannter Torsionsfeder 14 ergeben. Die beiden an den Federenden 20 ausgebildeten Anlageflä-

chen 21 werden diagonal belastet; Bei „A“ liegt der eine Nocken 17 an, und bei „B“ liegt der andere Nocken 17 an.

Figur 10 zeigt einen Schnitt durch das Planetenrad 9. Dieser Darstellung ist zu entnehmen, dass die Kraftübertragung zwischen den Nocken 17 und der Torsionsfeder 14 am radial außen gelegenen Abschnitt der Torsionsfeder 14 erfolgt. Je weiter radial außen die Kraftübertragung erfolgt, desto steifer verhält sich die Torsionsfeder 14 und desto günstiger ist der Einfluss der Torsionsfeder 14 auf die Reduzierung der störenden Klappergeräusche bei einem Lastwechsel. Da die Torsionsfeder 14 im verformten Zustand nicht mehr ideal kreisförmig ist, wird der Kontaktpunkt radial nach außen wandern, was der Steifigkeit der Torsionsfeder zu Gute kommt.

Figur 11 zeigt den Öffnungswinkel α zwischen den beiden Anlageflächen 21 der Torsionsfeder 14. Die den Öffnungswinkel α einschließenden Anlageflächen 21 liegen erkennbar in einer Ebene, die die Rotationsachse des Zahnrades 8 enthält. Bei dieser Lage der Anlageflächen 21 kann eine möglichst große Kraft in Umfangsrichtung übertragen werden, mit einer möglichst geringen radialen Kraftkomponente.

Die Anlageflächen 21 erstrecken sich über eine Höhe h , die sich radial erstreckt in einem Bereich möglichst weit radial außen an dem Federende 20. Im Ausführungsbeispiel liegt dieser Bereich in einem Abschnitt, der zwischen 80 Prozent und 100 Prozent des Außendurchmessers der Torsionsfeder 14 beträgt. Je weiter der Kraftangriff radial beabstandet von der Drehachse des Planetenrades 9 liegt, desto besser kann die Torsionsfeder 14 das Drehmoment übertragen.

Figur 12 zeigt die Torsionsfeder in perspektivischer Darstellung.

Zum Einbau und zur Wirkungsweise des erfindungsgemäßen Zahnrades als Planetenrad in das Planetengetriebe wird Bezug genommen auf Figur 13, in der eine Momentenbelastung der Torsionsfeder 14 über den Verdrehwinkel zwischen den beiden Stirnrädern 11 aufgetragen ist:

Die Initialverdrehung φ_i der beiden Stirnräder 11 (Figur 6) stellt den Verdrehwinkel dar, bevor diese mit Hohlrad und Sonne gefügt sind. Werden die Planetenräder 9 mit Hilfe des Planetenträgers 7 mit Sonne und Hohlrad gefügt, werden die Stirnräder 11 gegeneinander verspannt, da die Initialverdrehung φ_i größer ist, als das zur Verfügung stehende Verzahnungsspiel φ_z zwischen Planetenrad und Hohlrad / Sonne. Die Stirnräder 11 sind nun um den Vorspannwinkel φ_v zueinander verdreht. Es stellt sich ein Vorspannmoment T_{ini} ein. Das Getriebe ist nun spielfrei. Der noch zur Verfügung stehende Weg ist das Verzahnungsspiel φ_z . Wird das Getriebe nun mit einem Moment beaufschlagt, verdrehen sich die Stirnräder weiter gegeneinander, bis die Zahnflanken aufeinander liegen. Währenddessen wird die Torsionsfeder bis zum Maximalmoment T_{max} belastet. Diese Energie wird nun in der Feder gespeichert und reduziert den Impuls, mit dem die Zahnflanken aufeinander treffen können. Diese Wirkung wird durch gezielte Abstimmung von Federsteifigkeit und Federweg erreicht. Der Federweg kann mit Hilfe des Verzahnungsspiels eingestellt werden.

