



⑫ **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

④⑤ Veröffentlichungstag der Patentschrift :
29.12.93 Patentblatt 93/52

⑤① Int. Cl.⁵ : **F01L 1/24**

②① Anmeldenummer : **90915300.9**

②② Anmeldetag : **26.10.90**

⑧⑥ Internationale Anmeldenummer :
PCT/DE90/00820

⑧⑦ Internationale Veröffentlichungsnummer :
WO 91/08380 13.06.91 Gazette 91/13

⑤④ **HYDRAULISCHE VENTILSTEUERVORRICHTUNG FÜR EINE
MEHRZYLINDER-BRENNKRAFTMASCHINE.**

③⑩ Priorität : **25.11.89 DE 3939002**

④③ Veröffentlichungstag der Anmeldung :
13.11.91 Patentblatt 91/46

④⑤ Bekanntmachung des Hinweises auf die
Patenterteilung :
29.12.93 Patentblatt 93/52

⑧④ Benannte Vertragsstaaten :
DE ES FR GB IT SE

⑤⑥ Entgegenhaltungen :
DE-A- 3 511 820
DE-A- 3 815 668
US-A- 4 671 221
US-A- 4 765 288

⑦③ Patentinhaber : **ROBERT BOSCH GMBH**
Postfach 30 02 20
D-70442 Stuttgart (DE)

⑦② Erfinder : **REMBOLD, Helmut**
Öhringer Strasse 27
D-7000 Stuttgart 40 (DE)
Erfinder : **LINDER, Ernst**
Uhlandstrasse 24
D-7130 Mühlacker (DE)

EP 0 455 763 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

Stand der Technik

5 Die Erfindung geht aus von einer hydraulischen Ventilsteuervorrichtung für eine Brennkraftmaschine nach der Gattung des Hauptanspruchs.

Bei einer bekannten hydraulischen Ventilsteuervorrichtung der gattungsgemäßen Art (DE-OS 3 511 820) wird über ein 2/2-Wegeventil die Druckleitung gesteuert, indem gemäß einem speziellen Ausführungsbeispiel (Fig. 8 und 9) das Wegeventil in der einen Schaltstellung die Druckleitung mit dem Druckraum eines Ventilstößels und in der anderen Schaltstellung mit dem Druckraum eines anderen Ventilstößels verbindet und dies unter Verwendung nur eines einzigen Flüssigkeitsspeichers für beide Druckräume. Es werden also für zwei Motoreinlaßventile je eine Steuerstellung des Magnetventils und für beide Einlaßventile nur ein Speicher verwendet. Die Präzision der Steuerung, d. h. wie genau der angestrebte Öffnungszeitquerschnitt des Motorventils erreichbar ist, hängt besonders bei hohen Drehzahlen davon ab, wie groß das gesamte Ölvolumen ist, das bei der Steuerung hin und her geschoben werden muß und wieviel Steuerkanäle mit entsprechenden Steuerquerschnitten durchstromt werden müssen. Für die Kosten und die Störanfälligkeit einer solchen hydraulischen Ventilsteuervorrichtung ist vor allem das Magnetventil beachtlich, wobei bei Motoren üblicher Maximaldrehzahl die mögliche Schaltfrequenz dieser Magnetventile bei weitem nicht ausgenutzt ist.

Es ist auch schon vorgeschlagen worden (DE-A-38 156 68), bei einer gattungsgemäßen hydraulischen Ventilsteuervorrichtung den Speicherkolben als bewegliches Ventilglied auszubilden, wobei die Stirnkante des Kolbens mit einem Ventilsitz zusammenwirkt, wodurch die Verbindung zwischen Druckleitung und Speicher-
raum steuerbar ist. Der Speicherkolben dient gleichzeitig als Anker eines stromlos offenen Magnetventils, so daß bei erregtem Magnet die Druckleitung vom Speicherraum getrennt ist. Zwar ist bei dieser Lösung eine Kombination von Flüssigkeitsspeicher und Magnetventil gegeben, bei der das gleiche Teil als bewegliches Ventilglied des Magnetventils und als Speicherkolben dient, was jedoch erforderlich macht, daß für jede Ventilsteuereinheit eine solche Magnetventilspeichereinheit zur Verfügung stehen muß.

Vorteile der Erfindung

30 Die erfindungsgemäße Ventilsteuervorrichtung mit den kennzeichnenden Merkmalen des Anspruchs 1 hat demgegenüber den Vorteil, daß zur Zuschaltung des Flüssigkeitsspeichers, d. h. zum Aufsteuern der Verbindung zwischen Druckleitung und Speicherraum, der Speicherkolben nur geringfügig aus seiner Ruhelage verschoben werden muß. Für ein solches geringfügiges Verschieben sind alle möglichen Steuervorrichtungen denkbar. In jedem Fall jedoch wird der Speicherkolben nur dann weiter verschoben, wenn im Druckraum des Ventilstößels ein entsprechender hydraulischer Druck vorhanden ist, der nur dann vorhanden sein kann, wenn der Antriebsnocken auf diesen Ventilstößel wirkt. Demnach bleibt bei all jenen Ventilsteuereinheiten, bei denen der Antriebsnocken gerade nicht wirksam ist, das Verschieben des Speicherkolbens aus seiner Ruhelage ohne weitere Wirkung. Für diese Steuerung dient vorzugsweise die Bodenkante des Speicherkolbens, die mit einem feststehenden Sitz zusammenwirkt, so daß in der Ruhe- oder Ausgangslage des Speicherkolbens der Druckkanal radial durch die Mantelfläche des Speicherkolbens begrenzt wird, während der Speicherraum durch die Stirnfläche begrenzt ist. Hierfür kann beispielsweise im Bereich des Sitzes eine Ringnut um die Mantelfläche gebildet sein, so daß der Druckkanal in diese Ringnut mündet, so wie bei der oben genannten bereits früher vorgeschlagenen Ventilsteuervorrichtung. Allerdings ist dieses "Speichermagnetventil" stromlos geöffnet, so daß bei nicht erregtem Magnet der vom Druckraum über den Druckkanal sich während der Aufsteuerwirkung des Antriebsnockens ausdehnende Druck vom Speicherraum her den Speicherkolben verschiebt, als auch bei Ausfallen des Stromnetzes. Hierdurch soll zwar sichergestellt werden, daß bei Steckerabfall am Magnetventil der Motor nicht durchgehen kann, dies jedoch auf Kosten einer erheblichen Funktionseinengung, abgesehen von einem recht komplizierten Aufbau dieses "Speichermagnetventils". Die erfindungsgemäße Ventilsteuervorrichtung hingegen ermöglicht ein Abkoppeln der eigentlichen Steuereinrichtung von dem hochdruckbelasteten Ventilspeicher.

