



(11) **EP 1 832 723 B1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
03.03.2010 Patentblatt 2010/09

(51) Int Cl.:
F01L 13/00 (2006.01) **F01L 25/02** (2006.01)
F02D 13/02 (2006.01) **F02D 41/00** (2006.01)
F01L 1/34 (2006.01) **F01L 1/344** (2006.01)

(21) Anmeldenummer: **07107909.9**

(22) Anmeldetag: **12.03.2003**

(54) **Ventilsteuerung zur Einstellung des Hubes von Ventilen in einer Brennkraftmaschine**

Valve actuation for adjusting the stroke of valves in an internal combustion engine

Commande de soupape pour régler la levée des soupapes dans un moteur à combustion interne

(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

(30) Priorität: **20.03.2002 DE 10213081**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
12.09.2007 Patentblatt 2007/37

(62) Dokumentnummer(n) der früheren Anmeldung(en) nach Art. 76 EPÜ:
03005576.8 / 1 347 154

(73) Patentinhaber: **Hydraulik-Ring GmbH**
97828 Marktheidenfeld (DE)

(72) Erfinder:
• **Palesch, Edwin**
73252, Lenningen (DE)
• **Trzmiel, Alfred**
72661, Grafenberg (DE)

(74) Vertreter: **Cremer & Cremer**
Patentanwälte
St.-Barbara-Straße 16
89077 Ulm (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 780 547 EP-A1- 0 405 927
WO-A1-01/12996 US-A- 2 911 956
US-A- 5 189 998

EP 1 832 723 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

[0001] Die Erfindung betrifft eine Ventilsteuerung zur Einstellung des Hubes von Ventilen in Kraftfahrzeugen nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

[0002] Es sind Ventilsteuerungen bekannt, die bei Ottomotoren eingesetzt werden und die Ventilhubes stufenlos variieren, um den Kraftstoffverbrauch zu senken. Die Ventilsteuerungen steuern den Ventilhub leistungsabhängig, so dass stets nur diejenige Menge an Kraftstoff in den Brennraum des Zylinders eingespritzt wird, die für den augenblicklichen Leistungsbedarf erforderlich ist. Bei einer bekannten Ventilsteuerung ist ein Elektromotor vorgesehen, dessen Ritzel mit einem Stellrad zusammenwirkt, das auf einer Verstellwelle sitzt. Mittels dieser Verstellwelle wird die Übertragungsgeometrie zwischen der Nockenwelle und dem Ventil verändert, so dass unterschiedliche Ventilhubes eingestellt werden können. Diese Ventilsteuerung ist allerdings äußerst aufwendig ausgebildet und dementsprechend teuer in der Herstellung.

[0003] Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, die gattungsgemäße Ventilsteuerung so auszubilden, dass der Ventilhub in kostengünstiger Weise einfach verändert werden kann.

[0004] Diese Aufgabe wird bei der gattungsgemäßen Ventilsteuerung erfindungsgemäß mit den kennzeichnenden Merkmalen des Anspruchs 1 gelöst.

[0005] Bei der erfindungsgemäßen Ventilsteuerung wird die Verstellwelle durch den Hydraulikantrieb so gedreht, dass der Ventilhub in Abhängigkeit von der augenblicklich geforderten Leistung des Motors verstellt wird. Die erfindungsgemäße Ventilsteuerung arbeitet vorzugsweise voll variabel, so dass innerhalb des Verstellbereiches jeder gewünschte Ventilhub eingestellt werden kann. Der Hydraulikantrieb lässt sich einfach und kostengünstig realisieren und ist problemlos im Einsatz.

[0006] Weitere Merkmale der Erfindung ergeben sich aus den weiteren Ansprüchen, der Beschreibung und den Zeichnungen.

[0007] Die Erfindung wird anhand einiger in den Zeichnungen dargestellter Ausführungsformen näher erläutert. Es zeigen

Fig. 1 teilweise in Ansicht und teilweise im Schnitt eine erste Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Ventilsteuerung,

Fig. 2 einen Axialschnitt durch einen Antrieb der Ventilsteuerung gemäß Fig. 1,

Fig. 3 in Seitenansicht eine Verstellwelle der Ventilsteuerung gemäß Fig. 1, die über einen Zwischenhebel auf einen Schlepphebel einwirkt,

Fig. 4 in einer Darstellung entsprechend Fig. 1 eine zweite Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Ventilsteuerung,

Fig. 5 in einer Darstellung entsprechend Fig. 1 eine dritte Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Ventilsteuerung,

Fig. 6 eine Seitenansicht der Ventilsteuerung gemäß Fig. 5,

Fig. 7 in einer Darstellung entsprechend Fig. 1 eine vierte Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Ventilsteuerung,

Fig. 8 in einer Darstellung entsprechend Fig. 1 eine fünfte Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Ventilsteuerung,

Fig. 9 in Seitenansicht eine Feineinstelleinrichtung der Ventilsteuerung gemäß Fig. 8,

Fig. 10 eine Grobeinstelleinrichtung der Ventilsteuerung gemäß Fig. 8 in Seitenansicht,

Fig. 11 in einer Darstellung entsprechend Fig. 1 eine sechste Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Ventilsteuerung,

Fig. 12 eine Seitenansicht der Ventilsteuerung gemäß Fig. 11,

Fig. 13 in einer Darstellung entsprechend Fig. 1 eine siebte Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Ventilsteuerung,

Fig. 14 eine Seitenansicht der Ventilsteuerung gemäß Fig. 13,

Fig. 15 in einer Darstellung entsprechend Fig. 1 eine achte Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Ventilsteuerung,

Fig. 16 eine Seitenansicht der Ventilsteuerung gemäß Fig. 15,

Fig. 17 in einer Darstellung entsprechend Fig. 1 eine neunte Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Ventilsteuerung,

Fig. 18 in vergrößerter Darstellung eine Feineinstelleinrichtung der Ventilsteuerung gemäß Fig. 17,

Fig. 19 im Axialschnitt eine Grobeinstelleinrichtung der Ventilsteuerung gemäß Fig. 17.

[0008] Die im Folgenden beschriebenen Ventilsteuerungen ermöglichen eine voll variable Steuerung des Hubes von Ventilen von Einspritzmotoren. Je nach Leistungsbedarf werden die Einlassventile mehr oder weniger weit geöffnet, so dass immer nur diejenige Luftmenge in den Brennraum des Motors angesaugt wird, die für den augenblicklichen Leistungsbedarf erforderlich ist. Die entsprechende Kraftstoffmenge wird in bekannter Weise der Luftmenge zugeführt.

