

(19)



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11)

EP 0 909 883 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
11.12.2002 Patentblatt 2002/50

(51) Int Cl.7: **F01L 13/02**, F01L 9/02

(21) Anmeldenummer: **97810766.2**

(22) Anmeldetag: **14.10.1997**

(54) **Anordnung und Verfahren zur Ventilsteuerung einer umsteuerbaren
Dieselbrennkraftmaschine**

Arrangement and method for valve driving in a reversible diesel engine

Dispositif et méthode de commande des soupapes de moteur diesel réversible

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE DK FR

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
21.04.1999 Patentblatt 1999/16

(73) Patentinhaber: **Wärtsilä Schweiz AG**
8401 Winterthur (CH)

(72) Erfinder: **Stadlin, Wolfgang**
8488 Turbenthal (CH)

(74) Vertreter: **Heinen, Detlef**
Sulzer Management AG
KS/Patente/0007,
Zürcherstrasse 14
8401 Winterthur (CH)

(56) Entgegenhaltungen:
DE-A- 3 128 332 **FR-A- 2 428 144**
GB-A- 991 388

EP 0 909 883 B1

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

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft eine Anordnung und ein Verfahren zur Ventilsteuerung einer umsteuerbaren Dieselmotorkraftmaschine gemäss dem Oberbegriff des jeweiligen unabhängigen Patentanspruchs.

[0002] Bei umsteuerbaren Dieselmotorkraftmaschinen, insbesondere Grossdieselmotoren wie sie beispielsweise im Schiffsbau eingesetzt werden, erfolgt die Steuerung der Brennstoffeinspritzung und der Ventile der Zylinder, (Auslass- und/oder Einlassventile), mittels einer Steuerwelle, auf welcher pro Zylinder ein Brennstoffnocken zur Steuerung der Brennstoffeinspritzung sowie für jedes Ventil ein Ventilknocken zur Steuerung dieses Ventils vorgesehen ist. Die Steuerwelle wird dabei von der Kurbelwelle angetrieben und die Brennstoff- bzw. Ventilknocken betätigen ihnen zugeordnete Aktuatoren, z.B. Einspritzpumpen bzw. Hubgeberpumpen, welche der Brennstoffeinspritzung bzw. der hydraulischen Ventilbetätigung dienen. Um für beide Drehrichtungen einer umsteuerbaren Brennkraftmaschine, nämlich Vorwärts- und Rückwärtslauf, gleiche Bedingungen für die Brennstoffeinspritzung und deren Zusammenspiel mit der Ventilbetätigung zu schaffen, sind Massnahmen notwendig, weil im allgemeinen der Winkelversatz zwischen dem Brennstoffnocken und dem Ventilknocken, z. B. für das Auslassventil, auf der Steuerwelle für die beiden Drehrichtungen der Steuerwelle nicht gleich ist, sofern beide Nocken unverrückbar auf der Steuerwelle sitzen.

[0003] Sind beispielsweise der Brennstoff- und der Ventilknocken für das Auslassventil so angeordnet, dass beim Vorwärtslauf der Scheitel des Auslassventilnockens dem des Brennstoffnockens um einen Kurbelwinkel von 145° nachleilt, so ergibt sich bei einer Umkehr der Drehrichtung (Rückwärtslauf), dass der Scheitel des Auslassventilnockens dem des Brennstoffnockens um einen Kurbelwinkel von 215° nachleilt, sodass die Abfolge zwischen Brennstoffeinspritzung und Auslassventilbetätigung (bezogen auf den Bewegungszyklus des Kolbens im Zylinder) nicht mehr derjenigen des Vorwärtslaufs entspricht. Dies hat zur Folge, dass das Betriebsverhalten der Brennkraftmaschine beim Rückwärtslauf stark verschlechtert ist.

[0004] In der DE-A-31 28 332 wird deshalb vorgeschlagen, die Brennstoffnocken für den Umsteuerbetrieb bezüglich der Steuerwelle zu verdrehen, das heisst die Brennstoffnocken können bezüglich ihrer Winkelposition auf der Steuerwelle zwischen zwei Positionen umgesteuert werden, während die Auslassventilnocken für beide Drehrichtungen der Steuerwelle in der gleichen Winkelposition bezüglich der Steuerwelle verbleiben. Durch diese Massnahme ist gewährleistet, dass die Steuerzeitpunkte für beide Drehrichtungen optimal sind. Die Umsteuerung der Brennstoffnocken erfolgt dabei mittels hydraulischer Umsteuervorrichtungen, welche die Brennstoffnocken bezüglich der Steuerwelle von der Position für den Vorwärtslauf in die für den Rückwärts-

lauf verdrehen bzw. umgekehrt.

[0005] Obgleich sich diese Ausgestaltung durchaus als funktionstüchtig bewährt hat, so bringt sie doch einen relativ grossen Aufwand mit sich. Da die Umsteuervorrichtungen jeweils nur zwei Brennstoffnocken verdrehen können, müssen pro Zylinderpaar der Brennkraftmaschine eine solche Umsteuervorrichtung auf der Steuerwelle sowie die jeweils notwendigen Versorgungsleitungen vorgesehen sein. Zudem vergrössern diese Umsteuervorrichtungen den Platzbedarf. Zum einen müssen die Brennstoffnocken und zum anderen die Gehäuse, in denen die Steuerwelle angeordnet sind, z. B. die Brennstoffpumpegehäuse, grösser ausgestaltet werden.

[0006] Ausgehend von diesem Stand der Technik ist es deshalb eine Aufgabe der Erfindung, eine einfache Anordnung zur Ventilsteuerung einer umsteuerbaren Dieselmotorkraftmaschine vorzuschlagen, bei welcher die Steuerwelle bezüglich ihres Umfangs sehr platzsparend ausgestaltet ist, und die für beide Drehrichtungen der Steuerwelle eine im wesentlichen gleiche Ventilsteuerung im Bezug auf die Brennstoffeinspritzung ermöglicht. Die Anordnung soll apparativ und konstruktiv einfach und mit relativ geringem Aufwand realisierbar sein. Ferner ist es eine Aufgabe der Erfindung ein entsprechendes Verfahren zur Ventilsteuerung der Aus- und/oder Einlassventile einer umsteuerbaren Dieselmotorkraftmaschine vorzuschlagen.

[0007] Die diese Aufgabe in apparativer und verfahrenstechnischer Hinsicht lösenden Gegenstände der Erfindung sind durch die Merkmale der jeweiligen unabhängigen Ansprüche gekennzeichnet.