Statt einer Sitzsteuerung kann natürlich auch eine Schiebersteuerung des Speicherkolbens vorgesehen sein gemäß der erst nach Zurücklegung eines bestimmten Minimalweges des Speicherkolbens der Druckkanal mit dem Speicherraum verbunden wird.

Nach der Ausgestaltung der Erfindung ist der Speicherkolben mittels eines Steuerkolbens aus seiner Ruhelage verschiebbar, wobei der Steuerkolben für seine Verstellung, die die Verschiebung des Speicherkolbens zur Folge hat, durch Steuerflüssigkeit niederen Drucks in seinem Arbeitsraum beaufschlagbar, die von einer Flüssigkeitsquelle (Motorölkreislauf) her über eine Steuerleitung dem Arbeitsraum zuleitbar ist und wobei die Steuerleitung durch das Magnetventil steuerbar ist. Hierdurch ist eine klare Trennung zwischen dem Hoch-

druckteil mit Druckraum und Speicherraum einerseits und dem Niederdruckteil bzw. Steuerteil mit Arbeitsraum und Steuerflüssigkeit erreicht. Das Magnetventil wird dadurch grundsätzlich nur noch von niederem Hydraulikdruck beaufschlagt, so daß mangels Ölkompensation eine genauere Steuerung einhaltbar ist. Natürlich ist eine entsprechende Abstimmung erforderlich zwischen der den Speicherkolben belastenden Feder und dem Druck der Flüssigkeitsquelle bzw. dem Durchmesser des Steuerkolbens, damit, erst wenn die Steuerflüssigkeit den Steuerkolben beaufschlagt, der Speicherkolben aus seiner Ruhelage verschoben werden kann, wobei er aus seiner Ventilgliedfunktion in seine Speicherfunktion übergeht. Durch diese Entkoppelung der beiden Hydraulikkreise ist es problemlos möglich, über ein einfaches 2/2-Magnetventil mehrere aber mindestens zwei Steuerkolben zu betätigen, mit entsprechendem Verschieben der zugeordneten Speicherkolben aus der Ruhelage. Diejenigen Speicherkolben, deren zugeordneter Druckraum vom Antriebsnocken her gerade nicht unter Hochdruck steht, gelangen nach Abbau des Steuerdrucks durch deren Speicherfeder angetrieben sofort wieder in ihre Ausgangslage. Der Speicherkolben jedoch, der durch den Hochdruck im Druckraum des zugeordneten Ventilstößels beaufschlagt ist, wird entgegen der Kraft der Speicherfeder, durch aus dem Druckraum verdrängte Flüssigkeit verschoben.

Nach einer vorteilhaften Ausgestaltung der Erfindung ist der Steuerkolben zusätzlich in Richtung Speicherkolben durch eine Feder belastet. Obwohl es sich hier um eine relativ schwache Feder handelt, wird doch damit gewährleistet, daß eine formschlüssige Verbindung zwischen Speicherkolben und Steuerkolben besteht, um dadurch irgend einen Steuerfehler verursachenden Vorlauf zu vermeiden.

Nach einer weiteren vorteilhaften Ausgestaltung der Erfindung dient zur Bewegungs- und Kraftübertragung zwischen Steuerkolben und Speicherkolben ein radial dichtend geführter Druckbolzen. Ein solcher Druckbolzen ermöglicht eine weitgehend freie Querschnittswahl des Steuerkolbens, so daß trotz niederem Druck der Steuerflüssigkeit eine ausreichende Stellkraft für ein sicheres Abheben des Speicherkolbens aus seiner Ruhelage gewährleistet ist. Zudem sind die Reibungskräfte einer Radialdichtung an einem solchen Druckbolzen niedriger als bei einem Steuerkolben verhältnismäßig großen Durchmessers.

Nach einer weiteren vorteilhaften Ausgestaltung der Erfindung, die auch für sich beansprucht ist und sich auf eine mehrzylindrige Brennkraftmaschine bezieht, bei der jedem Motorzylinder eine Ventilsteuereinheit zugeordnet ist, werden gleichzeitig mehrere solche Druckleitungen durch je nur ein Magnetventil gesteuert, in dem jeweils immer nur solche Ventilsteuereinheiten durch das Magnetventil gesteuert werden, bei deren durch die Motornockenwelle mit Antriebsnocken bewirkten Antrieb eine zeitliche Überschneidung nicht stattfindet. Vorteilhafterweise können so mit nur einem Magnetventil mehrere den Druckraum des Ventilstößels mit dem jeweiligen Speicherraum verbindende Druckleitungen gesteuert werden, so daß Kosten für nicht erforderliche Magnetventile eingespart werden und außerdem die Störanfälligkeit gesenkt wird. Darüber hinaus können die Speicher sehr dicht neben den Ventilstößeln angeordnet werden, um dadurch das Steuervolumen sowie das Bauvolumen möglichst klein zu halten. Die für eine gute Präzision der Steuerung wichtige Zuordnung von jeweils einem Ventilstößel zu einem Speicherkolben bleibt vorteilhafterweise erhalten.

Nach einer weiteren vorteilhaften Ausgestaltung der Erfindung dient als Flüssigkeitsquelle unter Förderdruck stehendes Motoröl, das den üblicherweise bei jedem Motor vorhandenen Motorölkreislauf ohne zusätzliche Pumpe entnehmbar ist. Statt dem Motorölkreislauf kann jedoch bei vielzylindrigen Brennkraftmaschinen ein extra Steuerölkreislauf für die Motorventilsteuerung vorhanden sein.

Nach einer weiteren vorteilhaften Ausgestaltung der Erfindung ist der Arbeitsraum des Steuerkolbens an die Steuerleitung stromauf des Magnetventils angeschlossen, wobei stromauf dieses Anschlusses eine Drossel in der Steuerleitung vorhanden ist. Durch diese Drossel erfolgt eine Abkopplung für den Bereich zwischen Drossel und Magnetventil, so daß bei geöffnetem Magnetventil der Druck in diesen Zwischenabschnitt soweit abfällt, daß der Steuerkolben bzw. Speicherkolben durch die Speicherfeder belastet in deren Ausgangs- bzw. Ruhelage bleiben. Es handelt sich also um eine Art Passivsteuerung, bei der nur dann eine Verstellung erfolgt, wenn das Magnetventil geschlossen ist und dadurch ein Staudruck in der Steuerleitung entsteht.

