



Europäisches Patentamt  
European Patent Office  
Office européen des brevets



(11) **EP 1 588 029 B1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:  
**17.05.2006 Patentblatt 2006/20**

(51) Int Cl.:  
**F01L 13/00<sup>(2006.01)</sup>**

(21) Anmeldenummer: **04700455.1**

(86) Internationale Anmeldenummer:  
**PCT/EP2004/000035**

(22) Anmeldetag: **07.01.2004**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:  
**WO 2004/065764 (05.08.2004 Gazette 2004/32)**

(54) **VORRICHTUNG ZUR BETÄTIGUNG DER LADUNGSWECHSELVENTILE IN HUBKOLBENMOTOREN**

DEVICE FOR ACTUATING THE GAS EXCHANGE VALVES IN RECIPROCATING ENGINES

DISPOSITIF D'ACTIONNEMENT DES SOUPAPES DE MOUVEMENT DE GAZ DANS LES MOTEURS A PISTON ALTERNATIF

(84) Benannte Vertragsstaaten:  
**AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR HU IE IT LI LU MC NL PT RO SE SI SK TR**

(74) Vertreter: **Adams, Steffen**  
**ThyssenKrupp Automotive AG**  
**Zentralabteilung Recht und Patente**  
**Alleestrasse 165**  
**44793 Bochum (DE)**

(30) Priorität: **22.01.2003 DE 10302260**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
**26.10.2005 Patentblatt 2005/43**

(56) Entgegenhaltungen:  
**EP-A- 1 096 115 EP-A- 1 255 027**  
**DE-A- 2 810 784 DE-A- 4 313 656**  
**DE-A- 19 629 349 DE-A- 19 645 112**  
**DE-B- 1 526 488 FR-A- 1 242 280**

(73) Patentinhaber: **ThyssenKrupp Automotive AG**  
**44793 Bochum (DE)**

(72) Erfinder:  
• **SCHÖN, Helmut**  
**A-6820 Frastanz (AT)**  
• **KELLER, Kai-Uwe**  
**CH-9470 Buchs (CH)**

• **PATENT ABSTRACTS OF JAPAN Bd. 0182, Nr. 24 (M-1596), 22. April 1994 (1994-04-22) & JP 6 017623 A (MAZDA MOTOR CORP), 25. Januar 1994 (1994-01-25)**

**EP 1 588 029 B1**

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

## Beschreibung

**[0001]** Die Erfindung betrifft eine Vorrichtung zur Betätigung der Ladungswechselventile in Hubkolbenmotoren, bestehend aus einem Gehäuse, einem in einem Drehgelenk in dem Gehäuse umlauffähig gelagerten Nocken, dessen Drehbewegung von einer Kurbelwelle abgeleitet ist, einem von diesem Nocken über ein erstes Kurvengelenk betätigten Zwischenglied und einem Abtriebsglied, welches die Bewegung auf das Ventil überträgt und mit dem Zwischenglied direkt oder über weitere Übertragungsglieder wirkverbunden ist und innerhalb der Wirkverbindung vom ersten Kurvengelenk zum Abtriebsglied mindestens ein weiteres Kurvengelenk vorgesehen ist, wobei dieses weitere Kurvengelenk an einem der beiden das Kurvengelenk an sich bildenden Getriebeglieder durch eine Kurve gebildet ist, deren Form in dem Kontaktbereich, in welchem ein Ventilhub erzeugt wird, mindestens einen Wendepunkt aufweist, wobei der Wendepunkt im Bereich der den größtmöglichen Ventilhub beschreibenden Kurve angeordnet ist.

**[0002]** In der DE-A 101 00 173 wird ein vollvariabler mechanischer Ventiltrieb für eine Kolbenbrennkraftmaschine beschrieben, mit einem Antriebsmittel zur Erzeugung einer gegen die Kraft einer Schließfeder am Ladungswechselventil wirkenden Hubbewegung und mit einem zwischen dem Antriebsmittel, beispielsweise einem Nocken, und dem Ladungswechselventil angeordneten Zwischenglied, das auf das Ladungswechselventil in Richtung seiner Bewegungsachse einwirkt und dessen Hubweg in Richtung der Bewegungsachse über ein verstellbares Führungselement veränderbar ist.

