

(19)



(11)

EP 1 718 846 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
13.03.2013 Patentblatt 2013/11

(51) Int Cl.:
F01L 1/352 ^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **05701151.2**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP2005/000672

(22) Anmeldetag: **25.01.2005**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2005/080757 (01.09.2005 Gazette 2005/35)

(54) **ELEKTRISCHER NOCKENWELLENVERSTELLER**

ELECTRIC CAMSHAFT ADJUSTER

DISPOSITIF DE REGLAGE ELECTRIQUE D'ARBRE A CAMES

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE FR HU IT

(30) Priorität: **25.02.2004 DE 102004009128**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
08.11.2006 Patentblatt 2006/45

(73) Patentinhaber: **Schaeffler Technologies AG & Co.
KG**
91074 Herzogenaurach (DE)

(72) Erfinder:
• **SCHÄFER, Jens**
91074 Herzogenaurach (DE)

• **STEIGERWALD, Martin**
91056 Erlangen (DE)
• **HEYWOOD, Jonathan**
96175 Pettstadt (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 1 039 100 WO-A-95/00748
AT-B- 409 786 DE-A- 10 222 695
DE-A- 19 520 555 DE-A- 19 708 310
US-A- 3 427 898 US-A- 3 471 913
US-A- 3 789 700 US-A- 6 155 220

EP 1 718 846 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt kann jedermann nach Maßgabe der Ausführungsordnung beim Europäischen Patentamt gegen dieses Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung**Gebiet der Erfindung**

5 **[0001]** Die Erfindung betrifft einen elektrischen Nockenwellenversteller zur Verstellung und Fixierung der Phasenlage einer Nockenwelle eines Verbrennungsmotors gegenüber dessen Kurbelwelle, mit einem drehfest mit der Kurbelwelle verbundenen Antriebsrad, einem nockenwellenfesten Abtriebsteil, und einem Wellgetriebe mit mindestens einer Hohlrad-Stirnradpaarung, wobei eines der beiden Bauteile drehfest mit dem Antriebsrad verbunden ist und das andere Bauteil
10 zumindest in einer drehmomentübertragenden Verbindung zum Abtriebsteil steht, wobei das Stirnrad als biegeelastische Hülse ausgeführt und zumindest teilweise innerhalb des ersten Hohlrades angeordnet ist, mit einem von einem elektrischen Verstellmotor über eine getriebefeste Verstellwelle angetriebenen Wellgenerator, der Mittel zur elliptischen Verformung der biegeelastischen Hülse besitzt, wodurch die Hülse derart verformt wird, dass zwischen dem Hohlrad und der Hülse an zwei gegenüberliegenden Stellen der Hülse eine drehmomentübertragende Verbindung hergestellt ist.

Hintergrund der Erfindung

[0002] Bei elektrischen Nockenwellenverstellern muss das niedrige Drehmoment des elektrischen Verstellmotors in ein hohes Drehmoment gewandelt werden, das zur Verstellung der Nockenwelle erforderlich ist. Hierzu dienen sogenannte Dreiwellengetriebe (Summiergetriebe). Deren Antrieb erfolgt über ein kurbelwellenfestes Antriebsrad und eine
20 Antriebswelle, während der Abtrieb über eine Abtriebswelle und ein nockenwellenfestes Abtriebsteil erfolgt. Die Verstellleistung wird von dem elektrischen Verstellmotor über eine Verstellwelle in die eine oder andere Richtung in das Dreiwellengetriebe eingekoppelt.

[0003] An die Dreiwellengetriebe werden hohe Anforderungen gestellt. Sie sollen einen hohen Wirkungsgrad aufweisen, damit der elektrische Verstellmotor und dessen Verlustwärme klein bleiben. Zudem sollen die Zahnspiele der Verzahnungen möglichst gering sein, da sonst das stark veränderliche Wechsellmoment der Nockenwelle zu unerwünschten Geräuschen führt. Dies um so mehr, als das Zahnflankenspiel zwischen den Verzahnungen von Verstell- sowie An- und Abtriebswelle durch die Übersetzung vergrößert und damit die Geräuschbildung verstärkt wird.

[0004] Außerdem ist es notwendig, den Bauraum für das Dreiwellengetriebe zu minimieren, da moderne Fahrzeugmotoren immer kompakter gebaut werden müssen, um den sicherheitsrelevanten Mindestabstand zwischen Karosserie und Fahrzeugmotor einzuhalten.

[0005] Zuguterletzt muss das Dreiwellengetriebe kostengünstig herstellbar sein, um die Systemkosten für einen elektrischen Nockenwellenversteller mit Verstellgetriebe, Verstellmotor und Ansteuerelektronik niedrig zu halten.

[0006] Als Dreiwellengetriebe kommen Doppelplanetengetriebe, Doppel- und Einfachexzentergetriebe sowie Wellgetriebe (harmonic drive) in Frage. Insbesondere die Letzteren scheinen geeignet zu sein, obige Forderungen zu erfüllen. Dabei sind zwei Versionen des Wellgetriebes bekannt, nämlich das Wellgetriebe in Topfbauf orm und das in Hülsenbau-
35 form.

[0007] In der EP 1 039 100 A2 und der EP 1 039 101 A2 sind Wellgetriebe in Topfbauf orm dargestellt. Diese Bauart benötigt relativ viel axialen Bauraum und weist einen prinzipbedingten Axial Schub auf, der eine entsprechende Lagerung bedingt. Außerdem besteht bei der Topfbauf orm die Gefahr des Verkippens und Verklemmens des Wellgenerators durch die Verzahnung der Hülse, zumal eine schwimmende Lagerung derselben wegen deren einseitiger Verschraubung kaum möglich ist. Die Verzahnung dieser Bauform erfordert ein Spezialprofil, das eine umformtechnische Herstellung erschwert. Außerdem ist anstelle eines kostengünstigen Standard-Rillenkugellagers ein aufwändiges Dünnringlager erforderlich.

[0008] In der WO 95/00748 ist ein Nockenwellenversteller mit einem Wellgetriebe in Hülsenbauform offenbart. Bei dieser Bauform tritt kein Axial Schub auf, da sich die Kippkräfte in der Verzahnung der Hülse wegen der schwimmenden Lagerung des Wellgenerators ausgleichen und den Wellgenerator vor Verkippen und Verklemmen schützen. Außerdem benötigt die Hülsenbauform vergleichsweise geringen axialen Bauraum. Jedoch werden auch in obigem Beispiel aufwändige Dünnringlager für den Wellgenerator verwendet. Zudem erfordert die Anordnung von Antriebsrad, Abtriebsteil und Hohlradern in obigem Beispiel erheblichen Bauraum.

50 **[0009]** Weitere Nockenwellenversteller sind in DE 102 22 695 A1, US 3 427 898 A und DE 197 08 310 A1 gezeigt.

Aufgabe der Erfindung

[0010] Der Erfindung liegt deshalb die Aufgabe zugrunde, einen elektrischen Nockenwellenversteller mit möglichst geringem axialen Bauraum und niedrigem Bauaufwand zu schaffen, dessen Verstellgetriebe als Wellgetriebe in Hülsenbauform ausgebildet, gewichtsoptimiert und kostengünstig in der Herstellung ist.

Zusammenfassung der Erfindung

[0011] Die Aufgabe wird erfindungsgemäß dadurch gelöst, dass die Mittel zur elliptischen Verformung der biegeelastischen Hülse zwei an der Verstellwelle angebrachte, an zwei gegenüberliegenden Bereichen der Hülse anliegende Lagerzapfen sind, auf denen je ein Wälzlager angeordnet ist.

[0012] Die Modifizierung der Bauteile betrifft den Wellgenerator und die Hülse, während sich die Integration auf die Anordnung des Antriebsrads und des Abtriebsteils sowie des ersten und zweiten Hohlrades beziehen.

[0013] Das Ineinanderschieben von Antriebsrad und Abtriebsteil ist durch die Lagerung des Ersteren auf dem Zweiten ermöglicht. Bei dem dazu verwendeten Lager handelt es sich um ein Vierpunktlager. An dieser Stelle sind aber auch Rillenkugellager, Zylinderrollenlager oder Gleitlager denkbar.

[0014] Die einteilige Ausführung der Zahnräder des Wellgetriebes mit dem Antriebsrad und/oder Abtriebsteil des Nockenwellenverstellers reduziert die Anzahl der Bauteile und damit die Montagekosten. Gleichzeitig können durch den Einsatz von spanlosen Produktionstechniken die Produktionskosten der Bauteile gesenkt werden. Dabei sind spanlose Umformverfahren, angewandt an einem Stahlblech geeigneten Zuschnittes, genauso einsetzbar, wie Stanzpaketieren. Auch die Verzahnungen der Zahnräder sind mit diesen Techniken realisierbar.