Nach einer weiteren vorteilhaften Ausgestaltung der Erfindung ist das Magnetventil als 2/2-Wegeventil ausgebildet. Entsprechend dem Einsatz kann ein solches Ventil äußerst einfach ausgebildet sein, da eine absolute Dichtheit nicht erforderlich ist und Leckagen solange nicht störend wirken wie die über die Drossel nachströmende Ölmenge den Staudruck aufrecht erhält. Die bei geöffnetem Magnetventil kontinuierlich durchströmende Steuerflüssigkeit bewirkt ein gleichmäßiges Auffüllen aller Räume und dabei ein gleichmäßiges Erneuern der in der Steuerleitung befindlichen Flüssigkeit.

Nach einer weiteren anderen vorteilhaften Ausgestaltung der Erfindung ist der Arbeitsraum des Steuerkolbens stromab des Magnetventils an die Steuerleitung angeschlossen. Hierdurch wird erreicht, daß die Pumpe für die Steuerflüssigkeit weniger belastet ist, da für den Steuervorgang nur geringe Flüssigkeitsmengen ersetzt werden müssen, nämlich das was der Steuerkolben bei seinem Hub schluckt. Zudem kann aufgrund verhältnismäßig großer möglicher Querschnitte ein schnelles Reagieren bei der Steuerkolbenbetätigung erzielt werden.

Nach einer vorteilhaften Ausgestaltung der Erfindung ist hierbei das Magnetventil als 3/2-Wegeventil ausgebildet. Hierdurch ist ein präziseres Schaltverhalten erzielbar, wobei beispielsweise aufgrund der geringen für die Steuerung zu bewegendes Flüssigkeitsmenge mit einem Hydraulikspeicher gearbeitet werden kann.

Nach einer weiteren vorteilhaften beide oben beschriebenen Varianten betreffenden Ausgestaltung der Erfindung ist der Speicherraum über eine Ausgleichsleitung mit der Flüssigkeitsquelle (Motorölkreislauf) niederen Drucks verbunden, wobei in der Ausgleichsleitung ein in Richtung Speicherraum öffnendes Rückschlagventil angeordnet ist. Hierdurch wird erreicht, daß, solange der Speicherkolben in seiner Ruhelage ist, im Speicherraum ein definierter Vordruck besteht, um dadurch die am Speicherkolben in dessen Ruhelage angreifenden Kräfte definiert zu halten. Eine entsprechende Auffüllereinrichtung für den Druckkanal bzw. Druckraum ist an sich bekannt.

Weitere Vorteile und vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung sind der nachfolgenden Beschreibung, der Zeichnung und den Ansprüchen entnehmbar.

Zeichnung

Zwei Ausführungsbeispiele des Gegenstandes der Erfindung sind in der Zeichnung dargestellt und im folgenden näher beschrieben. Es zeigen

- Fig. 1 einen Längsschnitt durch die Ventilsteuervorrichtung eines Ventils des ersten Ausführungsbeispiels
- Fig. 2 einen entsprechenden Ausschnitt aus einer Ventilsteuervorrichtung des zweiten Ausführungsbeispiels und
- Fig. 3 ein Steuerdiagramm der Ventilsteuervorrichtung für eine 4-Zylinder-Brennkraftmaschine

Beschreibung des Ausführungsbeispiels

In Fig. 1 ist ein erstes Ausführungsbeispiel einer erfindungsgemäßen hydraulischen Ventilsteuervorrichtung im Längsschnitt sowie als Hydraulikschaltplan dargestellt, die zwischen einem einen Ventilteller tragenden Ventilschaft 2 und einem mit einer Nockenwelle 3 umlaufenden Antriebsnocken 4 angeordnet ist. Der Ventilschaft 2 ist in einem Ventilgehäuse 5 axial verschiebbar geführt und ist in Schließrichtung des Ventils durch Ventilschließfedern 6 und 7 belastet, wodurch der Ventilteller 1 auf einen Ventilsitz 8 im Ventilgehäuse 5 gepreßt wird. Der Ventilteller 1 steuert eine zwischen ihm und dem Ventilsitz 8 bei geöffnetem Ventil gebildete Ventileinlaßöffnung 9.

Die hydraulische Ventilsteuervorrichtung weist ein in das Ventilgehäuse 5 eingesetztes Steuergehäuse 11 auf, in welchem eine Gehäusekammer und achsgleich zu dieser eine Federkammer 12 angeordnet sind, wobei in der Federkammer 12 die Ventilschließfedern 6 und 7 koaxial zueinander untergebracht sind. Im Steuergehäuse 11 ist von unten her ein mit dem Ventilschaft 2 verankerter und axial verschiebbarer sowie durch die Ventilschließfedern 6 und 7 belasteter topfförmiger Federteller 13 eingeschoben. In einer zentralen axial durchgehenden Bohrung 14 des Steuergehäuses 11 ist ein mit dem Ventilschaft 2 des Einlaßventils zusammenwirkender Ventilkolben 15 und über diesem ein Arbeitskolben 16 eines Nockenkolbens 17 axial verschiebbar angeordnet. Der Arbeitskolben 16 ist durch eine Rückstellfeder 18 belastet, die sich einerseits am Steuergehäuse 11 abstützt und andererseits an einem Flansch des Arbeitskolbens 16 angreift und dabei den Nockenkolben 17 an den Ventilsteuernocken 4 preßt.

Zwischen den einander zugewandten Stirnflächen des Ventilkolbens 15 und des Arbeitskolbens 16 ist in der Gehäusebohrung 14 ein mit Öl gefüllter Druckraum 19 eingeschlossen, wobei die wirksame Länge des gesamten Ventilstößels durch die Ölmenge bestimmt wird, die im Druckraum 19 vorhanden ist. Bei Verringern der eingeschlossenen Ölmenge ist der wirksame Öffnungshub des Einlaßventils geringer, bei Aufrechterhalten der maximalen Füllung ist dessen Hub maximal.

Der Druckraum 19 steht über einen Druckkanal 21 mit einem Speicherventil 22 in Verbindung, das einen radial dichtenden topfförmigen Speicherkolben 23 aufweist, der durch eine Speicherfeder 24 belastet ist und in seiner gestrichelt dargestellten Ruhestellung auf einem Ventilsitz aufliegt. Die untere Stirnfläche des Speicherkolbens 23 begrenzt dabei einen Speicherraum 26, während ein Teil der Mantelfläche des Speicherkolbens 23 einen diesen umgebenden Ringkanal 27 abgrenzt, in den der Druckkanal 21 mündet.