**[0003]** In der DE-A 100 06 018 wird ein variabler Ventiltrieb zur Laststeuerung einer fremdgezündeten Brennkraftmaschine beschrieben. Der Ventiltrieb wird gebildet aus einem Nocken einer Nockenwelle und zumindest einem Einlassventil mit einem unmittelbaren Ventilbetätigungsglied, dem Abtriebsglied, einem Übertragungsglied und einem Verstellmittel zur Beeinflussung der Hubfunktion des Übertragungsgliedes. Das Übertragungsglied ist trieblich zwischen dem Nocken und dem Abtriebsglied eingebaut und hat eine erste, von dem Nocken beaufschlagte sowie eine zweite, auf das Abtriebsglied einwirkende Angriffsfläche.

**[0004]** Eine Vorrichtung nach dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1 ist aus der DE 196 29 349 A1 bekannt. In dieser Druckschrift werden verschiedene Konturkurven eines Zwischengliedes für eine Vorrichtung zur Betätigung der Ladungswechselventile in Hubkolbenmotoren dargestellt. Allerdings beschäftigt sich diese Druckschrift nicht mit den Auswirkungen der dargestellten unterschiedlichen Konturkurven auf die zwischen den Getriebegliedern wirkenden Zwangskräfte und die daraus resultierenden Reibkräfte. Somit ist der DE 196 29 349 A1 zwar ein Wendepunkt im Sinne des Oberbegriffs des Patentanspruchs 1 zu entnehmen, jedoch fehlt jeder Hinweis darauf, dass durch eine konstruktiv gezielte Positionierung eines derartigen Wendepunkts die Zwangs-

und Reibungskräfte im Getriebesystem beeinflusst werden können. Vielmehr befasst sich die DE 196 29 349 A1 mit der Aufgabe, einen Ventiltrieb anzugeben, der eine Verstellung des Ventilhubverlaufs und der Ventilöffnungsdauer auf konstruktiv befriedigende Weise ermöglicht und mit dem ein möglichst kompakter Zylinderkopf konstruktiv gestaltet werden kann.

**[0005]** Im Stand der Technik gibt es eine Vielzahl von mechanisch variablen Ventilgetrieben zur Steuerung bzw. Laststeuerung von Hubkolbenmotoren. Die vorab zitierten Druckschriften sind daher lediglich als beispielhaft anzusehen. Den genannten Systemen ist gemeinsam, dass durch die Drehbewegung des Nockens einer Nockenwelle über die weiteren Getriebeglieder des Ventilgetriebes eine Hubbewegung auf das Ladungswechselventil übertragen wird. Die resultierende Erhebungskurve dieser Ladungswechselventile ist durch Verlagerung von mindestens einem der im Kraftfluss befindlichen Getriebeglieder während des Betriebes veränderbar. Dabei werden sowohl der Ventilhub als auch der Ventilöffnungswinkel verändert. Damit die Verlagerung realisiert werden kann, wird bei den genannten Ventilgetrieben mindestens ein Getriebeglied zwischen dem antreibenden Nocken und dem das Ladungswechselventil betätigenden Abtriebsglied, eingefügt. Dadurch entsteht mindestens ein zusätzlicher Freiheitsgrad in der Bewegung, sodass die jeweils gewünschte Verlagerung möglich wird.

**[0006]** Dabei gibt es variable Ventilgetriebe, die aus 4, 5, 6 oder mehr Getriebegliedern bestehen. Am kostengünstigsten und einfachsten sind die 4-gliedrigen variablen Ventilgetriebe. Mit steigender Anzahl von Getriebegliedern steigt die Komplexität der Systeme. Die Anwendung der erfindungsgemäßen Lehre erfolgt daher bevorzugt auf 4- oder 5-gliedrige Systeme, wenngleich die Lehre auch für 6- und mehrgliedrige Systeme anwendbar ist.

**[0007]** Die Kraft- und Momentenübertragung zwischen den Gliedern des Ventiltriebes erfolgt über Kurven-, Schub- und Drehgelenke. Die bewegten Getriebeglieder sind direkt oder indirekt im Gehäuse abgestützt. Die Verstellung der Hubbewegung des Ventils erfolgt beispielsweise durch die Verlagerung von Gelenken oder Kulissenbahnen im Gehäuse, an denen sich im Kraftfluss befindliche Getriebeglieder abstützen.

