

(19)



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11)

EP 0 582 846 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
24.04.1996 Patentblatt 1996/17

(51) Int Cl.®: **F01L 1/34**, F01L 13/00

(21) Anmeldenummer: **93111185.0**

(22) Anmeldetag: **13.07.1993**

(54) **Hubkolben-Brennkraftmaschine mit zwei Gaswechselventilen je Zylinder**

Internal combustion piston engine with gas exchange valves per cylinder

Moteur à combustion interne à pistons avec deux soupapes de distribution des gaz par cylindre

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB IT

(30) Priorität: **13.08.1992 DE 4226798**
09.09.1992 DE 4230074
03.12.1992 DE 4240631

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
16.02.1994 Patentblatt 1994/07

(73) Patentinhaber: **Bayerische Motoren Werke Aktiengesellschaft**
D-80788 München (DE)

(72) Erfinder:

- **Teichmann, Rüdiger, Dr.**
D-86926 Pflaumdorf (DE)
- **Unger, Harald**
D-81927 München (DE)
- **Oehling, Karl-Heinz**
D-80805 München (DE)

(56) Entgegenhaltungen:

- EP-A- 0 416 463** **EP-A- 0 440 314**
EP-A- 0 469 334 **FR-A- 1 109 790**
- **PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 10, no. 273 (M-518)(2329) 17. September 1986 & JP-A-61 96 112**

EP 0 582 846 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

Die Erfindung betrifft eine Hubkolben-Brennkraftmaschine mit zumindest zwei insbesondere parallel wirkenden Gaswechselventilen je Zylinder, die von relativ zueinander verstellbaren Nocken, deren Nockenwellen konzentrisch zueinander angeordnet sind, betätigt werden, wobei neben dem Phasenwinkel zwischen den Nocken auch die Phasenlage (Spreizung) zwischen sämtlichen insbesondere parallel wirkenden Nocken sowie der mit dem Hubkolben zusammenwirkenden Kurbelwelle veränderbar ist.

Bei den Gaswechselventilen kann es sich dabei um die Einlaßventile und/oder Auslaßventile eines Brennkraftmaschinen-Zylinders handeln. Eine Nockenwelle, bei der beispielsweise die beiden Nocken zweier Zylinder-Einlaßventile, die sozusagen parallel wirksam sind, gegeneinander verdreht werden können, ist aus der WO 91/10047 bekannt. Mit Hilfe dieses sog. Nocken-Phasings, bei dem somit der Phasenwinkel zwischen den beiden Nocken verändert werden kann, läßt sich die Gaswechseldynamik einer Hubkolben-Brennkraftmaschine in vielfältiger Weise beeinflussen. So wird bei Vorhandensein eines gewissen Phasenwinkels die gesamte Ventilöffnungsdauer verlängert, zugleich ergibt sich durch einen derartigen Phasenwinkel der Effekt, daß eines der parallel wirksamen Gaswechselventile vor dem anderen öffnet, so daß im Falle von parallel wirksamen Einlaßventilen im Brennraum ein gewünschter Einströmdrall erzeugt werden kann. Die bereits angesprochene Veränderung der Gesamtöffnungszeit hingegen macht sich insbesondere bei parallel wirksamen Auslaßventilen bemerkbar, da hierdurch aufgrund der sog. Ventilüberschneidung, d. h. der zeitlichen Überdeckung mit dem Öffnen der Einlaßventile, eine wirkungsvolle Restgassteuerung möglich ist. Es kann nämlich zur Erzielung geringer Schadstoffemissionen erwünscht sein, im Sinne einer internen Abgasrückführung betriebspunktabhängig unterschiedlich große Anteile von verbranntem Restgas aus dem vorangegangenen Verbrennungstakt während des folgenden Verbrennungstaktes im Brennraum zu belassen.

Aus der FR-A-1 109 719, von der die vorliegende Erfindung im wesentlichen ausgeht, ist eine Ventilbetätigungsverfahren bekannt, bei der neben dem Phasenwinkel zwischen zwei einem Brennkraftmaschinen-Zylinder zugeordneten Nocken auch die Phasenlage, d. h. die sog. Spreizung, zwischen sämtlichen Nocken sowie der mit dem Hubkolben zusammenwirkenden Kurbelwelle veränderbar ist. Bei diesem bekannten Stand der Technik wirken die beiden einem Zylinder zugeordneten Nocken entweder auf ein Einlaßventil und ein Auslaßventil oder auf ein einziges Hubventil ein. Jedoch kann diese bekannte Vorrichtung auch dafür verwendet werden, nicht nur den Phasenwinkel beispielsweise zwischen einem ersten und einem zweiten Einlaßnocken oder Auslaßnocken der Brennkraftmaschine zu verstellen, sondern darüber hinaus auch die Phasenlage des

ersten Nockens und des zweiten Nockens bezüglich des Bewegungsablaufes des Hubkolbens bzw. bezüglich der damit gekoppelten Drehwinkellage der Brennkraftmaschinen-Kurbelwelle zu verändern. Durch diese Kombination sowohl der Phasenlagenveränderung aller Gaswechselventile als auch der Phasenwinkelveränderung zwischen allen Gaswechselventilen je Zylinder bestehen ungeahnte Möglichkeiten, die Ladungswechseldynamik dieses Zylinders noch weiter zu optimieren.

Bei der bekannten Vorrichtung nach der FR-A-1 109 790 würde die Variation sowohl der Phasenlage als auch des Phasenwinkels mit Hilfe eines einzigen Stellorganes erfolgen. Dadurch kann nicht nur der erforderliche Bauaufwand, sondern auch die benötigte Ansteuerungslogik gering gehalten werden. Im Zusammenhang mit parallel wirkenden Gaswechselventilen wurde erkannt, daß es zur Erzielung guter Ergebnisse ausreichend sein kann, wenn ausgehend von einer geringen Spreizung sowie einem äußerst geringen Phasenwinkel mit zunehmender Spreizung, d. h. sich vergrößernder Phasenlage zwischen den Nocken sowie der Kurbelwelle zugleich der Phasenwinkel zwischen den parallel wirkenden Nocken vergrößert wird. Bevorzugt wird dabei im Vollastbetrieb der Brennkraftmaschine sowie in einem vollastnahen Bereich eine geringe Spreizung sowie ein Phasenwinkel vom Betrag 0 eingestellt. Mit abnehmender Brennkraftmaschinen-Last, d. h. zum Teillastbereich hin kann die Spreizung vergrößert und gleichzeitig ein stets wachsender Phasenwinkel zwischen den parallel wirkenden Nocken eingestellt werden. Bei zwei parallel wirkenden Gaswechselventilen bedeutet dies nichts anderes, als daß die Spreizung beispielsweise des zweiten Gaswechselventiles noch weiter vergrößert wird als diejenige des ersten Gaswechselventiles. Mit diesen Maßnahmen ergibt sich somit im Vollastbetrieb sowie im vollastnahen Bereich eine optimale Füllung mit frühem Einlaßventil-Schließen und erwünschtermaßen geringem Restgasanteil. Zum Teillastbereich hin wird hingegen die Ladungsbewegung verstärkt, da das besagte Phasing zwischen den parallel wirksamen Nocken eingestellt wird und darüber hinaus werden durch Vergrößerung der Spreizung die Ventilöffnungszeitpunkte im Falle der Einlaßventile verbessert an die verringerte Gaswechseldynamik im Ansaugsystem der Brennkraftmaschine angepaßt. Werden die genannten Maßnahmen bei den Auslaßventilen der Brennkraftmaschine angewandt, so kann man im Teillastbereich eine erwünschtermaßen größere Ventilüberschneidung mit den Einlaßventilen einstellen, um einen höheren Restgasanteil im Zylinder zu belassen.

Wenngleich mit der bisher beschriebenen Ventilbetätigungsverfahren brauchbare Ergebnisse erzielt werden könnten, so sind doch Verbesserungen wünschenswert, die aufzuzeigen sich die vorliegende Erfindung zur Aufgabe gestellt hat.

Zur Lösung dieser Aufgabe sind die kennzeichnenden Merkmale der Ansprüche 1 oder 5 vorgesehen. Vorteilhaftes Aus- und Weiterbildungen sind Inhalt der Unteran-

sprüche.

Zur individuellen Verstellung der insbesondere bei den Nocken bzw. Nockenwellen gegenüber einer mit dem Hubkolben zusammenwirkenden Kurbelwelle können insbesondere zwei in Wellenlängsrichtung verschiebbare konzentrisch zueinander angeordnete Stellbolzen vorgesehen sein, die über Schrägverzahnungen mit einerseits der zugeordneten Nockenwelle und andererseits einem Nockenwellen-Antriebsrad in Verbindung stehen. Vorgesehen ist demnach eine individuelle Verstellung der beiden Nockenwellen jeweils mittels eines eigenen Stellbolzens, wobei analog den Nockenwellen auch die beiden Stellbolzen zur Erzielung einer vorteilhaften und kompakten Bauweise konzentrisch zueinander angeordnet sind. Die Stellbolzen sind auf ihren Außenseiten mit Schrägverzahnungen versehen und wirken mit den Nockenwellen, auf denen jeweils einer der Nocken angeordnet ist, derart zusammen, daß die Schrägverzahnung des jeweiligen Stellbolzens mit entsprechenden Schrägverzahnungen der Nockenwellen und/oder deren Antriebsrädern kämmt, so daß der jeweilige Stellbolzen, wenn er in Längsrichtung der jeweiligen Nockenwelle verschoben wird, diese durch diese Verschiebebewegung um ihre Längsachse verdreht.

Die Stellbolzen können bzw. kann hydraulisch bewegt werden, d. h. die Stellbolzen tragen Kolben, die in einem Hydraulikzylinder oder einer Hydraulikkammer angeordnet sind. Durch entsprechende Beaufschlagung mit einem Hydraulikmedium lassen sich dann diese Kolben und damit auch die Stellbolzen in Längsrichtung verfahren. Es bietet sich an, die Kolben aller Stellbolzen - in einer bevorzugten Ausführungsform sind zwei konzentrisch zueinander angeordnete Nockenwellen und somit auch zwei konzentrisch zueinander angeordnete Stellbolzen vorgesehen - in einer gemeinsamen Hydraulikkammer anzuordnen. Diese Kolben unterteilen die Hydraulikkammer dabei in mehrere in Reihe geschaltete Hydraulikräume, im Falle von zwei Kolben ergeben sich drei in Reihe geschaltete Hydraulikräume. Durch entsprechende Beaufschlagung dieser Hydraulikräume mit unterschiedlich hohen Druckniveaus können somit in den einzelnen Hydraulikräumen unterschiedliche Druckverhältnisse erzeugt werden, wodurch ein oder auch beide Stellbolzen wie gewünscht verschoben werden können. Hierzu können den Hydraulikräumen individuelle Ventile zugeordnet sein, die eine jeweils gewünschte Verbindung mit einem Hydrauliksystem herstellen oder unterbrechen, wobei das Hydrauliksystem bevorzugt zwei unterschiedliche Druckniveaus anbietet.

Eine besonders kompakte Bauweise ergibt sich abermals, wenn die Hydraulikkammer in das Nockenwellen-Antriebsrad integriert ist. Dann ist auch das Nockenwellen-Antriebsrad konzentrisch zu den bevorzugt beiden Nockenwellen sowie den insbesondere beiden Stellbolzen angeordnet. Dabei bietet es sich an, zwischen den Stellbolzen bzw. den an diesen befestigten Kolben sowie dem Nockenwellen-Antriebsrad, das zugleich die Kammerwand der Hydraulikkammer bildet,

eine Längsverzahnung vorzusehen, um die Verschiebebewegung zu ermöglichen und auf einfache Weise eine Übertragung der Drehbewegung des Nockenwellen-Antriebsrades auf die Stellbolzen und von diesen aus auf die Nockenwellen zu gewährleisten.