[0015] Weiterhin ist vorgesehen, dass die Hülse topfförmig ausgebildet ist. Die biegeelastische Hülse wirkt mit ihrer Außenmantelfläche mit der Innenmantelfläche eines Hohlrades derart zusammen, dass eine drehmomentübertragende Verbindung zwischen diesen Flächen entsteht.

[0016] Die drehmomentübertragende Verbindung zwischen dem Hohlrad und der Hülse kann über eine in eine Innenverzahnung des Hohlrades eingreifende Außenverzahnung der Hülse realisiert sein, wobei die Zähnezahls der Innenverzahnung des Hohlrades von der Zähnezahls der Außenverzahnung der Hülse abweicht.

[0017] Eine weitere Möglichkeit stellt die Ausführung als Reibradpaarung dar. Dabei wird die drehmomentübertragende Verbindung zwischen dem Hohlrad und der Hülse reibschlüssig durch das Zusammenwirken einer glatten Innenmantelfläche des Hohlrades und einer glatten Außenmantelfläche der Hülse realisiert. Zur Verbesserung der Funktion ist auch vorgesehen die in Kontakt tretenden Flächen mit Reibbelägen zu versehen.

[0018] Die Untersetzung des Wellgetriebes wird durch die geringe Zähnezahldifferenz bzw. die geringe Differenz der Radien des Hohlrades und der Hülse realisiert. Über den sich von einem axialen Ende der Hülse radial einwärts erstreckenden Boden ist die Hülse direkt mit der Nockenwelle verbunden. Die Verbindung kann über eine Schraube oder formschlüssige Elemente realisiert sein.

[0019] Alternativ zu der Ausführungsform in Topform ist vorgesehen, dass in axialer Richtung neben und koaxial zu dem ersten Hohlrad ein zweites Hohlrad angeordnet ist, die Hülse zumindest teilweise innerhalb des zweiten Hohlrades angeordnet ist und an zwei gegenüberliegenden Stellen eine drehmomentübertragende Verbindung mit dem zweiten Hohlrad eingeht.

[0020] Dabei ist vorgesehen, dass die Hülse in axialer-Richtung zumindest teilweise und mindestens ein Hohlrad mit einer Verzahnung versehen sind. Die Verzahnungen greifen in den Bereichen der zwei Schnittpunkte des Ellipsenumfangs mit der Hauptachse der Ellipse ineinander, wodurch eine drehmomentübertragende Verbindung hergestellt ist. Die zweite Stirnrad-Hohlradpaarung kann als Reibradpaarung oder ebenfalls als Zahnradpaarung ausgeführt sein.

[0021] Es hat Vorteile für eine einfache und verschleißarme Stromzuführung, wenn der elektrische Verstellmotor vorzugsweise als bipolar betriebener, bürstenloser Gleichstrommotor (BLDC-Motor) mit Seltenerd-Permanentmagneten und zylinderkopffestem Stator ausgebildet ist. Es ist aber auch denkbar, einen Gleichstrommotor mit Bürsten oder ein Asynchronmotor sowie ein Elektromotor mit umlaufendem Stator einzusetzen.

[0022] Da der Wellgenerator in der Verzahnung des Wellgetriebes schwimmend gelagert ist, ist es erforderlich, dass die Motorwelle des BLDC-Motors und die Verstellwelle eine Verbindung durch eine verdrehfeste, jedoch radial bewegliche bzw. nachgiebige Kupplung aufweisen, die beispielsweise als Polymer-Kupplung ausgebildet ist.

[0023] Eine vorteilhafte Weiterentwicklung der Erfindung besteht darin, dass die Verzahnungen des Wellgetriebes eine Profilverschiebung aufweisen. Dies ist erforderlich, da die Verzahnung der Hülse und die Verzahnungen des ersten und zweiten Hohlrades miteinander kämmen müssen, die beide eine unterschiedliche Zähnezahls aber den gleichen, zur Hülse passenden Innendurchmesser aufweisen.

[0024] Eine vorteilhafte Variante des erfindungsgemäßen Wellgetriebes ist dadurch gekennzeichnet, dass die Übersetzungsstufe als Reibradgetriebe ausgebildet ist, das glatte Flächen anstelle der Verzahnungen des Hohlrades und des zugehörigen Anteils der Hülse aufweist. Auf diese Weise werden die Festigung der Verzahnung der 1:1 Kupplungsstufe vereinfacht und das Laufgeräusch sowie der Verschleiß vermindert.

[0025] Es hat Vorteile, wenn an dem Antriebsrad ein Anschlagring mit einer Fahne befestigt ist, die in eine entsprechende, ringsegmentförmige, den Verstellwinkel begrenzende Aussparung des Abtriebsteils eingreift. Das gilt insbesondere für die Reibgetriebeversion, bei der eine winkelgetreue Zuordnung der Reibräder nicht sichergestellt ist.

[0026] Vorteilhaft ist auch, wenn ein Fixierring, dessen Außendurchmesser mindestens dem Zahnkopfdurchmesser des ersten Hohlrades entspricht, in dasselbe und an dessen Verzahnung axial anliegend eingepresst ist. Der Fixierring dient der axialen Sicherung von Verstellwelle, Wellgenerator und Hülse.

[0027] Die Dynamik der Nockenwellenverstellung wird dadurch gesteigert, dass zumindest die Verstellwelle zum Zwecke der Gewichtsreduzierung Aussparungen aufweist und/oder aus Leichtmetall, Kunststoff oder einem Verbundmaterial besteht. Zusätzlich ist vorgesehen, dass mindestens eines der, möglicherweise aber auch alle Verzahnungsbauteile zum Zwecke der Gewichtsreduzierung aus Leichtmetall, Kunststoff oder einem Verbundmaterial besteht.

[0028] Fertigungstechnische Vorteile für das Wellgetriebe ergeben sich, wenn die Bauteile desselben ungehärtet und spanlos gefertigt werden und zumindest die Verzahnung nachträglich gehärtet oder nitriert wird. Auf diese Weise kann die Hülse durch Ziehen gefertigt werden. Denkbar ist auch, dass die Hohlräder durch Stanzpaketieren hergestellt werden.

[0029] Als Mittel zur elliptischen Verformung der biegeelastischen Hülse ist ein Wellring mit elliptischem Außenumfang und ein darauf angebrachtes elliptisch verformtes Wälzlager vorgesehen. In der Ausführung des Wellgetriebes mit verzahntem Stirnrad ist vorgesehen, dass der Außenring des Wälzlagers und die außenverzahnte Hülse einteilig ausgeführt sind, wodurch die Bauteilanzahl und damit die Montagekosten gesenkt werden können. Als Wälzlager kommen Rillenkugel-, Rollen- oder Nadellager in Frage. Aber auch Gleitlager sind denkbar.

[0030] Weiterhin ist vorgesehen, dass der elliptische Wellring und der Innenring des Wälzlagers einteilig ausgeführt sind. Wenn die elliptische Oberfläche des Wellgenerators als Laufläche für die Wälzkörper dient, erübrigt sich auch der Innenring des Standard-Wälzlagers. Damit wird ein weiteres Bauteil des Wellgetriebes eingespart.

[0031] Eine weitere erfindungsgemäße Ausführungsform der Erfindung sieht den Einsatz von zwei an der Verstellwelle angebrachten, an zwei gegenüberliegenden Bereichen der Hülse anliegenden Lagerzapfen als Mittel zur elliptischen Verformung der biegeelastischen Hülse, statt einer massiven oder hohlen Welle vor. Dadurch wird das Gewicht des Nockenwellenverstellers, vor allem das Gewicht rotierender Teile und damit das Trägheitsmoment, deutlich gesenkt.

[0032] Zur Reibungsminimierung ist auf jedem Lagerzapfen ein Wälzlager angeordnet. Der Innenring des Wälzlagers stützt sich auf den Lagerzapfen ab, während die Hülse sich auf dem Außenring abstützt. Rotieren die Verstellwelle und das Antriebsrad mit unterschiedlichen Drehzahlen, so wälzt sich der Außenring des Wälzlagers an der Innenmantelfläche der Hülse ab.

[0033] In einer vorteilhaften Ausführung der Erfindung sind die Lagerzapfen mit einem exzentrischen Befestigungsmittel und drehbar an der Verstellwelle angebracht und in beliebiger Verdrehwinkellage daran fixierbar. Mit Hilfe dieser Maßnahme ist eine einfache Spieleinstellung zwischen der Außenverzahnung der Hülse und der Innenverzahnung der Hohlräder möglich.