**[0008]** Wichtige Kriterien derartiger Ventilgetriebe bestehen darin, dass mit der Veränderung des Ventilhubes auch der Öffnungswinkel, d.h. die Dauer der Ventilrast verändert wird und dass der Kontakt zwischen Nocken und Zwischenglied ständig erhalten bleibt.

**[0009]** Des weiteren sollen die Beschleunigungen des Ventils bei der Ventilöffnung möglichst groß sein. Als Einflussgrößen hierzu dienen die Lage und Konturen der im Eingriff stehenden Kurvengelenke sowie die Lage der verschiedenen Dreh- und Schubgelenke der einzelnen Getriebeglieder.

**[0010]** Bei derartigen Ventiltrieben sind die Kräfte stark drehzahlabhängig. Die Federkräfte der Ventilgetriebe

werden so ausgelegt, dass die aus der Beschleunigung resultierenden Kräfte bei der größten Drehzahl, für die das System ausgelegt wird, nicht zum Kontaktverlust in den Kurvengelenken des Ventilgetriebes führen.

**[0011]** Im Rastbereich des Ventils sind die vom Ventil in das Ventilgetriebe eingeleiteten Kräfte null. Der Steuerbereich des Ventils kann in den Bereich, in dem die größte Ventilbeschleunigung erfolgt und in den Bereich, in dem der größte Ventilhub erfolgt, unterteilt werden. Der Bereich, in dem die größte Ventilbeschleunigung erfolgt, schließt sich unmittelbar an den Rastbereich an. In diesem Bereich treten bei hohen Motordrehzahlen in einem Kurvengelenk, an dem ein hin und her gehendes Getriebeglied beteiligt ist, die größten Kräfte auf.

**[0012]** Derartige Systeme werden für den Übergang vom Rast- in den Steuerbereich derart ausgelegt, dass die auftretenden Zwangskräfte in diesem Bereich minimiert werden.

**[0013]** Im weiteren Verlauf der Ventilerhebung schließt sich der Bereich, in dem der größte Ventilhub erfolgt, an. Bei hohen Motordrehzahlen sinken hier die Kräfte. Beim Stand der Technik allerdings ändern sich durch den Ventilhub die Winkelverhältnisse im Getriebe derart, dass auch, wenn die Beträge der eingeleiteten Kräfte nicht mehr ansteigen, sich die daraus resultierenden Zwangskräfte noch erhöhen können.

**[0014]** Weiterhin ist häufig beim Stand der Technik ein erheblicher Nachteil, dass die Verstellkräfte bzw. Verstellmomente aufgrund der gewählten Kurvenformen sehr hoch sind, sodass unverhältnismäßig große Kräfte in die beteiligten Getriebeglieder eingebracht werden.

**[0015]** Als Folge der oben beschriebenen Nachteile im Stand der Technik kann es erforderlich werden, dass zur Erreichung der vorgegebenen Lebensdauer, zumindest einzelner Getriebeglieder, diese unerwünscht stark ausgelegt werden müssen.

**[0016]** Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, die im gattungsbildenden Teil des Patentanspruchs 1 oder Patentanspruchs 8 beschriebene Vorrichtung dahingehend weiterzubilden, dass die Kräfte bzw. Momente zwischen den Getriebegliedern, und wenn möglich die Kräfte bzw. Momente innerhalb der Verstelleinrichtung, minimiert werden. Das bedeutet, dass die Zwangskräfte im System möglichst gering gehalten werden, was gleichzeitig vorteilhaft zu einer Reduzierung der Reibkräfte führt.

**[0017]** Diese Aufgabe wird mit einer Vorrichtung mit den Merkmalen des Patentanspruchs 1 oder des Patentanspruchs 8 gelöst.

**[0018]** Durch die Gestaltung der am Kurvengelenk beteiligten Konturen, kann die Krafrichtung in gewissen Grenzen frei bestimmt werden. Durch die erfindungsgemäße Einfügung eines Wendepunktes in eine der beteiligten Konturen wird das Kurvengelenk so gestaltet, dass der Winkel der Kraffleitung während des gesamten Bewegungsablaufes möglichst konstant bleibt. Dadurch wird die Änderung des Betrages der eingeleiteten Kraft möglichst klein gehalten.