Die Zähne 23 der Planetenräder 9 greifen in Zahnücken 25 des Hohlrades 10 ein (Figur 3). Bei unbelastetem Planetengetriebe liegt einerseits der eine Zahn 13 des eines Stirnrades 11 an dem einem die Zahnücke 25 begrenzenden Zahn 24 des Hohlrades 10 unter Vorspannung an; andererseits liegt der andere Zahn 13 des anderen Stirnrades 11 an dem anderen die Zahnücke 25 begrenzenden Zahn 24 des Hohlrades 10 an. Wird nun eine Betriebslast aufgebracht, erfolgt eine Verdrehung der beiden Stirnräder 11 unter Zunahme des zwischen den beiden Stirnrädern 11 wirkenden Drehmomentes, bis deren Zähne 13 axial fluchtend liegen und beide an einem gemeinsamen Zahn 24 des Hohlrades 10 unter Vorspannung anliegen.

In gleicher Weise greifen die Planetenräder 9 in Zahnücken des Sonnenrades ein, so dass ein spielfreier Eingriff der Planetenräder mit dem Sonnenrad gewährleistet ist.

Bezugszeichenliste

- | | |
|----|---------------------|
| 1 | Drehstabteil |
| 2 | Drehstabteil |
| 3 | Drehstab |
| 4 | Aktuator |
| 5 | Gehäuse |
| 6 | Planetenradstufe |
| 7 | Planetenradträger |
| 8 | Zahnrad |
| 9 | Planetenrad |
| 10 | Hohlrad |
| 11 | Stirnrad |
| 12 | Lagerbolzen |
| 13 | Zähne |
| 14 | Torsionsfeder |
| 15 | Gleitlagerbuchse |
| 16 | Anlaufscheibe |
| 17 | Nocken |
| 18 | Schlitz |
| 19 | Lagerfläche |
| 20 | Federende |
| 21 | Anlagefläche |
| 22 | Freistellung |
| 23 | Zahn (Planetenrad) |
| 24 | Zahn (Hohlrad) |
| 25 | Zahnlücke (Hohlrad) |
| 26 | Gegenrad |

Patentansprüche

1. Wankstabilisator für ein mehrspuriges Kraftfahrzeug, mit einem geteilten Drehstab (3), zwischen dessen einander zugewandten Enden ein Aktuator (4) zur Übertragung eines Torsionsmomentes angeordnet ist, wobei der Aktuator (4) ein mit dem einen Drehstabteil (1,2) verbundenes Gehäuse (5) aufweist, in dem ein Motor und ein an den Motor angeschlossenes Planetengetriebe angeordnet sind, dessen Getriebeausgang mit dem anderen Drehstabteil (1, 2) verbunden ist, und dessen Planetenräder (9) mit einem Gegenrad (26) kämmen **dadurch gekennzeichnet**, dass ein mehrstufiges Planetengetriebe vorgesehen ist, dessen letzte getriebeausgangsseitig gelegene Planetenradstufe (6) mit Planetenrädern (9) versehen ist, von denen wenigstens eines der Planetenräder (9) in zwei axial einander benachbarte und zueinander verdrehbar angeordnete Stirnräder (11) geteilt ist, zwischen denen eine Torsionsfeder (14) derart wirksam angeordnet ist, dass das geteilte Planetenrad (9) in spielfreiem Eingriff mit dem Gegenrad (26) ist.
2. Wankstabilisator nach Anspruch 1, dessen Torsionsfeder (14) ein Torsionsmoment zwischen den beiden Stirnrädern (11) überträgt, unter welchem Torsionsmoment bei lastfreiem Wankstabilisator einerseits ein Zahn (13) des einen Stirnrades (11) an einem eine Zahnücke (25) begrenzenden Zahn (24) des Gegenrades (26) anliegt und andererseits ein Zahn (13) des anderen Stirnrades (11) an dem anderen die Zahnücke (25) begrenzenden Zahn (24) des Gegenrades (26) anliegt.
3. Wankstabilisator nach einem der Ansprüche 1 bis 2, dessen Gegenrad (26) durch ein drehfest mit dem Gehäuse (5) verbundenes Hohlrad (10) gebildet ist.
4. Wankstabilisator nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dessen Planetenräder (9) in einem Planetenträger (7) drehbar gelagert und sämtlich als geteilte Planetenräder (9) ausgeführt sind.