[0008] Erfindungsgemäss steuert also ein Ventilknocken auf der Steuerwelle das Öffnen des Ventils, während das Schliessen des Ventils durch Mittel gesteuert wird, die von dem Ventilknocken verschieden sind. Durch diese Massnahme wird pro Drehrichtung nur noch eine der Flanken des Ventilknockens für die Ventilsteuerung benötigt, weil für die Steuerung des Schliessens des Ventils andere Mittel vorgesehen sind als insbesondere die zweite Flanke des Ventilknockens. Somit kann der Ventilknocken so angeordnet und ausgestaltet werden, dass seine eine Flanke das Öffnen des Ventils beim Vorwärtslauf optimal und bezüglich der Brennstoffeinspritzung auf den gewünschten Zeitpunkt steuert, während seine zweite Flanke für diese Funktionen beim Rückwärtslauf verantwortlich ist.

[0009] Somit ist es für den Umkehrbetrieb nicht mehr notwendig, die Brennstoffnocken oder die Ventilknocken einzeln umzusteuern. Dies bedeutet einen erheblich geringeren apparativen und konstruktiven Aufwand, ohne dass für eine der beiden Drehrichtungen Zugeständnisse an eine optimale zeitliche Abfolge von Brennstoffeinspritzung und Ventilbetätigung gemacht werden müssen. Da keine Umsteuervorrichtungen für die einzelnen Nocken vonnöten sind, können die einzelnen Nocken jeweils direkt auf der Steuerwelle befestigt und somit kleiner ausgestaltet werden. In der Folge können auch

die Gehäuse, welche die zugehörigen Aktuatoren beinhalten, z. B. die Brennstoffpumpengehäuse, kleiner und kompakter ausgestaltet werden.

[0010] Die erfindungsgemässe Anordnung bzw. das erfindungsgemässe Verfahren eignen sich insbesondere für Zwei-Takt-Grossdieselmotoren wie sie z. B. im Schiffsbau eingesetzt werden.

[0011] Weitere vorteilhafte Massnahmen und bevorzugte Ausgestaltungen der erfindungsgemässen Anordnung bzw. des erfindungsgemässen Verfahrens ergeben sich aus den abhängigen Ansprüchen.

[0012] Im folgenden wird die Erfindung sowohl in Bezug auf die apparativen als auch auf die verfahrenstechnischen Aspekte anhand der Zeichnung und anhand von Ausführungsbeispielen näher erläutert. In der schematischen, nicht massstäblichen Zeichnung, in der gleiche oder von der Funktion her gleichwertige Teile mit den gleichen Bezugszeichen versehen sind, zeigen:

Fig. 1: die wesentlichen Teile eines ersten Ausführungsbeispiels der erfindungsgemässen Anordnung, teilweise im Schnitt,

Fig. 2: ein Diagramm zur Verdeutlichung der Anordnung der Nocken und der Funktionsweise der erfindungsgemässen Anordnung bzw. des erfindungsgemässen Verfahrens,

Fig. 3: eine Schnittdarstellung eines Ventilsnockens,

Fig. 4: eine Schnittdarstellung einer Variante für den Ventilsnocken, und

Fig. 5: eine symbolische Darstellung eines zweiten Ausführungsbeispiels der Erfindung.

[0013] Bei der folgenden Beschreibung der Erfindung wird mit beispielhaftem Charakter auf einen Zwei-Takt-Grossdieselmotor mit Längsspülung, wie er beispielsweise im Schiffsbau eingesetzt wird, Bezug genommen, wobei das Auslassventil eines Zylinders als Beispiel für das zu steuernde Ventil dient. Natürlich eignet sich die Erfindung in sinngemäss gleicher Weise auch zur Ventilsteuerung von Einlassventilen. Da es für das Verständnis der Erfindung ausreichend ist, beschränken sich die Erläuterungen auf nur einen Zylinder bzw. das Auslassventil dieses Zylinders. Mit "Brennstoffnocken" und "Ventilsnocken" sind im folgenden diejenigen Nocken gemeint, welche beide diesem Zylinder zugeordnet sind, d. h. der Brennstoffnocken und der Ventilsnocken sind dem gleichen Zylinder zugeordnet. Es versteht sich, dass bei mehreren Zylindern für jeden Zylinder ein Brennstoffnocken und ein Ventilsnocken in der im folgenden beschriebenen Weise vorgesehen ist.

[0014] Fig. 1 zeigt eine Darstellung eines ersten Ausführungsbeispiels der erfindungsgemässen Anordnung zur Ventilsteuerung einer umsteuerbaren - nicht näher dargestellten - Dieselmotorkraftmaschine. Die Anord-

nung ist gesamthaft mit dem Bezugszeichen 1 versehen. Sie umfasst eine gesamthaft umsteuerbare und in zwei Richtungen drehbare Steuerwelle 2, die in an sich bekannter Weise von der Kurbelwelle der Dieselmotorkraftmaschine angetrieben wird und für beide Drehrichtungen jeweils synchron mit der Kurbelwelle läuft. Die Steuerwelle 2 ist gesamthaft bezüglich der Kurbelwelle umsteuerbar, d. h. beim Umschalten vom Vorwärtslauf in den Rückwärtslauf, bzw. umgekehrt, wird die Steuerwelle 2 gesamthaft um einen Umsteuerwinkel bezüglich der Kurbelwelle verdreht und läuft dann wieder synchron mit der Kurbelwelle. Die Phasenlage der Steuerwelle 2 bezüglich der Kurbelwelle ist also für den Vorwärtslauf eine andere als für den Rückwärtslauf. Das Umsteuern der gesamten Steuerwelle ist eine an sich bekannte Massnahme, die daher hier nicht näher erläutert wird. Es ist beispielsweise möglich, innerhalb des Steuerwellenzahnrads einen Umsteuerservomotor vorzusehen, der in sinngemäss gleicher Weise ausgestaltet ist wie die in der DE-A-31 28 332 beschriebene Umsteuervorrichtung für die Brennstoffnocken. Da im Steuerwellenzahnrad genügend Platz vorhanden ist, stellt es kein Problem dar, den Umsteuerservomotor so auszugestalten, dass das von ihm erzeugte Moment zum Umsteuern der gesamten Steuerwelle 2 ausreichend ist.

[0015] Auf der Steuerwelle 2 ist ein Brennstoffnocken 4 zur Steuerung der Brennstoffeinspritzung in den Brennraum eines nicht dargestellten Zylinders einer Dieselmotorkraftmaschine und ein Ventilsnocken 3 zur Steuerung eines Ventils 5, beispielsweise eines Auslassventils 5, des gleichen Zylinders vorgesehen. Der Brennstoffnocken 4 betätigt in an sich bekannter Weise z. B. eine nicht dargestellte Brennstoffeinspritzpumpe, die den Brennstoff zur der Einspritzdüse oder den Einspritzdüsen des Zylinders fördert.