**[0019]** Untersuchungen haben gezeigt, dass das Einfügen eines Wendepunktes erst an einem Konturpunkt des Kurvengelenkes, der bei Ventilerhebungen in Kontakt steht, die größer als 0,5 mm sind, notwendig ist. Besonders bevorzugt ist der Bereich der Ventilerhebungen von 2 mm bis 7 mm.

**[0020]** Im bevorzugten Bereich sind, für den Fall der Ansteuerung des größtmöglichen Ventilerhebungsverlaufes, die Werte der Ventilbeschleunigung negativ, da ein Abbremsen der Ventilgeschwindigkeit erfolgt. Genau hier sind die größten resultierenden Zwangskräfte zu erwarten.

**[0021]** Am Beispiel der Gestaltung des Kurvengelenkes zwischen Zwischenglied und Abtriebsglied mit der erfindungsgemäßen Kontur am Zwischenglied wird im Folgenden die Wirkung der Erfindung beschrieben. Im Beispiel ist das Abtriebsglied durch einen Schlepp- oder Kipphebel gebildet.

**[0022]** Die in das Abtriebsglied eingeleitete Kraft bestimmt sich durch die Beschleunigungs-, Reib- und Federkräfte aus dem mit dem Abtriebsglied wirkverbundenen Ventil. Diese werden durch die Bauart und durch die spezielle Konstruktion des Motors vorgegeben. Die Werte sind abhängig von der Motordrehzahl und weiteren Einflussfaktoren.

**[0023]** Entsprechend der Normalen im momentanen Berührungspunkt des Kurvengelenkes zwischen Abtriebsglied und Zwischenglied wird vom Abtriebsglied eine Kraft in das Zwischenglied eingeleitet. Bestimmend für die Größe der in das Zwischenglied eingeleiteten Kraft ist das Verhältnis der Abstände zwischen dem Drehpunkt des Abtriebsgliedes im Gehäuse und den Wirkungslinien der Kräfte einerseits zum Zwischenglied und andererseits zum Ventil. Die Wirkungslinie der Kraft ist jeweils die Gerade, welche durch die Krafrichtung und die Lage der Kraft bestimmt wird. Die Richtungen der Kräfte bestimmen somit wesentlich die in das Zwischenglied eingeleitete Kraft. Ist die Richtung der in das Zwischenglied eingeleiteten Kraft senkrecht zur Verbindungslinie zwischen Drehpunkt des Abtriebsgliedes und dem Angriffspunkt der Kraft, so ist der Betrag, der in das Zwischenglied eingeleiteten Kraft, am geringsten.

**[0024]** Mit dem Erfindungsgegenstand wird die Richtungsänderung der Kraft durch eine Beschreibung der Richtung der Flächennormalen im Kontaktpunkt in diesem Kurvengelenk bestimmt. Zur Vermeidung der oben genannten Zwangskräfte ist es vorteilhaft, die Flächennormale im Kontaktpunkt, bei dem der größte Ventilhub erreicht wird, in etwa gleich der Flächennormalen im Kontaktpunkt, bei dem die größte Ventilbeschleunigung auftritt, auszuführen. Eine derartige Richtungsänderung lässt sich erfindungsgemäß durch einen Wendepunkt in einer der beiden betroffenen Kurven des Kurvengelenkes realisieren.

**[0025]** Zur Einhaltung der vorgegebenen Ventilhubkurve wird beispielsweise die Kontur am Nocken entsprechend angepasst.

**[0026]** Der oben beschriebene Wirkmechanismus gilt

ebenso bei Verwendung eines Tassenstößels als Abtriebsglied und ist in analoger Weise anzuwenden.

**[0027]** Weiterhin ist die erfinderische Lehre auch auf Ventilgetriebe anwendbar, bei denen das erfindungsgemäß gestaltete Kurvengelenk an anderer Stelle als oben beschrieben angeordnet ist. Dabei ist es unerheblich, ob die Kurve eines Kurvengelenkes der im Eingriff stehenden Getriebeglieder so gestaltet wird oder eine Kurve im Gehäuse, an der sich eines der Getriebeglieder in einem Kurvengelenk abstützt.