Nach einer anderen Ausgestaltung (Ansprüche 5 und folgende) kann vorgesehen sein, daß zur Verstellung der beiden Nockenwellen gegenüber einer mit dem Hubkolben zusammenwirkenden Kurbelwelle zwei in Wellenlängsrichtung verschiebbare konzentrisch zueinander angeordnete Stellbolzen vorgesehen sind, wobei der erste Stellbolzen mit der ersten Nockenwelle sowie mit einem Nockenwellen-Antriebsrad jeweils über eine Verzahnung, von denen zumindest eine als Schrägverzahnung ausgeführt ist, verbunden ist, und wobei der zweite Stellbolzen mit der zweiten Nockenwelle und dem ersten Stellbolzen jeweils über eine Verzahnung, von denen eine als Schrägverzahnung und eine als Geradverzahnung ausgeführt ist, verbunden ist, und wobei ein in Abhängigkeit von Randbedingungen eine Relativbewegung zwischen den Stellbolzen verhinderndes Mittel vorgesehen ist. Eine Verstellvorrichtung mit diesen Merkmalen nutzt im Hinblick auf eine besonders einfache Bauweise dabei einen als optimal erkannten Zusammenhang zwischen der sog. Spreizung, d. h. der Phasenlage der Gaswechselventile gegenüber der Kurbelwelle sowie dem sog. Phasenwinkel, d. h. dem Winkel zwischen dem ersten sowie dem zweiten Gaswechselventil bzw. Nocken. Es wurde erkannt, daß in einem höheren Lastbereich der Brennkraftmaschine in Abhängigkeit von der Brennkraftmaschinen-Drehzahl zwar eine unterschiedliche Spreizung der Gaswechselventile eingestellt werden sollte, daß jedoch, so es sich um zwei parallel wirksame Einlaßventile handelt, zwischen diesen Gaswechselventilen bzw. Einlaßventilen kein Phasing vorliegen sollte, d. h. der Phasenwinkel zwischen den beiden Einlaßventilen je Zylinder sollte vom Betrag 0 sein. Hingegen sollte ausgehend von in etwa mittlerer Last bei abnehmender Brennkraftmaschinen-Last sowie bei konstanter Drehzahl das Phasing, d. h. der Phasenwinkel zwischen den beiden Einlaßventilen je Zylinder vergrößert werden.

In Anwendung dieser Erkenntnis erfolgt die Verstellung der beiden Nocken bzw. Nockenwellen abermals jeweils mittels eines Stellbolzens, wobei analog den Nockenwellen auch die beiden Stellbolzen zur Erzielung einer vorteilhaften und kompakten Bauweise zumindest teilweise konzentrisch zueinander angeordnet sind. Die Stellbolzen sind auf ihren Außenseiten mit Schrägverzahnungen versehen und wirken mit einer Nockenwelle bzw. einem Nockenwellen-Antriebsrad derart kämmd zusammen, daß der jeweilige Stellbolzen, wenn er in Längsrichtung der jeweiligen Nockenwelle verschoben wird, diese durch diese Verschiebebewegung um ihre Längsachse verdreht.

Dabei kann der der zweiten Nockenwelle zugeordnete Stellbolzen vom ersten Stellbolzen bewegt werden. Hierzu ist der zweite Stellbolzen mit dem ersten Stellbol-

zen in Wellenlängsrichtung verschiebbar über eine sich ebenfalls in Wellenlängsrichtung erstreckende Geradverzahnung verbunden. Über eine Schrägverzahnung ist der zweite Stellbolzen mit der zweiten Nockenwelle verbunden (selbstverständlich kann die Anbringung der Geradverzahnung und Schrägverzahnung auch umgekehrt sein). Wird nun der erste Stellbolzen in Wellenlängsrichtung verschoben, so wird aufgrund der unterschiedlichen Reibkräfte in der Schrägverzahnung bzw. Geradverzahnung hierbei der zweite Stellbolzen nicht zwangsläufig in Wellenlängsrichtung mitbewegt. Somit bleibt bei einer Verschiebung des ersten Stellbolzens der Phasenwinkel zwischen der ersten und der zweiten Nockenwelle konstant, da dann in Wellenlängsrichtung betrachtet eine Relativbewegung zwischen dem ersten und zweiten Stellbolzen stattfinden kann, so daß die Schrägverzahnung des zweiten Stellbolzens wirkungslos bleibt. Wird hingegen durch ein zunächst noch allgemein genanntes Mittel eine Relativbewegung zwischen dem ersten und dem zweiten Stellbolzen verhindert, so wird dann bei einer Verschiebebewegung des ersten Stellbolzens gleichzeitig der zweite Stellbolzen verschoben, so daß aufgrund der zwischen diesem zweiten Stellbolzen und der zweiten Nockenwelle vorgesehenen Schrägverzahnung die zweite Nockenwelle zusätzlich verdreht wird. Das Phasing bzw. der Phasenwinkel zwischen der zweiten und der ersten Nockenwelle wird auf diese Weise verändert.

Wie angegeben ist, blockiert bzw. erlaubt dieses allgemein genannte Mittel eine Relativbewegung zwischen dem ersten sowie dem zweiten Stellbolzen in Abhängigkeit von gewissen Randbedingungen. Wie oben erläutert, kann diese Randbedingung beispielsweise die Belastung, d. h. der aktuelle Lastpunkt der Brennkraftmaschine sein. In Abhängigkeit von der Last der Brennkraftmaschine kann dieses Mittel somit aktiviert bzw. deaktiviert werden, beispielsweise über ein hydraulisches System. Eine weitere mögliche Randbedingung ist jedoch auch der Wert der Spreizung beispielsweise der ersten Nockenwelle, d. h. die aktuelle Position des ersten Stellbolzens. Beispielsweise sei es möglich, diesen ersten Stellbolzen ausgehend von einer Ruhelage geringfügig in Wellenlängsrichtung zu verschieben, ohne daß hierbei der zweite Stellbolzen mitgenommen wird. Nach einem gewissen Verschiebeweg hingegen trifft ein Anschlag des zweiten Stellbolzens auf einen korrespondierenden Anschlag des ersten Stellbolzens auf. Nun wird bei einer weiteren Verschiebebewegung des ersten Stellbolzens auch der zweite Stellbolzen mitgenommen.

Anstelle eines Anschlages bzw. neben einem solchen kann das die Relativbewegung zwischen den Stellbolzen verhindernde Mittel auch als verriegelbarer bzw. lösbarer Klemmkörper ausgebildet sein. Betätigt werden kann ein an sich bekannter Klemmkörper dabei über ein hydraulisches System, das in an sich bekannter Weise einfach an diesen in der Nockenwelle angeordneten Klemmkörper herangeführt werden kann. In ähnlicher Weise kann beispielsweise ein hydraulisches System

ein Vortriebsmittel für den zweiten Stellbolzen betätigen, wobei dieses Vortriebsmittel dann kolbenartig ausgebildet sein kann und bei geeigneter Ansteuerung ebenfalls die Funktion des eine Relativbewegung zwischen den beiden Stellbolzen verhindernden Mittels übernehmen kann.

Zwei Anschläge zwischen den beiden Stellbolzen, die in zueinander entgegengesetzten Bewegungsrichtungen wirksam sind und dazwischen eine gewisse Relativbewegung ermöglichen, erlauben es auf einfache Weise, den oben beschriebenen Zusammenhang zwischen optimaler Spreizung sowie optimalem Phasing in Abhängigkeit von gewissen Randbedingungen umzusetzen. Dabei kann der erste Anschlag als Direktanschlag ausgebildet sein, d. h. die einander zugewandten Stirnseiten des ersten sowie des zweiten Stellbolzens kommen aneinander zum Anliegen. Der zweite Anschlag hingegen kann als ein in die Stirnseite des zweiten Stellbolzens eingesetzter, mit einem Steg des ersten Stellbolzens zusammenwirkender Stift ausgebildet sein, der mit einem Kopf versehen ist und somit kopfschraubenähnlich gestaltet ist, wobei der Kopf des Stiftes die eigentliche Anschlagfläche mit dem Steg des ersten Stellbolzens bildet. Ein Beispiel für einen Klemmkörper als das eine Relativbewegung zwischen den Stellbolzen verhindernde Mittel hingegen ist zumindest ein in einem der Stellbolzen gelagerter Dorn, der in eine entsprechende Aussparung im oder am anderen Stellbolzen eingreifen kann. Bewegt werden kann dieser Dorn beispielsweise mit Hilfe des bereits oben erwähnten hydraulischen Systemes und/oder mit Hilfe eines Federelementes.

Bevorzugte Ausführungsbeispiele, die diese sowie weitere vorteilhafte sowie ggf. erfindungswesentliche Merkmale zeigen, werden im folgenden näher beschrieben. Dabei zeigen die Fig. 1a, 1b Ventilerhebungskurven zur Erläuterung der Begriffe des Phasenwinkels bzw. der Phasenlage/Spreizung, während in Fig. 2 ein prinzipielles Brennkraftmaschinen-Betriebskennfeld dargestellt ist mit einzelnen Bereichen, für die jeweils eine andere Phasing-Einstellung optimal ist. Zur grundsätzlichen Erläuterung zeigen ferner die Fig. 3a, 3b eine Ausführungsform ähnlich dem bekannten Stand der Technik. Fig. 4 zeigt eine Ausführungsform nach Anspruch 1 der Erfindung und die Fig. 5, 6 eine weitere Form gemäß Anspruch 5. Dabei ist jeweils eine erfindungsgemäß gestaltete Nockenwelle inklusive der die Phasenwinkel- bzw. Phasenlagenänderung hervorrufenden Stellbolzen in Prinzipdarstellungen gezeigt.

In den Fig. 1a, 1b sind jeweils drei Ventilerhebungskurven 1, 2, 3 dreier Gaswechselventile eines Brennkraftmaschinen-Zylinders gezeigt. Die Ventilerhebungskurven 1, 2 stellen die Ventilhubverläufe zweier parallel wirkender Zylinder-Einlaßventile über der Zeitachse dar, während die Ventilerhebungskurve 3 den Hubverlauf eines Zylinder-Auslaßventiles zeigt. Mit LW-OT ist der Zeitpunkt beschrieben, in dem sich der Kolben während der Ladungswechselphase in seinem oberen Totpunkt

befindet. Die Phasenlage beispielsweise des ersten Einlaßventiles mit der Erhebungskurve 1 ist durch die Strecke s gekennzeichnet, die üblicherweise auch als Spreizung bezeichnet wird. Mit dem Buchstaben p ist der Phasenwinkel bezeichnet, der zwischen den parallel wirkenden Einlaßventilen bzw. deren Erhebungskurven 1, 2 eines Zylinders vorliegt. Selbstverständlich stellt sich auch dieser Phasenwinkel p analog der Spreizung s über der Zeitachse als Strecke dar.

Fig. 1a zeigt die Verhältnisse bei Vollastbetrieb der Brennkraftmaschine. Hier ist die Phasenlage bzw. Spreizung s ebenso wie der Phasenwinkel p gering. Letzterer nimmt in einer bevorzugten Ausführungsform sogar den Betrag 0 an. Erfindungsgemäß wird bei Teillastbetrieb, der in Fig. 1b dargestellt ist, die Phasenlage/Spreizung s und der Phasenwinkel p vergrößert. Mit diesen Maßnahmen ist - wie oben geschildert - eine optimale Abstimmung des Ladungswechsels der Brennkraftmaschine im Hinblick auf die unterschiedlichen Betriebszustände bzw. Betriebspunkte möglich.