[0009] Die Ventilsteuerung gemäß den Fig. 1 bis 3 hat eine Verstellwelle 1, auf der drehfest Nocken 2 vorgesehen sind. Sie wirken auf einen zweiarmigen Zwischenhebel 3, dessen einer Arm 5 mittels einer Rolle 4 an der zugehörigen Nocke 2 und mit seinem anderen Arm 6 an einer Rolle 8 eines Rollenhebels 7 anliegt. Der Zwischenhebel 3 trägt außerdem eine weitere Rolle 60, die an der Verstellwelle 1 anliegt. In Fig. 3 ist außerdem die Nockenwelle 61 zu erkennen, deren Nocken 62 an einer Rolle 63 des Zwischenhebels 3 anliegt. Durch den Nocken 62 der Nockenwelle 61 wird der Zwischenhebel 3 in bekannter Weise hin- und hergeschwenkt, wobei über den Arm 6 der Rollenhebel 7 verschwenkt und dadurch ein Ventilschaft 10 gegen die Kraft wenigstens einer Druckfeder

11 verschoben wird. Das untere (nicht dargestellte) Ende des Ventilschaftes 10 trägt das Ventil, mit dem die Einlassöffnung in den Brennraum des Motorzylinders geschlossen wird. Der Ventilschaft 10 wird durch den Rollenhebel 7 gegen die Kraft wenigstens einer Druckfeder 11 verschoben, wenn das Ventil geöffnet werden soll. Die Druckfeder 11 sorgt dafür, dass das Ventil bei entsprechender Lage des Rollenhebels 7 in seine Schließstellung zurückgeschoben wird. Mit der Ventilsteuerung ist es möglich, den Hub des Ventilschaftes 10 zu variieren. Da der Zwischenhebel 3 mit der Rolle 4 am Nocken 2 der Verstellwelle 1 anliegt, kann durch Drehen der Verstellwelle 1 um ihre Achse der Zwischenhebel 3 mehr oder weniger weit geschwenkt werden. Wird beispielsweise in der Darstellung gemäß Fig. 3 die Verstellwelle 1 entgegen dem Uhrzeigersinn gedreht, dann wird infolge der Anlage der Rolle 4 am Nocken 2 der Zwischenhebel 3 ebenfalls entgegen dem Uhrzeigersinn verschwenkt. Dies hat zur Folge, dass der andere Arm 6 des Zwischenhebels 3 den Rollenhebel 7 entsprechend verstellt, so dass der Ventilschaft 10 und damit das entsprechende Ventil einen größeren Hub ausführt. Wird andererseits die Verstellwelle 1 im Uhrzeigersinn aus der Stellung gemäß Fig. 3 gedreht, dann schwenkt der Zwischenhebel 3 infolge seiner Anlage am Nocken 2 im Uhrzeigersinn. Dementsprechend wird auch der Arm 6 des Rollenhebels 3 im Uhrzeigersinn verstellt. Dies führt dazu, dass der Ventilschaft 10 einen entsprechend kleineren Hub ausführt.

[0010] Die Verstellwelle 1 ist mit einem Drehantrieb 12 gekoppelt, mit dem die Verstellwelle 1 begrenzt drehbar ist. Er hat einen zylindrischen Stator 13 (Fig. 2), dessen beide Stirnseiten durch Deckscheiben 14, 15 geschlossen sind. Im Stator 13 sind zwei Rotoren 16 und 17 untergebracht, von denen der Rotor 16 drehfest mit der Verstellwelle 1 verbunden ist. Der andere Rotor 17 sitzt auf einer Achse 18, die fluchtend zur Verstellwelle 1 liegt und im Zylinderkopf 19 gelagert ist.

[0011] An der Innenwand des Stators 13 stehen radial nach innen Flügel 20 (Fig. 2) ab, die in Winkelabständen von 120° zueinander liegen. Die Rotoren 16, 17 haben einen zylindrischen Grundkörper 21, 22, dessen Achse mit der Achse des Stators 13 zusammenfällt und von dem radial nach außen Flügel 23 abstehen. Diese Flügel 23 haben ebenfalls einen Winkelabstand von 120° zueinander. Die Rotoren 16, 17 liegen mit den Stirnseiten der Flügel 23 an der Innenwand des Stators 13 an. Die Flügel 20 des Stators 13 ihrerseits liegen an der Außenwand des zylindrischen Grundkörpers 21, 22 an.

[0012] Wie Fig. 2 zeigt, liegt jeweils ein Flügel 23 der Rotoren 16, 17 zwischen zwei Flügeln 20 des Stators 13. Die Flügel 23 der Rotoren 16, 17 werden in bekannter Weise mit Hydraulikmedium beaufschlagt, das durch (nicht dargestellte) Bohrungen in die Räume 24 des Stators 13 gelangt. Die Flügel 23 der Rotoren 16, 17 können auf beiden Seiten mit Druckmedium beaufschlagt werden, so dass die Rotoren 16, 17 im und entgegen dem Uhrzeigersinn gegenüber dem Stator 13 gedreht werden

können.

[0013] Die beiden Rotoren 16, 17 sind achsgleich zueinander angeordnet, haben untereinander jedoch keine Verbindung. Der Stator 13 hat für beide Rotoren 16, 17 die entsprechenden Druckräume 24. Wie Fig. 1 zeigt, steht von der Innenwand des Stators 13 in halber Länge eine Ringwand 25 ab, die eine zentrale Durchgangsöffnung 26 aufweist. In sie ragen von beiden Seiten verjüngte Abschnitte der Grundkörper 21, 22 der Rotoren 16, 17. Die Ringwand 25 liegt mit dem Rand der Durchgangsöffnung 26 dichtend an den verjüngten Endabschnitten der Grundkörper 21, 22 der Rotoren 16, 17 an. Außerdem liegen die Grundkörper 21, 22, wie Fig. 1 zeigt, an den einander zugewandten Innenseiten der Ringwand 25 und der Deckscheiben 14, 15 dichtend an. Im dargestellten Ausführungsbeispiel ist der Rotor 16 einstückig mit der Verstellwelle 1 ausgebildet. Er kann aber auch als gesondertes Bauelement an die Verstellwelle 1 angeschlossen werden. Die Verstellwelle 1 ragt abgedichtet durch die Deckscheibe 14.

[0014] Der Rotor 17 ragt mit einem verjüngten Endabschnitt 27 abgedichtet durch die Deckscheibe 15 und liegt stirnseitig an einer Wand des Zylinderkopfes 19 an. Der Rotor 17 hat eine zentrale Durchgangsöffnung, in welche die Achse 18 eingesetzt ist.

[0015] Die beiden Rotoren 16, 17 werden unabhängig voneinander gedreht, da sie mit ihren Flügeln 23 in den voneinander getrennten Räumen 24 des Stators 13 untergebracht sind. Die Deckscheiben 14, 15 sind mit Schrauben 28, 29 lösbar an der Ringwand 25 befestigt.

[0016] Die Rotoren 16, 17 können so weit um ihre Achsen gedreht werden, bis ihre Flügel 23 an den Flügeln 20 des Stators 13 zur Anlage kommen. Wie Fig. 2 beispielhaft zeigt, beträgt der maximale Verstellwinkel 30 der Rotoren 16, 17 90°.