[0016] Der Ventilsnocken 3 betätigt über eine Folgerolle 6 eine Hubgeberpumpe 7, deren Arbeitskolben 71 in einer Buchse 74 geführt ist und einen Arbeitsraum 72 begrenzt. Der Arbeitsraum 72 ist über eine Hydraulikleitung 8 mit dem Auslassventil 5 verbunden, um dieses hydraulisch zu betätigen. Bei einer Kompressionsbewegung des Arbeitskolbens 71 der Hubgeberpumpe 7 - darstellungsgemäss also einer Aufwärtsbewegung - wird ein Hydraulikmedium in der Hydraulikleitung 8 unter Druck gesetzt, wodurch das Auslassventil 5 geöffnet wird. Auf diese Weise steuert der Ventilsnocken 3 das Öffnen des Auslassventils 5.

[0017] Erfindungsgemäss sind von dem Ventilsnocken 3 verschiedenen Mittel vorgesehen, welche das Schliessen des Ventils 5 steuern. Bei dem ersten Ausführungsbeispiel umfassen diese Mittel eine in der Hubgeberpumpe 7 vorgesehene Überströmverbindung 73 zur Druckentlastung der Hydraulikleitung 8. Die Überströmverbindung führt vom Arbeitsraum 72 der Hubgeberpumpe 7 zu einer Ringnut 75 in der Mantelfläche des Arbeitskolbens 71. In der Buchse 74 ist mindestens eine Bohrung 76 vorgesehen, die in einen Ringkanal 77 mündet, welcher die äussere Wandung der Buchse 74 in

Umfangsrichtung umgibt. Der Ringkanal 77 ist mit einem Auslasskanal 78 verbunden, durch welchen das Hydraulikmedium, beispielsweise ein Öl, abströmen kann. Die Ringnut 75 in der Wandung des Arbeitskolbens 71 einerseits und die Bohrung 76 oder die Bohrungen 76 in der Buchse 74 andererseits sind relativ zueinander derart angeordnet, dass sie nur dann miteinander verbunden sind, wenn sich der Arbeitskolben 71 im Bereich seines oberen Totpunkts befindet. Mit oberem Totpunkt ist dabei derjenige Umkehrpunkt des Arbeitskolbens 71 gemeint, bei dem das Volumen des Arbeitsraums 72 minimal ist.

[0018] Bei dem ersten Ausführungsbeispiel umfassen die Mittel, die das Schliessen des Ventils 5 steuern, ferner eine Drosseleinrichtung, z. B. ein Drosselventil 9, zu welchem der Auslasskanal 78 führt. Das Drosselventil 9 dient der Regelung der Druckentlastung der Hydraulikleitung 8. Von dem Drosselventil 9 erstreckt sich ein Rückführkanal 10, der in eine Zuführleitung 11 für das Hydraulikmedium mündet. Die Zuführleitung 11 führt von einem nicht dargestellten Vorratsbehälter für das Hydraulikmedium über ein Rückschlagventil 12 und mündet in die Hydraulikleitung 8 ein.

[0019] Sowohl der Brennstoffnocken 4 als auch der Ventilonocken 3 sind bezüglich der Steuerwelle 2 ortsfest fixiert. Der Ventilonocken 3 ist derart angeordnet und ausgestaltet, dass das Öffnen des Ventils relativ zur Brennstoffeinspritzung um einen Kurbelwinkel versetzt erfolgt, der für beide Drehrichtungen der Steuerwelle 2 im wesentlichen gleich ist. Fig. 3 zeigt in einer Querschnittsdarstellung einen solchen Ventilonocken 3. Die Kontur des Ventilonockens 3 umfasst eine erste Flanke 31 sowie eine zweite Flanke 32. Zwischen den beiden Flanken 31, 32 weist der Ventilonocken 3 einen mittleren Bereich 34 auf, in welchem seine Kontur im wesentlichen parallel zum Grundkreis 33 verläuft. Aufgrund dieses mittleren Bereichs weist die Kontur des Ventilonockens 3 zwei effektive Scheitelpunkte S1 und S2 auf, von denen je einer im Übergangsbereich zwischen der ersten Flanke 31 und dem mittleren Bereich 34 und im Übergangsbereich zwischen dem mittleren Bereich 34 und der zweiten Flanke 32 liegt. Mit "effektivem Scheitelpunkt" ist dabei derjenige Punkt der Kontur des Ventilonockens 3 gemeint, auf dem die Folgerolle 6 (Fig. 1) aufliegt, wenn der Öffnungsvorgang des Ventils 5 gerade abgeschlossen ist, d. h. wenn das Ventil 5 gerade ganz geöffnet ist. Befindet sich die Folgerolle 6 an einem der effektiven Scheitelpunkte, so ist der Arbeitskolben 71 der Hubgeberpumpe 7 in etwa in seinem oberen Totpunkt.

[0020] Der Ventilonocken 3 ist derart ausgestaltet, dass die beiden effektiven Scheitelpunkte S1, S2 so angeordnet sind, dass - unabhängig von der Drehrichtung - jeweils der in Drehrichtung erste Scheitelpunkt S1 oder S2 relativ zum Scheitelpunkt des Brennstoffnockens 4 um den gleichen Winkel versetzt ist. Dies bedeutet z. B., dass die beiden effektiven Scheitelpunkte S1 und S2 relativ zueinander um einen Winkel versetzt sind, der im

wesentlichen gleich dem Umsteuerwinkel ist, oder mit anderen Worten, dass die Länge des mittleren Bereichs 34 im wesentlichen dem Umsteuerwinkel entspricht.

[0021] Die Funktionsweise der Anordnung 1 bzw. des erfindungsgemässen Verfahrens wird im folgenden anhand des Diagramms in Fig. 2 erläutert. Dabei wird mit beispielhaftem Charakter davon ausgegangen, dass die Einspritzung des Brennstoffs spätestens bei einem Kurbelwinkel KW von 35° abgeschlossen sein soll, d. h. bei einem Kurbelwinkel KW von 35° hat der Aktuator der Brennstoffpumpe seinen oberen Totpunkt erreicht. Die Öffnung des Auslassventils 5 soll bei einem Kurbelwinkel KW von 180° erfolgen. Der allgemein üblichen Nomenklatur folgend bezieht sich der Kurbelwinkel KW auf die Stellung des Kolbens im Zylinder der Brennkraftmaschine. Konventionsgemäss ist der Kurbelwinkel KW = 0° , wenn sich der Kolben in seinem oberen Totpunkt befindet und KW = 180° , wenn sich der Kolben in seinem unteren Totpunkt befindet.

[0022] Das Diagramm in Fig. 2 verdeutlicht die Anordnung der Nocken 3, 4 auf der Steuerwelle 2 in einer linearisierten Darstellung. Auf der Achse V sind die Kurbelwinkel KW für Vorwärtslauf eingetragen, auf der Achse R diejenigen für Rückwärtslauf. Der Scheitel des Brennstoffnockens 4 liegt für beide Richtungen bei KW = 35° . Der Umsteuerwinkel, um den die Steuerwelle beim Wechsel der Drehrichtung umgesteuert wird, ist im wesentlichen gleich dem doppelten Winkelabstand des Scheitels des Brennstoffnockens 4 vom oberen Totpunkt des Kolbens (KW = 0°), also in dem konkreten Beispiel 70° (wobei zusätzlich noch eine Reserve vorgesehen sein kann).