Die Ventilsteuervorrichtung arbeitet mit einem Hydraulikkreislauf, mit einer Förderpumpe 28, die aus einem Ölbehälter 29 das Steueröl ansaugt und über eine Förderleitung 31 der Steuervorrichtung zuführt. Zur Erzielung eines bestimmten Förderdrucks ist in einer von der Förderleitung 31 abzweigenden und zum Ölbehälter 29 zurückführenden Leitung 32 ein Drucksteuerventil 33 angeordnet. Die Förderleitung 31 führt einerseits zum Ringkanal 27 bzw. Druckkanal 21 und Druckraum 19 und andererseits zum Speicherraum 26. In beiden Leitungsabschnitten sind zum Ringkanal 27 bzw. zum Speicherraum 26 hin öffnende Rückschlagventile 34 und 35 angeordnet.

Den Kern der Steuerung bildet ein 2/2-Magnetventil 36, mit dem eine Steuerleitung 37 gesteuert wird, die von der Förderleitung 31 abzweigt und zu einem Arbeitsraum 38 führt, in welchem ein Steuerkolben 39 radial dichtend und axial verschiebbar durch den in der Steuerleitung 37 befindlichen Hydraulikdruck beaufschlagt ist. Der Steuerkolben 39 ist auf der dem Arbeitsraum 38 abgewandten Seite über einen Entlastungskanal 41 zu einer zum Ölbehälter 29 drucklos führenden Rücklaufleitung 42 des Hydraulikkreislaufes hin druckentlastet. Der Steuerkolben 39 ist achsgleich zum Speicherkolben 23 angeordnet, wobei zwischen den beiden einander zugewandten Stirnflächen der Kolben ein Druckbolzen 43 vorgesehen ist, der radial dichtend und axial verschiebbar im Gehäuse geführt ist.

Damit ein Formschluß über diesen Druckbolzen 43 zwischen den Kolben 23 und 39 besteht, ist der Steuerkolben 39 durch eine Feder 44 in Richtung Speicherkolben 23 belastet. Diese Feder weist nur eine geringe Kraft auf und ist von sich aus nicht in der Lage, die Kraft der Speicherfeder 24 zu überwinden. Von der Steuerleitung 37 zweigt eine Steuerleitung 45 ab, die zu einer weiteren Ventilsteuereinheit führt.

In der Steuerleitung 37 ist stromauf des Arbeitsraumes 38 jedoch stromab der Abzweigstelle der Förderleitung 31 eine Drossel 46 angeordnet. Die Steuerleitung 37 mündet stromab des Magnetventils 36 in die drucklose Rücklaufleitung 42.

Entsprechend der Ausgestaltung der Erfindung und der erfindungsgemäßen Versorgung von zwei Ventilsteuervorrichtungen durch ein Magnetventil, zweigen von der Förderleitung 31 weitere Förderleitungen 47 ab, die einerseits zu den durch das gleiche Magnetventil 36 gesteuerten Ventilsteuervorrichtungen führen und andererseits die übrigen Ventilsteuervorrichtungen der Brennkraftmaschine mit Hydrauliköl versorgen.

In Fig. 2 ist das zweite Ausführungsbeispiel dargestellt, bei dem die gesamte Ventilsteuervorrichtung der im ersten Ausführungsbeispiel entspricht und bei dem nur der eigentliche Steuerbereich bzw. der Kern der Erfindung anders ausgebildet ist. Bei diesem zweiten Ausführungsbeispiel zweigt die Steuerleitung 48 stromauf des Magnetventils 49 von der Förderleitung 31 ab. Das Magnetventil ist als 3/2-Magnetventil ausgebildet (3 Anschlüsse/2 Stellungen). Die hier als Sackleitung ausgebildete Steuerleitung 48 endet im Arbeitsraum 38 des Steuerkolbens 39, wobei der Steuerkolben 39 wie beim ersten Ausführungsbeispiel zwischen dem Druckbolzen 43 und der Feder 44 angeordnet ist. Von der Steuerleitung 48 zweigt die zweite Steuerleitung 51 ab, die zu dem Druckraum einer weiteren Ventilsteuervorrichtung führt und die ebenfalls als Sackleitung ausgebildet ist.

Die Funktion der erfindungsgemäßen hydraulischen Ventilsteuerung wird im folgenden anhand des in Fig. 3 dargestellten Diagramms erläutert. In diesem Diagramm ist über den Kurbelwellendrehwinkel °KW der Öffnungshub h von vier Einlaßventilen I, II, III und IV einer Vier-Zylinder-Brennkraftmaschine dargestellt. Die Zündfolge dieser Brennkraftmaschine ist eins, drei, vier, zwei der nebeneinander angeordneten Motorzylinder mit den Einlaßventilen I bis IV.

Wie den vier Kurven der Motorventile I bis IV in Fig. 3 entnehmbar ist, besteht keine direkte Zündfolge zwischen den Zylindern der Motorventile I und IV sowie den Motorventilen III und II. Wie den Ordinaten in dieser Fig. 3 entnehmbar ist, gibt es also keine Überschneidung zwischen den Öffnungshüben der einander zugeordneten Motorventile I und IV bzw. II und III. Diese Ventilsteuerkurven entsprechen mit ihrer Maximalausführung also der höchsten Kurve V, dem Nockenverlauf des jeweiligen Antriebsnockens 4, wobei jedem Einlaßventil ein entsprechender Nocken zugeordnet ist.

Gemäß dem Diagramm in Fig. 3 wird von einem Kurbelwinkel 0 ausgegangen, wenn gerade der Nocken des Motorventils III mit seinem Ventilantrieb beginnt, der dann bis zum Schließen des Ventils bis über 200° KW gehen kann. Bei 180° KW beginnt jedoch schon der Steuernocken des Motorventils IV auf den ihm zugeordneten Nockenkolben 17 zu wirken, so daß hier das Einlaßventil des Zylinders IV bereits öffnet bevor das Einlaßventil des Zylinders III geschlossen ist. Gleiches gilt für den ab 360° KW wirksam werdenden Steuernocken 4 des Motorventils II und ab 540° KW des Aufsteuerbeginns des Motorventils I. Irgendwelche Eingriffe in den Hub eines Einlaßventil können wie oben beschrieben somit nur immer dann stattfinden, wenn auch ein Ventilsteuernocken für die Betätigung des Ventils auf den ihm zugeordneten Nockenkolben 17 wirkt.