**[0028]** Vorteilhafte Weiterbildungen des Erfindungsgegenstandes sind den Unteransprüchen zu entnehmen.

**[0029]** Durch den Erfindungsgegenstand wird nun eine Lösung bereitgestellt, durch welche die Kräfte bzw. Momente zwischen den Getriebegliedern, und wenn möglich die Kräfte bzw. Momente innerhalb der Verstell-einrichtung, minimiert werden. Das bedeutet, dass die Zwangskräfte im System möglichst gering gehalten werden, was gleichzeitig vorteilhaft zu einer Reduzierung der Reibkräfte führt.

**[0030]** Der Erfindungsgegenstand ist allgemein in allen Kurvengelenken im Ventilgetriebe, mit Ausnahme des Kurvengelenkes, an dem der antreibende umlaufende Nocken beteiligt ist, realisierbar. Die erfindungsgemäße Ausführung der Kurve des Kurvengelenkes an einem der beteiligten Getriebeglieder wirkt auf beide, dieses Kurvengelenk bildende Getriebeglieder. Es ist damit unerheblich, an welchem der beiden beteiligten Kurven des Kurvengelenkes die erfindungsgemäße Ausführungsform angeordnet ist. In der bevorzugten Ausführungsform des Ventilgetriebes wird die im Erfindungsgegenstand beschriebene Kontur an einer der Kurven des Zwischengliedes angewendet. Dabei können bevorzugt sowohl die Kurvengelenke des Zwischenglieds zum Abtriebsglied oder zum Gehäuse gewählt werden.

**[0031]** In einer vorteilhaften Weiterbildung der Erfindung wird zusätzlich zur Ausbildung eines Wendepunktes im Bereich des Ventilhubes, der Übergangsbereich vom Rast- in den Steuerbereich spezifisch dargestellt. Dieser Übergangsbereich spielt dabei sowohl für das Öffnen als auch das Schließen des Ventils eine wesentliche Rolle. Während das Öffnen möglichst schnell erfolgen soll, muss die Schließgeschwindigkeit in seiner Endphase begrenzt werden, um den Verschleiß und die Geräuschbildung zu begrenzen. Da für das Öffnen und für das Schließen des Ventils derselbe Übergangsbereich zwischen Rast- und Steuerbereich durchlaufen wird, müssen die zwei gegensätzlichen Forderungen durch einen Kompromiss gelöst werden. Der unmittelbare Übergangsbereich zwischen Rast- und Steuerbereich wird aus Strecken- und Evolventenabschnitten gebildet.

**[0032]** Der Erfindungsgegenstand ist anhand eines Ausführungsbeispieles in den Figuren 1 und 2 dargestellt und wird wie folgt beschrieben. Es zeigen:

Figuren 1 und 2 Unterschiedliche Stellungen eines Ventilgetriebes zur variablen Betätigung der La-

adungswechselventile in Hubkolbenmotoren.

**[0033]** Die Figuren 1 und 2 zeigen eine Vorrichtung zur Betätigung eines Ladungswechselventils V in einem nicht weiter dargestellten Hubkolbenmotor. Die Vorrichtung beinhaltet ein Gehäuse G, einen in einem Drehgelenk ng in dem Gehäuse G umlauffähig gelagerten Nocken N, dessen Drehbewegung von einer nicht weiter dargestellten Kurbelwelle abgeleitet ist. Von diesem Nocken N wird über ein erstes Kurvengelenk zn ein Zwischenglied Z betätigt, das auf ein Abtriebsglied A einwirkt, welches die Bewegung auf das Ventil V überträgt. Innerhalb der Wirkverbindung von erstem Kurvengelenk zn zum Abtriebsglied A ist ein weiteres Kurvengelenk za vorgesehen, das durch die Konturen Kz am Zwischenglied und Ka am Abtriebsglied gebildet wird. Die Form der Kontur Kz am Zwischenglied weist üblicherweise genau im Übergang zwischen dem Bereich, in dem kein Ventilhub erfolgt - dem Bereich des Ventilgeschlossenhaltens - und dem Bereich, in dem ein Ventilhub erfolgt - dem Steuerungsbereich, der beim Öffnen des Ventils gegeben ist - genau einen Wendepunkt W2 auf. Weiterhin weist die Form der Kontur Kz am Zwischenglied in dem Kontaktbereich, in welchem ein Ventilhub, der größer als Null ist, erzeugt wird, einen Wendepunkt W auf. Der Wendepunkt W befindet sich im Wesentlichen in dem Bereich des Kurvengelenkes, das dem Bereich des beginnenden und des endenden Ventilhubes zuzuordnen ist. Wie insbesondere der Figur 2 zu entnehmen ist, ist der Wendepunkt W im Bereich der dem größtmöglichen Ventilhub beschreibenden Kurve Kz angeordnet. Die Kurve Ka ist in diesem Beispiel durch einen Kreisbogen gebildet, wobei auch andere geometrische Formen denkbar sind. Das Kurvengelenk za ist in diesem Beispiel zwischen dem Zwischenglied Z und dem Abtriebsglied A angeordnet.