[0023] Der erste effektive Scheitelpunkt S1 des Ventilonockens 3 liegt beim Vorwärtslauf bei KW = 180° , so dass er zum Scheitelpunkt des Brennstoffnockens 4 einen Winkelabstand d1 von 145° KW hat. Der mittlere Bereich 34 des Ventilonockens hat eine Länge d2, die 70° KW, also dem Umsteuerwinkel entspricht. Folglich liegt der zweite effektive Scheitelpunkt S2 für den Vorwärtslauf bei KW = 250° . Sein Winkelabstand d3 zum Brennstoffnocken 4 in Vorwärtsaufrichtung (Achse V) gesehen beträgt somit ebenfalls 145° .

[0024] Im Vorwärtslaufbetrieb erfolgt nun zunächst die Brennstoffeinspritzung, die durch den Brennstoffnocken 4 gesteuert wird, dessen Scheitelpunkt bei KW = 35° liegt. Beim weiteren Drehen der Steuerwelle 2 läuft die Folgerolle 6 (Fig. 1) auf die erste Flanke 31 des Ventilonockens 3 auf, wodurch der Arbeitskolben 71 der Hubgeberpumpe 7 darstellungsgemäss (Fig. 1) nach oben bewegt wird. Mit zunehmender Hubbewegung des Arbeitskolbens 71 steigt der Druck in der Hydraulikleitung 8 und das Öffnen des Ventils 5 beginnt. Wenn die Folgerolle 6 am ersten Scheitelpunkt S1 angelangt ist (KW = 180°), ist das Auslassventil 5 ganz geöffnet und der Arbeitskolben 71 der Hubgeberpumpe 7 befindet sich im Bereich seines oberen Totpunkts. Dadurch öffnet sich die Verbindung zwischen der Ringnut 75 und der Bohrung 76, sodass das Hydraulikmedium

aus dem Arbeitsraum 72 durch die Überströmverbindung 73, die Ringnut 75, die Bohrung 76, den Ringkanal 77 und den Auslasskanal 78 abströmen kann. Folglich fällt der Druck in der Hydraulikleitung 8 ab (Druckentlastung), wodurch das Ventil 5 geschlossen wird. Durch Regeln oder Einstellen des Drosselventils 9 lässt sich dabei der Schliessvorgang bzw. der Schliesszeitpunkt kontrolliert beeinflussen bzw. steuern. Von dem Drosselventil 9 gelangt das abströmende Hydraulikmedium durch den Rückführkanal 10 in die Zuführleitung 11. Das Schliessen des Ventils 5 erfolgt also durch Druckentlastung der Hydraulikleitung 8, wobei während des Schliessens des Ventils 5 der Arbeitskolben 71 der Hubgeberpumpe 7 durch den Ventiloncken 3 im Bereich seines oberen Totpunkts gehalten wird, das heisst die Folgerolle 6 läuft über den mittleren Bereich 34 des Ventilonckens 3. Nachdem die Folgerolle 6 über den zweiten Scheitelpunkt S2 hinweg gerollt ist, bewegt sich der Arbeitskolben 71, z. B. aufgrund einer nicht dargestellten, an sich bekannten Federbelastung, darstellungsgemäss (Fig. 1) nach unten, wodurch zum einen die Überströmverbindung 73 verschlossen wird und zum anderen Hydraulikmedium aus der Zuführleitung 11 in die Hydraulikleitung 8 angesaugt wird, sobald der Druck in der Hydraulikleitung 8 so weit abgefallen ist, dass das Rückschlagventil 12 öffnet. Beim weiteren Drehen der Steuerwelle 3 erfolgt dann wieder die Brennstoffeinspritzung gesteuert durch den Brennstoffnocken 4, dessen Scheitel wieder bei $KW = 395^\circ$, was $KW = 35^\circ$ entspricht, erreicht wird.

[0025] Für den Rückwärtslauf (Achse R in Fig. 2) wird zunächst die Steuerwelle 2 gesamthaft um den Umsteuerwinkel, in dem konkreten Beispiel also um 70° , bezüglich der Kurbelwelle verdreht. Folglich wird der Scheitelpunkt des Brennstoffnockens wiederum bei dem Kurbelwinkel $KW = 35^\circ$ erreicht. Beim weiteren Drehen der Steuerwelle 2 läuft die Folgerolle 6 auf die zweite Flanke 32 des Ventilonckens 3 auf, wodurch - analog wie vorne beschrieben - das Öffnen des Ventils 5 erfolgt. Das Ventil 5 ist vollständig geöffnet, wenn sich die Folgerolle 6 auf dem zweiten effektiven Scheitelpunkt S2 des Ventilonckens 3 befindet ($KW = 180^\circ$). Das Schliessen erfolgt sinngemäss gleich wie beim Vorwärtslauf.

[0026] Folglich dient die erste Flanke 31 des Ventilonckens 3 beim Vorwärtslauf und die zweite Flanke 32 beim Rückwärtslauf zur Steuerung der Öffnung des Ventils 5 und für beide Drehrichtungen wird das Schliessen des Ventils 5 durch vom Ventiloncken 3 verschiedenen Mittel gesteuert, mit denen die Druckentlastung der Hydraulikleitung 8 erfolgt. Da somit pro Drehrichtung nur eine Flanke 31 oder 32 des Ventilonckens 3 für die Ventilsteuerung benötigt wird, können die beiden Flanken 31,32 auseinandergezogen werden, sodass der Winkelabstand d1 bzw. d2 (Kurbelwinkeldifferenz) des in Drehrichtung vorderen effektiven Scheitelpunkts S1 bzw. S2 zum Scheitelpunkt des Brennstoffnockens 4 unabhängig von der Drehrichtung der Steuerwelle 2

ist. Damit ist sowohl für den Vorwärts- als auch für den Rückwärtslauf der Dieselmotorkraftmaschine ein optimales Betriebsverhalten gewährleistet, insbesondere im Hinblick auf das Zusammenspiel zwischen Brennstoffeinspritzung und Ventilbetätigung.