[0017] Da die beiden Rotoren 16, 17 im Ausführungsbeispiel jeweils um 90° drehbar und miteinander gekoppelt sind, kann die Verstellwelle 1 maximal um 180° gedreht werden. Die Druckräume 24 für die beiden Rotoren 16, 17 werden jeweils mit Hydraulikmedium beaufschlagt. Der wellenseitige Rotor 16 liegt in der Ausgangsstellung mit seinen Flügeln 23 an den Flügeln 20 des Stators 13 an. Die Flügel 23 des anderen Rotors 17 liegen ebenfalls an den Statorflügeln 20 an. Beide Rotoren 16, 17 sind jedoch so gegeneinander verdreht, dass ihre Flügel an unterschiedlichen Statorflügeln 20 anliegen, in Achsrichtung des Drehantriebes 12 gesehen. Die Druckräume 24 für den Stator 16 werden zunächst mit dem Hydraulikmedium unter Druck gehalten, so dass die Rotorflügel 23 an den Statorflügeln 20 unter dem Druck des Hydraulikmediums anliegen. In die Druckräume 24 für den anderen Rotor 17 wird das Hydraulikmedium unter Druck so eingeführt, dass der Stator 12 relativ zum Rotor 17 gedreht wird. Der andere Rotor 16 liegt so mit seinen Flügeln 23 an den Statorflügeln 20 an, dass der Stator 12 diesen Rotor 16 bei der Relativdrehung mitnimmt. Dadurch wird die Verstellwelle 1 um ihre Achse gedreht. Damit die Relativdrehung zwischen dem Stator 5 und

dem Rotor 17 stattfinden kann, werden die Flügel 23 des Rotors 17 auf der einen Seite mit dem Hydraulikmediumsdruck beaufschlagt, während der von der anderen Seite der Rotorflügel 23 begrenzte Teil des jeweiligen Druckraumes 24 druckentlastet ist. Sobald die Flügel 23 des Rotors 17 an den Statorflügeln 20 anliegen, wird das Hydraulikmedium so unter Druck gehalten, dass diese Anschlagstellung aufrechterhalten wird. Gleichzeitig wird die Hydrauliksteuerung für den Rotor 16 so umgeschaltet, dass nunmehr der Rotor 16 gegenüber dem Stator 12 drehen kann. Hierzu werden die Rotorflügel 23 auf der einen Seite mit dem unter Druck stehenden Hydraulikmedium belastet, während der von der anderen Seite der Rotorflügel 23 begrenzte Teil der Druckräume 24 druckentlastet wird. Somit wird die Verstellwelle 1 zweimal um 90°, also insgesamt um 180° maximal um ihre Achse gedreht.

[0018] Wenn die Verstellwelle 1 so gedreht ist, dass der Arm 5 des Zwischenhebels 3 im Bereich neben den Nocken 2 an der Mantelfläche der Verstellwelle 1 anliegt, dann ist der Rollenhebel 7 so weit zurückgeschwenkt, dass der Ventilschaft 10 nicht betätigt wird. Sobald die Verstellwelle 1 gedreht wird und die Rolle 4 des Armes 5 des Zwischenhebels 3 auf die Außenfläche des zugehörigen Nockens 2 gelangt, wird der Zwischenhebel 3 entgegen dem Uhrzeigersinn in Fig. 3 geschwenkt. Über den Arm 6 wird der Rollenhebel 7 ebenfalls entgegen dem Uhrzeigersinn geschwenkt. Da der Arm 9 des Rollenhebels 7 auf den Ventilschaft 10 einwirkt, wird je nach Drehwinkel der Verstellwelle 1 der Ventilschaft 10 mehr oder weniger weit nach unten verschoben und damit der Hub des Ventils entsprechend dem Leistungsbedarf eingestellt.

[0019] Da der Drehantrieb 12 hydraulisch betätigt wird, können die Einlassventile, wenn der Kraftfahrzeugmotor abgeschaltet wird, in ihrer Ausgangsstellung zurückgeführt werden. Die Einlassventile gehen hierbei in eine Position zurück, in der sie die kleinste Einlassöffnung freigeben. Die beschriebene voll variable Ventilsteuerung ist kostengünstig und darüber hinaus einfach im Aufbau.

[0020] Fig. 4 zeigt, dass mit der Verstellwelle 1 und dem Drehantrieb 12 mehrere Einlassventile gleichzeitig betätigt werden können. Auf der Verstellwelle 1 sitzen jeweils mit Abstand mehrere Nocken 2, die jeweils über den Zwischenantrieb gemäß Fig. 3 auf die entsprechende Ventilschäfte wirken. Mit dem einzigen Drehantrieb 12 können beim Ausführungsbeispiel acht Nocken 2 betätigt werden, die auf entsprechende Ventilschäfte einwirken und je nach Drehlage der Verstellwelle 1 den Hub des Ventils steuern.

[0021] Bei der Ausführungsform gemäß den Fig. 5 und 6 wird die Verstellwelle 1, auf der entsprechend der vorherigen Ausführungsform acht Nocken 2 sitzen, nicht mehr von einem Ende aus, sondern in halber Länge drehbar angetrieben. Die Verstellwelle 1 hat beim Ausführungsbeispiel in halber Länge eine umlaufende Außenverzahnung 31, in die eine Zahnstange 32 des Drehan-

triebes 12a eingreift. Die Zahnstange 32 sitzt auf einer Kolbenstange 33, die aus einem Zylinder 34 ragt. Die Kolbenstange 33 trägt innerhalb des Zylinders 34 einen Kolben 35, der abgedichtet im Zylinder 34 mittels Hydraulikmedium verschiebbar ist. Durch Ein- und Ausfahren der Kolbenstange 33 wird die Verstellwelle 1 über die Zahnstange 32 in entsprechender Richtung gedreht. Über den jeweiligen Nocken 2 und die zugehörige Übertragungskette gemäß Fig. 3 wird der entsprechende Ventilschaft verstellbar und damit der Hub des Einlassventils eingestellt.

[0022] Diese Ausführungsform zeichnet sich durch ihre konstruktive Einfachheit aus. Der Zahnstangentrieb gewährleistet eine exakte stufenlose Drehung der Verstellwelle 1, so dass der Hub der Einlassventile entsprechend stufenlos eingestellt werden kann.

[0023] Bei der Ausführungsform nach Fig. 7 ist für jeden Motorzylinder Z ein gesonderter Drehantrieb 12a vorgesehen, der entsprechend der Ausführungsform nach den Fig. 5 und 6 ausgebildet ist. Dementsprechend hat diese voll variable Ventilsteuerung vier Verstellwellen 1 mit jeweils zwei Nocken 2. Damit können die Einlassventile unabhängig voneinander variabel eingestellt werden, indem die jeweilige Verstellwelle 1 mit dem Drehantrieb 12a in gewünschtem Maße um ihre Achse gedreht wird. Die Drehantriebe 12a werden unabhängig voneinander mit Hydraulikmedium versorgt, so dass eine problemlose und zuverlässige Einstellung der jeweiligen Einlassventile gewährleistet ist.

[0024] Bei der Ausführungsform nach den Fig. 8 bis 10 hat der Antrieb 12b eine Grobeinstelleinrichtung 36 sowie Feineinstelleinrichtungen 37. Mit der Grobeinstelleinrichtung 36 werden die Feineinstelleinrichtungen 37, die für jedes Einlassventil entsprechend der Ausführungsform gemäß Fig. 7 einzeln vorgesehen sind, gemeinsam betätigt. Mit den Feineinstelleinrichtungen 37 können dann die einzelnen Verstellwellen 1 in erforderlichem Maße fein eingestellt werden, um individuell den Hub der Einlassventile einzustellen.

[0025] Die Grobeinstelleinrichtung 36 hat einen Antrieb 38, mit dem eine Zwischenwelle 39 drehbar angetrieben werden kann. Sie liegt parallel zu den fluchtend zueinander liegenden Verstellwellen 1 und weist im Bereich einer Zahnstange 40 eine Außenverzahnung 41 auf, in welche die Zahnstange 40 eingreift. Sie sitzt auf dem aus einem Zylinder 42 ragenden Ende einer Kolbenstange 43, die am anderen Ende einen Kolben 44 trägt, der abgedichtet im Zylinder 42 geführt ist. Durch Beaufschlagung des Kolbens 44 mit einem Hydraulikmedium kann die Kolbenstange 43 ein- und ausgefahren werden, so dass die Zwischenwelle 39 über die Zahnstange 40 in der gewünschten Richtung gedreht werden kann.