Fig. 2 zeigt eine Prinzipdarstellung eines Betriebskennfeldes einer Brennkraftmaschine. Über der Brennkraftmaschinen-Drehzahl n ist das von der Brennkraftmaschine abgegebene Drehmoment M aufgetragen. Die obere Begrenzungslinie VL stellt dabei den Vollastbetrieb dar. Unterhalb dieser Vollastlinie VL befindet sich der mit I bezeichnete obere Teillastbereich, unter diesem liegt der mittlere Teillastbereich II und abermals unter diesem der untere Teillastbereich III. Entsprechend den obigen Erläuterungen kann bei Vollast (VL) der Phasenwinkel = 0 sein, d. h. die beiden Ventilerhebungskurven 1, 2 sollen deckungsgleich übereinanderliegen. Im oberen Teillastbereich I soll ein sich mit abnehmender Last, d. h. zum Teillastbereich II hin, vergrößernder Phasenwinkel erzeugt werden. Im mittleren Teillastbereich II soll ein relativ geringer, konstanter Phasenwinkel gehalten werden, während im unteren Teillastbereich III ein sich kontinuierlich vergrößernder Phasenwinkel, d. h. ein kontinuierlich ansteigendes Phasing erwünscht ist. Zusätzlich wird beispielsweise ausgehend von der Vollastlinie VL mit abnehmender Brennkraftmaschinen-Last, d. h. zum unteren Teillastbereich III hin, die Spreizung verändert. Mit abnehmender Last wird somit die Phasenlage, d. h. die Lage des ersten Nockens bzw. der ersten Nockenwelle (Ventilerhebungskurve I) bezüglich der Kurbelwelle verändert, wobei auch die Phasenlage des zweiten Nockens/der zweiten Nockenwelle eine derartige Veränderung erfahren soll, jedoch gesteigert um das bereits erläuterte Phasing.

Fig. 3a zeigt einen Längsschnitt durch eine Nockenwelle für zwei parallel wirkende Gaswechselventile je Brennkraftmaschinen-Zylinder mit einem stirnseitig vorgesehenen Stellorgan zur erfindungsgemäßen Veränderung von Phasenlage und Phasenwinkel der Nocken. Ein erster Nocken für ein erstes Gaswechsel- bzw. Einlaßventil ist mit 11 bezeichnet, ein zweiter Nocken zur Betätigung eines parallel wirkenden Gaswechselventiles dieses Zylinders trägt die Bezugsziffer 12. Vorhan-

den ist ferner ein weiterer erster Nocken 11' sowie ein weiterer zweiter Nocken 12' eines weiteren Brennkraftmaschinen-Zylinders.

Die ersten Nocken 11, 11' sind auf einer ersten Nockenwelle 10 befestigt, die wie ersichtlich aus einem Stirnteil 10a sowie einem Schafftteil 10b zusammengesetzt ist, die starr miteinander verbunden sind. Die zweiten Nocken 12, 12' sind - wie der Querschnitt gemäß Fig. 3b durch die Nockenwelle zeigt - mittels eines Bolzens 21 auf der zweiten Nockenwelle 20 befestigt. Die erste Nockenwelle 10 ist hohlzylindrisch ausgebildet und kann somit die zweite als Vollwelle ausgebildete Nockenwelle 20 aufnehmen, d. h. die beiden Nockenwellen 10, 20 sind konzentrisch zueinander angeordnet. Im Bereich der Nocken 12 bzw. der Bolzen 21 sind in der äußeren ersten Nockenwelle 10 segmentförmige Aussparungen 13 vorgesehen, um einen Durchtritt des Bolzens 21 auch bei Verdrehung der inneren zweiten Nockenwelle 20 gegenüber der äußeren, ersten Nockenwelle 10 um die gemeinsame Wellenlängsachse 14 zu ermöglichen.

Teilweise innerhalb des sich topfförmig erweiternden freien Endes des Stirnteiles 10a der ersten Nockenwelle 10 ist ein Nockenwellen-Antriebsrad 15 gelagert. Dieses Antriebsrad 15 ist dabei gegenüber dem Stirnteil 10a um die Wellenachse 14 um einen gewissen Winkelbetrag verdrehbar. Somit handelt es sich bei der mit der Bezugsziffer 16 bezeichneten Schraubverbindung lediglich um eine Axialsicherung, die langlochartig ausgebildet ist und eine Verdrehung des an seinem Umfang mit Kettenzähnen 15' ausgestatteten Antriebsrades 15 gegenüber der ersten Nockenwelle 10 zuläßt.

Konzentrisch innerhalb des hohlzylindrisch ausgebildeten Antriebsrades 15 ist ein Stellbolzen 30 angeordnet. Dieser Stellbolzen 30 erstreckt sich bis in eine Aussparung 22 der zweiten Nockenwelle 20. Die Wand dieser Aussparung 22, die an der Stirnseite der zweiten Nockenwelle 20 beginnt und sich in Richtung der Wellenlängsachse 14 erstreckt, ist bereichsweise schrägverzahnt (Bezugsziffer 23). Eine Schrägverzahnung 32 gleicher Steigung befindet sich auf dem in die Aussparung 22 hineinragenden Teilbereich des Stellbolzens 30.

An diesen zweiten schräg verzahnten Teilabschnitt 32 des Stellbolzens 30 schließt sich ein längsverzahnter Teilabschnitt 33 an. Mit diesem längsverzahnten Teilabschnitt 33 liegt der Stellbolzen 30 im Inneren des Stirnteiles 10a der Nockenwelle 10. Dabei wirkt die Längsverzahnung 33 des Stellbolzens 30 mit einer Längsverzahnung 17 zusammen, die aus der Wand der notwendigerweise in diesem Bereich hohl ausgebildeten ersten Nockenwelle 10 bzw. aus der Innenwand des Stirnteiles 10a herausgearbeitet ist.

An den längsverzahnten Teilabschnitt 33 des Stellbolzens 30 schließt sich ein erster schrägverzahnter Teilabschnitt 31 an, der innerhalb des ebenfalls mit einer Schrägverzahnung 18 versehenen Nockenwellen-Antriebsrades 15 liegt.

Wird somit der Stellbolzen 30 auf nicht gezeigte Weise gemäß Pfeilrichtung 4 bewegt, so ruft dies zum

einen aufgrund der Paarung der Schrägverzahnungen 31/18 gegenüber einem stillstehenden Antriebsrad 15 eine Verdrehung des Stellbolzens 30 hervor, die über die Paarung der Längsverzahnungen 33/17 auf die erste Nockenwelle 10 im Verhältnis 1:1 übertragen wird und somit beispielsweise eine Vergrößerung der Spreizung s bewirkt. Wegen der zweiten Schrägverzahnungs-Paarung 32/23 wird gleichzeitig die zweite Nockenwelle 20 gegenüber dem Antriebsrad 15 verstärkt verdreht, so daß - wie erwünscht und im Zusammenhang mit den Fig. 1a, 1b erläutert - der Phasenwinkel p zwischen dem zweiten Nocken 12 sowie dem ersten Nocken 11 vergrößert wird.

Durch Anpassung der Steigung der einzelnen Schrägverzahnungen bzw. Schrägverzahnungs-Paarung 18/31 bzw. 23/32 kann somit festgelegt werden, in welchem Maße sich bei einer definierten Verschiebung des Stellbolzens 30 gemäß Pfeilrichtung 4 die Phasenlage/Spreizung s gemeinsam mit dem Phasenwinkel p verändert. Wie eingangs erwähnt, läßt sich hiermit die Ladungswechselfrequenz einer mit einer erfindungsgemäßen Nockenwelle inklusive Stellorgan bzw. Stellbolzen 30 ausgestatteten Brennkraftmaschine optimal auf die jeweiligen Erfordernisse hin auslegen. Desweiteren liegt ein optimaler Kraftfluß vor, da zwischen der äußeren ersten Nockenwelle 10 sowie dem Stellbolzen 30 eine Längsverzahnungs-Paarung 17/33 vorgesehen ist. Ferner wird die Dauerhaltbarkeit der zweiten Nockenwelle 20 in Verbindung mit ihren Nocken 12, 12' dadurch gesteigert, daß diese zweite Nockenwelle 20 als Vollwelle ausgebildet ist. Dabei sind eine Vielzahl von Abwandlungen von diesem ersten Ausführungsbeispiel möglich. Beispielsweise kann der erste Nocken 11 ein Einlaßventil und der zweite Nocken 12 ein Auslaßventil betätigen. Auch hiermit ist durch gleichzeitige Änderung von Phasenlage und Phasenwinkel für beide Nocken ein verbesserter Ladungswechsel erzielbar.

Fig. 4 zeigt ein Ausführungsbeispiel der Erfindung. Dargestellt ist ebenfalls ein Längsschnitt durch eine Nockenwelle für zwei parallel wirkende Gaswechselventile je Brennkraftmaschinen-Zylinder mit stirnseitig vorgesehenen Stellbolzen zur Veränderung von Phasenlage und Phasenwinkel der Nocken, wobei gleiche Bezugsziffern gleiche Bauteile wie im ersten Ausführungsbeispiel bezeichnen.

Konzentrisch innerhalb der hohlzylindrisch ausgebildeten ersten Nockenwelle 10 ist neben der zweiten Nockenwelle 20 wiederum ein ebenfalls hohlzylindrisch ausgebildeter erster Stellbolzen 30 angeordnet. Dieser erste Stellbolzen 30 ist mit der ersten Nockenwelle 10 über eine Schrägverzahnung 31 verbunden. Konzentrisch innerhalb des ersten Stellbolzens 30 ist ein zweiter Stellbolzen 40 vorgesehen, der sich bis in eine Aussparung 22 der zweiten Nockenwelle 20 hinein erstreckt. Die Wand dieser Aussparung 22, die an der Stirnseite der zweiten Nockenwelle 20 beginnt und sich in Richtung der Wellenlängsachse 14 erstreckt, ist bereichsweise schrägverzahnt. Eine Schrägverzahnung 23 gleicher

Steigung befindet sich auf dem in die Aussparung 22 hineinragenden Teilbereich des Stellbolzens 40.

Die beiden Stellbolzen 30, 40 ragen in eine Hydraulikkammer 50 hinein und tragen an ihrem Ende jeweils einen Kolben 51, 52, die zusammen mit der Hydraulikkammer 50 jeweils eine Zylinder-Kolben-Einheit bilden. Verbunden sind diese Kolben 51, 52 mit der Wand der Hydraulikkammer 50 jeweils über eine Längsverzahnung 17, so daß bezüglich dieser Hydraulikkammer 50 die beiden Kolben 51, 52 bzw. die beiden Stellbolzen 30, 40 in Richtung der Nockenwellen-Längsachse 14 verschiebbar sind, wobei gleichzeitig von der Hydraulikkammer 50 auf die beiden Stellbolzen 30, 40 ein Drehmoment um diese Wellenlängsachse übertragen werden kann. Die Außenwand der Hydraulikkammer 50 ist daher mit einem Nockenwellen-Antriebsrad 15 versehen, so daß quasi die Hydraulikkammer 50 in das Nockenwellen-Antriebsrad integriert ist. Rotiert somit das Nockenwellen-Antriebsrad 15 um die beiden Nockenwellen 10, 20 sowie den beiden Stellbolzen 30, 40 gemeinsame Wellenlängsachse 14, so werden über die Längsverzahnung 17 die beiden Stellbolzen 30, 40 und über die Schrägverzahnungen 31 bzw. 23 die beiden Nockenwellen 10, 20 mitgenommen, so daß wie gewünscht auch die Nocken 11, 12 in eine Drehbewegung um die Wellenlängsachse 14 versetzt werden.