[0034] Alternativ ist zur Spielminimierung zwischen der Außenverzahnung der Hülse und der Innenverzahnung der Hohlräder vorgesehen, dass die Wälzlager exzentrisch ausgebildete Innenringe aufweisen, die in beliebiger Verdrehwinkellage auf die Lagerzapfen aufpressbar sind. Dadurch ist eine stufenlose Einstellung des Zahnspiels möglich. Es ist aber auch möglich, Verstellwellen zu schaffen, die eine gestufte Sollwertabweichung des Abstands der Lagerzapfen von der Achse der Verstellwellen aufweisen, um im Auswahlverfahren eingebaut zu werden.

[0035] Die beiden Wälzlager können als Kugellager, vorzugsweise Rillenkugellager, Zylinderrollen- oder Nadellager ausgebildet sein. Prinzipbedingt werden die beiden Standard-Wälzlager im Betrieb nicht verformt, so dass sie keiner Zusatzbelastung ausgesetzt sind. Im Vergleich zu einem elliptischen Wellgenerator wird die Hülse nicht am gesamten Umfang sondern nur an den Stellen des Zahneingriffs gestützt.

Kurze Beschreibung der Zeichnungen

[0036] Weitere Merkmale der Erfindung ergeben sich aus der folgenden Beschreibung und den Zeichnungen, in denen ein Ausführungsbeispiel der Erfindung schematisch dargestellt ist. Es zeigen:

Figur 1 einen Längsschnitt eines Wellgetriebes mit einem Wellgenerator, der ein Standard-Rillenkugellager aufweist;

Figur 2 eine Ansicht eines Wellgetriebes mit Hohlrädern und einer flexiblen, außenverzahnten Hülse;

Figur 3a ein unverformtes Wälzlager der Hülse;

Figur 3b ein auf das gewünschte Ellipsenmaß verformtes Wälzlager der Hülse;

Figur 3c eine Vermessung des Innenrings des Wälzlagers der Hülse;

Figur 4 ein Längsschnitt durch ein Standard-Rillenkugellager mit verzahntem Außenring;

Figur 5 eine Ansicht des Standard-Rillenkugellagers von Figur 4;

Figur 6 einen Längsschnitt durch eine Verstellwelle mit einem Wellgenerator,

Figur 7 einen Längsschnitt durch eine Variante des Wellgetriebes von Figur 1 mit einer modifizierten Verstellwelle;

Figur 8 einen Längsschnitt durch einen Nockenwellenversteller mit einer dritten Ausführungsform einer Verstellwelle.

5 Ausführliche Beschreibung der Zeichnungen

[0037] In Figur 1 ist ein Längsschnitt durch einen erfindungsgemäßen Nockenwellenversteller dargestellt. Dieser weist ein als Kettenrad ausgebildetes Antriebsrad 1 auf, das über eine nicht dargestellte Kette mit einer nicht dargestellten Kurbelwelle verdrehfest verbunden ist. Ebenso denkbar ist natürlich das Antriebsrad 1 als Zahnriemenrad oder Stirnrad auszuführen, welches durch einen Zahnriemen bzw. einen Stirnradtrieb angetrieben wird. Das Antriebsrad 1 und ein erstes Hohlrad 2 sind einteilig ausgebildet, wobei das erste Hohlrad 2 eine erste Innenverzahnung 3 aufweist. Ein Abtriebsteil 4, welches einteilig mit einem zweiten Hohlrad 5 ausgeführt ist, ist mit einer nicht dargestellten Nockenwelle verdrehfest verbunden. Das zweite Hohlrad 5 weist eine zweite Innenverzahnung 6 auf und ist in axialer Richtung benachbart und coaxial zum ersten Hohlrad 2 angeordnet. Das Antriebsrad 1 ist zusammen mit dem ersten Hohlrad 2 mittels eines Vierpunktlagers 7, das radial und axial innerhalb des Antriebsrades 1 angeordnet ist, über das zweite Hohlrad 5 und das Abtriebsteil 4 auf der nicht dargestellten Nockenwelle gelagert. Das Vierpunktlager kann, wie dargestellt als separates Bauteil mit Innenring, Wälzkörpern, Käfig und Außenring ausgeführt sein. In einer weiteren vorteilhaften Ausführung sind die Wälzkörperlaufbahnen direkt am Antriebsrad 1 und dem zweiten Hohlrad 5 ausgebildet, wodurch der Innen- und der Außenring des Wälzlagers wegfallen und die Anzahl der Bauteile reduziert wird. Neben dem dargestellten Kugellager sind auch Nadel- oder Rollenlager einsetzbar. Am Antriebsrad 1 ist ein Anschlagring 22 beispielsweise mittels Schrauben 23, Nieten, Schweißverbindungen oder Verstemmen befestigt. Dieser trägt eine Fahne 8, die in eine entsprechende ringsegmentförmige, den Verstellwinkel begrenzende Aussparung 9 des Abtriebsteils 4 eingreift. Ebenso denkbar sind Ausführungsformen, bei denen die Verstellwinkel begrenzende Aussparung 9 in das Antriebsrad 1 eingebracht ist, in die ein drehfest mit dem Abtriebsteil 4 verbundenes Element eingreift.

[0038] Eine Verstellwelle 10 weist eine Zahnkupplung 24 für einen nicht dargestellten elektrischen Verstellmotor auf. Natürlich sind auch andere Kupplungen, wie Polymerkupplungen oder magnetische Kupplungen denkbar, die zwischen der Getriebewelle und der Elektromotorwelle auftretenden axialen und radialen Versatz ausgleichen können. Die Verstellwelle 10 ist mit einem Wellring 11 verbunden, der eine elliptische Außenkontur 12 aufweist. Auf diesem befindet sich ein Wälzlager 13, dessen Innenring 14 und Außenring 15 beim Aufpressen desselben die elliptische Form des Wellrings 11 annehmen. Neben dem dargestellten Kugellager, vorzugsweise Rillenkugellager sind auch andere Wälzlagerausführungen denkbar, wie beispielsweise Zylinderrollen- oder Nadellager. Das Wälzlager 13, das durch einen Sprengring 16 axial gesichert ist, bildet zusammen mit dem elliptischen Wellring 11 einen Wellgenerator 17 als Teil des Wellgetriebes 19.

[0039] Auf den Außenring 15 des Wälzlagers 13 ist eine elastische Hülse 18 mit einer Außenverzahnung 28 aufgepresst, wobei die Hülse 18 beim Aufpressen ebenfalls die elliptische Form annimmt. Die Hülse 18 kann mit Hilfe formschlüssiger Mittel gegen axiales Wandern auf dem Wälzlager 13 gesichert werden. Dies kann beispielsweise durch radial nach innen gerichtete Bördelungen der axialen Enden der Hülse 18 realisiert werden.

[0040] Der Wellgenerator 17 und die Hülse 18 sind derart ausgeführt, dass sie radial innerhalb der Hohlräder 2, 5 angeordnet werden können. Dabei liegt der Wellgenerator 17 in axialer Richtung am Abtriebsteil 4 an. Zur axialen Fixierung der Hülse 18 und des Wellgenerators 17 wird in das erste Hohlrad 2 an der vom Abtriebsteil 4 abgewandten Seite ein Fixierring 20 eingepresst, dessen Außendurchmesser mindestens dem Zahnfußdurchmesser des ersten Hohlrads 2 entspricht und der an der Innenverzahnung 3 desselben anliegt. Der Wellgenerator 17 und die Hülse 18 liegen nun in axialer Richtung zwischen dem Abtriebsteil 4 und dem Fixierring 20. Die elliptisch verformte Hülse 18 greift mit ihrer Außenverzahnung 28 in den Bereichen der zwei Schnittpunkte des Ellipsenumfangs mit der Hauptachse der Ellipse in die erste und zweite Innenverzahnungen 3, 6 der Hohlräder 2, 5 ein.

[0041] Die Innenverzahnung 3, 6 jedes Hohlrades 2, 5 steht also mit der Außenverzahnung 28 der Hülse 18 in zwei Bereichen im Eingriff. Durch die elliptische Verformung der Hülse 18 ist gewährleistet, dass diese Bereiche an gegenüberliegenden Stellen bezogen auf den Mittelpunkt des jeweiligen Hohlrades 2, 5 an diesem lokalisiert sind.