5. Wankstabilisator nach einem der Ansprüche 1 bis 5, deren kreisringsegmentförmige Torsionsfeder (14) umfangsseitige Federenden (20) aufweist, zwischen denen ein Schlitz (18) ausgebildet ist, in den zwei jeweils einem der beiden Stirnräder (11) zugeordnete Nocken (17) eingreifen, von denen der eine Nocken (17) einem der beiden Federenden (20) und der andere Nocken (17) dem anderen Federende (20) zugeordnet ist.
6. Wankstabilisator nach Anspruch 5, dessen beiden Nocken (17) in axialer Richtung zumindest im Wesentlichen überdeckungsfrei angeordnet sind.
7. Wankstabilisator nach einem der Ansprüche 6 bis 7, dessen beide Nocken (17) bei lastfreier Torsionsfeder (14) axial hintereinander angeordnet sind.
8. Wankstabilisator nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dessen Stirnräder (11) eines gemeinsamen Planetenrades (9) auf einem gemeinsamen Lagerbolzen (12) drehbar gelagert sind.
9. Wankstabilisator nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dessen beide Stirnräder (11) baugleich sind, wobei beide Nocken (17) jeweils einstückig mit dem zugeordneten Stirnrad (11) verbunden sind.

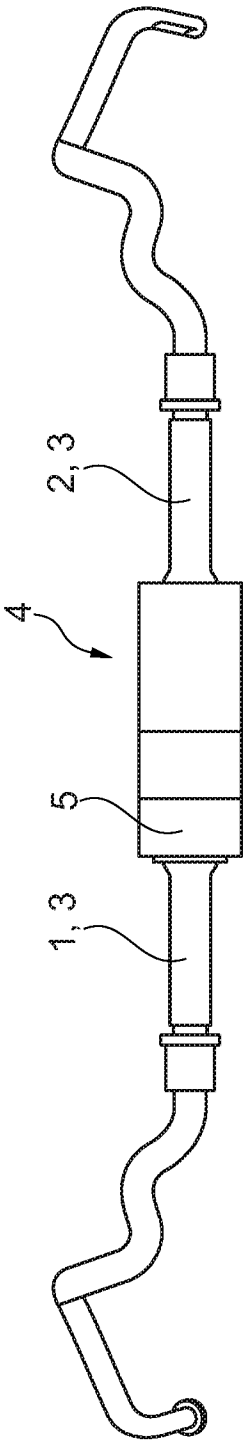


Fig. 1

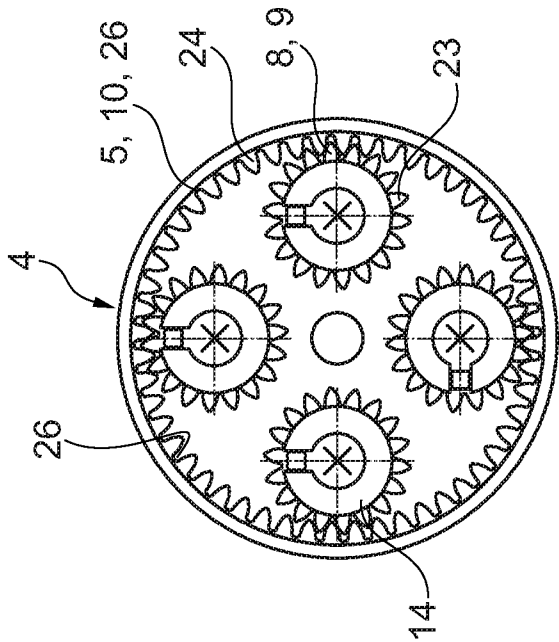


Fig. 3

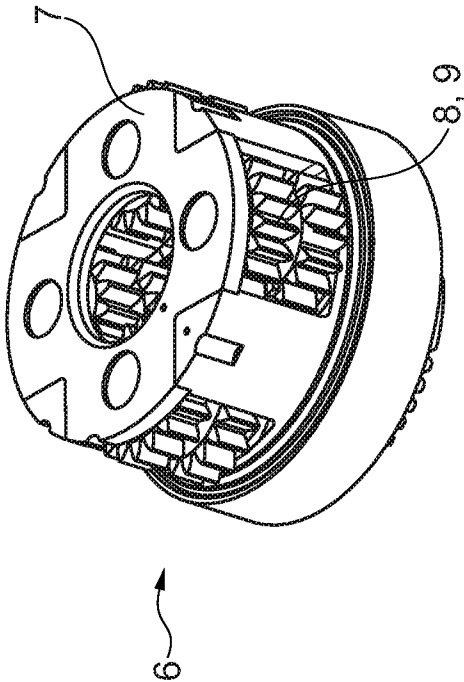
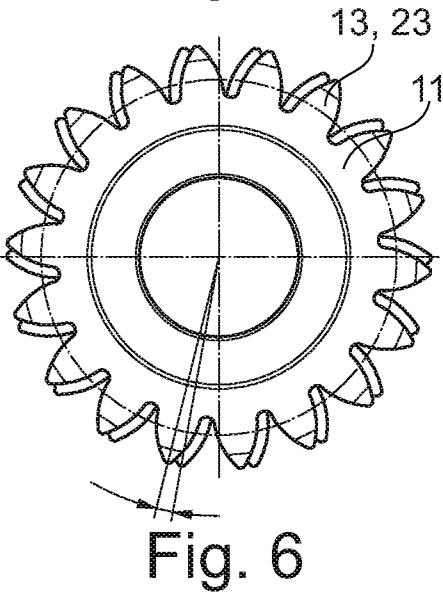
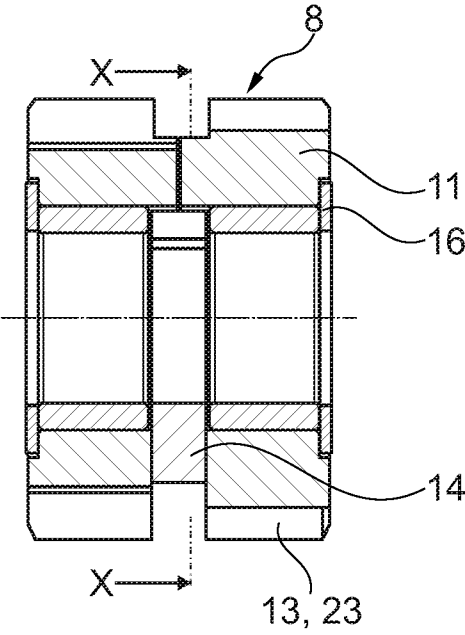
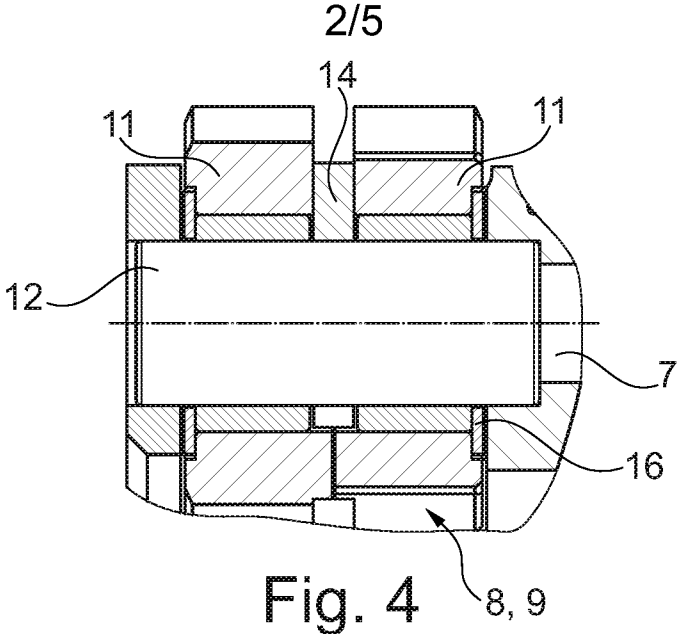