**[0034]** Die Figur 1 beschreibt im Wesentlichen den Bereich des Ventilgeschlossenhaltens, d.h. Ventilhub  $s_1 = \text{Null}$ , während die Figur 2 denjenigen Steuerungsbereich beschreibt, der beim Öffnen des Ventiles V gegeben ist, d.h. Ventilhub  $s_2 > \text{Null}$ .

**[0035]** In den Beispielen ist lediglich ein einzelnes Zwischenglied Z vorgesehen. Wie im Stand der Technik beschrieben, können natürlich auch weitere Übertragungsglieder vorgesehen werden, sodass selbige vom Schutzzumfang mit umfasst sind.

#### Patentansprüche

1. Vorrichtung zur Betätigung der Ladungswechselventile (V) in Hubkolbenmotoren, bestehend aus einem Gehäuse (G), einem in einem Drehgelenk (ng) in dem Gehäuse (G) umlauffähig gelagerten Nocken (N), dessen Drehbewegung von einer Kurbelwelle abgeleitet ist, einem von diesem Nocken (N) über ein erstes Kurvengelenk (zn) betätigten Zwischenglied (Z) und einem Abtriebsglied (A), welches die

- Bewegung auf das Ventil (V) überträgt und mit dem Zwischenglied (Z) direkt oder über weitere Übertragungsglieder wirkverbunden ist und innerhalb der Wirkverbindung vom ersten Kurvengelenk (zn) zum Abtriebsglied (A) mindestens ein weiteres Kurvengelenk (za) vorgesehen ist, wobei dieses weitere Kurvengelenk (za) an einem der beiden das Kurvengelenk (za) an sich bildenden Getriebeglieder (Z,A) durch eine Kurve (Kz bzw. Ka) gebildet ist, deren Form in dem Kontaktbereich, in welchem ein Ventilhub erzeugt wird, mindestens einen Wendepunkt (W) aufweist, wobei der Wendepunkt (W) im Bereich der den größtmöglichen Ventilhub beschreibenden Kurve (Kz bzw. Ka) angeordnet ist, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Wendepunkt (W) so angeordnet ist, dass die Flächennormale in dem Kontaktpunkt, bei dem der größte Ventilhub erreicht wird, in etwa gleich der Flächennormalen in dem Kontaktpunkt ist, bei dem die größte Ventilbeschleunigung auftritt.
2. Vorrichtung nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** durch Veränderung der Lage und der Orientierung von mindestens einem Getriebeglied oder dessen Gelenklagen zum Gehäuse (G) die auf das Ventil (V) übertragende Bewegung veränderbar ist.
3. Vorrichtung nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Kurvengelenk (za) an einem der beiden dasselbe bildenden Getriebeglieder (Z,A) durch eine Kurve (Kz bzw. Ka) gebildet ist, deren Form in dem Kontaktbereich, in welchem der Ventilhub erzeugt wird, exakt einen Wendepunkt (W) aufweist.
4. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Kurvengelenk (za) an dem anderen der beiden dasselbe bildenden Getriebeglieder (Z,A) durch eine Kurve (Ka bzw. Kz) gebildet ist, deren Form durch einen Kreisbogen oder durch einen Kreis gebildet ist.
5. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Kurvengelenk (za) zwischen dem Zwischenglied (Z) und dem Abtriebsglied (A) angeordnet ist.
6. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Kurvengelenk (za) zwischen dem Zwischenglied (Z) und dem Gehäuse (G) angeordnet ist.
7. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Kurvengelenk (za) an einem zwischen dem Zwischenglied (Z) und dem Abtriebsglied (A) befindlichen Übertragungsglied angeordnet ist.
8. Vorrichtung zur Betätigung der Ladungswechselventile (V) in Hubkolbenmotoren, bestehend aus einem Gehäuse (G), einem in einem Drehgelenk (ng) in dem Gehäuse (G) umlauffähig gelagerten Nocken (N), dessen Drehbewegung von einer Kurbelwelle abgeleitet ist, einem von diesem Nocken (N) über ein erstes Kurvengelenk (zn) betätigten Zwischenglied (Z) und einem Abtriebsglied (A), welches die Bewegung auf das Ventil (V) überträgt und mit dem Zwischenglied (Z) direkt oder über weitere Übertragungsglieder wirkverbunden ist und innerhalb der Wirkverbindung vom ersten Kurvengelenk (zn) zum Abtriebsglied (A) mindestens ein weiteres Kurvengelenk (za) vorgesehen ist, **dadurch gekennzeichnet, dass** dieses weitere Kurvengelenk (za) an einem der beiden das Kurvengelenk (za) an sich bildenden Getriebeglieder (Z,A) durch eine Kurve (Kz bzw. Ka) gebildet ist, deren Form in dem Kontaktbereich, in welchem der Übergang von dem Bereich, in dem kein Ventilhub erzeugt wird, in den Bereich, in dem ein Ventilhub erzeugt wird, durch eine Strecke und durch einen Evolventenabschnitt gebildet wird.