[0042] In Figur 2 ist das Wellgetriebe 19 mit der Hülse 18 und den Hohlrädern 2, 5 in vereinfachter Seitenansicht dargestellt. Deutlich zu erkennen ist, dass die Außenverzahnung 28 der elliptisch verformten Hülse 18 je in zwei Bereichen der ersten und zweiten Innenverzahnung 3, 6 der Hohlräder 2, 5 eingreift. Eines der Hohlräder 2, 5 besitzt die gleiche Zähnezahzahl wie die Hülse 18, das andere Hohlrad 2, 5 besitzt z. B. zwei Zähne mehr. Durch Profilverchiebung gelingt es, dass die Außenverzahnung 28 der elliptischen Hülse 18 mit beiden Hohlrädern 2, 5 trotz deren unterschiedlicher Zähnezahzahl zugleich im Eingriff steht, und zwar an zwei gegenüberliegenden Stellen derselben. Das Hohlrad 2 oder 5 mit der gleichen Zähnezahzahl wie die Hülse 18 wirkt als 1:1 Zahnkupplung, das Hohlrad 2 oder 5 mit der erhöhten Zähnezahzahl als Übersetzungsstufe. Welches der beiden Hohlräder 2 oder 5 die gleiche und welches die größere Zähnezahzahl aufweist, hängt davon ab, in welcher Richtung das Wellgetriebe 19 bei stillstehender Verstellwelle 10 verstellen soll, d. h., ob es als Plus- oder als Minusgetriebe funktionieren soll. Ebenso denkbar ist, dass sich die Zähnezahzahlen aller Verzahnungen

3, 6 und 28 unterscheiden. Auf diese Art kann die Größe der Profilverschiebung an einer Verzahnung 3, 6 und 28 auf ein Minimum begrenzt werden. Ebenso denkbar ist es die Außenverzahnung 28 der Hülse 18 als geteilte Außenverzahnung auszuführen, wobei der eine Teil der Verzahnung in die erste Innenverzahnung, 3 und der zweite Teil der Verzahnung in die zweite Innenverzahnung 6 eingreift. Die zwei Außenverzahnungen können unterschiedlich ausgeführt sein. Beispielfhaft sollen hier Zähnezahzahl oder Zahnmodul genannt werden. Auf diese Weise können die Profilverschiebungen reduziert oder verschiedene Module für eine bessere Tragfähigkeit verwendet werden

[0043] Das Antriebsrad 1, welches einteilig mit dem ersten Hohlrad 2 ausgeführt ist, das Abtriebsteil 4, welches einteilig mit dem zweiten Hohlrad 5 ausgeführt ist und die Hülse 18 sind vorzugsweise in spanlosen Formgebungsverfahren hergestellt. Der Einsatz von Spanlostechiniken reduziert sowohl das Gewicht der einzelnen Bauteile als auch deren Herstellungskosten in der Massenproduktion. Die einzelnen Bauteile inklusive der Verzahnungen 3, 6, 28 können vorteilhafterweise aus Stahlblech in einem spanlosen Umformverfahren hergestellt werden. Denkbar ist auch die Komponenten durch Stanzpaketieren herzustellen.

[0044] Das Wellgetriebe 19 nach den Figuren 1 und 2 funktioniert auf folgende Weise: Bei einer Umdrehung der Verstellwelle 10 macht der Wellgenerator 17 ebenfalls eine Umdrehung. Dabei wird die Außenverzahnung 28 der elliptischen Hülse 18 gleichzeitig auf den Innenverzahnungen 3, 6 des ersten und des zweiten Hohlrads 2, 5 abgewälzt.

[0045] Besitzt das erste Hohlrad 2 die gleiche Zähnezahzahl wie die elliptische Hülse 18, dann greift der Ausgangszahn der Hülse 18 nach einer Umdrehung der Verstellwelle 10 wieder in seine Ausgangs-Zahnücke ein. Damit hat sich die Stellung der Hülse 18 gegenüber dem ersten Hohlrad 2 nicht verändert und es liegt eine 1:1 Zahnkupplung vor.

[0046] Besitzt die zweite Innenverzahnung 6 des zweiten Hohlrads 5 z. B. zwei Zähne mehr als die Außenverzahnung 28 der Hülse 18, dann greift der Ausgangszahn der Hülse 18 nach einer Umdrehung der Verstellwelle 10 in eine Zahnücke des zweiten Hohlrads 5 ein, die zwei Zahnücken vor der ursprünglichen liegt. Damit bleibt die Hülse 18 pro Umdrehung der Verstellwelle 10 um zwei Zähne zurück, so dass sich die Hülse 18 im Verhältnis der Gesamtzähnezahzahl des zweiten Hohlrads 5 (z. B. 300 Zähne) zur Differenzzähnezahzahl zwei (also $300:2=150:1$) entgegen der Verstellwelle 10 dreht, d. h., eine Übersetzung von 150:1 ins Langsame aufweist.

[0047] In einer weiteren vorteilhaften Ausführungsform der Erfindung ist die Stirnrad-Hohlradpaarung, die für die Untersetzung verantwortlich ist als Reibradpaarung ausgeführt, während die andere Stirnrad-Hohlradpaarung über Verzahnungen zusammenwirkt und vorzugsweise als 1:1 Kupplung ausgeführt ist. Die Außenverzahnung 28 der Hülse 18 erstreckt sich in axialer Richtung nur in dem Bereich, in dem, die Hülse 18 innerhalb des anderen Hohlrades 2 oder 5 liegt. Der andere Bereich ist glatt ausgeführt und wirkt mit der ebenfalls glatt ausgeführten inneren Mantelfläche des entsprechenden Hohlrades 2 zusammen. Sowohl die Verzahnungen 6, 28 der ersten Stirnrad-Hohlradpaarung als auch die glatten Flächen der zweiten Stirnrad-Hohlradpaarung wirken auf Grund der elliptisch verformten Hülse 18 je an zwei gegenüberliegenden Bereichen zusammen.

[0048] Eine weitere Ausführungsform der Erfindung sieht nur eine Stirnrad-Hohlradpaarung vor. Denkbar ist die Drehmomentübertragung wiederum über Verzahnungen 2, 28 oder Reibschluß. Das Antriebsrad 1 ist einteilig mit dem Hohlrad 2 ausgebildet. Die Hülse 18 ist topfförmig ausgebildet, wobei die Nockenwelle an deren Boden drehfest angebracht ist.

[0049] Die Geometrie der Ellipse des Wellgenerators 17 kann gemäß den Figuren 3a, 3b, 3c ermittelt werden:

[0050] In Figur 3a ist ein unverformtes Standard-Wälzlager 13 dargestellt.

[0051] In Figur 3b wird das Standard-Wälzlager 13 an zwei gegenüberliegenden Stellen am Außenring 15 in Richtung der Pfeile F soweit zusammengedrückt, bis das gewünschte maximale Ellipsenmaß 21 am Außenring 15 erreicht ist.

[0052] In Figur 3c wird die elliptische Innenkontur des Innenrings 14 vermessen und ggf. korrigiert, nach der die elliptische Außenkontur 12 des Wellrings 11 des Wellgenerators 17 hergestellt wird.

[0053] In Figur 4 ist ein Längsschnitt durch eine weitere Ausführungsform eines als Rillenkugellager ausgebildetes Wälzlager 13' dargestellt, dessen Außenring: 15' die Außenverzahnung 28 der Hülse 18 trägt und somit an deren Stelle treten kann. Der Fortfall der Hülse 18 wirkt sich natürlich kostenmindernd aus.

[0054] Figur 5 zeigt eine Frontansicht des Wälzlagers 13' aus Figur 4 mit der einteilig mit dem Außenring 15' ausgeführten Außenverzahnung 28.

[0055] In Figur 6 ist ein Längsschnitt durch einen Wellgenerator 17' mit einer Verstellwelle 10' und einer Außenverzahnung 28 dargestellt. Der Wellgenerator 17' weist einen Wellring 11' und ein als Zylinderrollenlager ausgebildetes Wälzlager 13" auf. Das Zylinderrollenlager besteht aus mehreren Zylinderrollen 26, die zwischen einem Innenring 14' und einem Außenring 15" angeordnet sind und bei Relativbewegungen zwischen den Wälzlagerrollen 14', 15" an diesen abrollen. Der Innenring 14' ist einteilig mit dem Wellring 11' ausgeführt. Die Zylinderrollen 26 des Wälzlagers 13" laufen unmittelbar auf der elliptischen Außenkontur 12' des entsprechend vergrößerten Wellrings 11'. Die Außenverzahnung 28 ist direkt am Außenring 15" des Wälzlagers 13" ausgeformt. Da im Vergleich zur ersten Ausführungsform die zyklische Verformung des Innenrings 14' und der Hülse 18 entfällt, kann die Leistung des elektrischen Verstellmotors entsprechend geringer sein.