[0027] Fig. 4 zeigt in einer Schnittdarstellung eine Variante für die Ausgestaltung des Ventilonckens 3. Auch bei dieser Variante ist die Kontur des Ventilonckens zwischen den beiden effektiven Scheitelpunkten S1, S2, also im mittleren Bereich 34, vom Grundkreis verschieden, verläuft aber nicht parallel zum Grundkreis 33, sondern weist ein Minimum auf. Durch diese Massnahme kann die Menge Hydraulikmedium, die zum Schliessen des Ventils 5 abströmen muss, reduziert werden. Durch das Minimum wird nämlich der Arbeitskolben 71 (Fig. 1) der Hubgeberpumpe 7 geringfügig - darstellungsgemäss - nach unten bewegt. Diese Bewegung ist jedoch von solch geringer Amplitude, dass während des Schliessens des Ventils 5 der Arbeitskolben 71 durch den Ventiloncken 3 immer noch im Bereich seines oberen Totpunkts gehalten wird, sodass das Hydraulikmedium über die Überströmverbindung 73 abfließen kann.

[0028] Es versteht sich, dass der Brennstoffnocken 4 und/oder der Ventiloncken 3 nicht symmetrisch ausgestaltet sein müssen. Die beiden Flanken 31,32 des Ventilonckens 3 können natürlich auch unterschiedlich, z. B. unterschiedlich steil bzw. lang ausgestaltet sein. Das gleiche gilt für die Flanken des Brennstoffnockens 4.

[0029] Fig. 5 zeigt in einer symbolischen Darstellung ein zweites Ausführungsbeispiel der Erfindung. Der wesentlichen Unterschied zum ersten Ausführungsbeispiel betrifft die Mittel zum Schliessen des Ventils 5. Ansonsten gelten die Erläuterungen des ersten Ausführungsbeispiels in sinngemäss gleicher Weise auch für das zweite Ausführungsbeispiel. Bei dem zweiten Ausführungsbeispiel ist ebenfalls eine von dem Ventiloncken 3 betätigte Hubgeberpumpe 7' vorgesehen, die über die Hydraulikleitung 8 mit dem Ventil 5 verbunden ist, um dieses hydraulisch zu betätigen. Die Mittel, die das Schliessen des Ventils 5 steuern, umfassen hier ein elektrisch oder elektronisch gesteuertes Ventil 20 zur Druckentlastung der Hydraulikleitung 8. Das elektrisch oder elektronisch gesteuerte Ventil 20 kann entweder direkt gesteuert oder vorgesteuert sein.

[0030] Die Hydraulikleitung 8 führt von der Hubgeberpumpe 7' zu dem elektromechanischen Ventil 20 und von diesem zum Auslassventil 5. In der in Fig. 5 symbolisch dargestellten Stellung des Ventils 20 ist die Hubgeberpumpe 7' mit dem Auslassventil 5 verbunden, sodass das Hydraulikmedium, sobald es unter ausreichendem Druck steht, das Auslassventil 5 öffnet. Zum Schliessen des Auslassventils 5 wird das Ventil 20 in eine Stellung gebracht, wie sie symbolisch im rechten Teil des Ventils 20 dargestellt ist, das heisst der Teil der Hydraulikleitung 8, der vom Ausgang des Ventils 20 zum Auslassventil 5 führt, wird mit dem Rückführkanal 10 verbunden, sodass das Hydraulikmedium aus genanntem Teil der Hydraulikleitung 8 kontrolliert durch den

Rückführkanal 10 abströmen kann. Dadurch erfolgt die Druckentlastung des Auslassventils 5 und somit sein Schliessen. Der Rückführkanal 10 ist entweder mit der Zuführleitung 11 für das Hydraulikmedium oder direkt mit dem Vorratsbehälter 13 für das Hydraulikmedium verbunden. Die Betätigung des Ventils 20 erfolgt mittels eines Steuerimpulses, der von einer Steuereinheit 60 über die Signalleitung 50 zu dem Ventil 20 gelangt. Damit das Schliessen des Auslassventils 5 zum gewünschten Zeitpunkt, das heisst bei dem gewünschten Kurbelwinkel KW, erfolgt, ist eine Messeinrichtung vorgesehen, welche die Winkelstellung der Steuerwelle 2 erfasst. Die Messeinrichtung umfasst beispielsweise einen Winkelgeber 30, der über eine Signalleitung 40 mit der Steuereinheit 60 verbunden ist. Sobald die Steuereinheit 60 anhand des vom Winkelgeber 30 übermittelten Signals erkennt, dass das Auslassventil 5 geschlossen werden muss, erzeugt sie einen Steuerimpuls, der über die Signalleitung 50 die entsprechende Betätigung des Ventils 20 auslöst. Auch bei diesem zweiten Ausführungsbeispiel wird somit das Öffnen des Auslassventils 5 von dem Ventilknocken 3 gesteuert, während zum Steuern des Schliessens des Auslassventils 5 das elektrisch oder elektronisch steuerbare Ventil 20 vorgesehen ist. Natürlich können auch andere Messeinrichtungen vorhanden sein, die ein Signal erzeugen, anhand dessen die Steuereinheit 60 erkennt, dass das Schliessen des Auslassventils 5 erfolgen muss. Beispielsweise können Näherungssensoren, Positionssensoren, Induktionssensoren, Fotodioden oder ähnliche Mittel vorgesehen sein, mit denen beispielsweise die Stellung des Arbeitskolbens 71 der Hubgeberpumpe 7' oder die Winkelstellung des Ventilknockens 3 detektierbar ist.

[0031] Durch die Erfindung wird somit eine Anordnung und ein Verfahren zur Ventilsteuerung einer umsteuerbaren Dieselmotormaschine bereitgestellt, die unter apparativen und konstruktiven Aspekten besonders einfach und somit kostengünstig sind, bei denen die Steuerwelle, die Nocken und die sie umschliessenden Gehäuse besonders kompakt und platzsparend ausgestaltet sind, und die zudem ein optimales Betriebsverhalten sowohl für den Vorwärtslauf als auch für den Rückwärtslauf ermöglichen.

[0032] Die erfindungsgemässe Anordnung und das erfindungsgemässe Verfahren eignen sich insbesondere für umsteuerbare Zwei-Takt-Grossdieselmotoren, wie sie z. B. im Schiffsbau eingesetzt werden.

Patentansprüche

1. Anordnung zur Ventilsteuerung einer umsteuerbaren Dieselmotormaschine mit einer umsteuerbaren und in zwei Richtungen drehbaren Steuerwelle (2), auf welcher mindestens ein Brennstoffnocken (4) zur Steuerung der Brennstoffeinspritzung und mindestens ein Ventilknocken (3) zur

Steuerung eines Ventils (5) der Dieselmotormaschine vorgesehen sind, wobei der Ventilknocken (3) das Öffnen des Ventils (5) steuert, **dadurch gekennzeichnet, dass** von dem Ventilknocken (3) verschiedene Mittel vorgesehen sind, welche das Schliessen des Ventils (5) steuern.