## Claims

1. Device for actuating the load-changing valves (V) in reciprocating engines, consisting of a housing (G), of a cam (N), which is mounted so as to be able to circulate in a swivel joint (ng) in the housing (G) and the rotational movement of which is derived from a crank shaft, of an intermediate member (Z), which is actuated by this cam (N) via a first curved joint (zn), and of a drive member (A) which transfers the movement to the valve (V) and is operatively connected to the intermediate member (Z) directly or via further transfer members, and at least one further curved joint (za) is provided within the operative connection from the first curved joint (zn) to the drive member (A), wherein this further curved joint (za) on one of the two transmission members (Z, A) which form the curved joint (za) per se is formed by a curve (Kz or Ka), the shape of which in the contact region in which a valve stroke is produced has at least one turning point (W), wherein the turning point (W) is disposed in the region of the curve (Kz or Ka) describing the greatest possible valve stroke, **characterised in that** the turning point (W) is disposed in such a way that the surface normal in the contact point at which the greatest valve stroke is achieved is approximately equal to the surface normals in the contact point at which the greatest valve acceleration occurs.
2. Device as claimed in claim 1, **characterised in that** by changing the position and orientation of at least one transmission member or its articulation positions

with respect to the housing (G) the movement being transferred to the valve (V) can be changed.

3. Device as claimed in claim 1 or 2, **characterised in that** the curved joint (za) on one of the two transmission members (Z, A) forming this curved joint is formed by a curve (Kz or Ka), the shape of which in the contact region in which the valve stroke is produced has exactly one turning point (W).
4. Device as claimed in any one of claims 1 to 3, **characterised in that** the curved joint (za) on the other of the two transmission members (Z, A) forming this curved joint is formed by a curve (Ka or Kz), the shape of which is formed by an arc of a circle or by a circle.
5. Device as claimed in any one of claims 1 to 4, **characterised in that** the curved joint (za) is disposed between the intermediate member (Z) and the drive member (A).
6. Device as claimed in any one of claims 1 to 4, **characterised in that** the curved joint (za) is disposed between the intermediate member (Z) and the housing (G).
7. Device as claimed in any one of claims 1 to 4, **characterised in that** the curved joint (za) is disposed on a transfer member located between the intermediate member (Z) and the drive member (A).
8. Device for actuating the load-changing valves (V) in reciprocating engines, consisting of a housing (G), of a cam (N), which is mounted so as to be able to circulate in a swivel joint (ng) in the housing (G) and the rotational movement of which is derived from a crank shaft, of an intermediate member (Z), which is actuated by this cam (N) via a first curved joint (zn), and of a drive member (A) which transfers the movement to the valve (V) and is operatively connected to the intermediate member (Z) directly or via further transfer members, and at least one further curved joint (za) is provided within the operative connection from the first curved joint (zn) to the drive member (A), **characterised in that** this further curved joint (za) on one of the two transmission members (Z, A) which form the curved joint (za) per se is formed by a curve (Kz or Ka), the shape of which in the contact region in which the transfer from the region in which no valve stroke is produced into the region in which a valve stroke is produced is formed by a section and by an evolute portion.