Fig. 2



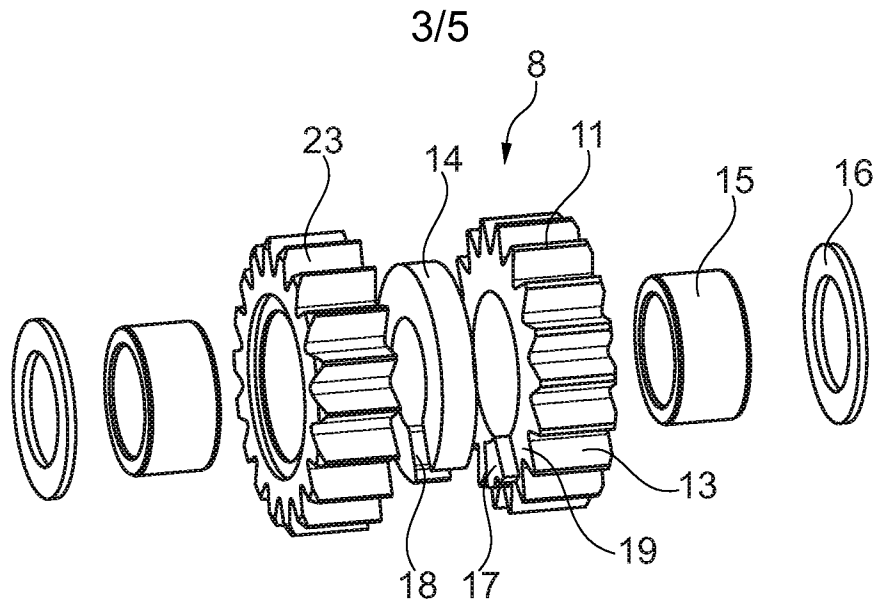


Fig. 7

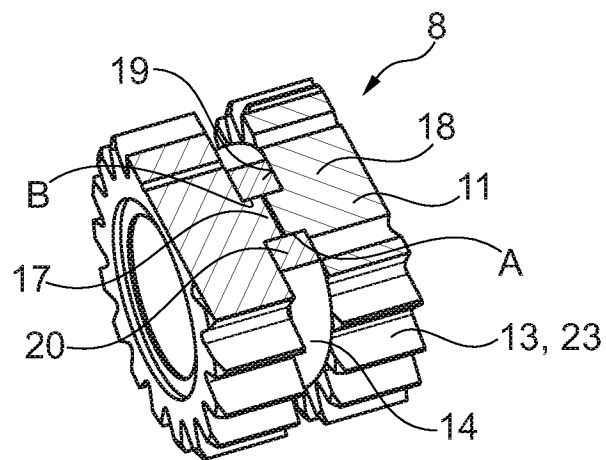


Fig. 8

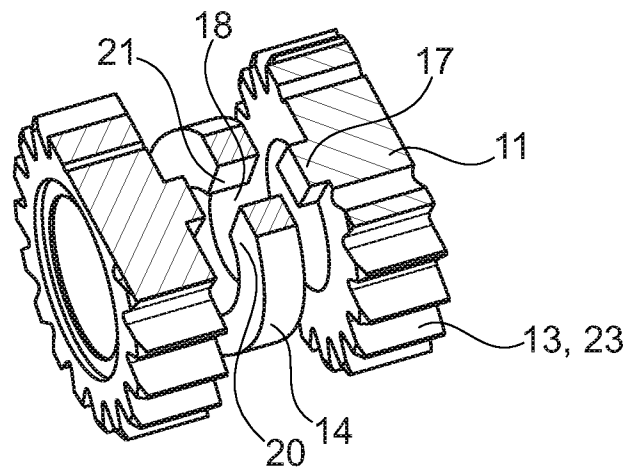


Fig. 9

4/5

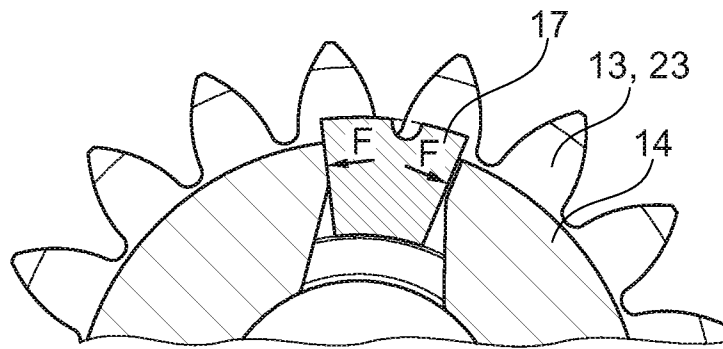


Fig. 10

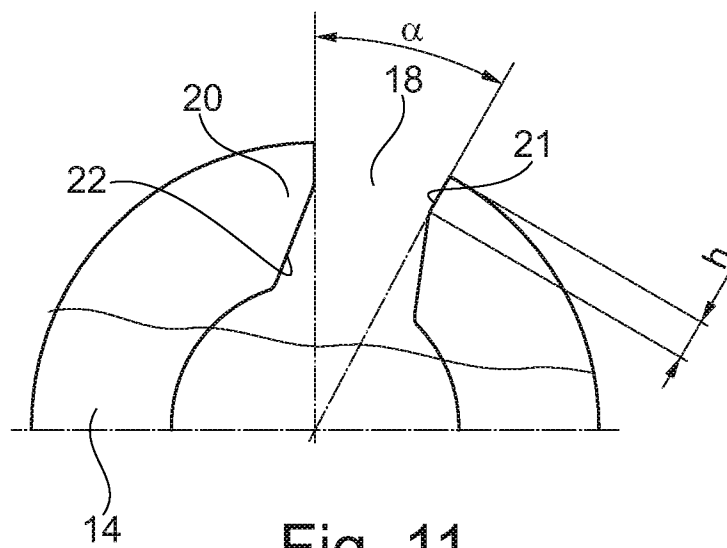


Fig. 11

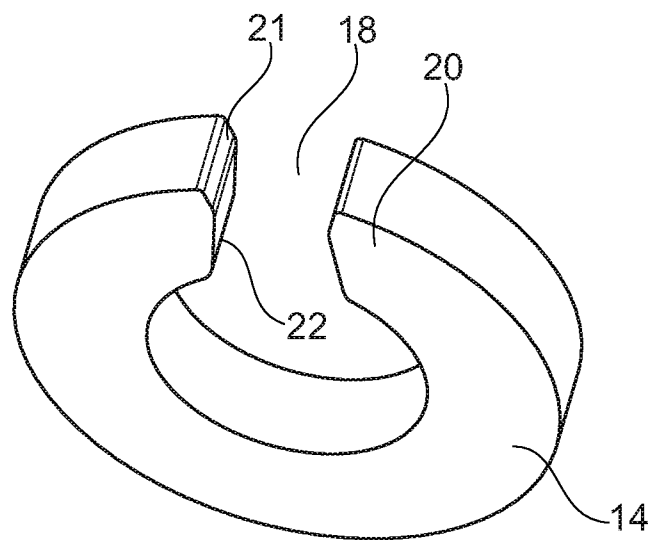


Fig. 12

5/5

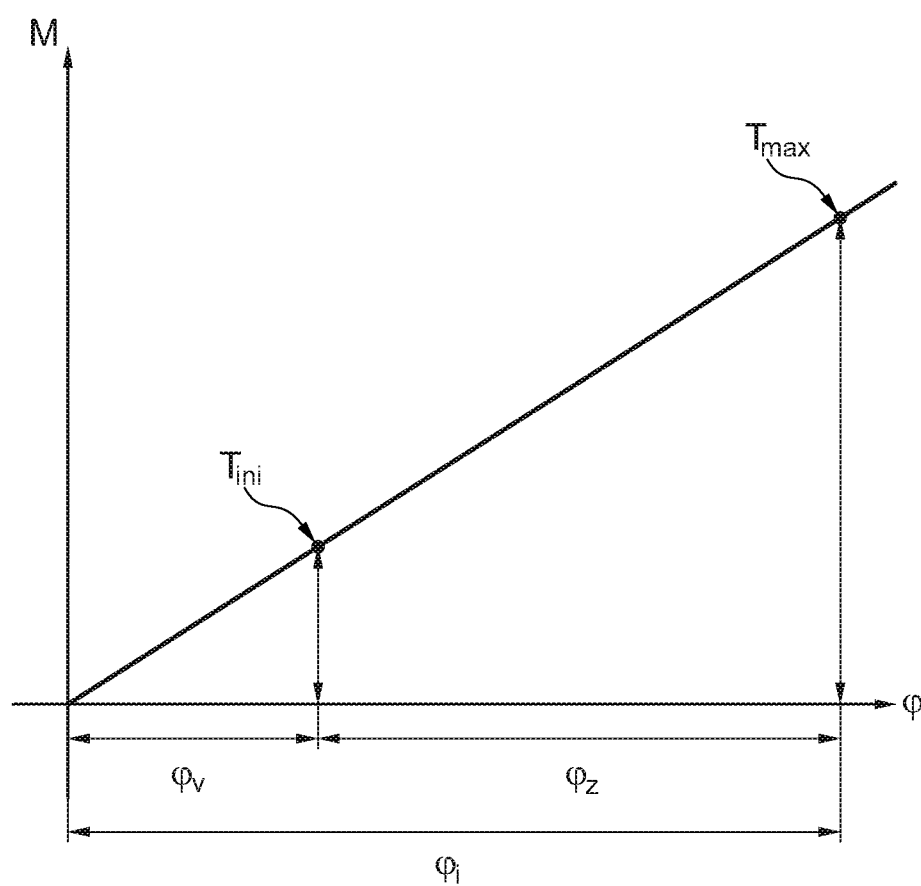


Fig. 13

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No
PCT/DE2016/200145

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
INV. B60G21/055 F16H1/28 F16H55/18
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)
B60G 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.
X	DE 10 2013 202258 A1 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN [DE]) 14 August 2014 (2014-08-14) paragraphs [0001] - [0002], [0020] - [0031]; figures -----	1-9