Daneben kann der erste Stellbolzen 30 in Richtung der Wellenlängsachse 14 verschoben werden. Diese Verschiebewegung ruft aufgrund der Schrägverzahnung 31 eine Relativ-Drehbewegung der ersten Nockenwelle 10 hervor, wodurch die oben erläuterte Spreizung s der zugeordneten Ventilerhebungskurve 1 verändert wird. Wird der zweite Stellbolzen 40 in Richtung der Wellenlängsachse 14 verschoben, so ruft dies aufgrund der Schrägverzahnung 23 eine Verdrehung der zweiten Nockenwelle 20 hervor. Hierdurch wird der Phasenwinkel p zwischen der Ventilerhebungskurve 2 des zweiten Nockens 12 sowie der Ventilerhebungskurve 1 des ersten Nockens 11 verändert. Wie eingangs erwähnt, läßt sich durch gezielte Anpassung der Spreizung sowie des Phasenwinkels die Ladungswechselfrequenz einer mit einer erfindungsgemäßen Nockenwelle inklusiv Stellbolzen ausgestatteten Brennkraftmaschine optimal auf die jeweiligen Erfordernisse hin auslegen.

In Richtung der Wellenlängsachse 14 verschoben werden können die beiden Stellbolzen 30, 40 durch entsprechende Beaufschlagung der an ihnen befestigten Kolben 51, 52 mit hydraulischem Druck. Wie bereits erläutert sind die Kolben 51, 52 in einer Hydraulikkammer 50 geführt und unterteilen diese Hydraulikkammer in drei in Reihe geschaltete Hydraulikräume 53, 54, 55. Jeder dieser Hydraulikräume 53 bis 55 ist über ein individuelles Ventil 56 mit einem nicht gezeigten Hydrauliksystem derart verbindbar, daß in den einzelnen Hydraulikräumen unterschiedliche Druckverhältnisse eingestellt werden können, um über diese unterschiedlichen Druckverhältnisse eine Verschiebewegung des einen oder des anderen oder beider Kolben 51, 52 bzw. Stellbolzen 30, 40 zu

bewirken.

Ist der erste Hydraulikraum 53 abgeschlossen und wird der Druck im zweiten Hydraulikraum 54 erhöht, während gleichzeitig der Druck im dritten Hydraulikraum 55 verringert wird, so bewirkt dies eine Verschiebung des zweiten Stellbolzens 40 nach links. Hierdurch wird beispielsweise der Phasenwinkel zwischen der Ventilerhebungskurve 2 des zweiten Nockens 12 sowie der Ventilerhebungskurve 1 des ersten Nockens 11 vergrößert. Wird hingegen der Druck im Hydraulikraum 55 erhöht, während gleichzeitig der Druck im Hydraulikraum 54 verringert wird, so wird der zweite Stellbolzen 40 nach rechts verschoben, was eine gegensinnige Verdrehung der zweiten Nockenwelle 20 bewirkt und somit eine Verringerung des Phasenwinkels p hervorruft.

Wird bei konstantem Druck im Hydraulikraum 55 - dann ist das zugeordnete individuelle Ventil 56 geschlossen - der Druck im zweiten Hydraulikraum 54 erhöht und im ersten Hydraulikraum 53 verringert, so verschiebt dies den ersten Stellbolzen 30 in Richtung der Wellenlängsachse 14 nach rechts und dreht damit die erste Nockenwelle 10 beispielsweise derart, daß die Spreizung s der ersten Ventilerhebungskurve 1 vergrößert wird. Wird umgekehrt der Druck im Hydraulikraum 53 erhöht und der Druck im Hydraulikraum 54 herabgesetzt, so wird durch Linksverschiebung des ersten Stellbolzens 30 dann die Spreizung s verringert. Selbstverständlich ist es auch möglich, die Druckverhältnisse in sämtlichen drei Hydraulikräumen 53, 54, 55 gleichzeitig zu verändern und somit gleichzeitig eine Variation der Spreizung s und des Phasenwinkels p zu erzielen.

Als weitere Ausführungsbeispiele der Erfindung zeigen die Fig. 5, 6 wieder jeweils einen Längsschnitt durch eine Nockenwelle für zwei parallel wirkende Gaswechselventile je Brennkraftmaschinen-Zylinder mit stirnseitig vorgesehenen Stellbolzen zur Veränderung von Phasenlage und Phasenwinkel der Nocken. Dabei sind abermals gleiche Bauelemente mit gleichen Bezugsziffern wie in den Fig. 3, 4 bezeichnet.

Ein fester Bestandteil der ersten Nockenwelle 10 ist hier wieder das auf das vordere Ende aufgesetzte, lediglich teilweise gezeigte Stirnteil 10a. Konzentrisch innerhalb dieses hohlzylindrisch ausgebildeten Stirnteiles 10a ist ein ebenfalls im wesentlichen hohlzylindrisch ausgebildeter Stellbolzen 30 angeordnet. Dieser erste Stellbolzen 30 ist mit dem Stirnteil 10a und somit auch mit der ersten Nockenwelle 10 über eine in Richtung der Wellenlängsachse 14 orientierte Geradverzahnung 17 verbunden, so daß es möglich ist, diesen Stellbolzen 30 in bzw. gegen Pfeilrichtung 4 bezüglich des Stirnteiles 10a bzw. der Nockenwelle 10 zu verschieben. Ähnlich der Verbindung mit dem Stirnteil 10a ist der erste Stellbolzen 30 an seinem nicht gezeigten linksseitigen Ende mit einem Nockenwellen-Antriebsrad verbunden, wobei im Bereich dieser Verbindung anstelle der Geradverzahnung jedoch eine Schrägverzahnung vorgesehen ist. Das nicht gezeigte Nockenwellen-Antriebsrad wird in bekannter Weise beispielsweise über einen Kettentrieb

von der Kurbelwelle der Brennkraftmaschine angetrieben. Über das nicht gezeigte Nockenwellen-Antriebsrad sowie den ersten Stellbolzen 30 kann somit die Nockenwelle 10 in eine Drehbewegung um die Wellenlängsachse 14 versetzt werden. Wird darüber hinaus der Stellbolzen 30 zusätzlich in bzw. gegen Pfeilrichtung 4 verschoben, so erfolgt aufgrund der Schrägverzahnung zwischen dem Stellbolzen 30 sowie dem Nockenwellen-Antriebsrad eine zusätzliche Verdrehung der Nockenwelle 10 gegenüber dem Nockenwellen-Antriebsrad. Dieser Verstellmechanismus ist bei heutigen Nockenwellen-Verstellsystemen durchaus üblich und dem Fachmann daher geläufig und dient - wie ebenfalls bekannt - dazu, die Spreizung, d. h. die Phasenlage der Nocken gegenüber der Kurbelwelle zu verändern.

Der erste Stellbolzen 30 weist eine zentrische Aussparung 34 auf, in die ein zweiter Stellbolzen 40 eingesteckt ist. Dieser zweite Stellbolzen 40 ist bezüglich des ersten Stellbolzens 30 ebenfalls in bzw. gegen Pfeilrichtung 4 verschiebbar, wobei diese beiden Stellbolzen 30, 40 über eine Geradverzahnung 33 miteinander verbunden sind, so daß der erste Stellbolzen 30 bei Rotation um die Wellenlängsachse 14 den zweiten Stellbolzen 40 mitnimmt.

Mit seinem dem ersten Stellbolzen 30 entgegengesetzten Ende ragt der zweite Stellbolzen 40 in eine zentrische Aussparung 22 in der zweiten Nockenwelle 20 hinein. Derart verbunden, daß bei einer Rotation des zweiten Stellbolzens 40 um die Wellenlängsachse 14 auch die zweite Nockenwelle 20 um diese Wellenlängsachse 14 gedreht wird, ist die Nockenwelle 20 mit dem Stellbolzen 40 über eine Schrägverzahnung 23. Diese Schrägverzahnung 23 bewirkt, daß bei einer zusätzlichen Längsverschiebung des Stellbolzens 40 in bzw. gegen Pfeilrichtung 4 die Nockenwelle 20 um ein zusätzliches Maß gegenüber dem Stellbolzen 40 gedreht wird.

Mit den bisher erläuterten Bauteilen ergibt sich somit der folgende funktionale Zusammenhang:

Durch ein nicht gezeigtes Nockenwellen-Antriebsrad wird sowohl der erste Stellbolzen 30 als auch der zweite Stellbolzen 40 um die Wellenlängsachse 14 gedreht, wobei diese beiden Stellbolzen 30, 40 jeweils für sich betrachtet die ihnen zugeordneten Nockenwellen 10, 20 mitnehmen. Somit drehen sich zunächst die beiden Nockenwellen 10, 20 analog dem nicht gezeigten Nockenwellen-Antriebsrad um die Wellenlängsachse 14.

Wird darüber hinaus lediglich der erste Stellbolzen 30 in bzw. gegen Pfeilrichtung 4 verschoben, so führt dies aufgrund der geschilderten Schrägverzahnung zwischen diesem ersten Stellbolzen 30 sowie dem nicht gezeigten Nockenwellen-Antriebsrad zu einer zusätzlichen Verdrehung des ersten Stellbolzens 30 gegenüber dem Nockenwellen-Antriebsrad. Dies bedeutet, daß ebenso die erste Nockenwelle 10 und aufgrund der Übertragung über den zweiten Stellbolzen 40 auch die zweite Nockenwelle 20 um dieses zusätzliche Maß gegenüber dem Nockenwellen-Antriebsrad verdreht werden. Dabei werden die beiden Nockenwellen 10, 20 jeweils um den glei-

chen Betrag gegenüber dem Nockenwellen-Antriebsrad verdreht, so daß hierdurch für beide Nocken 11, 12 die Spreizung s in gleichem Umfang verändert wird; ein Phasing, d. h. eine Veränderung des ggf. zwischen den beiden Nocken 11, 12 vorliegenden Phasenwinkels p tritt hierbei jedoch nicht auf.

Wird hingegen zusätzlich zum ersten Stellbolzen 30 oder auch unabhängig von diesem der zweite Stellbolzen 40 in bzw. gegen Pfeilrichtung 4 bewegt, so führt dies aufgrund der Schrägverzahnung 23 zu einer zusätzlichen Verdrehung der zweiten Nockenwelle 20 gegenüber der ersten Nockenwelle 10, und somit zu einer Veränderung des Phasenwinkels P .

In diesem Zusammenhang ist es von besonderer Bedeutung, daß der Zweite Stellbolzen 40 an einem Ende mit einer Geradverzahnung 33 und am anderen Ende mit einer Schrägverzahnung 23 versehen ist, wobei es selbstverständlich auch möglich wäre, die Geradverzahnung zwischen dem zweiten Stellbolzen 40 und der zweiten Nockenwelle 20 sowie die Schrägverzahnung zwischen dem zweiten Stellbolzen 40 und dem ersten Stellbolzen 30 vorzusehen. Wesentlich ist nämlich, daß systembedingt im Bereich der Schrägverzahnung 23 deutlich höhere Reibkräfte auftreten als im Bereich der Geradverzahnung 33. Dies bedeutet, daß mit der gezeigten Anordnung ausgehend von der in den Fig. 5, 6 dargestellten Position dann, wenn der Stellbolzen 30 geringfügig in Pfeilrichtung 4 nach links verschoben wird, der zweite Stellbolzen 40 aufgrund der höheren Reibkräfte im Bereich der Schrägverzahnung 23 nicht mitgenommen wird. Vielmehr tritt bei einer geringfügigen Verschiebung des ersten Stellbolzens 30 in Pfeilrichtung 4 eine Relativbewegung zwischen dem ersten Stellbolzen 30 sowie dem zweiten Stellbolzen 40 auf.