Die jeweilige Hubsteuerung pro Einlaßventil ist bei den Ventilsteuerkurven in Fig. 3 durch die verschiedenen pro Motorventil I bis IV angegebenen Kurvenscharen für jeweils 4 verschiedene gewünschte Steuerwerte angegeben. Wie Fig. 1 entnehmbar ist, läuft beim Verdrehen der Nockenwelle 3 die Steuerfläche des Ventilsteuernockens 4 auf dem Nockenkolben 17 ab, wobei dieser entgegen der Kraft der Rückstellfeder 18 den Arbeitskolben 16 nach unten drückt und dabei über das im Druckraum 19 eingeschlossene Ölvolumen den Ventilkolben 15 einschließlich Ventilschaft 2 und Einlaßventilteller 1 entgegen der Kraft der Ventilschließfeder 6 und 7 nach unten drückt, wobei der Ventilteller 1 vom Ventilsitz 8 abhebt.

Solange noch der Speicherkolben 23 auf seinem Sitz 25 in der Ruhelage ist, kann aus dem Druckraum 19 kein Öl verdrängt werden. Die an der Mantelfläche des Speicherkolbens 23 im Ringraum 27 wirkenden Druckkräfte heben sich auf. Über das Rückschlagventil 34 kann kein Öl abströmen. Solange also diese Stellung eingenommen ist, wird das Einlaßventil maximal geöffnet, was am Beispiel des Motorventils III erläutert,

der äußeren Kurve V des Ventilsteuerdiagramms entspricht. Sobald ein kleinerer Hub entsprechend einem kleineren Zeitquerschnitt der Ventilöffnung 9 eingestellt werden soll, wird das Magnetventil 36 gesperrt, sowie es in Fig. 1 dargestellt ist, so daß das Hydrauliköl von der Förderpumpe 28 und der Förderleitung 31 nicht mehr die Steuerleitung 37 und das Magnetventil 36 zur Rücklaufleitung 42 hin durchströmen kann, sondern gesperrt wird. Solange hingegen eine Durchströmung stattfindet, d. h. solange das Magnetventil 36 offen ist, wird durch die Drossel 46 eine gewisse Abkopplung des Druckes in der Förderleitung 31 bzw. der Förderpumpe 28 zum Steuerraum 38 hin erzielt, so daß dort kein für eine Verstellung des Steuerkolbens 39 erforderlicher Druck entstehen kann. Bei gesperrtem Magnetventil 36 hingegen wird aufgrund des Flüssigkeitsstaus die Wirkung der Drossel 46 aufgehoben, so daß im Steuerraum 38 ein Steuerdruck entsteht, durch den der Steuerkolben 39 über den Druckbolzen 43 und den Speicherkolben 23 entgegen der Kraft der Feder 24 vom Sitz 25 abgehoben wird, so daß der Speicherraum 26 mit dem Ringraum 27 verbunden wird. Hierdurch überträgt sich der im Druckraum 19 befindliche Öldruck über den Druckkanal 21 in den Speicherraum 26. Erst ab Abheben des Speicherkolbens 23 vom Ventilsitz 25 kann demnach der Speicher als solcher wirksam sein, bei dem der Speicherkolben 23 gegen die Speicherfeder 24 entsprechend verschiebbar ist.

Wenn das Abheben des Speicherkolbens 23 vom Ventilsitz 25 zu einem Zeitpunkt erfolgt, zu dem der Ventilsteuernocken 4 gerade in Wirkung ist und entsprechend im Druckraum 19 ein höherer Druck besteht, so wird dadurch die weitere Aufsteuerfunktion des Einlaßventils beendet, in dem das weiterhin vom Arbeitskolben 16 verdrängte Öl über den Druckkanal 21 in den Speicher 26 gefördert wird, wobei der Speicherkolben 23 entsprechend gegen die Speicherfeder 24 verschoben wird. Im Fig. 3 ist am Beispiel des Motorventils III anhand der Kurven VI, VII, VIII gezeigt, wie groß der tatsächlich verbleibende Öffnungsquerschnitt pro °KW sein kann. Je später während des Öffnungshubs des Motorventils das Magnetventil 36 gesperrt wird, desto größer ist der Gesamtöffnungszeitquerschnitt pro Einlaßventil, wobei die unter der Kurve liegende Fläche dem effektiven Öffnungszeitquerschnitt entspricht. Während bei der Kurve VIII nicht nur der Ventilhub h besonders niedrig ist, so ist auch die Dauer in °KW bis zum Schließen des Ventils, d. h. bis die Ventilschließfedern 6 und 7 den Ventilteller 1 endgültig auf den Ventilsitz 8 gedrückt haben, verhältnismäßig kurz.

Bei dem in Fig. 2 dargestellten Ausführungsbeispiel wird dieser Steuervorgang, nämlich einer Verkleinerung des Öffnungszeitquerschnittes, durch das Öffnen des Magnetventils 49 erreicht. Erst aufgrund des sich in der Steuerleitung 48 einstellenden Staudruckes wird nach Schließen des Magnetventils 49 der Steuerkolben 39 verschoben und bewirkt die entsprechende Abhebung des Speicherkolbens 23 vom Ventilsitz 25.

Dadurch, daß bei mehrzylindrigen Brennkraftmaschinen bei der Steuerung der einzelnen Einlaßventile solche vorhanden sind, deren Steuerzeit vom Ventilsteuernocken her gesehen sich nicht mit denen von anderen überschneiden (wie oben beschrieben), können solche Ventilsteuereinheiten über jeweils nur ein Magnetventil angesteuert werden. Von den Steuerleitungen 37 und 48 gehen dann entsprechend abzweigende Steuerleitungen 45 und 51 zu diesen nicht gleichzeitig wirksamen Steuereinheiten. Sobald also beim Motorventil III bei ca. 90° KW das Magnetventil 36 sperrt, ergibt dies eine Ventilsteuerung entsprechend der Kurve VI. Die abzweigende Steuerleitung 45, die wie oben beschrieben zur Ventilsteuereinheit des Motorventils II führt, überträgt diesen Staudruck aus der Steuerleitung 37 auf den am Motorventil II vorhandenen Steuerkolben 39, der ebenfalls eine Verschiebung des Speicherkolbens 23 aus seiner Ruhelage bewirkt. Da jedoch beim Motorventil II der zugeordnete Antriebsnocken 4 unwirksam ist bzw. gerade der Grundkreis dieses Nockens mit dem Nockenkolben 17 zusammenwirkt, hat diese Steuerung keinerlei Auswirkung auf die erst bei 360° KW beginnende tatsächliche Steuerung dieses Ventils. Das Magnetventil 36 muß allerdings doppelt so oft öffnen und schließen, als wenn es nur eine einzige Ventilsteuereinheit zu steuern hätte.

Natürlich ist diese Zusammenfassung der Steuerung mehrerer Ventilsteuereinheiten durch nur ein Magnetventil entsprechend auch möglich bei Brennkraftmaschinen mit hoher Motorzylinderzahl. Maßgebend ist, daß immer solche Motorventileinheiten durch nur ein Magnetventil gesteuert werden, bei denen sich die jeweiligen Steuerzeiten nicht überschneiden.