[0026] Mit der Zwischenwelle 39 können Träger 45 verschoben werden, die in Form einer Zahnstange ausgebildet sind und mit einer entsprechenden Außenverzahnung 46 der Zwischenwelle 39 in Eingriff sind.

[0027] Wenn die Zwischenwelle 39 durch die Zahn-

stange 40 um ihre Achse gedreht wird, werden die Träger 45 entsprechend verschoben.

[0028] Die Träger 45, die den Einlassventilen zugeordnet sind, sind gleich ausgebildet und weisen einen Druckraum 47 auf, in dem ein Kolben 48 verschiebbar ist. Er sitzt auf dem freien Ende einer Kolbenstange 49, die aus dem Träger 45 ragt und eine Zahnstange 50 trägt. Sie ist mit der Außenverzahnung 31 der zugehörigen Verstellwelle 1 in Eingriff.

[0029] Durch Betätigen des Antriebes 38 bis 44 (Fig. 10) wird zunächst die Zwischenwelle 39 um ihre Achse gedreht, wodurch die mit ihr in Eingriff befindlichen Träger 45 je nach Drehrichtung in Richtung auf die Verstellwellen 1 oder von ihnen weg bewegt werden. Auf diese Weise erfolgt eine Grobeinstellung des Hubes der Einlassventile des Motorzylinders Z. Anschließend können mit den Feineinstelleinrichtungen 37 die Ventilschäfte 10 der Einlassventile unabhängig voneinander in ihre exakte Lage verstellt werden, so dass die verschiedenen Einlassventile ihren eigenen optimalen Hub ausführen. Hierzu werden die Kolbenstangen 49 der Träger 45 ein- und ausgefahren, wodurch über die Zahnstangen 50 die Verstellwellen 1 in der beschriebenen Weise um ihre Achsen gedreht werden. Über die Nocken 2 auf den Verstellwellen 1 werden die Zwischenhebel 3 (Fig. 3) in der beschriebenen Weise geschwenkt, wodurch die Rollenhebel 7 entsprechend geschwenkt werden. Auf diese Weise werden die Ventilschäfte 10 der Einlassventile in ihre erforderliche Lage verschoben. Mit den Feineinstelleinrichtungen 37 können die Einlassventile so eingestellt werden, dass ein Klopfen des Motors nicht auftritt.

[0030] Die Ausführungsform gemäß den Fig. 11 und 12 ist im Wesentlichen gleich ausgebildet wie das Ausführungsbeispiel nach den Fig. 8 bis 10. Lediglich der Antrieb 12c hat eine andere Ausbildung als bei der vorigen Ausführungsform. Dieser Antrieb 12c hat die gleiche Ausbildung wie der Antrieb 12 gemäß den Fig. 1 bis 3. Der Rotor 16 ist an einem Ende der Zwischenwelle 39 vorgesehen, vorteilhaft einstückig mit ihr ausgebildet. Der Antrieb 12c ist im Übrigen gleich ausgebildet wie der Drehantrieb 12 gemäß den Fig. 1 bis 3. Mit den beiden Rotoren 16, 17 im Stator 13 kann die Zwischenwelle 39 maximal um 180° um ihre Achse gedreht werden. Diese Drehbewegung der Zwischenwelle 39 wird auf die Träger 45 übertragen, die entsprechend der vorigen Ausführungsform senkrecht zur Achse der Verstellwellen 1 verschoben werden. Über die Zahnstangen 50 werden die Verstellwellen 1 in entsprechendem Maße um ihre Achsen gedreht. Zusätzlich ist mit den Feineinstelleinrichtungen 37 eine Feineinstellung des Hubes jedes Einlassventiles der Motorzylinder Z möglich. Wie beim vorigen Ausführungsbeispiel bleiben bei der Grobverstellung mittels des Stators 13 und der beiden Rotoren 16, 17 die Kolben 48 der Feineinstelleinrichtungen 37 durch entsprechende Druckbeaufschlagung in ihrer jeweils eingestellten Lage. Erst wenn die Grobeinstellung beendet ist, werden die Feineinstelleinrichtungen, sofern erforderlich, betätigt, indem die Kolben 48 so mit Hydraulik-

medium beaufschlagt werden, dass er in der gewünschten Richtung verschoben wird.

[0031] Bei der Ausführungsform nach den Fig. 13 und 14 ist für die Einlassventile der Motorzylinder Z die gemeinsame Verstellwelle 1 vorgesehen. Darum können die Ventilschäfte 10 (Fig. 3) der Einlassventile nur gemeinsam verschoben werden. Zum Antrieb der Verstellwelle 1 ist der Antrieb 12d vorgesehen. Er hat den zylindrischen Stator 13, in dem ein Rotor 17 drehbar gelagert ist. Er sitzt auf der Achse 18, die im Zylinderkopf 19 gelagert ist (Fig. 13). In die Druckräume 24 des Stators 13 wird das Hydraulikmedium eingebracht. Dadurch wird der Stator 13 gegenüber dem Rotor 17 in der beschriebenen Weise gedreht. Der Stator 13 trägt an seinem Außenmantel eine Verzahnung 51, die in Eingriff mit einer Außenverzahnung 52 der Verstellwelle 1 ist. Dadurch wird die Verstellwelle 1 im erforderlichen Maße gedreht. Im Unterschied zur Ausführungsform nach den Fig. 1 bis 3 beträgt der Drehwinkel des Stators 13 lediglich 90°. Aus diesem Grunde ist das Übersetzungsverhältnis zwischen der Verzahnung 51 des Stators 13 und der Außenverzahnung 52 der Verstellwelle 1 so gewählt, dass die Verstellwelle bei einem Drehwinkel von 90° des Stators 13 um 180° dreht. Die Übertragung der Drehung der Verstellwelle 1 auf die Ventilschäfte 10 erfolgt über den Zwischentrieb, wie er anhand von Fig. 3 beschrieben worden ist.

[0032] Im Unterschied zur vorigen Ausführungsform ist beim Ausführungsbeispiel nach den Fig. 15 und 16 für jedes Einlassventil der Motorzylinder Z eine Verstellwelle 1 vorgesehen. Dadurch ist jeder Verstellwelle 1 ein Drehantrieb 12e zugeordnet. Er ist gleich ausgebildet wie der Drehantrieb 12d gemäß den Fig. 13 und 14. Mittels der Drehantriebe 12e können die Verstellwellen 1 unabhängig voneinander im erforderlichen Maße drehbar angetrieben werden. Die Ventilschäfte der Einlassventile der Motorzylinder Z können darum unabhängig voneinander optimal verschoben werden.

[0033] Die Fig. 17 bis 19 zeigt einen Drehantrieb 12f, der ähnlich wie die Ausführungsform nach den Fig. 8 bis 10 eine Grobeinstelleinrichtung 36f und Feineinstelleinrichtungen 37f für die einzelnen Verstellwellen 1 aufweist. Die Grobeinstelleinrichtung 36f hat den Stator 13, in dem der Rotor 17 untergebracht ist, der auf der Achse 18 sitzt. Sie ist im Zylinderkopf 19 gelagert. Wie bei den Ausführungsformen nach den Fig. 13 bis 16 ist der Stator 13 stirnseitig durch die Deckscheiben 14, 15 geschlossen. Der Stator 13 hat die Außenverzahnung 51. In die Druckräume 24 des Stators 13 wird das Hydraulikmedium so eingebracht, dass wird der Stator 13 gegenüber dem Rotor 17 gedreht wird. Der maximale Drehwinkel des Stators 13 beträgt im Ausführungsbeispiel 90°.