Wird hingegen ausgehend von der in den Fig. 5, 6 gezeigten Position der erste Stellbolzen 30 gegen Pfeilrichtung 4 nach rechts verschoben, so bewirkt dies - da der zweite Stellbolzen 40 in der zentrischen Aussparung 34 des ersten Stellbolzens 30 auf Anschlag 60a liegt - ebenfalls eine Verschiebung des zweiten Stellbolzens 40 gegen Pfeilrichtung 4.

Das heißt, daß bei einer Verschiebung des Stellbolzens 30 in Pfeilrichtung 4 ausgehend von der gezeigten Position lediglich die Spreizung s der Nocken 11, 12 verändert wird, der Phasenwinkel p zwischen diesen Nocken jedoch unverändert bleibt. Bei einer Verschiebung des ersten Stellbolzens 30 gegen Pfeilrichtung 4 hingegen wird neben der Spreizung s zusätzlich der Phasenwinkel p verändert.

Die bisherigen Erläuterungen gelten in gleicher Weise für die beiden Ausführungsbeispiele in den Fig. 5, 6. In gleicher Weise ist in den beiden Ausführungsbeispielen darüber hinaus in die linksseitige Stirnfläche des zweiten Stellbolzens 40 ein kopfschraubenähnlicher Stift 61 eingeschraubt. Dieser Stift 61 durchdringt einen Steg 62 des ersten Stellbolzens 30, wobei für den Kopf des Stiftes 61 im ersten Stellbolzen 30 linksseitig des Steges 62 eine Aussparung 63 vorgesehen ist.

Der Zweck dieses in den zweiten Stellbolzen 40 eingeschraubten Stiftes 61 ist folgender: Wie bereits erläutert, kann zur Verstellung der Spreizung s ohne Veränderung des Phasenwinkels p ausgehend von der gezeigten Position der erste Stellbolzen 30 in Pfeilrichtung 4 nach links bewegt werden. Nach einer Verschiebung um die Strecke x kommt der Steg 62 am Kopf des Stiftes 61 zum Anschlag; dieser Anschlag ist mit der Bezugsziffer 60 b bezeichnet. Wird nun der erste Stellbolzen 30 noch weiter in Pfeilrichtung 4 verschoben, so wird bei dieser Verschiebewegung der zweite Stellbolzen 40 mitgenommen. Hierdurch wird somit neben der Spreizung s auch der Phasenwinkel p zwischen dem ersten Nocken 11 sowie dem zweiten Nocken 12 verstellt. Dieser Anschlag 60b bildet somit ebenso wie der bereits erläuterte Anschlag 60a ein Mittel, mit dem in Abhängigkeit von Randbedingungen eine Relativbewegung zwischen den Stellbolzen 30, 40 verhindert werden kann. Im geschilderten Fall handelt es sich bei diesen Randbedingungen um die Position des ersten Stellbolzens 30 bezüglich des zweiten Stellbolzens 40, da in Abhängigkeit von dieser Position entweder einer der Anschläge 60a, 60b als ein eine Relativbewegung zwischen den Stellbolzen 30, 40 verhinderndes Mittel wirksam wird oder eben eine Relativbewegung zwischen diesen Stellbolzen 30, 40 ermöglicht wird.

Beim Ausführungsbeispiel nach Fig. 5 ist ein weiteres Mittel vorgesehen, welches in Abhängigkeit von Randbedingungen eine Relativbewegung zwischen den Stellbolzen 30, 40 zu verhindern vermag. Dieses Mittel ist ein regelbarer bzw. lösbarer Klemmkörper und ist im Detail als Kette von hintereinander geschalteten Dornen 71, 73, 72 ausgebildet. Die Dorne 71 sowie 73 sind querverschieblich zur Wellenlängsachse 14, d. h. in Richtung der Achse 74 verschiebbar im ersten Stellbolzen 30 gelagert. Der Dorn 72 ist ebenfalls querverschieblich zur Wellenlängsachse 14 im kopfschraubenähnlichen Stift 61 gelagert. Wird nun ausgehend von der gezeigten Position der erste Stellbolzen 30 um die Strecke y in Pfeilrichtung 4 bewegt, so kommen die im Durchmesser gleichen Dorne 71, 73, 72 übereinander zum Liegen, d. h. sämtliche Dorne liegen auf der gleichen Achse 74. Nun kann mittels des hydraulischen Systemes 80, das am Dorn 71 angreift, der Dorn 71 teilweise in die im Stift 61 vorgesehene Aufnahmebohrung für den Dorn 72 eindringen. Hierdurch wird der Stift 72 ebenso wie der Dorn 71 gemäß der Zeichnungsdarstellung nach oben geschoben und gelangt somit teilweise in die im Stellbolzen 30 vorgesehene Aufnahmebohrung für den Dorn 72. Dabei wird ein Federelement 75, das zwischen dem Dorn 73 sowie der Wand des Stellbolzens 30 eingespannt ist, zusammengedrückt. Über die Dorne 71, 72 ist nunmehr der Stift 61 mit dem ersten Stellbolzen 30 verriegelt. Dies bedeutet, daß durch die beschriebene Aktivierung des hydraulischen Systemes 80, durch die der Dorn 71 nach oben verschoben wird, der erste Stellbolzen 30 mit dem zweiten Stellbolzen 40 verriegelt wird. Die Randbedingung, bei der somit durch diesen verriegelbaren Klemm-

körper bzw. durch die Dorne 71, 73, 72 eine Relativbewegung zwischen den beiden Stellbolzen 30, 40 verhindert wird, ist somit abermals eine definierte Position zwischen diesen beiden Stellbolzen. Zusätzlich ist jedoch eine hydraulische Ansteuerung möglich bzw. erforderlich.

Die Entriegelung dieses Klemmkörpers erfolgt durch Zurücknehmen des Druckes im hydraulischen System 80 unter Ausnützung der Kraft des Federelementes 75. Bei abnehmendem Hydraulikdruck ist es nämlich diesem Federelement 75 möglich, den Dorn 73 wieder derart zu verschieben, daß hierdurch der Dorn 72 vollständig in den Stift 61 geschoben wird, so daß hierdurch auch der Dorn 71 wieder vollständig in den ersten Stellbolzen 30 gelangt. Wird somit ausgelöst beispielsweise durch eine elektronische Steuereinheit, die irgendwelche Randbedingungen, so beispielsweise den momentanen Betriebspunkt der Brennkraftmaschine in ihrem Betriebskennfeld, auswertet, der Druck im hydraulischen System 80 erniedrigt, so ist es wieder möglich, den Klemmkörper bzw. die Dorne wie geschildert zu lösen und somit die beiden Stellbolzen 30, 40 voneinander zu entkoppeln. Danach ist somit wieder eine Relativbewegung zwischen diesen beiden Stellbolzen 30, 40 möglich.

Summarisch bedeutet dies für das Ausführungsbeispiel nach Fig. 5, daß ausgehend von der gezeigten Position zunächst der Stellbolzen 30 um die Strecke y in Pfeilrichtung 4 verschoben werden kann, wobei aufgrund der oben geschilderten Zusammenhänge (unterschiedliche Reibwerte in der Geradverzahnung 33 sowie der Schrägverzahnung 23) der zweite Stellbolzen 40 seine gezeigte Position behält. Dies bedeutet, daß bei einer Verschiebewegung um die Strecke y lediglich die Spreizung s verändert wird, der Phasenwinkel p zwischen dem ersten Nocken sowie dem zweiten Nocken 12 hingegen unverändert bleibt. Nach einer Verschiebung um die Strecke y hingegen können die beiden Stellbolzen 30, 40 miteinander verriegelt werden. Bei einer weiteren Verschiebung des ersten Stellbolzens 30 in Pfeilrichtung 4 wird nun der zweite Stellbolzen 40 mitgenommen, so daß neben der Spreizung s auch der Phasenwinkel p verändert wird. Diese Verriegelung zwischen den beiden Stellbolzen 30, 40 wird solange beibehalten, bis beispielsweise ausgelöst durch ein elektronisches Signal das hydraulische System 80 deaktiviert wird, so daß wie oben beschrieben die Verriegelung durch das Federelement 75 wieder gelöst wird. Ausgehend hiervon wird bei einer weiteren Verschiebung des Stellbolzens 30 in Pfeilrichtung 4 lediglich die Spreizung s verändert, während dann der Stellbolzen 40 wieder seine Position beibehält, so daß der Phasenwinkel p konstant bleibt. Dies gilt solange, bis der Stellbolzen 30 bzw. dessen Steg 62 mit dem Stift 61 des Stellbolzens 40 auf Anschlag 60b kommt. Nun bewirkt - wie ebenfalls bereits erläutert - eine weitere Verschiebung des Stellbolzens 30 in Pfeilrichtung 4 ebenfalls eine Verschiebung des Stellbolzens 40, so daß nunmehr neben der Spreizung

s wieder zusätzlich der Phasenwinkel p vergrößert wird. In Summe sind somit eine Vielzahl von Verstellmöglichkeiten gegeben, wobei insbesondere auch die in Fig. 2 erläuterten Zusammenhänge realisiert werden können. Erläutert wurden die Verhältnisse für Fig. 5 bei einer Verschiebewegung des ersten Stellbolzens 30 in Pfeilrichtung 4; entsprechendes gilt selbstverständlich auch für die entgegengesetzte Bewegungsrichtung.

Das Ausführungsbeispiel nach Fig. 6 weist ebenfalls die beiden Stellbolzen 30, 40 sowie den im zweiten Stellbolzen 40 vorgesehenen kopfschraubenähnlichen Stift 61 auf, so daß bei diesem Ausführungsbeispiel ebenfalls die beiden Anschläge 60a, 60b zur Wirkung kommen. Als weiteres Mittel, das eine Relativbewegung in Abhängigkeit von Randbedingungen zwischen den beiden Stellbolzen 30, 40 verhindert, ist hierbei jedoch ein Vortriebsmittel 90 für den zweiten Stellbolzen 40 vorgesehen. Betätigt wird dieses Vortriebsmittel 90 abermals durch ein hydraulisches System, das die Bezugsziffer 80 trägt. Wie ersichtlich ist das Vortriebsmittel 90 als Kolben ausgebildet, der mit dem zweiten Stellbolzen 40 verbunden ist, und der innerhalb eines Zylinders geführt ist, der durch eine Aussparung 81 in der zweiten Nockenwelle 20 gebildet ist. Wie bei hydraulischen Zylinder-Kolben-Systemen üblich ist an Stirnseiten des Zylinders bzw. der Aussparung 81 je ein Versorgungs-/Entsorgungskanal 82 vorgesehen. Durch entsprechende Befüllung der Aussparung 81 linksseitig bzw. rechtsseitig des Kolbens bzw. des Vortriebsmittels 90 ist es somit möglich, das Vortriebsmittel 90 und somit auch den zweiten Stellkolben 40 wie gewünscht zu bewegen. Durch entsprechende Ansteuerung des hydraulischen Systems 80 kann somit der zweite Stellbolzen 40 so positioniert werden, daß einer der beiden Anschläge 60a, 60b wirksam wird oder daß der erste Stellbolzen 30 bewegt werden kann, ohne dabei den zweiten Stellbolzen 40 mitzunehmen. Die Ansteuerung des hydraulischen Systems 80 ist dabei äußerst einfach zu realisieren, da lediglich dafür gesorgt werden muß, daß entweder einer der Anschläge 60a, 60b zum Wirken kommt, oder daß eine Relativbewegung zwischen den beiden Stellbolzen 30, 40 möglich ist. Nicht unbedingt erforderlich hingegen ist es, durch das Vortriebsmittel 90 den zweiten Stellbolzen 40 in gewünschter Weise so exakt zu positionieren, daß sich ein definierter Phasenwinkel zwischen dem ersten Nocken 11 sowie dem zweiten Nocken 12 einstellt. Dies kann im wesentlichen durch geeignete Abstimmung der Schrägverzahnung 23 in Verbindung mit den jeweiligen Positionen des ersten Stellbolzens 30 erreicht werden.