2. Anordnung nach Anspruch 1, bei der sowohl der Brennstoffnocken (4) als auch der Ventilknocken (3) bezüglich der Steuerwelle (2) ortsfest fixiert sind, wobei der Ventilknocken (3) derart angeordnet und ausgestaltet ist, dass das Öffnen des Ventils (5) relativ zur Brennstoffeinspritzung um einen Kurbelwinkel (KW) versetzt erfolgt, der für beide Drehrichtungen der Steuerwelle (2) im wesentlichen gleich ist.

3. Anordnung nach einem der Ansprüche 1 oder 2, wobei die Kontur des Ventilknockens (3) zwei effektive Scheitelpunkte (S1,S2) hat, die so angeordnet sind, dass - unabhängig von der Drehrichtung - jeweils der in Drehrichtung erste Scheitelpunkt (S1 oder S2) des Ventilknockens (3) relativ zum Scheitelpunkt des Brennstoffnockens (4) um den gleichen Winkel versetzt ist.

4. Anordnung nach Anspruch 3, wobei die effektiven Scheitelpunkte (S1,S2) des Ventilknockens (3) relativ zueinander um einen Winkel versetzt sind, der im wesentlichen gleich dem Umsteuerwinkel ist und wobei die Kontur des Ventilknockens (3) zwischen den beiden effektiven Scheitelpunkten (S1,S2) vom Grundkreis (33) verschieden ist.

5. Anordnung nach einem der vorangehenden Ansprüche, wobei ferner eine von dem Ventilknocken betätigte Hubgeberpumpe (7) vorgesehen ist, die über eine Hydraulikleitung (8) mit dem Ventil (5) verbunden ist, um dieses hydraulisch zu betätigen, und wobei die Mittel, die das Schliessen des Ventils (5) steuern, eine in der Hubgeberpumpe (7) vorgesehene Überströmverbindung (73) zur Druckentlastung der Hydraulikleitung (8) umfassen.

6. Anordnung nach Anspruch 5, wobei die Mittel, die das Schliessen des Ventils (5) steuern, eine Drossleinrichtung (9) zur Regelung der Druckentlastung der Hydraulikleitung (8) umfassen.

7. Anordnung nach einem der Ansprüche 1-4, wobei eine von dem Ventilknocken betätigte Hubgeberpumpe (7') vorgesehen ist, die über eine Hydraulikleitung (8) mit dem Ventil (5) verbunden ist, um dieses hydraulisch zu betätigen, und wobei die Mittel, die das Schliessen des Ventils (5) steuern, ein elektrisch oder elektronisch gesteuertes Ventil (20) zur Druckentlastung der Hydraulikleitung (8) umfassen.

8. Verfahren zur Ventilsteuerung einer umsteuerbaren Dieselmotorkraftmaschine, bei welchem eine in zwei Richtungen drehbare Steuerwelle (2), auf welcher mindestens ein Brennstoffnocken (4) zur Steuerung der Brennstoffeinspritzung und mindestens ein Ventilloken (3) zur Steuerung eines Ventils (5) der Dieselmotorkraftmaschine vorgesehen sind, für den Umkehrbetrieb gesamthaft umgesteuert wird, und bei welchem das Öffnen des Ventils (5) durch den Ventilloken (3) gesteuert wird, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Schliessen des Ventils (5) von Mitteln gesteuert wird, die vom Ventilloken (3) verschieden sind.
9. Verfahren nach Anspruch 8, bei welchem das Ventil (5) hydraulisch mittels einer vom Ventilloken (3) betätigten Hubgeberpumpe (7;7') geöffnet wird, und bei welchem das Ventil (5) mittels Druckentlastung geschlossen wird, wobei während des Schliessens des Ventils (5) der Arbeitskolben (71) der Hubgeberpumpe (7;7') durch den Ventilloken (3) im Bereich seines oberen Totpunkts gehalten wird.
10. Umsteuerbare Dieselmotorkraftmaschine, insbesondere Zwei-Takt-Grossdieselmotor, **dadurch gekennzeichnet, dass** sie eine Anordnung nach einem der Ansprüche 1-7 umfasst.

Claims

1. Arrangement for the valve control of a reversible diesel combustion engine comprising a control shaft (2) which is reversible and rotatable in two directions, and on which are provided at least one fuel cam (4) for the control of the fuel injection and at least one valve cam (3) for the control of a valve (5) of the diesel combustion engine, with the valve cam (3) controlling the opening of the valve cam (3) controlling the opening of the valve (5), **characterised in that** means different from the valve cam (3) are provided which control the closing of the valve (5).
2. Arrangement in accordance with claim 1, in which both the fuel cam (4) and the valve cam (3) are mounted so as to be of fixed location with respect to the control shaft (2), with the valve cam (3) being arranged and designed in such a manner that the opening of the valve (5) occurs with a displacement by a crankshaft angle (KW) relative to the fuel injection which is substantially the same for both directions of rotation of the control shaft (2).
3. Arrangement in accordance with claim 1 or claim 2, with the contour of the valve cam (3) having two effective apex points (S1, S2) which are arranged in such a manner that - independently of the direction of rotation - the first apex point (S1 or S2) of the valve cam (3) in the respective direction of rotation is displaced in each case by the same angle relative to the apex point of the fuel cam (4).
4. Arrangement in accordance with claim 3, with the effective apex points (S1, S2) of the valve cam (3) being displaced with respect to one another by an angle which is substantially equal to the reversing angle and with the contour of the valve cam (3) being different from the base circle (33) between the two effective apex points (S1, S2).
5. Arrangement in accordance with one of the preceding claims, with a lifting pump (7) which is actuated by the valve cam being further provided, which is connected via a hydraulic line (8) to the valve (5) in order to hydraulically actuate the latter, and with the means which control the closing of the valve (5) comprising an overflow connection (73) which is provided in the lifting pump (7) for the pressure relief of the hydraulic line (8).
6. Arrangement in accordance with claim 5, with the means which control the closing of the valve comprising a restrictor device (9) for the regulation of the pressure relief of the hydraulic line (8).
7. Arrangement in accordance with one of the claims 1 to 4, with a lifting pump (7') which is actuated by the valve cam and which is connected via a hydraulic line (8) to the valve (5) being provided in order to actuate the latter hydraulically, and with the means which control the closing of the valve (5) comprising an electrically or electronically controlled valve (20) for the pressure relief of the hydraulic line (8).
8. Method for the valve control of a reversible diesel combustion engine in which a control shaft (2) which is rotatable in two directions, and on which are provided at least one fuel cam (4) for the control of the fuel injection and at least one valve cam (3) for the control of a valve (5) of the diesel combustion engine, is rotated in its entirety for the reverse operation, and in which the opening of the valve (5) is controlled by the valve cam (3), **characterised in that** the closing of the valve (5) is controlled by means which are different from the valve cam (3).
9. Method in accordance with claim 8 in which the valve (5) is opened hydraulically by means of a lifting pump (7; 7') which is actuated by the valve cam (3) and in which the valve (5) is closed by means of pressure relief with the working piston (71) of the lifting pump (7; 7') being held in the region of its upper dead centre by the valve cam (3) during the closing of the valve (5).