50 Patentansprüche

1. Hydraulische Ventilsteuervorrichtung für Brennkraftmaschinen

- mit einem durch den Antriebsnocken (4) einer Motornockenwelle (3) über einen Nockenkolben (16, 17), einem an diesen angrenzenden, mit Hydraulikflüssigkeit gefüllten Druckraum (19) und einem Ventilkolben (15) axial angetriebenen Motorventil (1, 2)
- mit einem Speicher, der als Speicherventil (22) ausgebildet ist, dessen Ventilglied einen Speicherraum (26) begrenzender, von einer Speicherfeder (27) belasteter Speicherkolben (23) ist, durch den der Druckraum (19) über eine Druckleitung (21) mit dem Speicherraum (26) verbindbar ist, wobei der Speicherkolben (23) von der Speicherfeder (24) beaufschlagt in Anlage an einen den Speicher-

- raum (26) vom Druckraum (19) trennenden Ventilsitz (25) kommt,
 - und mit einem Magnetventil (36, 49) zur Steuerung der Verbindung zwischen Druckraum (19) und Speicherraum (26)
- 5 dadurch gekennzeichnet, daß der Speicherkolben (23) mittels eines verstellbaren Steuerkolbens (29) von seinem Ventilsitz (25) abhebbar ist, daß dieser Steuerkolben (39) für seine Verstellung durch Steuerflüssigkeit niedrigeren Drucks in seinem Arbeitsraum (38) beaufschlagbar ist, welche Steuerflüssigkeit von einer Flüssigkeitsquelle (28) her über eine Steuerleitung (37, 45, 48, 51) dem Arbeitsraum (38) zuleitbar ist, und daß die Steuerleitung (37, 48) durch das Magnetventil (36, 49) zur Steuerung des Druckes im
- 10 Arbeitsraum (38) steuerbar ist.
2. Ventilsteuervorrichtung nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Steuerkolben (39) zusätzlich in Richtung Speicherkolben (23) durch eine Feder (44) belastet ist.
- 15 3. Ventilsteuervorrichtung nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet**, daß zur Bewegungs- und Kraftübertragung zwischen Steuerkolben (39) und Speicherkolben (23) ein radial dichtend geführter Druckbolzen (43) dient.
- 20 4. Ventilsteuervorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, daß sie in einer mehrzylindrigen Brennkraftmaschine angeordnet ist, bei der jedem Motorzylinder eine Ventilsteuereinheit zugeordnet ist, wobei gleichzeitig mehrere solche Druckkanäle (21) zusammen durch das Magnetventil (36, 49) gesteuert werden, bei deren durch die Motornockenwelle (3) mit Antriebsnocken (4) bewirkten Antrieb keine zeitliche Überschneidung stattfindet.
- 25 5. Ventilsteuervorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, daß als Flüssigkeitsquelle (28) unter Förderdruck stehendes Motoröl dient.
6. Ventilsteuervorrichtung nach einem der Ansprüche 2 bis 5, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Arbeitsraum (38) des Steuerkolbens (39) an die Steuerleitung (37) stromauf des Magnetventils (36) angeschlossen ist, und daß stromauf dieses Anschlusses eine Drossel (46) in der Steuerleitung (37) vorhanden ist.
- 30 7. Ventilsteuervorrichtung nach Anspruch 6, **dadurch gekennzeichnet** daß das Magnetventil (36) als 2/2-Wegeventil ausgebildet ist.
8. Ventilsteuervorrichtung nach einem der Ansprüche 2 bis 6, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Arbeitsraum (38) des Steuerkolbens (39) stromab des Magnetventils (49) an die Steuerleitung (48) angeschlossen ist.
- 35 9. Ventilsteuervorrichtung nach Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet**, daß das Magnetventil (49) als 3/2-Wegeventil (49) ausgebildet ist.
- 40 10. Ventilsteuervorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Speicherraum (26) über eine Ausgleichsleitung (31) mit der Flüssigkeitsquelle (28) niederen Drucks verbunden ist, und daß in der Ausgleichsleitung (31) ein in Richtung Speicherraum (26) öffnendes Rückschlagventil (35) angeordnet ist.
- 45

Claims

1. Hydraulic valve-control device for internal-combustion engines
- 50 - with an engine valve (1, 2) actuated axially by the actuating cam (4) of an engine camshaft (3) via a cam piston (16, 17), a pressure space (19) adjacent to the latter and filled with hydraulic fluid and a valve piston (15),
- with an accumulator which is designed as accumulator valve (22), the valve member of which is an accumulator piston (23) which limits an accumulator space (26) and is loaded by an accumulator spring (27) and by means of which the pressure space (19) can be connected to the accumulator space (26) via a pressure line (21), the accumulator piston (23), loaded by the accumulator spring (24), coming to bear against a valve seat (25) separating the accumulator space (26) from the pressure space (19),
- 55 - and with a solenoid valve (36, 49) for controlling the connection between the pressure space

- (19) and the accumulator space (26),
 characterized in that the accumulator piston (23) can be lifted off from its valve seat (25) by means of an adjustable control piston (29), in that this control piston (39), for its adjustment, can be loaded in its working space (58) by control fluid of lower pressure, which control fluid can be supplied to the working space (38) from a fluid source (28) via a control line (37, 45, 48, 51), and in that the control line (37, 48) can be controlled by the solenoid valve (36, 49) in order to control the pressure in the working space (38).
2. Valve-control device according to Claim 1, characterized in that the control piston (39) is additionally loaded in the direction of the accumulator piston (23) by a spring (44).
 3. Valve-control device according to Claim 1 or 2, characterized in that a pressure pin (43) sealingly guided radially serves for transmitting movement and force between the control piston (39) and accumulator piston (23).
 4. Valve-control device according to one of the preceding claims, characterized in that it is arranged in a multi-cylinder internal-combustion engine, in which a valve-control unit is assigned to each engine cylinder, the solenoid valve (36, 49) simultaneously controlling together several of those pressure channels (21), during the actuation of which, brought about by the engine camshaft (3) with actuating cams (4), no time overlap takes place.
 5. Valve-control device according to one of the preceding claims, characterized in that engine oil which is under feed pressure serves as a fluid source (28).
 6. Valve-control device according to one of Claims 2 to 5, characterized in that the working space (38) of the control piston (39) is connected to the control line (37) upstream of the solenoid valve (36), and in that a throttle (46) is present in the control line (37) upstream of this connection.
 7. Valve-control device according to Claim 6, characterized in that the solenoid valve (36) is designed as a 2/2-way valve.
 8. Valve-control device according to one of Claims 2 to 6, characterized in that the working space (38) of the control piston (39) is connected to the control line (48) downstream of the solenoid valve (49).
 9. Valve-control device according to Claim 8, characterized in that the solenoid valve (49) is designed as a 3/2-way valve (49).
 10. Valve-control device according to one of the preceding claims, characterized in that the accumulator space (26) is connected via a compensating line (31) to the fluid source (28) of low pressure, and in that a non-return valve (35) opening in the direction of the accumulator space (26) is arranged in the compensating line (31).