## Revendications

1. Dispositif d'actionnement des soupapes (V) à deux

voies d'alimentation des moteurs à piston, constitué :

d'un boîtier (G), d'une came (N) montée à rotation dans une articulation de rotation (ng) de manière à pouvoir tourner dans le boîtier (G) et dont le déplacement de rotation est dérivé de celui d'un vilebrequin, d'un organe intermédiaire (Z) entraîné par cette came (N) par une première articulation à galet (zn) et d'un organe entraîné (A) qui transfère le déplacement à la soupape (V) et est relié fonctionnellement à l'organe intermédiaire directement ou par l'intermédiaire d'autres organes de transmission, au moins une autre articulation à galet (za) étant prévue dans la liaison fonctionnelle entre la première articulation à galet (zn) et l'organe entraîné (A), cette autre articulation à galet (za) étant formée sur l'un des deux organes de transmission (Z, A) qui forment intrinsèquement l'articulation à galet (za) par une courbe (Kz ou Ka) dont la forme dans la zone de contact dans laquelle un déplacement de la soupape est créé présente au moins un point d'inflexion (W), le point d'inflexion (W) étant situé dans la zone de la courbe (Kz ou Ka) qui décrit la plus longue course possible de la soupape, **caractérisé en ce que** le point d'inflexion (W) est disposé de telle sorte que la normale à la surface au point de contact auquel la course la plus longue de la soupape est atteinte, est sensiblement identique à la normale à la surface au point de contact auquel la plus forte accélération de la soupape a lieu.

2. Dispositif selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** le déplacement transmis à la soupape (V) peut être modifié par modification de la position et de l'orientation d'au moins un organe de transmission ou de ses points d'articulation par rapport au boîtier (G).
3. Dispositif selon les revendications 1 ou 2, **caractérisé en ce que** l'articulation à galet (za) est formée sur l'un des deux organes de transmission (Z, A) qui forment cette articulation à galet, par une courbe (Kz ou Ka) dont la forme dans la zone de contact dans laquelle la course de la soupape est créée présente exactement un point d'inflexion (W).
4. Dispositif selon les revendications 1 à 3, **caractérisé en ce que** l'articulation à galet (za) est formée sur l'autre des deux organes de transmission (Z, A) qui la forment par une courbe (Ka ou Kz) dont la forme est celle d'un arc de cercle ou d'un cercle.
5. Dispositif selon les revendications 1 à 4, **caractérisé**

**en ce que** l'articulation à galet (za) est disposée entre l'organe intermédiaire (Z) et l'organe entraîné (A).

6. Dispositif selon les revendications 1 à 4, **caractérisé en ce que** l'articulation à galet (za) est disposée entre l'organe intermédiaire (Z) et le boîtier (G). 5
7. Dispositif selon les revendications 1 à 4, **caractérisé en ce que** l'articulation à galet (za) est disposée sur un organe de transmission situé entre l'organe intermédiaire (Z) et l'organe entraîné (A). 10
8. Dispositif d'actionnement des soupapes (V) à deux voies d'alimentation des moteurs à piston, constitué : 15

d'un boîtier (G), d'une came (N) montée à rotation dans une articulation de rotation (ng) de manière à pouvoir tourner dans le boîtier (G) et dont le déplacement de rotation est dérivé de celui d'un vilebrequin, 20

d'un organe intermédiaire (Z) entraîné par cette came (N) par une première articulation à galet (zn) et d'un organe entraîné (A) qui transfère le déplacement à la soupe (V) et est relié fonctionnellement à l'organe intermédiaire directement ou par l'intermédiaire d'autres organes de transmission, 25

au moins une autre articulation à galet (za) étant prévue dans la liaison fonctionnelle entre la première articulation à galet (zn) et l'organe entraîné (A), 30

**caractérisé en ce que** cette autre articulation à galet (za) est formée sur l'un des deux organes de transmission (Z, A) qui forment intrinsèquement l'articulation à galet (za), par une courbe (Kz ou Ka) dont la forme dans la zone de contact dans laquelle a lieu la transition entre la zone dans laquelle aucune course de soupape n'est créée et la zone dans laquelle une course de soupape est créée est formée par un parcours et par une partie à développante. 35 40

45

50

55