10. Reversible diesel combustion engine, in particular a two-cycle large diesel engine, **characterised in that** it comprises an arrangement in accordance with one of the claims 1 to 7.

Revendications

1. Agencement de commande des soupapes d'un moteur diesel réversible avec un arbre de commande (2) réversible et apte à tourner dans deux directions, sur lequel sont prévues au moins une came de combustible (4) pour la commande de l'injection du combustible et au moins une came de soupape (3) pour la commande d'une soupape (5) du moteur diesel, où la came de soupape (3) commande l'ouverture de la soupape (5), **caractérisé en ce que** des moyens différents de la came de soupape (3) sont prévus qui commandent la fermeture de la soupape (5). 10
2. Agencement selon la revendication 1, où à la fois la came de combustible (4) et aussi la came de soupape (3) sont disposées fixement relativement à l'arbre de commande (2), où la came de soupape (3) est disposée et configurée de façon que l'ouverture de la soupape (5) relativement à l'injection du combustible a lieu selon un décalage de l'angle de manivelle (KW) qui est sensiblement identique pour les deux directions de rotation de l'arbre de commande (2). 25
3. Agencement selon l'une des revendications 1 ou 2, où le contour de la came de soupape (3) présente deux sommets effectifs (S1, S2) qui sont disposés de façon que - indépendamment de la direction de rotation - respectivement le premier sommet dans la direction de rotation (S1 ou S2) de la came de soupape (3) soit décalé relativement au sommet de la came de combustible (4) selon le même angle. 35
4. Agencement selon la revendication 3, où les sommets effectifs (S1, S2) de la came de soupape (3) sont décalés l'un relativement à l'autre d'un angle qui est sensiblement égal à l'angle de renversement, et où le contour de la came de soupape (3) entre les deux sommets effectifs (S1, S2) est différent du cercle de base (33). 40
5. Agencement selon l'une des revendications précédentes, où est prévue en outre une pompe génératrice de course (7) actionnée par la came de soupape, qui est reliée par un conduit hydraulique (8) à la soupape (5) pour actionner celle-ci hydrauliquement, et où les moyens qui commandent la fermeture de la soupape (5) comportent une liaison de trop-plein (73) prévue dans la pompe génératrice de course (7) pour la décharge de pression du con-

duit hydraulique (8).

6. Agencement selon la revendication 5, où les moyens qui commandent la fermeture de la soupape (5), comprennent une installation formant papillon (9) pour le réglage de la décharge de pression du conduit hydraulique (8). 5
7. Agencement selon l'une des revendications 1 à 4, où est prévue une pompe génératrice de course (7') actionnée par la came de soupape qui est reliée par un conduit hydraulique (8) à la soupape (5) pour actionner celle-ci hydrauliquement, et où les moyens qui commandent la fermeture de la soupape (5), comportent une soupape à commande électrique ou électronique (20) pour la décharge de la pression du conduit hydraulique (8). 15
8. Procédé de commande des soupapes d'un moteur diesel réversible, dans lequel un arbre de commande (2) tournant dans deux directions sur lequel sont prévues au moins une came de combustible (4) pour la commande de l'injection du combustible et au moins une came de soupape (3) pour la commande d'une soupape (5) du moteur diesel, est renversé dans son ensemble pour le fonctionnement réversible, et où l'ouverture de la soupape (5) est commandée par la came de soupape (3), **caractérisé en ce que** la fermeture de la soupape (5) est commandée par des moyens qui sont différents de la came de soupape (3). 20
9. Procédé selon la revendication 8, où la soupape (5) est ouverte hydrauliquement au moyen d'une pompe génératrice de course (7 ; 7') actionnée par la came de soupape (3), et où la soupape (5) est fermée par décharge de pression où, pendant la fermeture de la soupape (5), le piston de travail (71) de la pompe génératrice de course (7, 7') est maintenu par la came de soupape (3) au voisinage de son point mort supérieur. 35
10. Moteur diesel réversible, notamment grand moteur diesel à deux temps, **caractérisé en ce qu'il** comporte un agencement selon l'une des revendications 1 à 7. 45