Revendications

1. Dispositif hydraulique de commande de soupapes pour moteurs à combustion interne comprenant:
 - un entraînement provoqué par la came d'entraînement (4) d'un arbre à cames du moteur (3) au moyen d'un piston à cames (17), une chambre de pression (19) adjacente à celui-ci, remplie de liquide hydraulique, et une soupape (1, 2) de moteur entraînée axialement par un piston de soupape (15),
 - un accumulateur constitué comme une soupape d'accumulateur (22), dont le corps de soupape est un piston d'accumulateur (23) délimitant une chambre d'accumulateur (26) et pressé par un ressort d'accumulateur (27), piston grâce auquel la chambre de pression (19) peut être reliée par l'intermédiaire d'une conduite sous pression (21) à la chambre d'accumulateur (26), le piston d'accumulateur (23), actionné par le ressort d'accumulateur (24), vient en appui sur un siège de soupape (25) séparant la chambre d'accumulateur (26) de la chambre de pression (19),
 - et une électrovanne (36, 49) pour commander la liaison entre la chambre de pression (19) et la chambre d'accumulateur (26),
 dispositif hydraulique de commande caractérisé en ce que le piston d'accumulateur (23) peut être soulevé au moyen d'un piston de commande déplaçable (29) de son siège de soupape (25), en ce que ce piston de commande (39) peut être sollicité pour son réglage par un liquide de commande à pression assez basse

- dans sa chambre de travail (38), ce liquide de commande pouvant être amené à partir d'une source de liquide (28) via une conduite de commande (37, 45, 48, 51), à la chambre de travail (38), et en ce que la conduite de commande (37, 48) peut être commandée par l'électrovanne (36, 49) pour commander la pression dans la chambre de travail (38).
2. Dispositif de commande de soupapes selon la revendication 1, caractérisé en ce que le piston de commande (39) est en outre pressé en direction du piston d'accumulateur (23) par un ressort (44).
 3. Dispositif de commande de soupapes selon la revendication 1 ou 2, caractérisé en ce qu'on utilise pour transmettre le mouvement et la force entre le piston de commande (39) et le piston d'accumulateur (23), un boulon de pression (43) guidé de façon à assurer radialement l'étanchéité.
 4. Dispositif de commande de soupape selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce qu'il est disposé dans un moteur à combustion interne à plusieurs cylindres dans lequel une unité de commande de soupapes est associée à chaque cylindre du moteur, plusieurs des canaux sous pression (21) étant commandés simultanément par l'électrovanne (36, 49) dans le mécanisme d'entraînement de laquelle, assuré par l'arbre à cames du moteur (3) et la came d'entraînement (4), il ne se produit aucun recouvrement dans le temps.
 5. Dispositif de commande de soupapes selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce qu'on utilise comme source de liquide (28) de l'huile du moteur se trouvant sous une pression de refoulement.
 6. Dispositif de commande de soupapes selon l'une des revendications 2 à 5, caractérisé en ce que la chambre de travail (38) du piston de commande (39) est raccordée à la conduite de commande (37) en amont de l'électrovanne (36) et en ce que, en amont de ce raccordement, se trouve un étranglement (46) dans la conduite de commande (37).
 7. Dispositif de commande de soupapes selon la revendication 6, caractérisé en ce que l'électrovanne (36) est constituée sous la forme d'un distributeur 2/2 (deux raccordements, deux positions).
 8. Dispositif de commande de soupapes selon l'une des revendications 2 à 6, caractérisé en ce que la chambre de travail (38) du piston de commande (39) est raccordée en aval de l'électrovanne (49) à la conduite de commande (48).
 9. Dispositif de commande de soupapes selon la revendication 8, caractérisé en ce que l'électrovanne (49) est constituée sous la forme d'un distributeur 3/2 (49) (trois raccordements, deux positions).
 10. Dispositif de commande de soupapes selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que la chambre d'accumulateur (26) est reliée par l'intermédiaire d'une conduite d'équilibrage (31) à la source de liquide (28) à basse pression, et en ce que dans la conduite d'équilibrage (31) est disposé un clapet anti-retour (35) s'ouvrant en direction de la chambre d'accumulateur (26).