[0034] In die Außenverzahnung 51 des Stators 13 greift die Außenverzahnung 52 der Zwischenwelle 39 ein. Mit der Außenverzahnung 52 der Zwischenwelle 39 kämten vier Schwenkmotoren 53, die jeweils auf einer Verstellwelle 1 sitzen und Teil der Feineinstelleinrichtungen 37f sind. Jeder Schwenkmotor 53 hat einen Außen-

ring 54 (Fig. 19), der mit einer Außenverzahnung 55 versehen ist, mit welcher der Außenring 54 in die Außenverzahnung 52 der Zwischenwelle 39 eingreift. Von der Innenwand des Außenringes 54 stehen radial nach innen Flügel 56 ab, die mit ihren Stirnseiten an einem zylindrischen Grundkörper 57 eines Rotors 58 anliegen. Er hat radial nach außen gerichtete Flügel 59, die mit ihren Stirnseiten an der Innenwand des Außenringes 54 anliegen. Der Rotor 58 kann um einen geringen Verdrehwinkel innerhalb des Außenringes 54 gedreht werden, bis seine Flügel 59 an den Seitenflächen eines der benachbarten Flügel 56 des Außenringes 54 zur Anlage kommen. Der Rotor 58 ist drehfest mit der jeweiligen Verstellwelle 1 verbunden. Zwischen die Flügel 56, 59 des Außenringes 54 und des Rotors 58 wird Hydraulikmedium unter Druck eingebracht, so dass die Relativedrehung des Rotors 58 gegenüber dem Außenring 54 durchgeführt werden kann.

[0035] Im Ausführungsbeispiel sind vier fluchtend zueinander angeordnete Verstellwellen 1 vorgesehen, auf denen entsprechend den Ausführungsformen nach den Fig. 7 und 11 bis 16 jeweils zwei mit axialem Abstand voneinander liegende Nocken vorgesehen sind. Mit ihnen werden die Schäfte 10 (Fig. 3) der Einlassventile betätigt, wie anhand von Fig. 3 im einzelnen erläutert worden ist.

[0036] Mit der Grobeinstelleinrichtung 36f des Drehantriebes 12f werden zunächst alle Verstellwellen 1 gleichzeitig und um den gleichen Winkel verdreht. Hierzu wird durch unter Druck stehendes Hydraulikmedium, das in die Druckräume 24 eingebracht wird, der Stator 13 gegenüber dem Rotor 17 so weit gedreht, bis die Rotorflügel 20 an den Statorflügeln 23 zur Anlage kommen. Über die Zwischenwelle 39 werden die mit ihr kämmenden Außenringe 54 der Schwenkmotoren 53 um ihre Achse gedreht. Während dieser Grobeinstellung sind die Flügel 56 des Außenringes 54 durch Druckbeaufschlagung in Anlage an den Rotorflügeln 59 gehalten, so dass beim Drehen des Außenringes 54 auch der Rotor 58 in gleichem Drehsinn mitgenommen wird. Auf diese Weise werden sämtliche Verstellwellen 1 durch die Grobeinstelleinrichtung 36f in gleichem Maße um ihre Achse gedreht. Anschließend können die Verstellwellen 1 unabhängig voneinander mittels der Feineinstelleinrichtungen 37f noch um einen kleinen Winkel gedreht werden. Ausgehend von der Stellung gemäß Fig. 19 beispielsweise wird der Druckraum zwischen den Rotorflügeln 59 und den Flügeln 56 des Außenringes 54 entlastet, während in den Bereich zwischen den aneinanderliegenden Flügeln 56, 59 das unter Druck stehende Hydraulikmedium eingebracht wird. Dadurch wird der Rotor 58 im Uhrzeigersinn geringfügig gegenüber dem Außenring 54 gedreht. Da die Rotoren 58 drehfest mit den zugehörigen Verstellwellen 1 verbunden sind, werden diese Verstellwellen noch um einen kleinen Winkel gedreht. Bei dieser Drehbewegung sind die Druckräume 24 des Stators 13 so unter Druck gesetzt, dass eine Relativedrehung zwischen dem Stator 13 und dem Rotor 17 nicht erfolgen

kann.

[0037] In den dargestellten Ausführungsbeispielen sind für jeden Zylinder des Motors zwei Einlassventile vorgesehen. Je nach Art des Motors können weitere Einlassventile pro Zylinder vorgesehen sein. Im einfachsten Fall hat jeder Zylinder nur ein Einlassventil.

[0038] [Die Ventilsteuerungen sind anhand der Ausführungsbeispiele zur Steuerung des Hubes von Einlassventilen beschrieben worden. Die Ventilsteuerungen können selbstverständlich auch für Auslassventile in gleicher Weise eingesetzt werden, um deren Hub entsprechend zu verändern.

[0039] Bei den beschriebenen Ausführungsformen ist die Verstellwelle 1 jeweils mit Nocken 2 versehen. Die Verstellwelle 1 kann aber bei sämtlichen Ausführungsformen beispielsweise auch eine Exzenterwelle sein, die in diesem Falle keine Nocken trägt. Wesentlich für die Verstellwelle ist, dass bei ihrer Drehung eine Quer- bzw. Radialkomponente erzeugt wird, die dazu ausgenutzt wird, über die Übertragungskette den Ventilschaft 10 im gewünschten Masse zu verschieben. Die Übertragungskette muss nicht, wie beispielhaft in Fig. 3 dargestellt ist, durch mechanische Bauelemente gebildet sein, sondern kann beispielsweise auch eine hydraulische Übertragungskette sein. Es muss lediglich gewährleistet sein, dass der von der Nockenwelle des Motors erzeugte normale Hub des Ventilschaftes 10 durch die Verstellwelle 1 variiert werden kann.

Patentansprüche

1. Hydraulischer Drehantrieb (12, 12c) einer Ventilsteuerung einer Brennkraftmaschine mit einem zylindrischen Stator (13), in dem zwei Rotoren (16, 17) untergebracht sind, von denen einer der Rotoren (16) drehfest mit einer Verstellwelle (1) verbunden ist, während der zweite Rotor (17) auf einer Achse (18) sitzt, die fluchtend zur verbundenen Verstellwelle (1) liegt und am Zylinderkopf (19) gelagert ist.
2. Hydraulischer Drehantrieb (12, 12c) nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** auf der anzubindenden Verstellwelle (1) drehfeste Nocken (2) vorgesehen sind.
3. Hydraulischer Drehantrieb (12, 12c) nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** von der Innenwand des Stators (13) Flügel (20) abstehen, zwischen denen radial von einem Grundkörper (21, 22), insbesondere zylindrischen Grundkörpers (21, 22), des Rotors (16, 17) abstehende Flügel (23) liegen, und dass vorteilhaft die Rotorflügel (23) und die Statorflügel (20) relativ zueinander begrenzt drehbar sind, wobei insbesondere die Achse des Stators (13) und der Rotoren (16, 17) zusammenfallen.
4. Hydraulischer Drehantrieb (12, 12c) nach einem der

- vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die im Stator (13) untergebrachten Rotoren (16, 17) zwei axial benachbarte Rotoren (16, 17) sind, die voneinander getrennt sind, wobei insbesondere die Rotoren (16, 17) achsgleich sind.
- 5
5. Hydraulischer Drehantrieb (12, 12c) nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Rotoren (16, 17) in voneinander getrennten Räumen (24) untergebracht sind.
- 10
6. Hydraulischer Drehantrieb (12, 12c) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Rotoren (16, 17) unabhängig voneinander drehbar sind.
- 15
7. Hydraulischer Drehantrieb (12, 12c) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Stator (13) durch Druckbeaufschlagung unter Mitnahme des verstellwellenseitigen Rotors (16) gegenüber dem anderen Rotor (17) begrenzt drehbar ist.
- 20
8. Hydraulischer Drehantrieb (12, 12c) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** der verstellwellenseitige Rotor (16) durch Druckbeaufschlagung gegenüber dem Stator (13) begrenzt drehbar ist.
- 25
9. Hydraulischer Drehantrieb (12, 12c) nach einem der Ansprüche 1 bis 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** die anzuschließende Verstellwelle (1) wenigstens einen, vorteilhaft mehrere Nocken (2) für mehrere Ventile aufweist.
- 30
10. Hydraulischer Drehantrieb (12, 12c) nach einem der Ansprüche 1 bis 9, **dadurch gekennzeichnet, dass** jede der anzuschließenden Verstellwellen (1) zwei Nocken (2) für zwei Ventile aufweist.
- 35
11. Hydraulischer Drehantrieb (12, 12b, 12f), insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 10, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Hydraulikantrieb (12, 12b, 12f) eine Grobeinstelleinrichtung (36, 36f) und wenigstens eine Feineinstelleinrichtung (37, 37f) aufweist.
- 40
12. Hydraulischer Drehantrieb (12, 12b, 12f) nach Anspruch 11, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Grobeinstelleinrichtung (36, 36f) eine Zwischenwelle (39) aufweist, über die eine anzuschließende Verstellwelle (1) begrenzt drehbar ist.
- 45
13. Hydraulischer Drehantrieb (12, 12b, 12f) nach Anspruch 11 oder 12, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Grobeinstelleinrichtung (36) einen Verschiebeantrieb (40 bis 44) aufweist.
- 50
14. Hydraulischer Drehantrieb (12, 12b, 12f) nach Anspruch 13, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Verschiebeantrieb (40 bis 44) eine Zahnstange (40) aufweist, die sich quer zur Zwischenwelle (39) erstreckt und in eine Verzahnung (41) der Zwischenwelle (39) eingreift und vorteilhaft auf einer Kolbenstange (43) sitzt, die einen in einem Zylinder (42) verschiebbaren Kolben (44) trägt, wobei insbesondere in die Verzahnung (41) der Zwischenwelle (39) wenigstens ein Träger (45) eingreift, der einen Verschiebeantrieb (45, 47 bis 50) der Feineinstelleinrichtung (37) aufweist.
- 55
15. Hydraulischer Drehantrieb (12, 12b, 12f) nach Anspruch 14, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Verschiebeantrieb (45, 47 bis 50) eine, vorteilhaft in die Außenverzahnung (31) der anzuschließenden Verstellwelle (1), eingreifende Zahnstange (50) aufweist, die auf einer Kolbenstange (49) sitzt, die einen in einem Druckraum (47) des Trägers (45) verschiebbaren Kolben (48) trägt.
16. Hydraulischer Drehantrieb (12, 12a, 12b, 12c, 12d, 12f) nach einem der Ansprüche 11 bis 15, **dadurch gekennzeichnet, dass** für mehrere, anzuschließende Verstellwellen (1) die Zwischenwelle (39) zur gemeinsamen Grobverstellung der Verstellwellen (1) vorgesehen ist und dass bei mehreren anzuschließenden Verstellwellen (1) jeder Verstellwelle (1) eine Feineinstelleinrichtung (37) zugeordnet ist.
17. Hydraulischer Drehantrieb (12, 12b, 12d, 12f) nach Anspruch 16, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Grobeinstelleinrichtung (36f) einen hydraulischen Drehantrieb (13, 17) aufweist, der einen mit einer Außenverzahnung (51) in eine Verzahnung (52) der Zwischenwelle (39) eingreifenden Stator (13) und einen Rotor (17) aufweist, die relativ zueinander drehbar sind.
18. Hydraulischer Drehantrieb (12, 12b, 12d, 12f) nach Anspruch 17, **dadurch gekennzeichnet, dass** mit der Außenverzahnung (50) der Zwischenwelle (39) eine Außenverzahnung (55) eines Außenringes (54) der Feineinstelleinrichtung (37f) kämmt.
19. Hydraulischer Drehantrieb (12, 12b, 12d, 12f) nach Anspruch 18, **dadurch gekennzeichnet, dass** im Außenring (54) der Feineinstelleinrichtung (37f) ein Rotor (58) angeordnet ist, der drehfest mit der Verstellwelle (1) verbunden und gegenüber dem Außenring (54) begrenzt drehbar ist, der vorteilhaft nach innen ragende Flügel (56) aufweist, zwischen denen radial nach außen gerichtete Flügel (59) des Rotors (58) liegen.
20. Ventilsteuerung mit einem hydraulischen Drehantrieb nach einem der Ansprüche 1 bis 19, **dadurch**

gekennzeichnet, dass für jeden Zylinder des Kraftfahrzeuges je eine Verstellwelle (1) vorgesehen ist, die vorteilhaft durch einen eigenen hydraulischen Drehantrieb (12a, 12c) begrenzt drehbar sind.