A	WO 03/056141 A1 (NITTAN VALVA [JP]; HIMURA MASATO [JP]) 10 July 2003 (2003-07-10) abstract; figures 4-6 -----	1-9
A	US 2013/145878 A1 (KIM SHIN GYU [KR] ET AL) 13 June 2013 (2013-06-13) abstract; figures 2-6 -----	1-9
A	CN 2 729 432 Y (ZHENGZHOU HUAYING CHEMICAL FIB [CN]) 28 September 2005 (2005-09-28) abstract; figures ----- -/-	1-9



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

13 June 2016

Date of mailing of the international search report

27/06/2016

Name and mailing address of the ISA/

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040,
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Cavallo, Frédéric

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No
PCT/DE2016/200145

C(Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	CN 204 175 921 U (GUIZHOU QUNJIAN PREC MACHINE CO LTD) 25 February 2015 (2015-02-25) figures -----	1-9
A	KR 101 504 253 B1 (HYUNDAI MOBIS CO LTD [KR]) 19 March 2015 (2015-03-19) paragraph [0087]; figures -----	1-9
A	JP H05 71593 A (ISEL CO LTD) 23 March 1993 (1993-03-23) figures -----	1-9
A	DE 10 2012 207419 A1 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN [DE]) 7 November 2013 (2013-11-07) figures -----	1-9
A	CN 202 326 988 U (ZHEJIANG CHINT MACHINE TOOL & ELECTRIC MFG CO LTD) 11 July 2012 (2012-07-11) figures -----	1-9

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No

PCT/DE2016/200145

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
DE 102013202258 A1	14-08-2014	CN 104955665 A	30-09-2015
		DE 102013202258 A1	14-08-2014
		EP 2956318 A1	23-12-2015
		JP 2016511722 A	21-04-2016
		US 2015354669 A1	10-12-2015
		WO 2014124764 A1	21-08-2014