[0056] In Figur 7 ist ein Längsschnitt durch ein Wellgetriebe 19', eine Variante des Wellgetriebes 19 von Figur 1, mit einem modifizierten Wellgenerator 17" dargestellt. Hierbei weist eine Verstellwelle 10" anstelle eines Wellrings zwei axiale Lagerzapfen 29 mit zwei als Rillenkugellager ausgebildete Standard-Wälzlager 13"" auf. Die Innenringe 25 der

Standard-Wälzlager 13''' sitzen fest auf den Lagerzapfen 29, während sich die Hülse 18 an den Außenringen 15''' abstützt. Die Lagerzapfen 29 sind um 180° versetzt und mit gleichem Abstand zur Achse 30 der Verstellwelle 10'' angeordnet. Der Abstand ist so gewählt, dass die Hülse 18 in gleicher Weise wie durch den Wellring 11 der Figur 1 elliptisch verformt wird.

5 [0057] Zur Minimierung Zahnspiels können die Innenringe 25 der Wälzlager 13''' als exzentrische Innenringe 25 ausgebildet sein. Durch Einbau derselben mit entsprechender Verdrehwinkellage kann das Zahnspiel zwischen den Zähnen der Hülse 18 und der Hohlräder 2, 5 eingestellt werden.

[0058] Diesem Ziel dient auch die in Figur 8 dargestellte, mehrteilige Verstellwelle 10''', deren exzentrisch ausgebildete axiale Lagerzapfen 29' durch Spannschrauben 27 in beliebiger Verdrehwinkellage befestigbar sind.

10 [0059] In einer weiteren Ausführungsform sind die Innenringe 25 der Wälzlager 13''' einteilig mit den Lagerzapfen 29, 29' ausgeführt, d.h. die Laufbahnen der Wälzkörper sind in die äußere Mantelfläche der Lagerzapfen 29, 29' eingebracht.

Bezugszeichenliste

15 [0060]

1	Antriebsrad
2	erstes Hohlrad
3	erste Innenverzahnung
20 4	Abtriebsteil
5	zweites Hohlrad
6	zweite Innenverzahnung.
7	Vierpunktlager
8	Fahne
25 9	Aussparung
10, 10', 10'', 10'''	Verstellwelle
11, 11'	Wellring
12, 12'	elliptische Außenkontur
13, 13', 13'', 13'''	Wälzlager
30 14, 14'	Innenring
15, 15', 15'', 15'''	Außenring
16	Sprengring
17, 17', 17''	Wellgenerator
18	Hülse
35 19, 19'	Wellgetriebe
20	Fixierring
21	maximales Ellipsenmaß
22	Anschlagring
23	Schraube
40 24	Zahnkupplung
25	exzentrischer Innenring
26	Zylinderrolle
27	Spannschraube
28	Außenverzahnung
45 29, 29'	axialer Lagerzapfen
30	Achse

Patentansprüche

- 50 1. Elektrischer Nockenwellenversteller zur Verstellung und Fixierung der Phasenlage einer Nockenwelle eines Verbrennungsmotors gegenüber dessen Kurbelwelle mit
- einem Antriebsrad (1), das drehfest mit der Kurbelwelle verbunden ist,
 - 55 - einem nockenwellenfesten Abtriebsteil (4), und
 - einem Wellgetriebe
 - mit mindestens einer Hohlrad-Stirnpadpaarung,
 - wobei eines der beiden Bauteile drehfest mit dem Antriebsrad (1) verbunden ist und das andere Bauteil

zumindest in einer drehmomentübertragenden Verbindung zum Abtriebsteil (4) steht,

- wobei das Stirnrad als biegeelastische Hülse (18) ausgeführt und
- zumindest teilweise innerhalb des ersten Hohlrades (2, 5) angeordnet ist,
- mit einem von einem elektrischen Verstellmotor über eine getriebefeste Verstellwelle (10", 10'') angetriebenen Wellgenerator (17''),
- der Mittel zur elliptischen Verformung der biegeelastischen Hülse (18) besitzt,
- wodurch die Hülse (18) derart verformt wird, dass zwischen dem Hohlrad (2, 5) und der Hülse (18) an zwei gegenüberliegenden Stellen der Hülse (18) eine drehmomentübertragende Verbindung hergestellt ist **dadurch gekennzeichnet, dass**
- die Mittel zur elliptischen Verformung der biegeelastischen Hülse (18) zwei an der Verstellwelle (10", 10'') angebrachte, an zwei gegenüberliegenden Bereichen der Hülse (18) anliegende Lagerzapfen (29) sind, auf denen je ein Wälzlager (13'') angeordnet ist.

2. Nockenwellenversteller nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Hülse (18) topfförmig ausgebildet ist,

3. Nockenwellenversteller nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** in axialer Richtung neben und koaxial zu dem ersten Hohlrad (2) ein zweites Hohlrad (5) angeordnet ist, die Hülse (18) zumindest teilweise innerhalb des zweiten Hohlrades (5) angeordnet ist und an zwei gegenüberliegenden Stellen eine drehmomentübertragende Verbindung mit dem zweiten Hohlrad (5) eingeht.

4. Nockenwellenversteller nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die drehmomentübertragende Verbindung zwischen dem Hohlrad (2, 5) und der Hülse (18) durch eine in eine Innenverzahnung (3, 6) des Hohlrades (2, 5) eingreifende Außenverzahnung (28) der Hülse (18) realisiert ist und die Zähnezahzahl der Innenverzahnung (3, 6) des Hohlrades (2, 5) von der Zähnezahzahl der Außenverzahnung (28) der Hülse (18) abweicht.

5. Nockenwellenversteller nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die drehmomentübertragende Verbindung zwischen dem Hohlrad (2, 5) und der Hülse (18) reibschlüssig durch das Zusammenwirken der glatt ausgeführten Innenmantelfläche des Hohlrades (2, 5) und der glatt ausgeführten Außenmantelfläche der Hülse (18) realisiert ist.

6. Nockenwellenversteller nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** der elektrische Verstellmotor vorzugsweise als bipolar betriebener, bürstenloser Gleichstrommotor (BLDC-Motor) mit zylinderkopffestem Stator sowie mit vorzugsweise einem Seltenerdsmagneten ausgebildet ist.

7. Nockenwellenversteller nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Motorwelle des BLDC-Motors und die Verstellwelle (10, 10', 10'', 10''') eine Verbindung durch eine verdrehfeste, jedoch radial bewegliche bzw. nachgiebige Kupplung aufweisen, die beispielsweise als Polymer-Kupplung (26) ausgebildet ist.

8. Nockenwellenversteller nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** an dem Antriebsrad (1) ein Anschlagring (22) befestigt ist, der eine Fahne (8) aufweist, die in eine entsprechende, ringsegmentförmige, den Verstellwinkel begrenzende Aussparung (9) des Abtriebsteils (4) eingreift.

9. Nockenwellenversteller nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** ein Fixierring (20) dessen Außendurchmesser mindestens dem Zahnkopfdurchmesser des ersten Hohlrades (2) entspricht, in dasselbe einpressbar ist.

10. Nockenwellenversteller nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** zumindest die Verstellwelle (10, 10', 10'', 10''') zum Zwecke der Gewichtsreduzierung Aussparungen aufweisen und/oder aus Leichtmetall, Kunststoff oder einem Verbundmaterial bestehen.

11. Nockenwellenversteller nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** mindestens eines der Verzahnungsbauteile (3, 6, 28) zum Zwecke der Gewichtsreduzierung aus Leichtmetall, Kunststoff oder einem Verbundmaterial besteht.

12. Nockenwellenversteller nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** alle oder einzelne Bauteile, vorzugsweise die Verzahnungsbauteile (3, 6, 28), des Wellgetriebes (19, 19') spanlos gefertigt sind.

13. Nockenwellenversteller nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Bauteile des Wellgetriebes (19, 19') spanlos gefertigt sind und die Verzahnungen (3, 6, 28) nachträglich gehärtet bzw. nitriert sind.

14. Nockenwellenversteller nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Mittel zur elliptischen Verformung der biegeelastischen Hülse (18) ein Wellring (11, 11') mit elliptischem Außenumfang (12) und ein darauf angebrachtes elliptisch verformtes Wälzlager (13, 13', 13'') ist.
15. Nockenwellenversteller nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Mittel zur elliptischen Verformung der biegeelastischen Hülse (18) ein Wellring (11, 11') mit elliptischem Außenumfang (12) und ein darauf angebrachtes elliptisch verformtes Wälzlager (13', 13'') ist, und der Außenring (15'') des Wälzlagers (13', 13'') und die außenverzahnte Hülse (18) einteilig ausgeführt sind.
16. Nockenwellenversteller nach Anspruch 14, **dadurch gekennzeichnet, dass** der elliptische Wellring (11') und der Innenring (14') des Wälzlagers (13'') einteilig ausgeführt sind.
17. Nockenwellenversteller nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Lagerzapfen (29') mit einem exzentrischen Befestigungsmittel drehbar an der Verstellwelle (10'') angebracht und in beliebiger Verdrehwinkelangle fixierbar sind.
18. Nockenwellenversteller nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Wälzlager (13'') exzentrisch ausgebildete Innenringe (25) aufweisen, die in beliebiger Verdrehwinkelangle auf die Lagerzapfen (29) aufpressbar sind.