Claims

1. A hydraulic rotary drive (12, 12c) of a valve control in a motor vehicle engine with a cylindrical stator (13) comprising two rotors (16, 17), one of said rotors (16) is fixedly connected to an adjusting shaft (1), the second rotor (17) is arranged on an axis (18) aligned with the adjusting shaft (1) and mounted at a cylinder head (19). 5
2. The hydraulic rotary drive (12, 12c) according to claim 1, **characterized in that** the adjusting shaft (1) is provided with cams (2) being fixedly attached. 10
3. The hydraulic rotary drive (12, 12c) according to claim 1 or 2, **characterized in that** the stator (13) has an inner wall and stator vanes (20) connected to the inner wall, wherein the stator vanes (20) project from the inner wall, wherein the at Least one rotor (16, 17) has a base member (21, 22), especially a cylindrical base member (21, 22), provided with radially projecting rotor vanes (23), wherein the rotor vanes (23) are positioned between the stator vanes (20) wherein especially the axis of the stator (13) and the rotors (16, 17) coincide. 15
4. The hydraulic rotary drive (12, 12c) according to one of the preceding claims, **characterized in that** two rotors (16, 17) are positioned adjacent to one another within the stator (13) and are separated from one another whereas especially the rotors (16, 17) are with coinciding axes relative to one another. 20
5. The hydraulic rotary drive (12, 12c) according to claim 4, **characterized in that** the rotors (16, 17) are accommodated in separated chambers (24). 25
6. The hydraulic rotary drive (12, 12c) according to one of the preceding claims, **characterized in that** the rotors (16, 17) are rotatable independently of each other. 30
7. The hydraulic rotary drive (12, 12c) according to one of the preceding claims, **characterized** that the stator (13) is rotated by pressure Loading and entrains first rotor (16) is placed towards the adjusting shaft (1) relative to the other rotor (17) to a Limited extent. 35
8. The hydraulic rotary drive (12, 12c) according to one of the preceding claims, **characterized in that** the first rotor (16) is adapted to rotate to a Limited extent relative to the stator (13) under pressure Loading. 40
9. The hydraulic rotary drive (12, 12c) according to one of claims 1 to 8, **characterized in that** the adjusting shaft (1) to be joined has at Least one, preferably several cams (2) adapted to control several valves. 45
10. The hydraulic rotary drive (12, 12c) according to one of claims 1 to 9, **characterized in that** each one of the adjusting shafts (1) to be joined has two cams (2) adapted to control two valves. 50
11. The hydraulic rotary drive (12, 12b, 12f), especially according to one claims 1 to 10, **characterized in that** the hydraulic drive (12, 12b, 12f) comprises a coarse adjusting device (36, 36f) and at Least one fine adjusting device (37, 37f). 55
12. The hydraulic rotary drive (12, 12b, 12f) according to claim 11, **characterized in that** the coarse adjusting device (36, 36f) comprises an intermediate shaft (39) adapted to rotate the at least adjusting shaft (1) to be joined to a limited extent.
13. The hydraulic rotary drive (12, 12b, 12f) according to claim 11 or 12, **characterized in that** the coarse adjusting device (36) is a sliding drive (40 to 44).
14. The hydraulic rotary drive (12, 12b, 12f) according to claim 13, **characterized in that** the sliding drive (40 to 44) comprises a toothed rack (40) extending transversely to the intermediate shaft (39) and engages in a toothing (41) of the intermediate rack (39) being preferably mounted on a piston rod (43), comprising a cylinder (42) and a piston (44) moveable in the cylinder (42), wherein at least a carrier (45) engages especially in the toothing (41) of the intermediate shaft (39) comprising a sliding drive (45, 47 to 50) of the fine adjusting device (37).
15. The hydraulic rotary drive (12, 12b, 12f) according to claim 14, **characterized in that** the sliding drive (45, 47 to 50) comprises a toothed rack (50) which preferably engages in the outer toothing (31) of the adjusting shaft (1) to be joined, the toothed rack (50) is mounted is on a piston rod (49) comprising movable pistons (48) in a pressure chamber (47) of the carrier (45).
16. The hydraulic rotary drive (12, 12a, 12b, 12c, 12d, 12f) according to one of the claims 11 to 15, **characterized in that** several of the at least one adjusting shafts (1) are provided and wherein the intermediate shaft (39) is configured to carry out a common coarse adjustment of the several adjusting shafts (1), wherein each of the several adjusting shafts (1) is connected to one of the at least one fine adjusting device (37), respectively.
17. The hydraulic rotary drive (12, 12b, 12d, 12f) accord-

ing to claim 16, **characterized in that** coarse adjusting device (36f) has a hydraulic rotary drive (13, 17) comprising a stator (13) and a rotor (17) rotatable relative to each other, wherein the stator (13) has an outer toothing (51) engaging a toothing (52) of the intermediate shaft (39).

18. The hydraulic rotary drive (12, 12b, 12d, 12f) according to claim 17, **characterized in that** an outer toothing (55) of an outer ring (54) of the fine adjustment device (37f) is meshing with the outer toothing (50) of the intermediate shaft (39).

19. The hydraulic rotary drive (12, 12b, 12d, 12f) according to claim 18, **characterized in that** the fine adjusting device (37f) comprises a rotor (58) arranged in the outer ring (54), wherein the rotor (58) is fixedly connected to the adjusting shaft (1) and is rotatable to a limited extent relative to the outer ring (54), the rotor (58) preferably comprising inwardly projecting vanes (56) and having radially outwardly projecting vanes (59) positioned between the inwardly projecting vanes (56) of the outer ring (54).

20. A valve control with a hydraulic rotary drive according to one of claims 1 to 19, **characterized in that** for each cylinder of the motor vehicle one, each, adjusting shaft (1) is provided which can preferably rotate to a limited extent by means of an own hydraulic rotary drive (12a, 12c).

Revendications

1. Entraînement rotatif hydraulique (12, 12c) d'une commande de soupape d'un moteur à combustion interne avec un stator cylindrique (13) dans lequel deux rotors (16, 17) sont disposés, parmi lesquels un des rotors (16) est relié fixement sans rotation à un arbre de réglage (1) tandis que le deuxième rotor (17) repose sur un axe (18) de façon alignée par rapport à l'arbre de réglage (1) et est disposé contre la tête de vérin (19).

2. Entraînement rotatif hydraulique (12, 12c) selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** des cames (2) fixes sans rotation sont prévues sur l'arbre de réglage (1) à relier.

3. Entraînement rotatif hydraulique (12, 12c) selon La revendication 1 ou 2, **caractérisé en ce que** des pales (20) ressortent de La paroi intérieure du stator (13), entre lesquelles reposent radialement des pales (23) saillant hors d'un corps de base (21, 22), notamment d'un corps de base (21, 22) cylindrique, du rotor (16, 17), et que de façon avantageuse les pales de rotor (23) et les pales de stator (20) peuvent tourner l'une par rapport à l'autre de façon limitée,

l'axe du stator (13) et du rotor (16, 17) coïncidant notamment.

4. Entraînement rotatif hydraulique (12, 12c) selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** les rotors (16, 17) disposés dans le stator (13) sont deux rotors (16, 17) connexes dans le plan axial séparés l'un par rapport à l'autre, les rotors (16, 17) présentant notamment un axe identique.

5. Entraînement rotatif hydraulique (12, 12c) selon La revendication 4, **caractérisé en ce que** les rotors (16, 17) sont disposés dans des espaces (24) séparés l'un de l'autre.

6. Entraînement rotatif hydraulique (12, 12c) selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** les rotors (16, 17) peuvent tourner indépendamment l'un de l'autre.

7. Entraînement rotatif hydraulique (12, 12c) selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** le stator (13) peut tourner de façon limitée par rapport à l'autre rotor (17) par exercice d'une pression, en engrenant le rotor (16) situé côté arbre de réglage.

8. Entraînement rotatif hydraulique (12, 12c) selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** le rotor (16) situé côté arbre de réglage peut tourner de façon limitée par rapport au stator (13) par exercice d'une pression.

9. Entraînement rotatif hydraulique (12, 12c) selon l'une quelconque des revendications 1 à 8, **caractérisé en ce que** l'arbre de réglage (1) à raccorder comporte au moins une, de façon avantageuse plusieurs cames (2) pour plusieurs soupapes.

10. Entraînement rotatif hydraulique (12, 12c) selon l'une quelconque des revendications 1 à 9, **caractérisé en ce que** chacun des arbres de réglage (1) à raccorder comporte deux cames (2) pour deux soupapes.

11. Entraînement rotatif hydraulique (12, 12b, 12f), notamment selon l'une quelconque des revendications 1 à 10, **caractérisé en ce que** l'entraînement hydraulique (12, 12b, 12f) comporte un dispositif de réglage grossier (36, 36f) et au moins un dispositif de réglage fin (37, 37f).

12. Entraînement rotatif hydraulique (12, 12b, 12f) selon la revendication 11, **caractérisé en ce que** le dispositif de réglage grossier (36, 36f) comporte un arbre intermédiaire (39) via lequel un arbre de réglage (1) à raccorder peut tourner de façon limitée.