In Summe ist es mit den gezeigten Anordnungen somit möglich, an einer Hubkolben-Brennkraftmaschine mit zumindest zwei Gaswechselventilen je Zylinder entweder nur die Spreizung der zugehörigen Ventilerhebungskurven zu verändern oder auch zusätzlich den Phasenwinkel zwischen diesen beiden Ventilerhebungskurven zu variieren. Dies geschieht mit Hilfe eines oder auch beiden Stellbolzen 30, 40, die über Schrägverzahnung

nungen eine entsprechende Verdrehbewegung der den jeweiligen Gaswechselventilen zugeordneten Nockenwellen 10, 20 bewirken. Werden bei den Fig. 4 bis 6 die beiden Stellbolzen 30, 40 bewegt, so wird neben der Spreizung s auch der Phasenwinkel p verändert, wird hingegen nur der erste Stellbolzen 30 bewegt, so bewirkt dies lediglich eine Veränderung der Spreizung s . Eine Relativbewegung zwischen den beiden Stellbolzen, die bei den Fig. 5, 6 dann auftritt, wenn lediglich der erste Stellbolzen 30 bewegt wird, wird dadurch ermöglicht, daß zwischen dem ersten Stellbolzen 30 sowie dem zweiten Stellbolzen 40 eine Geradverzahnung vorgesehen ist, während zwischen dem zweiten Stellbolzen 40 sowie der diesem zugeordneten Nockenwelle 20 eine höhere Reibkräfte hervorrufende Schrägverzahnung vorgesehen ist. Zusätzlich sind bei den Fig. 5, 6 die bereits beschriebenen Mittel vorgesehen, mit Hilfe derer eine derartige Relativbewegung verhindert werden kann.

Patentansprüche

1. Hubkolben-Brennkraftmaschine mit zumindest zwei insbesondere parallel wirkenden Gaswechsel-Ventilen je Zylinder, die von relativ zueinander verstellbaren Nocken (11, 12), deren Nockenwellen konzentrisch zueinander angeordnet sind, betätigt werden, wobei neben dem Phasenwinkel (p) zwischen den Nocken (11, 12 bzw. 1, 2) auch die Phasenlage (spreizungs) zwischen sämtlichen insbesondere parallel wirkenden Nocken (11, 12 bzw. 1, 2) sowie der mit dem Hubkolben zusammenwirkenden Kurbelwelle veränderbar ist, dadurch gekennzeichnet, daß zur individuellen Verstellung der insbesondere beiden Nockenwellen (10, 20) gegenüber der Kurbelwelle zwei in Wellenlängsrichtung (14) verschiebbare konzentrisch zueinander angeordnete Stellbolzen (30, 40) vorgesehen sind, die jeweils über Schrägverzahnungen (31, 23) mit einerseits der zugeordneten Nockenwelle (10, 20) und andererseits einem Nockenwellen-Antriebsrad (15) in Verbindung stehen.
2. Brennkraftmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Stellbolzen (30, 40) Kolben (51, 52) tragen, die eine gemeinsame Hydraulikkammer (50) für die insbesondere beiden Kolben (51, 52) in insbesondere drei in Reihe geschaltete Hydraulikräume (53, 54, 55) unterteilen.
3. Brennkraftmaschine nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Hydraulikräume (53, 54, 55) über individuelle Ventile (56) mit einem Hydrauliksystem verbindbar sind, um durch individuelle Ansteuerung der Ventile (56) gewünschte Druckverhältnisse zwischen den Hydraulikräumen herzustellen und somit den gewünschten Stellbolzen (30, 40) wie gewünscht zu verschieben.
4. Brennkraftmaschine nach Anspruch 2 oder 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Hydraulikkammer (50) in das Nockenwellen-Antriebsrad (15) integriert ist.
5. Hubkolben-Brennkraftmaschine mit zumindest zwei insbesondere parallel wirkenden Gaswechsel-Ventilen je Zylinder, die von relativ zueinander verstellbaren Nocken (11, 12), deren Nockenwellen konzentrisch zueinander angeordnet sind, betätigt werden, wobei neben dem Phasenwinkel (p) zwischen den Nocken (11, 12 bzw. 1, 2) auch die Phasenlage (Speizungs) zwischen sämtlichen insbesondere parallel wirkenden Nocken (11, 12 bzw. 1, 2) sowie der mit dem Hubkolben zusammenwirkenden Kurbelwelle veränderbar ist, dadurch gekennzeichnet, daß zur Verstellung der beiden Nockenwellen (10, 20) gegenüber der Kurbelwelle zwei in Wellenlängsrichtung (14, Pfeil 4) verschiebbare Stellbolzen (30, 40) vorgesehen sind, wobei der erste Stellbolzen (30) mit der ersten Nockenjelle (10) sowie mit einem Nockenwellen-Antriebsrad (15) jeweils über eine Verzahnung (17), von denen zumindest eine als Schrägverzahnung ausgeführt ist, verbunden ist, und wobei der zweite Stellbolzen (40) mit der zweiten Nockenwelle (20) und dem ersten Stellbolzen (30) jeweils über eine Verzahnung (33, 23), von denen eine als Schrägverzahnung (23) und eine als Geradverzahnung (33) ausgeführt ist, verbunden ist, und wobei ein in Abhängigkeit von Randbedingungen eine Relativbewegung zwischen den Stellbolzen (30, 40) verhinderndes Mittel vorgesehen ist.
6. Brennkraftmaschine nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß das die Relativbewegung zwischen den Stellbolzen (30, 40) verhindernde Mittel ausgebildet ist als
 - Anschlag (60a, 60b) zwischen den Stellbolzen und/oder
 - verriegelbarer bzw. lösbarer Klemmkörper und/oder
 - Vortriebsmittel (90) für den zweiten Stellbolzen (40).
7. Brennkraftmaschine nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß zum Verriegeln/Lösen des Klemmkörpers und/oder für das Vortriebsmittel (90) ein hydraulisches System (80) vorgesehen ist.
8. Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 5 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen den beiden

Stellbolzen (30, 40) für eine Bewegungsrichtung ein erster, direkter Anschlag (60a), sowie für die andere Bewegungsrichtung ein zweiter, ausgehend vom ersten Anschlag (60a) eine gewisse Relativbewegung ermöglichender zweiter Anschlag (60b) vorge-
5 sehen ist.

9. Brennkraftmaschine nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß der zweite Anschlag (60b) als ein in die Stirnseite des zweiten Stellbolzens (40) eingesetzter, mit einem Steg (62) des ersten Stellbolzens (30) zusammenwirkender, kopfschraubenähnlicher Stift (61) ausgebildet ist.

10. Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 5 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß der in einem der Stellbolzen (30) gelagerte Klemmkörper als zumindest ein in eine Aussparung im/am anderen Stellbolzen (40) eingreifender Dorn (71, 72, 73) ausgebildet ist, der mittels eines hydraulischen Systemes (80) und/oder mittels eines Federelementes (75) bewegbar ist.

11. Hubkolben-Brennkraftmaschine nach einem der vorangegangenen Ansprüche, gekennzeichnet durch zumindest eines der folgenden Merkmale:

- die zweite Nockenwelle (20) liegt innerhalb der ersten Nockenwelle (10)
- die zweite Nockenwelle (20) weist stirnseitig eine sich in Wellenlängsrichtung (14) erstreckende Aussparung (22) auf, deren Wand bereichsweise (23) schrägverzahnt ist
- in die Aussparung (22) ragt der Stellbolzen (40) mit Schrägverzahnung (32)
- die innere Nockenwelle (20) ist eine Vollwelle, an der die Nocken (12) über einen durchgehenden Bolzen (21) befestigt sind.

Claims

1. A reciprocating internal combustion engine with at least two, especially parallel-acting, gas exchange valves per cylinder actuated by cams (11, 12) which are adjustable relative to one another and whose camshafts are concentric with one another, wherein the phase angle (p) between the cams (11, 12 or 1, 2) and also the phase position (spread s) between all the, especially parallel-acting, cams (11, 12 or 1, 2) and the crankshaft co-operating with the reciprocating piston are variable, characterised in that two setting bolts (30, 40) movable in the longitudinal direction of the shaft (14) and disposed concentrically with one another are provided for individual adjustment of the, especially

both, camshafts (10, 20) relative to the crankshaft and are connected via respective helical gears (31, 23) on the one hand to the associated camshaft (10, 20) and on the other hand to a camshaft-driving wheel (15).

2. An engine according to claim 1, characterised in that the setting bolts (30, 40) bear pistons (51, 52) which divide a common hydraulic chamber (50) for the, especially both, pistons (51, 52) into, more particularly, three hydraulic compartments (53, 54, 55) connected in series.

3. An engine according to claim 2, characterised in that the hydraulic compartments (53, 54, 55) are connectable via individual valves (56) to a hydraulic system in order to obtain desired pressure conditions between the hydraulic compartments by individual actuation of the valves (56), thus moving the required setting bolts (30, 40) as required.

4. An engine according to claim 2 or claim 3, characterised in that the hydraulic chamber (50) is incorporated in the camshaft-driving wheel (15).

5. An engine with at least two, especially parallel-acting, gas exchange valves per cylinder actuated by cams (11, 12) which are adjustable relative to one another and whose camshafts are concentric with one another, wherein the phase angle (p) between the cams (11, 12 or 1, 2) and also the phase position (spread s) between all the, especially parallel-acting, cams (11, 12 or 1, 2) and the crankshaft co-operating with the reciprocating piston are variable, characterised in that two setting bolts (30, 40) movable in the longitudinal direction of the shaft (14, arrow 4) are provided for adjusting the two camshafts (10, 20) relative to the crankshaft, the first setting bolt (30) being connected to the first camshaft (10) and to a camshaft-driving wheel (15) via respective gears (17), at least one of which is a helical gear, and the second setting bolt (40) being connected to the second camshaft (20) and to the first setting bolt (30) via respective gears (33, 23), one of which is a helical gear (23) and one is a spur gear (33), and a means being provided preventing relative movement between the setting bolts (30, 40) in dependence on boundary conditions.