Claims

1. Electric camshaft adjuster for adjusting and securing the phase angle of a camshaft of an internal combustion engine with respect to its crankshaft, having
 - a drive wheel (1) which is connected fixedly in terms of rotation to the crankshaft,
 - an output component (4) which is fixed to the camshaft, and
 - a harmonic drive
 - having at least one ring gear-spur gear pairing,
 - one of the two components being connected fixedly in terms of rotation to the drive wheel (1), and the other component having at least a torque-transmitting connection to the output component (4),
 - the spur gear being embodied as a flexurally elastic sleeve (18) and
 - being arranged at least partially within the first ring gear (2, 5),
 - having a wave generator (17'') which is driven by an electric adjustment motor by means of an adjustment shaft (10'', 10''') which is fixed to the gearing,
 - which wave generator (17, 17', 17'') has means for elliptically deforming the flexurally elastic sleeve (18),
 - as a result of which the sleeve (18) is deformed in such a way that a torque-transmitting connection is formed between the ring gear (2, 5) and the sleeve (18) at two points on the sleeve (18) lying opposite one another, **characterized in that**
 - the means for elliptically deforming the flexurally elastic sleeve (18) are two bearing journals (29) which are attached to the adjustment shaft (10'', 10''') and bear against two regions of the sleeve (18) lying opposite one another, a roller bearing (13'') being arranged on each of said bearing journals (29).
2. Camshaft adjuster according to Claim 1, **characterized in that** the sleeve (18) is of pot-shaped design.
3. Camshaft adjuster according to Claim 1, **characterized in that** a second ring gear (5) is arranged in the axial direction next to the first ring gear (2) and coaxially with respect thereto, the sleeve (18) is arranged at least partially within the second ring gear (5) and enters into a torque-transmitting connection with the second ring gear (5) at two points lying opposite one another.
4. Camshaft adjuster according to Claim 1, **characterized in that** the torque-transmitting connection between the ring gear (2, 5) and the sleeve (18) is implemented by means of an external toothing (28) of the sleeve (18) which engages in an internal toothing (3, 6) of the ring gear (2, 5), and the number of teeth of the internal toothing (3, 6) of the ring gear (2, 5) differs from the number of teeth of the external toothing (28) of the sleeve (18).
5. Camshaft adjuster according to Claim 1, **characterized in that** the torque-transmitting connection between the ring gear (2, 5) and the sleeve (18) is implemented in a frictionally locking fashion by means of the interaction of the smooth internal lateral face of the ring gear (2, 5) and the smooth external lateral face of the sleeve (18).

6. Camshaft adjuster according to Claim 1, **characterized in that** the electric adjustment motor is preferably embodied as a brushless DC motor (BLDC motor) which is operated in bipolar fashion and has a stator fixed to the cylinder head and preferably a rare earth magnet.
- 5 7. Camshaft adjuster according to Claim 1, **characterized in that** the motor shaft of the BLDC motor and the adjustment shaft (10, 10', 10'', 10''') have a connection by means of a rotationally fixed but radially movable or resilient coupling, which is preferably embodied as a polymer coupling (26).
- 10 8. Camshaft adjuster according to Claim 1, **characterized in that** a stop ring (22) is attached to the drive wheel (1) and has a lug (8) which engages in a corresponding, annular-segment-shaped cut-out (9), which limits the adjustment angle, of the output component (4).
- 15 9. Camshaft adjuster according to Claim 1, **characterized in that** a securing ring (20) whose external diameter corresponds at least to the tooth head diameter of the first ring gear (2) can be pressed into the latter.
- 20 10. Camshaft adjuster according to Claim 1, **characterized in that** at least the adjustment shaft (10, 10', 10'', 10''') can have cut-outs for the purpose of reducing the weight and/or can be composed of lightweight metal, plastic or a composite material.
- 25 11. Camshaft adjuster according to Claim 4, **characterized in that** at least one of the toothing components (3, 6, 28) is composed of lightweight metal, plastic or a composite material in order to reduce the weight.
12. Camshaft adjuster according to Claim 1, **characterized in that** all the components or individual components, preferably the toothing components (3, 6, 28), of the harmonic drive (19, 19') are fabricated in a non-material-removing fashion.
- 30 13. Camshaft adjuster according to Claim 4, **characterized in that** the components of the harmonic drive (19, 19') are fabricated in a non-material-removing fashion, and the toothings (3, 6, 28) are subsequently hardened or nitrated.
- 35 14. Camshaft adjuster according to Claim 1, **characterized in that** the means for elliptically deforming the flexurally elastic sleeve (18) is a wave ring (11, 11') with an elliptical external circumference (12) and an elliptically deformed roller bearing (13, 13', 13'') attached thereto.
15. Camshaft adjuster according to Claim 4, **characterized in that** the means for elliptically deforming the flexurally elastic sleeve (18) is a wave ring (11, 11') with an elliptical external circumference (12) and an elliptically deformed roller bearing (13', 13'') attached thereto, and the external ring (15'') of the roller bearing (13', 13'') and the externally toothed sleeve (18) are embodied in one piece.
- 40 16. Camshaft adjuster according to Claim 14, **characterized in that** the elliptical wave ring (11') and the internal ring (14') of the roller bearing (13'') are embodied in one piece.
- 45 17. Camshaft adjuster according to Claim 1, **characterized in that** the bearing journals (29') are rotatably attached to the adjustment shaft (10''') using an eccentric fastening means and can be secured in any desired rotational angle position.
18. Camshaft adjuster according to Claim 1, **characterized in that** the roller bearings (13'') have eccentrically formed internal rings (25) which can be pressed onto the bearing journals (29) in any desired rotational angle position.

Revendications

1. Dispositif électrique de réglage d'arbre à cames pour le réglage et la fixation de la position de phase d'un arbre à cames d'un moteur à combustion interne par rapport à son vilebrequin, comprenant
 - une roue d'entraînement (1) qui est connectée de manière solidaire en rotation au vilebrequin,
 - une partie de prise de force (4) fixée à l'arbre à cames et
 - une transmission harmonique
 - comprenant au moins une paire couronne-pignon droit,