Fig. 1

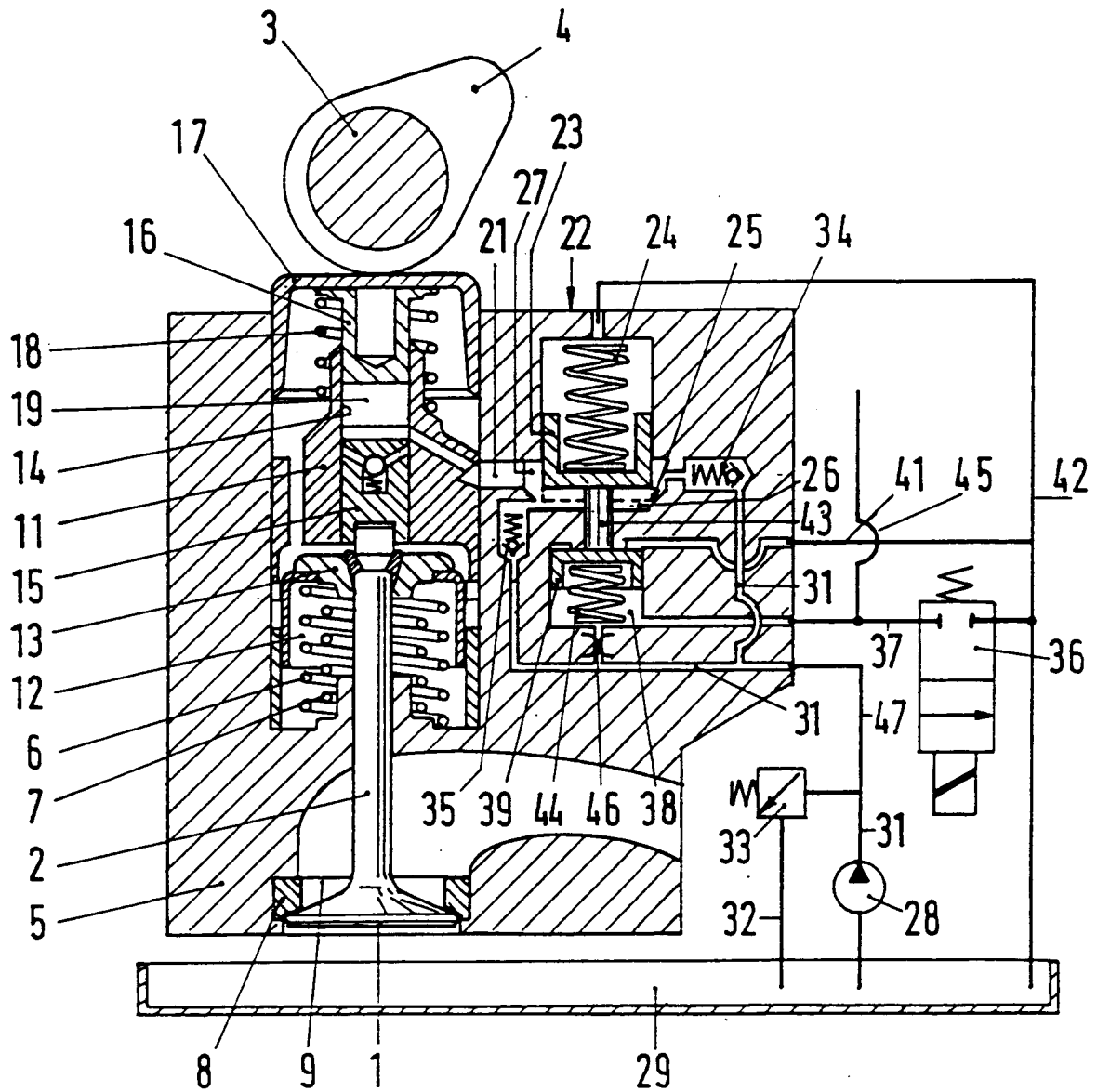


Fig. 2

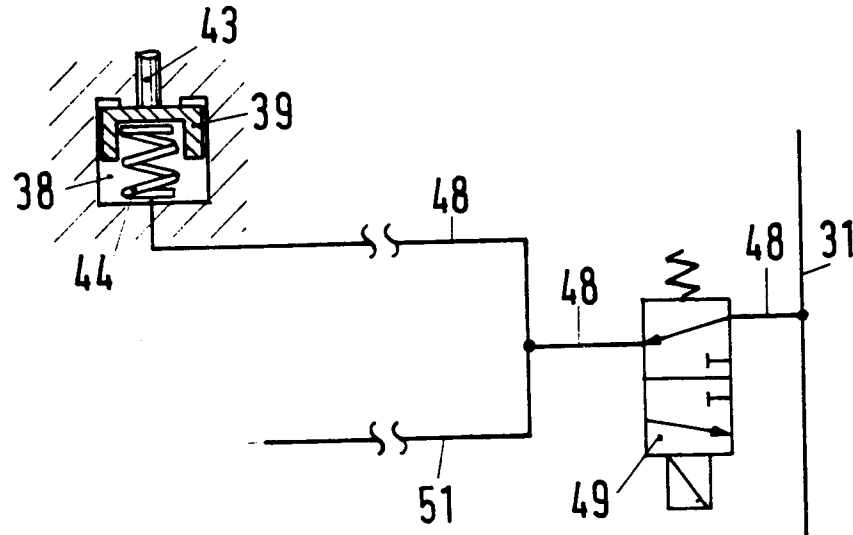
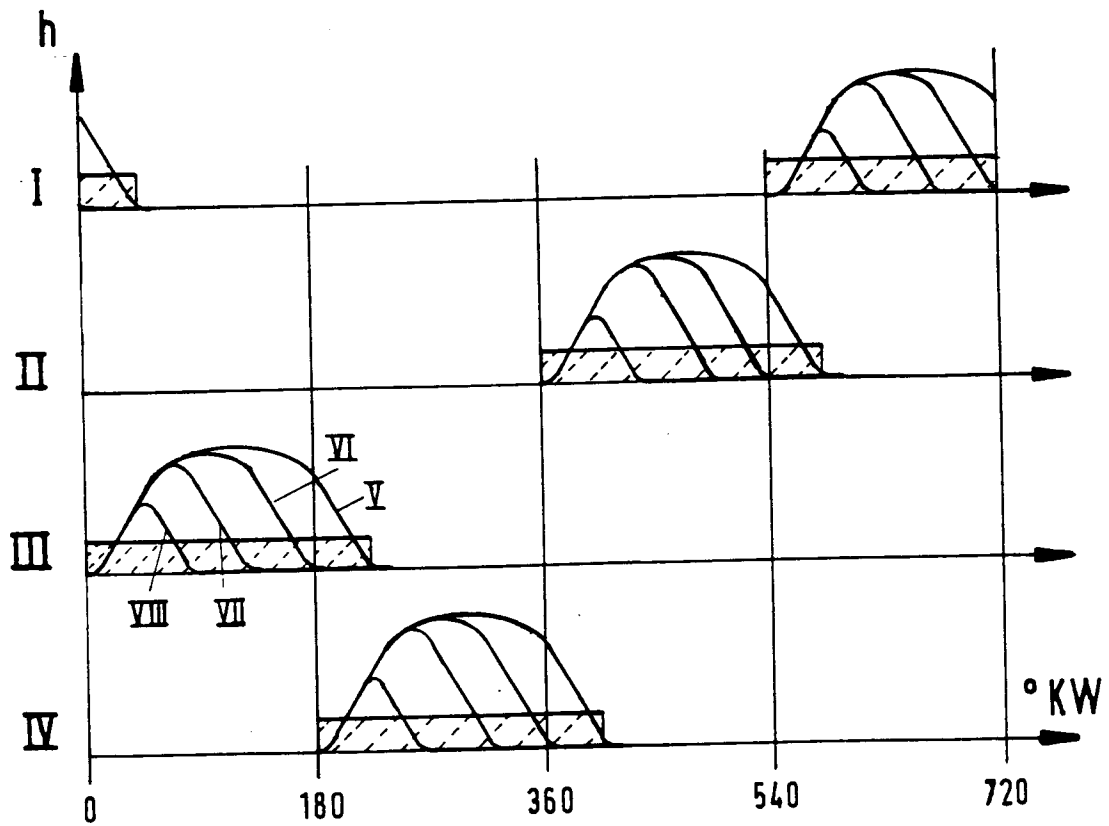


Fig. 3



ERSATZBLATT