6. An engine according to claim 5, characterised in that the means preventing relative motion between the adjusting bolts (30, 40) is in the form of

- an abutment (60a, 60b) between the adjusting bolts and/or

- a lockable or releasable clamping member and/or
 - propulsion means (90) for the two setting bolts (40). 5
7. An engine according to claim 6, characterised in that a hydraulic system (80) is provided for locking and releasing the clamping member and/or for the propulsion means (90). 10
8. An engine according to any one of claims 5 to 7, characterised in that a first direct abutment (60a) for one direction of motion and a second abutment (60b) for the other direction of motion, starting from the first abutment (60a) and allowing some relative motion, are provided between the two setting bolts (30, 40). 15
9. An engine according to claim 8, characterised in that the second abutment (60b) is in the form of a cap screw-like bolt (61) inserted in the end face of the second setting bolt (40) and co-operating with a web (62) on the first setting bolt (30). 20
10. An engine according to any one of claims 5 to 9, characterised in that the clamping member mounted in one of the setting bolts (30) is at least one mandrel (71, 72, 73) engaging in a recess in/on the other setting bolt (40) and movable by a hydraulic system (80) and/or by a spring element (75). 30
11. An engine according to any one of the preceding claims, characterised by at least one of the following features: 35
- the second camshaft (20) is disposed inside the first camshaft (10), 40
 - the second camshaft (20) is formed at its end face with a recess (22) extending in the longitudinal direction (14) of the shaft and the wall of which has helical gearing at places (23),
 - the setting bolt (40) with helical gearing (32) projects into the recess (22), 45
 - the inner camshaft (20) is a solid shaft to which the cams (12) are secured by a bolt (21) passing through. 50

Revendications

1. Moteur à combustion interne à pistons linéaires comportant au moins deux soupapes d'échange de gaz agissant notamment en parallèle pour chaque cylindre, et qui sont actionnées par deux cames (11, 12) réglables l'une par rapport à l'autre et dont les 55

arbres à came sont concentriques, et en plus de l'angle de phase (p) entre les cames (11, 12 ; 1, 2) l'écartement (s) (positionnement de phase) entre toutes les cames (11, 12) ou (1, 2) agissant notamment en parallèle ainsi que les arbres à cames coopérant avec les pistons peut se modifier, caractérisé en ce que pour le réglage individuel, notamment des deux arbres à came (10, 20) par rapport au vilebrequin, il y a deux tiges de réglage (30, 40) concentriques, coulissant dans la direction de l'axe géométrique (14) des arbres, ces tiges de réglage étant reliées chaque fois par des dentures en biais (31, 23), d'une part, aux arbres à came (10, 20) associés, et, d'autre part, à une roue d'entraînement d'arbre à cames (15).

2. Moteur à combustion interne selon la revendication 1, caractérisé en ce que les tiges de réglage (30, 40) portent des pistons (51, 52) subdivisant une chambre hydraulique commune (50) pour notamment les trois chambres hydrauliques (53, 54, 55) branchées en série, délimitées par deux pistons (51, 52).

3. Moteur à combustion interne selon la revendication 2, caractérisé en ce que les chambres hydrauliques (53, 54, 55) peuvent être reliées à un système hydraulique par des soupapes individuelles (56) pour qu'une commande séparée des soupapes (56) permette de créer les conditions de pression souhaitées entre les chambres hydrauliques et de déplacer comme souhaité les tiges de réglage (30, 40) choisies.

4. Moteur à combustion interne selon la revendication 2 ou 3, caractérisé en ce que la chambre hydraulique (50) est intégrée à la roue d'entraînement (15) des arbres à came.

5. Moteur à combustion interne à piston linéaires ayant au moins deux soupapes d'échange de gaz notamment parallèles pour chaque cylindre et qui sont actionnées par des cames (11, 12) réglables l'une par rapport à l'autre et dont les arbres à came sont concentriques, et dans lequel en plus de l'angle de phase (p) entre les cames (11, 12) ou (1, 2) on peut également modifier la position de phase (écartement s) entre toutes les cames (11, 12) ou (1, 2) travaillant notamment en parallèle ainsi que l'arbre à cames coopérant avec le piston linéaire, caractérisé en ce que pour régler les deux arbres à came (10, 20) par rapport au vilebrequin, il comporte deux tiges de réglage (30, 40) coulissant dans la direction longitudinale des arbres (axe géométrique 14, flèche 4), la première tige de réglage (30) étant reliée au premier arbre à cames (10) et à une roue d'entraînement (15) des arbres à came chaque fois par une denture (17) dont au moins l'une est une denture en biais, et la seconde tige de réglage (40) est reliée

- au second arbre à cames (20) et à la première tige de réglage (30) chaque fois par une denture (33, 23) dont l'une est une denture en biais (23) et l'autre une denture droite (33) et des moyens sont prévus pour éviter un mouvement relatif entre les tiges de réglage (30, 40) en fonction de conditions aux limites. 5
- 6.** Moteur à combustion interne selon la revendication 5, caractérisé en ce que les moyens évitant le mouvement relatif entre les tiges de réglage (30, 40) sont réalisés sous la forme de : 10
- une butée (60a, 60b) entre les tiges de réglages et/ou 15
 - un organe de serrage verrouillable et déverrouillable et/ou un moyen d'entraînement (90) pour la seconde tige de réglage (40).
- 7.** Moteur à combustion interne selon la revendication 6, caractérisé par un système hydraulique (80) prévu pour verrouiller/déverrouiller l'organe de serrage et/ou le moyen d'entraînement (90). 20
- 8.** Moteur à combustion interne selon l'une des revendications 5 à 7, caractérisé en ce qu'entre les deux tiges de réglage (30, 40) il est prévu une première butée directe (60a) pour une direction de mouvement et pour l'autre direction de mouvement, il est prévu une seconde butée (60b) permettant un certain mouvement relatif à partir de la première butée (60a). 25 30
- 9.** Moteur à combustion interne selon la revendication 8, caractérisé en ce que la seconde butée (60b) est une goupille (61) en forme de vis à tête logée dans la face frontale de la seconde tige de réglage (40) et coopérant avec une âme (62) de la première tige de réglage (30). 35 40
- 10.** Moteur à combustion interne selon l'une des revendications 5 à 9, caractérisé en ce que l'organe de serrage logé dans la tige de réglage (30) est réalisé au moins sous la forme d'une broche (71, 72, 73) venant prendre dans une cavité réalisée dans ou appartenant à l'autre tige de réglage (40), cette broche étant déplacée par un système hydraulique (80) et/ou par un élément à ressort (75). 45
- 11.** Moteur à combustion interne à pistons linéaires selon l'une des revendications précédentes, caractérisé par au moins l'une des caractéristiques suivantes : 50
- le second arbre à cames (20) est logé dans le premier arbre à cames (10), 55
 - frontalement, le second arbre à cames (20) comporte une cavité (22) s'étendant dans la direction de l'axe géométrique (14) des arbres et dont la paroi est partiellement (23) munie d'une denture en biais,
 - la tige de réglage (40) pénètre par sa denture en biais (32) dans la cavité (22),
 - l'arbre à cames intérieur (20) est un arbre plein sur lequel sont fixées les cames (12) par l'intermédiaire d'une goupille traversante (21).