- l'un des deux composants étant connecté de manière solidaire en rotation à la roue d'entraînement (1) et l'autre composant étant au moins en liaison de transfert de couple par rapport à la partie de prise de force (4),
 - le pignon droit étant réalisé sous forme de manchon élastique en flexion (18) et
 - étant disposé au moins en partie à l'intérieur de la première couronne (2, 5),
 - comprenant un générateur d'ondes (17") entraîné par un moteur de réglage électrique par le biais d'un arbre de réglage fixé à la transmission (10", 10""),
 - qui possède des moyens pour la déformation elliptique du manchon élastique en flexion (18),
 - de sorte que le manchon (18) soit déformé de telle sorte qu'entre la couronne (2, 5) et le manchon (18), en deux endroits opposés du manchon (18), une liaison de transfert de couple soit établie,
 - caractérisé en ce que**
 - les moyens pour la déformation elliptique du manchon élastique en flexion (18) sont deux tourillons (29) montés sur l'arbre de réglage (10", 10""), s'appliquant contre deux zones opposées du manchon (18), sur desquelles est disposé à chaque fois un palier à roulement (13"").
2. Dispositif de réglage d'arbre à cames selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** le manchon (18) est réalisé en forme de pot.
3. Dispositif de réglage d'arbre à cames selon la revendication 1, **caractérisé en ce qu'**une deuxième couronne (5) est disposée dans la direction axiale à côté de et coaxialement à la première couronne (2), le manchon (18) est disposé au moins en partie à l'intérieur de la deuxième couronne (5) et entre en liaison de transfert de couple avec la deuxième couronne (5) en deux endroits opposés.
4. Dispositif de réglage d'arbre à cames selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** la liaison de transfert de couple entre la couronne (2,5) et le manchon (18) est réalisée par une denture extérieure (28) du manchon (18) venant en prise dans une denture intérieure (3, 6) de la couronne (2, 5), et le nombre de dents de la denture intérieure (3, 6) de la couronne (2, 5) est différent du nombre de dents de la denture extérieure (28) du manchon (18).
5. Dispositif de réglage d'arbre à cames selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** la liaison de transfert de couple entre la couronne (2, 5) et le manchon (18) est réalisée par engagement par friction par coopération de la surface d'enveloppe intérieure de la couronne (2, 5) réalisée sous forme lisse et de la surface d'enveloppe extérieure du manchon (18) réalisée sous forme lisse.
6. Dispositif de réglage d'arbre à cames selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** le moteur de réglage électrique est réalisé de préférence sous forme de moteur à courant contenu sans balai, à commande bipolaire (moteur BLDC), avec un stator fixé à la culasse et avec de préférence un aimant terres rares.
7. Dispositif de réglage d'arbre à cames selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** l'arbre de moteur du moteur BLDC et l'arbre de réglage (10, 10', 10", 10"") présentent une liaison par accouplement fixée en rotation, mais mobile radialement ou flexible, qui est réalisée par exemple sous forme d'accouplement polymère (26).
8. Dispositif de réglage d'arbre à cames selon la revendication 1, **caractérisé en ce qu'**une bague de butée (22) est fixée sur la roue d'entraînement (1), qui présente un fanion (8) qui vient en prise dans un évidement (9) correspondant de la partie de prise de force (4), en forme de segment annulaire, limitant l'angle de réglage.
9. Dispositif de réglage d'arbre à cames selon la revendication 1, **caractérisé en ce qu'**une bague de fixation (20) dont le diamètre extérieur correspond au moins au diamètre de tête des dents de la première couronne (2), peut être pressée dans celle-ci.
10. Dispositif de réglage d'arbre à cames selon la revendication 1, **caractérisé en ce qu'**au moins l'arbre de réglage (10, 10', 10", 10""), aux fins de réduire le poids, présente des évidements et/ou se compose de métal léger, de plastique ou d'un matériau composite.
11. Dispositif de réglage d'arbre à cames selon la revendication 4, **caractérisé en ce qu'**au moins l'un des composants de denture (3, 6, 28), aux fins de réduire le poids, se compose d'un métal léger, de plastique ou d'un matériau composite.
12. Dispositif de réglage d'arbre à cames selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** tous les composants ou des composants individuels, de préférence les composants de denture (3, 6, 28) de la transmission harmonique (19,

19'), sont fabriqués sans enlèvement de copeaux.

5 13. Dispositif de réglage d'arbre à cames selon la revendication 4, **caractérisé en ce que** les composants de la transmission harmonique (19, 19') sont fabriqués sans enlèvement de copeaux et les dentures (3, 6, 28) sont subsé-

10 14. Dispositif de réglage d'arbre à cames selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** le moyen pour la déformation elliptique du manchon élastique en flexible (18) est une bague ondulée (11, 11') de périphérie extérieure elliptique (12) et un palier à roulement (13, 13', 13'') monté sur celle-ci et déformé elliptiquement.

15 15. Dispositif de réglage d'arbre à cames selon la revendication 4, **caractérisé en ce que** le moyen pour la déformation elliptique du manchon élastique en flexion (18) est une bague ondulée (11, 11') de périphérie extérieure elliptique (12) et un palier à roulement (13' 13'') monté sur celle-ci et déformé elliptiquement, et la bague extérieure (15'') du palier à roulement (13', 13'') et le manchon à denture extérieure (18) sont réalisés d'une seule pièce.

16. Dispositif de réglage d'arbre à cames selon la revendication 14, **caractérisé en ce que** la bague ondulée elliptique (11') et la bague intérieure (14') du palier à roulement (13'') sont réalisées d'une seule pièce.

20 17. Dispositif de réglage d'arbre à cames selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** les tourillons de palier (29') sont montés avec un moyen de fixation excentrique de manière rotative sur l'arbre de réglage (10'') et peuvent être fixés dans une position d'angle de rotation quelconque.

25 18. Dispositif de réglage d'arbre à cames selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** les palmiers à roulement (13'') présentent des bagues intérieures (25) réalisées de manière excentrique, qui peuvent être pressées dans une position d'angle de rotation quelconque sur les tourillons (29).