WO 03056141 A1	10-07-2003	NONE	

US 2013145878 A1	13-06-2013	CN 103161915 A	19-06-2013
		DE 102012211725 A1	13-06-2013
		KR 20130064302 A	18-06-2013
		US 2013145878 A1	13-06-2013

CN 2729432 Y	28-09-2005	-----	
CN 204175921 U	25-02-2015	NONE	

KR 101504253 B1	19-03-2015	CN 104669981 A	03-06-2015
		KR 101504253 B1	19-03-2015
		US 2015151604 A1	04-06-2015

JP H0571593 A	23-03-1993	JP 3290458 B2	10-06-2002
		JP H0571593 A	23-03-1993

DE 102012207419 A1	07-11-2013	NONE	

CN 202326988 U	11-07-2012	NONE	

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES INV. B60G21/055 F16H1/28 F16H55/18 ADD.		
Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPC) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPC		
B. RECHERCHIERTE GEBIETE Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole) B60G 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.
X	DE 10 2013 202258 A1 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN [DE]) 14. August 2014 (2014-08-14) Absätze [0001] - [0002], [0020] - [0031]; Abbildungen	1-9
A	WO 03/056141 A1 (NITTAN VALVA [JP]; HIMURA MASATO [JP]) 10. Juli 2003 (2003-07-10) Zusammenfassung; Abbildungen 4-6	1-9
A	US 2013/145878 A1 (KIM SHIN GYU [KR] ET AL) 13. Juni 2013 (2013-06-13) Zusammenfassung; Abbildungen 2-6	1-9
A	CN 2 729 432 Y (ZHENGZHOU HUAYING CHEMICAL FIB [CN]) 28. September 2005 (2005-09-28) Zusammenfassung; Abbildungen	1-9
	-/-	
☒ 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
13. Juni 2016		27/06/2016
Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 340-2040, Fax: (+31-70) 340-3016		Bevollmächtigter Bediensteter Cavallo, Frédéric

C. (Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN		
Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
A	CN 204 175 921 U (GUIZHOU QUNJIAN PREC MACHINE CO LTD) 25. Februar 2015 (2015-02-25) Abbildungen -----	1-9
A	KR 101 504 253 B1 (HYUNDAI MOBIS CO LTD [KR]) 19. März 2015 (2015-03-19) Absatz [0087]; Abbildungen -----	1-9
A	JP H05 71593 A (ISEL CO LTD) 23. März 1993 (1993-03-23) Abbildungen -----	1-9
A	DE 10 2012 207419 A1 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN [DE]) 7. November 2013 (2013-11-07) Abbildungen -----	1-9
A	CN 202 326 988 U (ZHEJIANG CHINT MACHINE TOOL & ELECTRIC MFG CO LTD) 11. Juli 2012 (2012-07-11) Abbildungen -----	1-9

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/DE2016/200145

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
DE 102013202258 A1	14-08-2014	CN 104955665 A	30-09-2015
		DE 102013202258 A1	14-08-2014
		EP 2956318 A1	23-12-2015
		JP 2016511722 A	21-04-2016
		US 2015354669 A1	10-12-2015
		WO 2014124764 A1	21-08-2014

WO 03056141 A1	10-07-2003	KEINE	

US 2013145878 A1	13-06-2013	CN 103161915 A	19-06-2013
		DE 102012211725 A1	13-06-2013
		KR 20130064302 A	18-06-2013
		US 2013145878 A1	13-06-2013

CN 2729432 Y	28-09-2005	-----	
CN 204175921 U	25-02-2015	KEINE	

KR 101504253 B1	19-03-2015	CN 104669981 A	03-06-2015
		KR 101504253 B1	19-03-2015
		US 2015151604 A1	04-06-2015

JP H0571593 A	23-03-1993	JP 3290458 B2	10-06-2002
		JP H0571593 A	23-03-1993

DE 102012207419 A1	07-11-2013	KEINE	

CN 202326988 U	11-07-2012	KEINE	