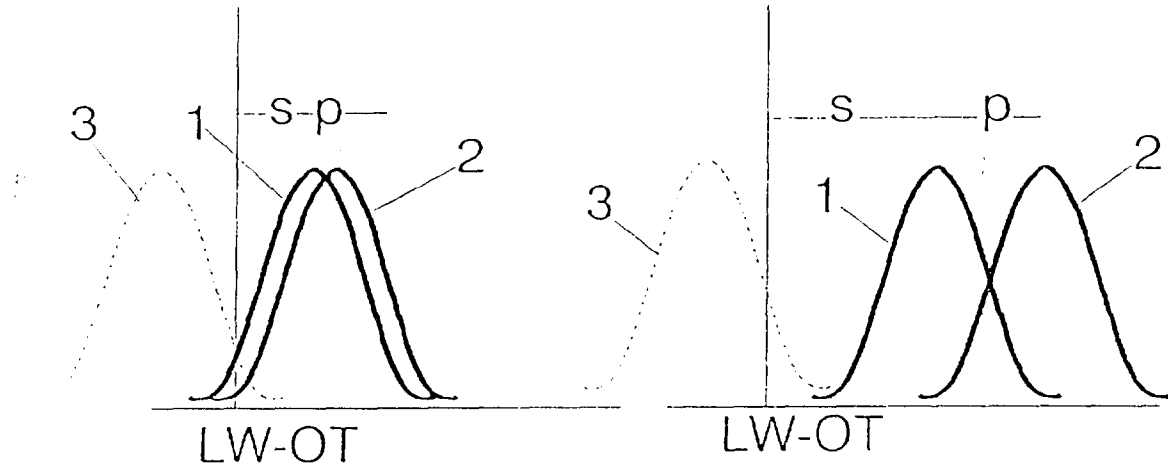


Fig. 1a

Fig. 1b

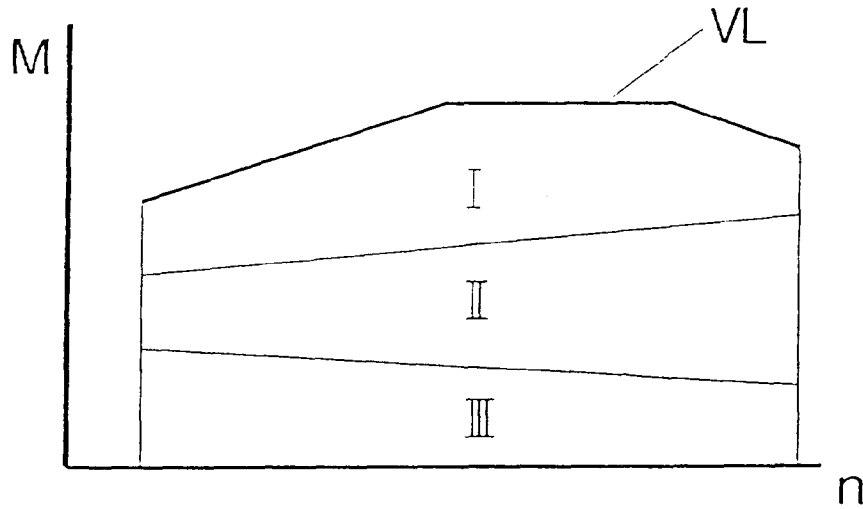
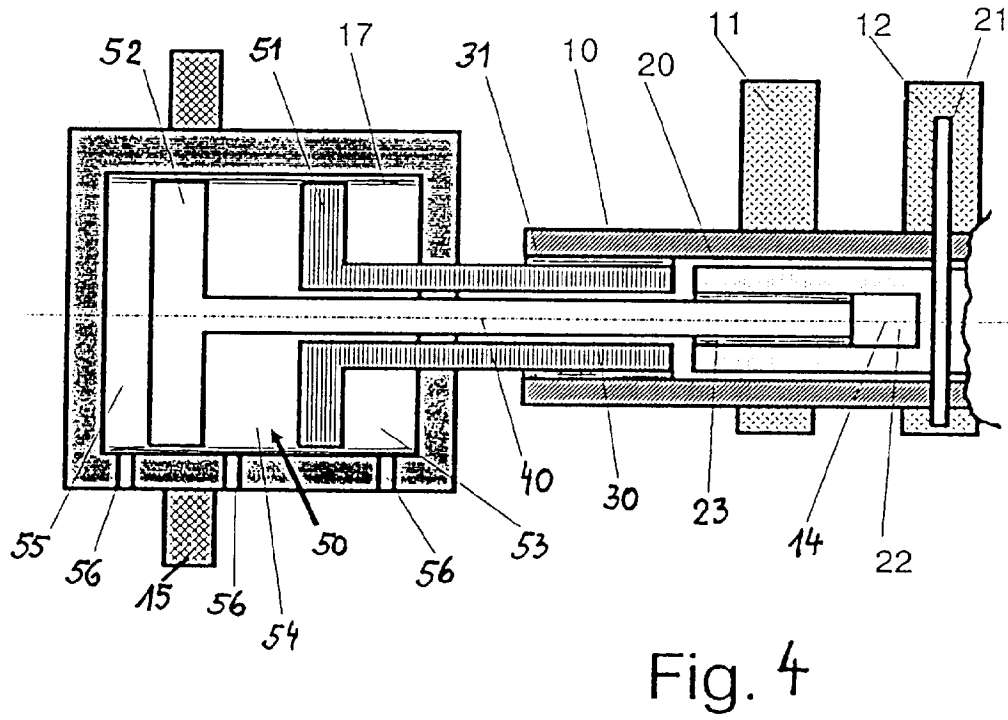
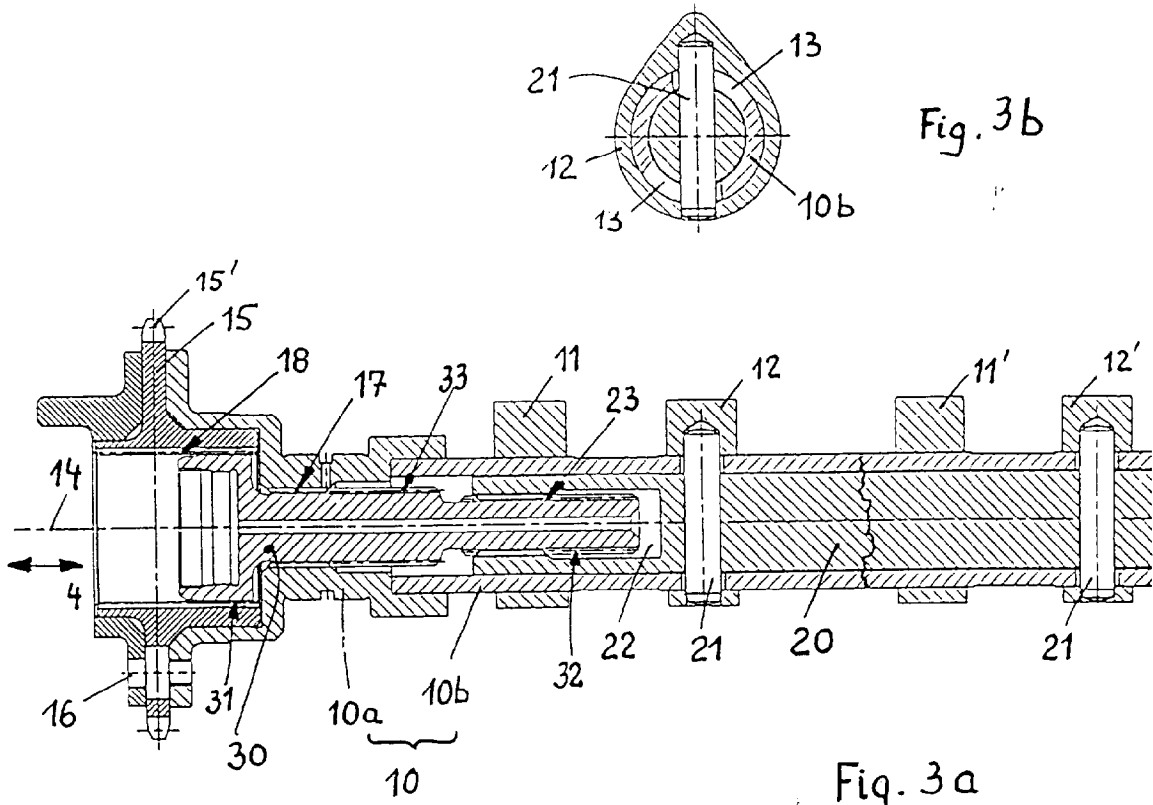


Fig. 2



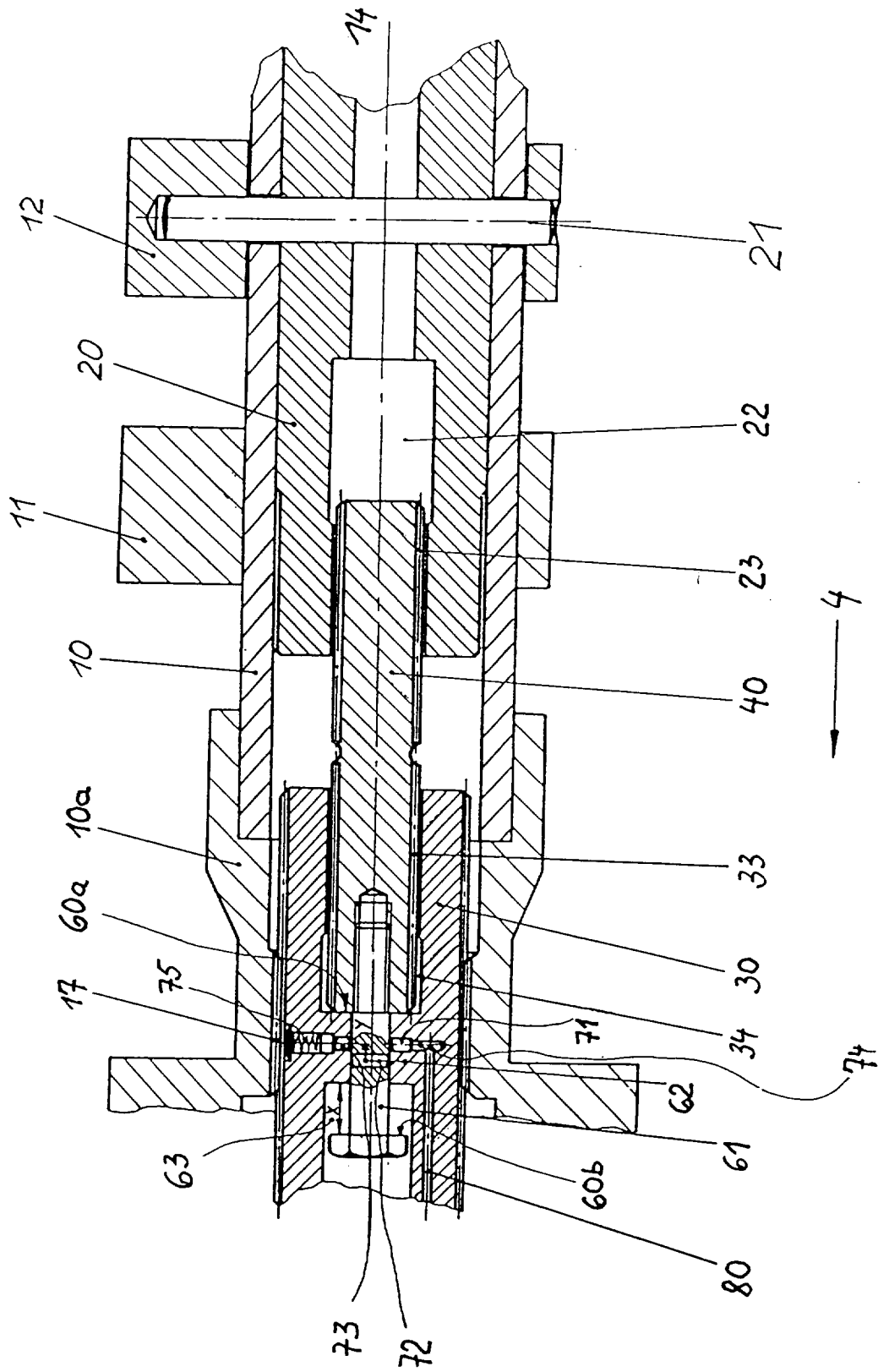


Fig. 5

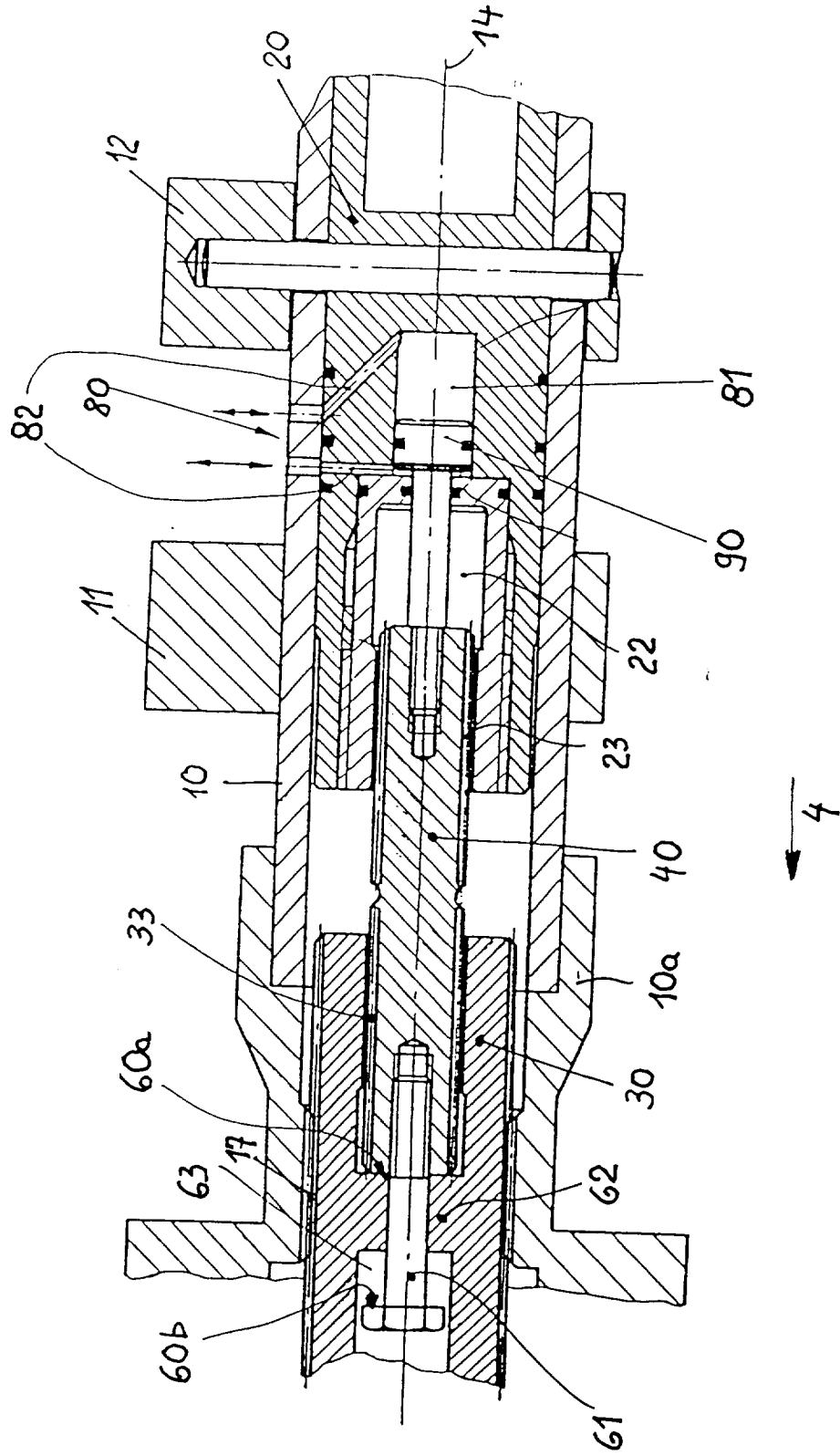


Fig. 6