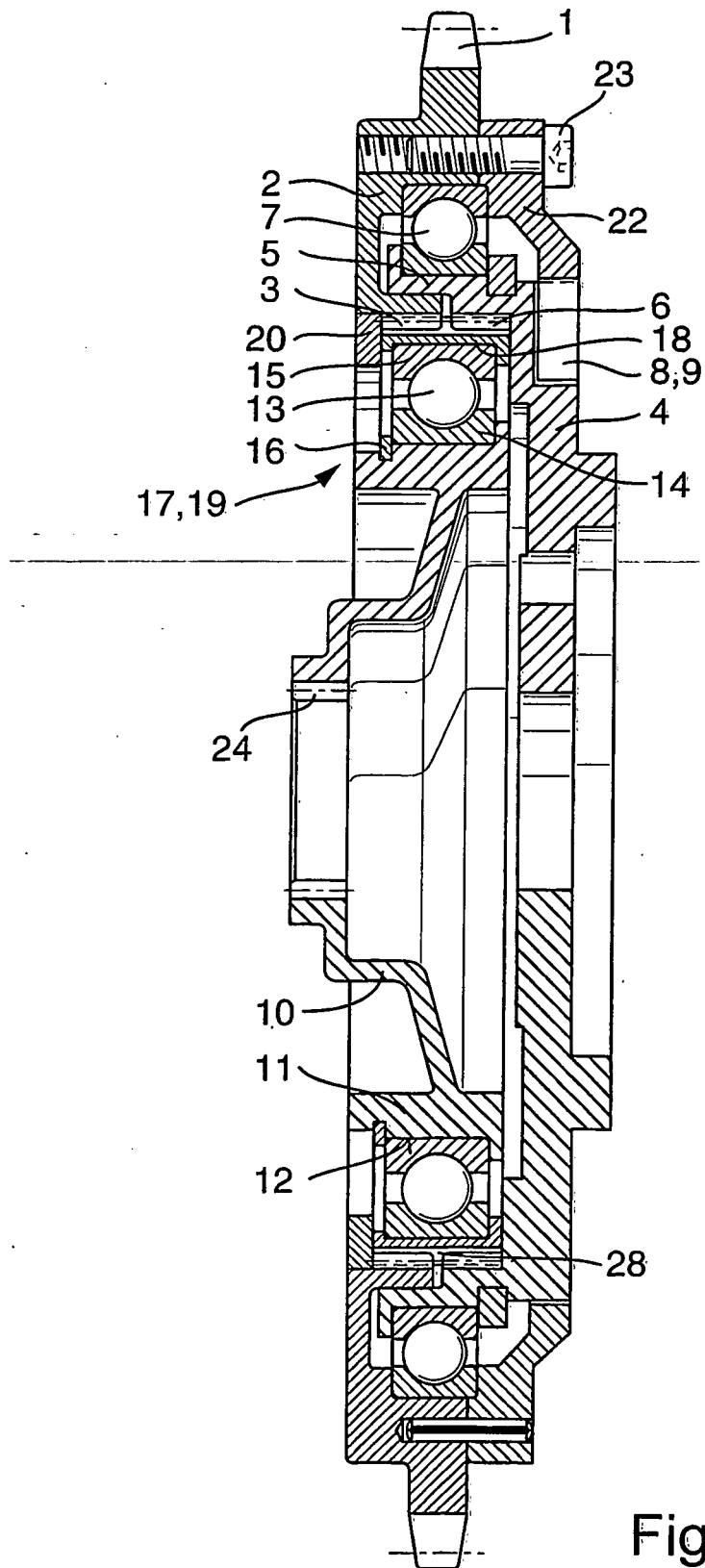


Fig. 1

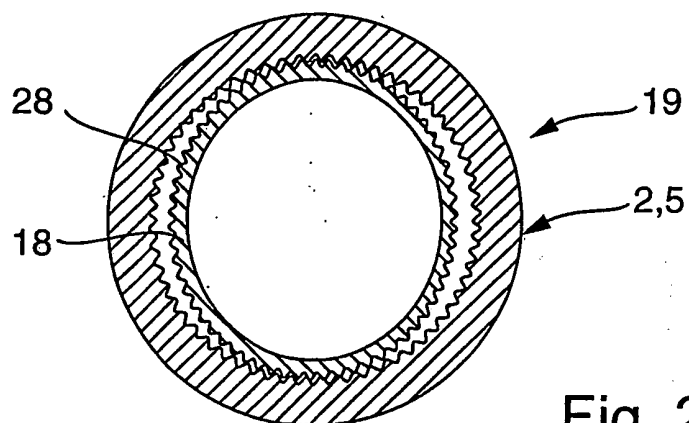


Fig. 2

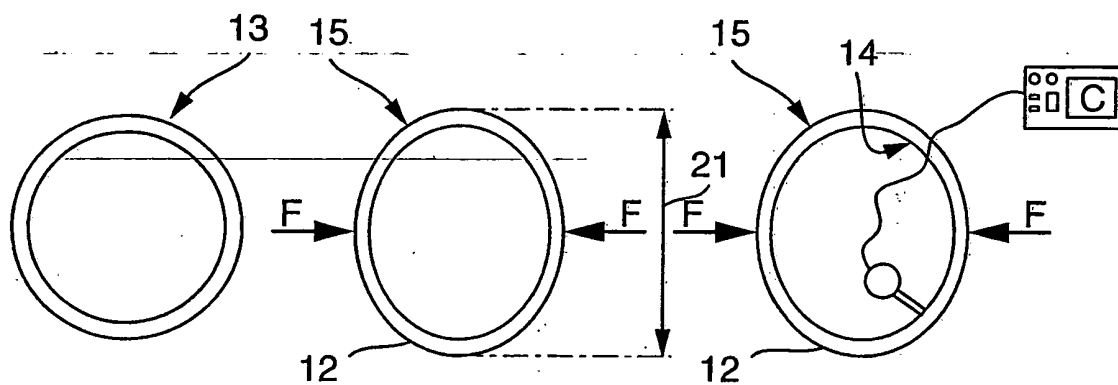


Fig. 3a

Fig. 3b

Fig. 3c

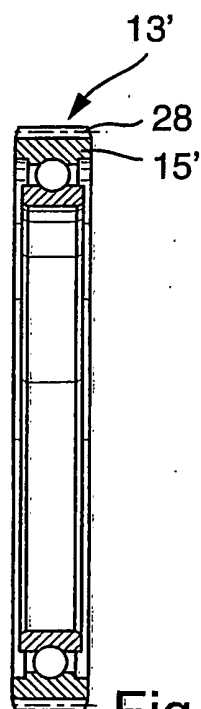


Fig. 4

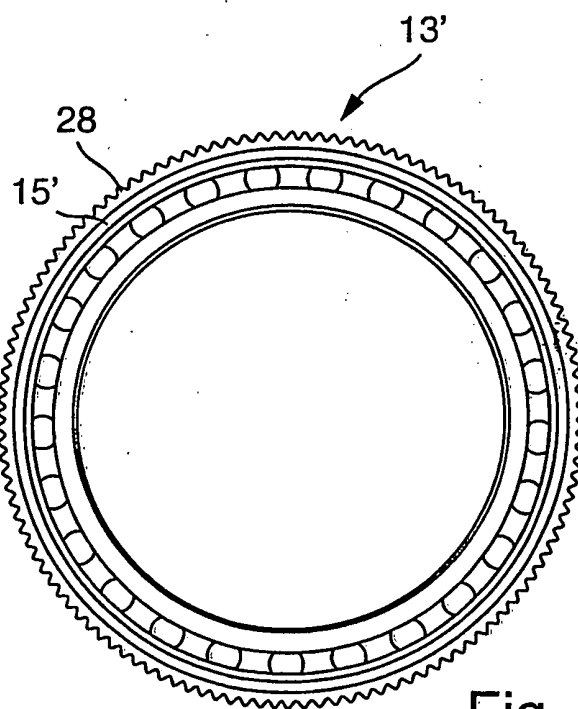


Fig. 5

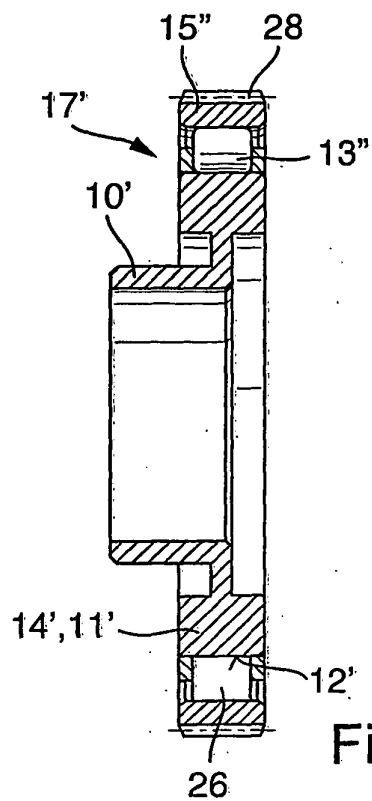


Fig. 6

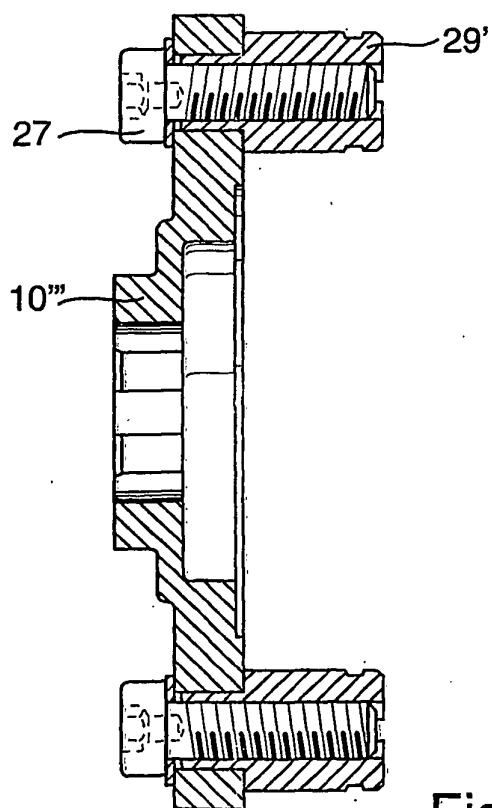


Fig. 8

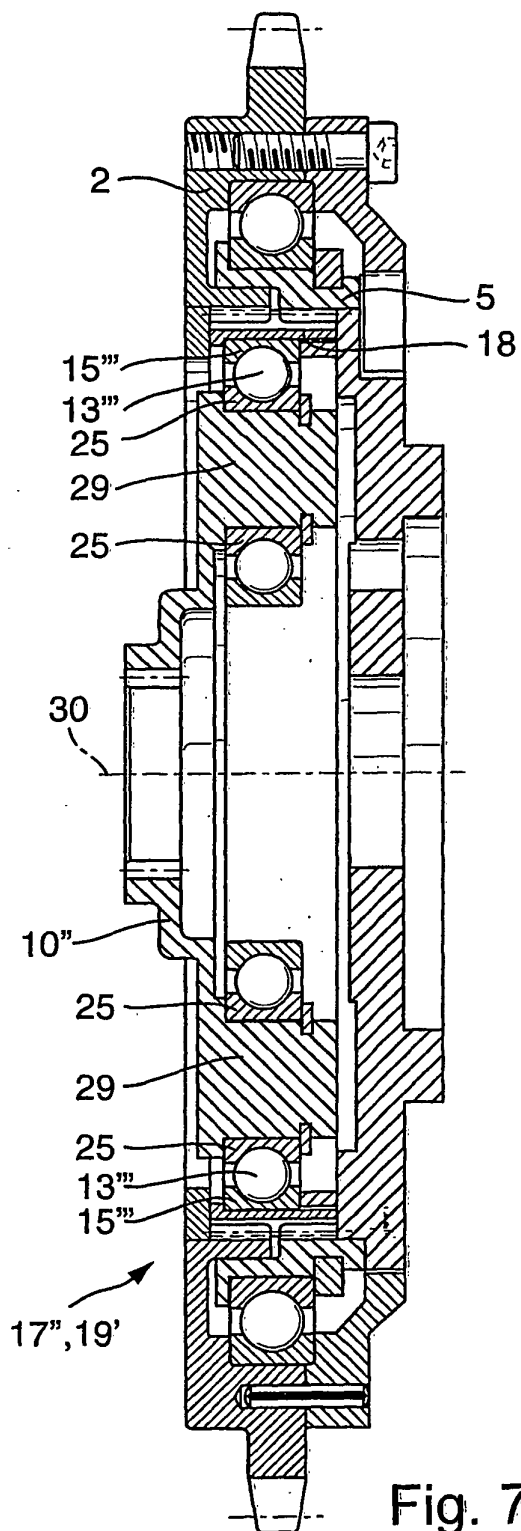


Fig. 7

IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- EP 1039100 A2 [0007]
- EP 1039101 A2 [0007]
- WO 9500748 A [0008]
- DE 10222695 A1 [0009]
- US 3427898 A [0009]
- DE 19708310 A1 [0009]