13. Entraînement rotatif hydraulique (12, 12b, 12f) selon la revendication 11 ou 12, **caractérisé en ce que** le dispositif de réglage grossier (36) comporte un entraînement coulissant (40 à 44).
14. Entraînement rotatif hydraulique (12, 12b, 12f) selon La revendication 13, **caractérisé en ce que** l'entraînement coulissant (40 à 44) comporte une tige dentée (40) qui s'étend perpendiculairement à l'arbre intermédiaire (39) et s'engrène dans un endentement (41) de l'arbre intermédiaire (39) et repose de façon avantageuse sur une tige de piston (43) qui supporte un piston (44) pouvant coulisser dans un vérin (42), au moins un support (45) comportant un entraînement coulissant (45, 47 à 50) du dispositif de réglage fin (37) s'engrenant notamment dans l'endement (41) de l'arbre intermédiaire (39).
15. Entraînement rotatif hydraulique (12, 12b, 12f) selon La revendication 14, **caractérisé en ce que** l'entraînement coulissant (45, 47 à 50) comporte une tige dentée (50) s'engrenant de façon avantageuse dans l'endement extérieur (31) de l'arbre de réglage (1) à raccorder, Ladite tige reposant sur une tige de piston (49) supportant un piston (48) pouvant être déplacé dans une chambre de pression (47) du support (45).
16. Entraînement rotatif hydraulique (12, 12a, 12b, 12c, 12d, 12f) selon l'une quelconque des revendications 11 à 15, **caractérisé en ce que** pour plusieurs arbres de réglage (1) à raccorder, l'arbre intermédiaire (39) est prévu pour le réglage grossier commun des arbres de réglage (1) et qu'en présence de multiples arbres de réglage (1) à raccorder, chaque arbre de réglage (1) est ensuite associé individuellement à un dispositif de réglage fin (37).
17. Entraînement rotatif hydraulique (12, 12b, 12d, 12f) selon la revendication 16, **caractérisé en ce que** le dispositif de réglage grossier (36f) comporte un entraînement rotatif hydraulique (13, 17) qui comporte un stator (13) s'engrenant dans un endentement (52) avec un endentement extérieur (51) de l'arbre intermédiaire (39) et un rotor (17) disposés de façon tournante l'un par rapport à l'autre.
18. Entraînement rotatif hydraulique (12, 12b, 12d, 12f) selon La revendication 17, **caractérisé en ce qu'**un endentement extérieur (55) d'une bague extérieure (54) du dispositif de réglage fin (37f) s'engrène avec l'endement extérieur (50) de l'arbre intermédiaire (39).
19. Entraînement rotatif hydraulique (12, 12b, 12d, 12f) selon la revendication 18, **caractérisé en ce qu'**un rotor (58) est disposé dans la bague extérieure (54) du dispositif de réglage fin (37f), ledit rotor étant relié
- fixement sans rotation à l'arbre de réglage (1) et pouvant tourner de façon limitée par rapport à La bague extérieure (54), qui est pourvue de façon avantageuse de pales (56) saillant vers l'intérieur, entre lesquelles reposent les pales (59) du rotor (58) orientées radialement vers l'extérieur.
20. Commande de soupape avec un entraînement rotatif hydraulique selon l'une quelconque des revendications 1 à 19, **caractérisé en ce que** respectivement un arbre de réglage (1) est prévu pour chaque vérin du véhicule automobile, ledit arbre pouvant tourner de façon avantageuse de façon limitée à l'aide d'un entraînement rotatif hydraulique (12a, 12c) propre.

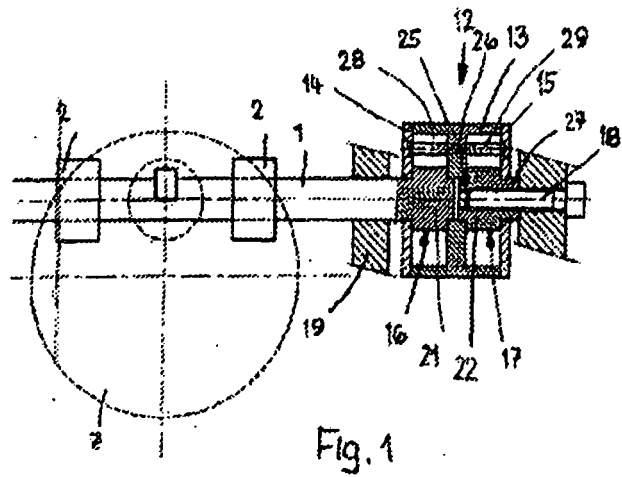


Fig. 1

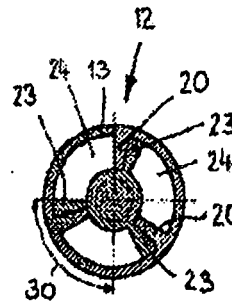


Fig. 2

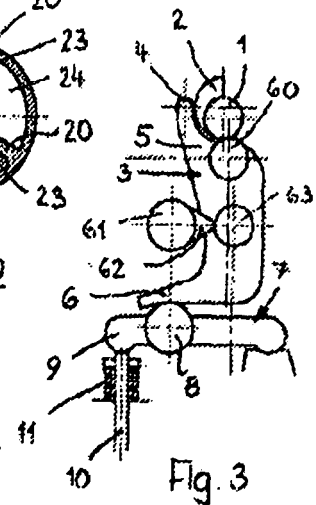


Fig. 3

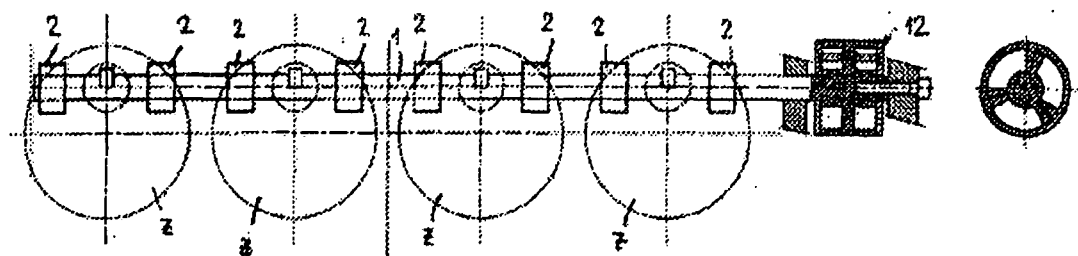


Fig. 4

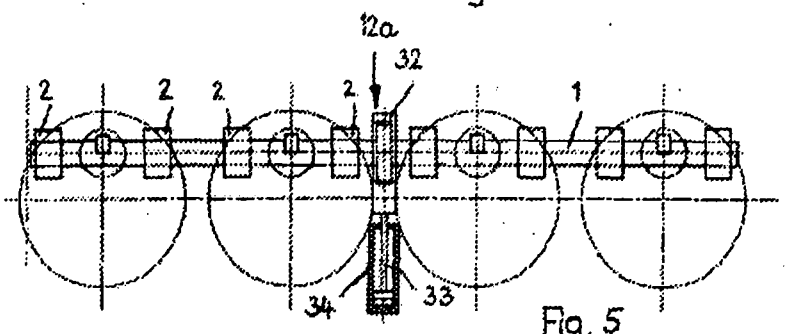


Fig. 5

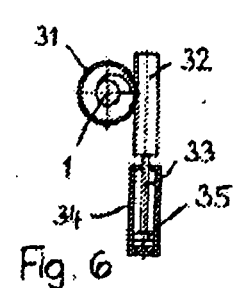


Fig. 6