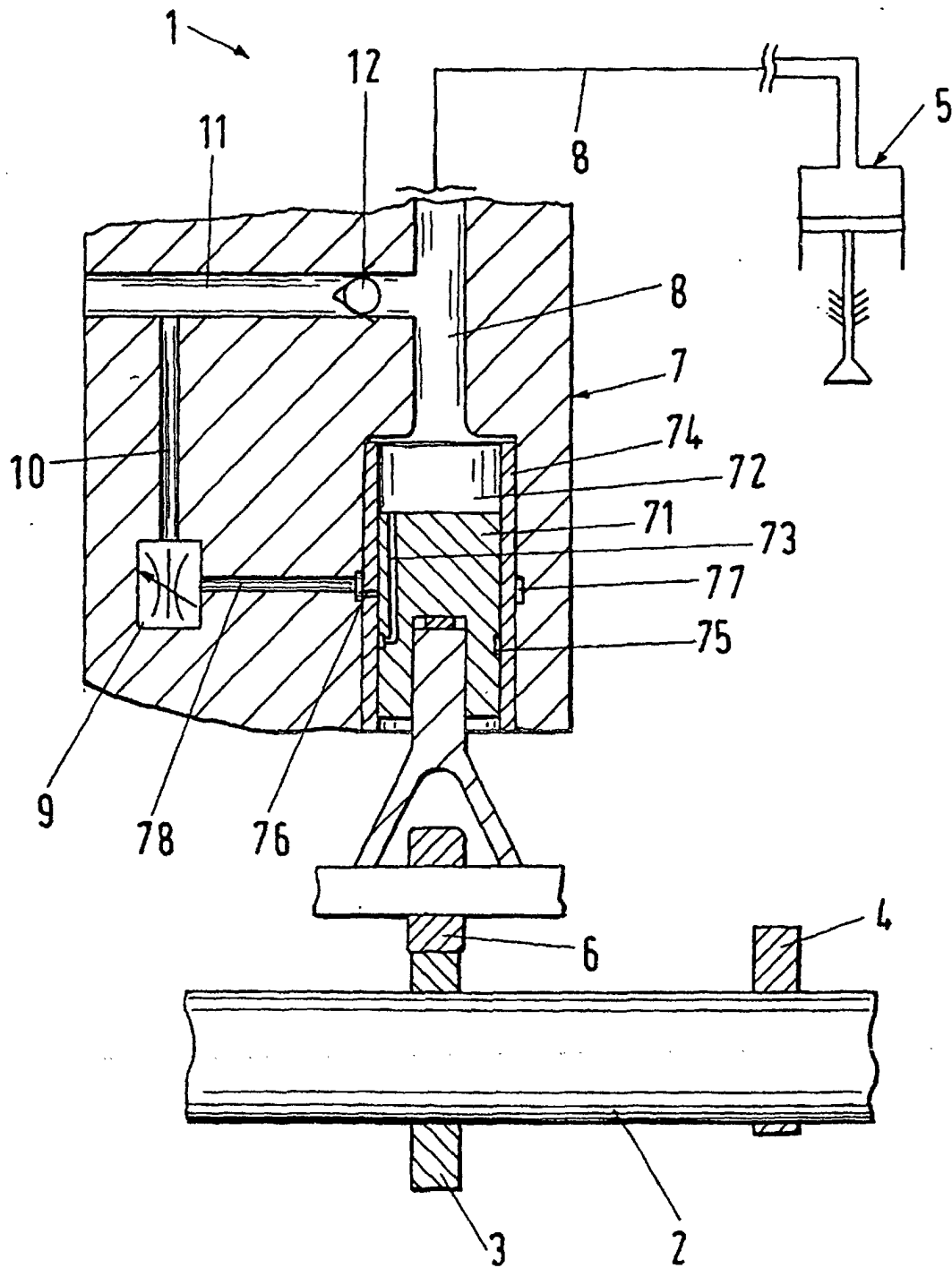


Fig.1

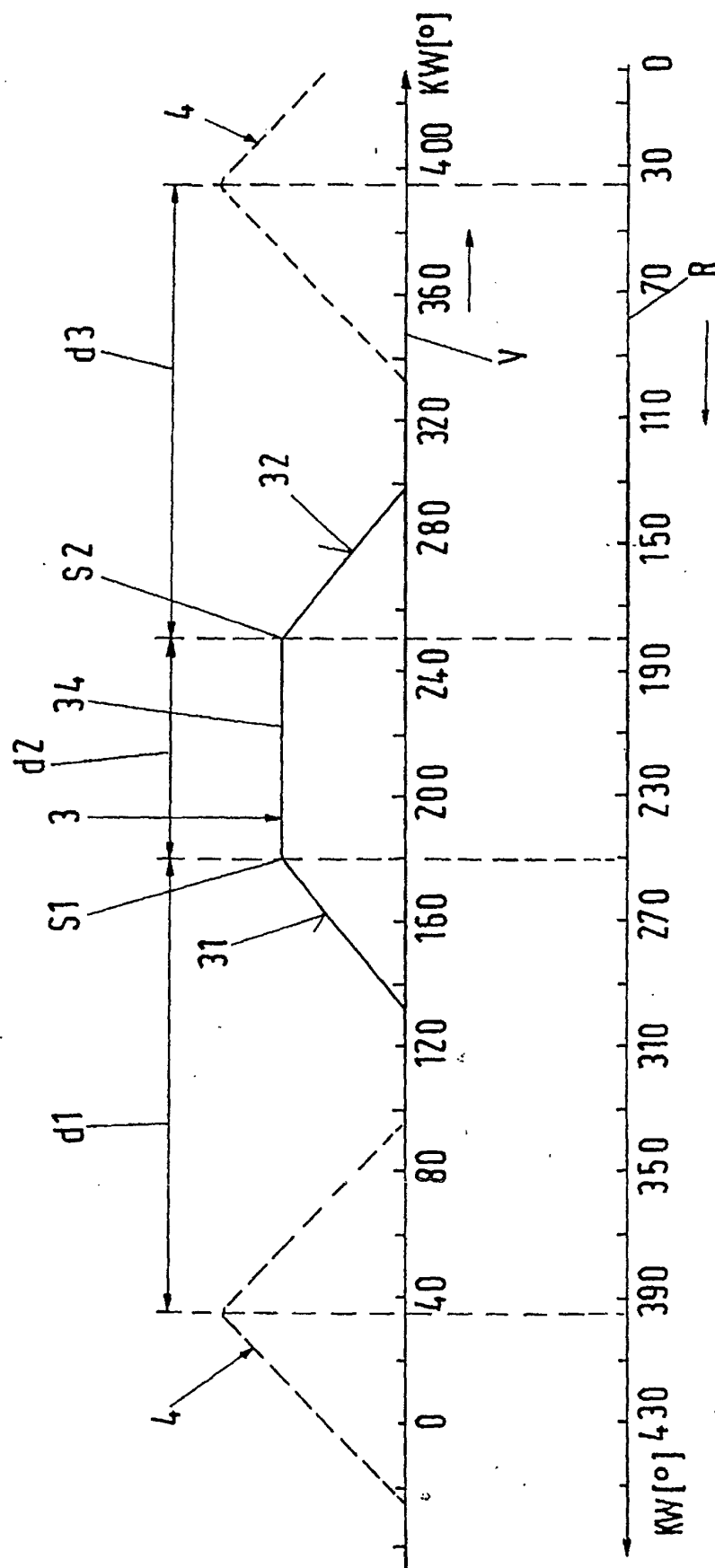


Fig.2

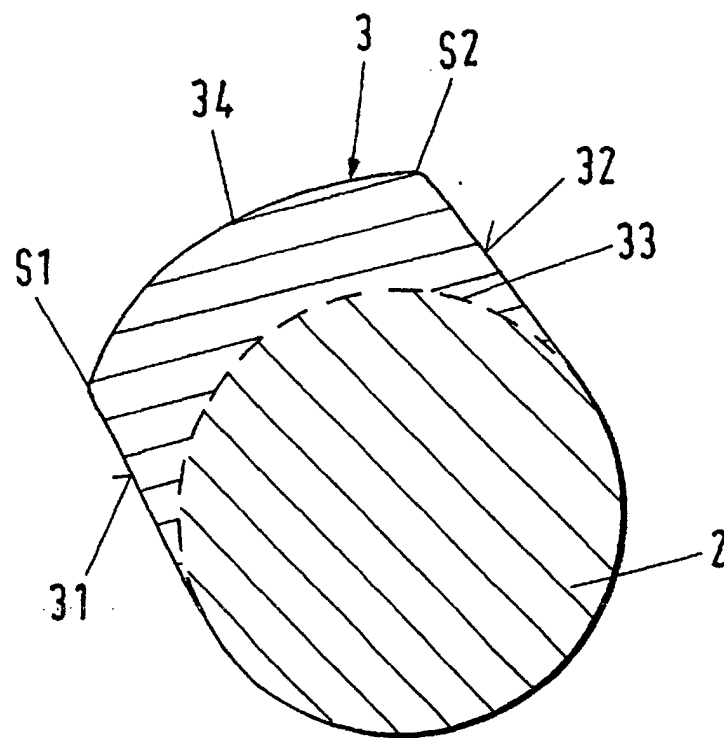


Fig.3

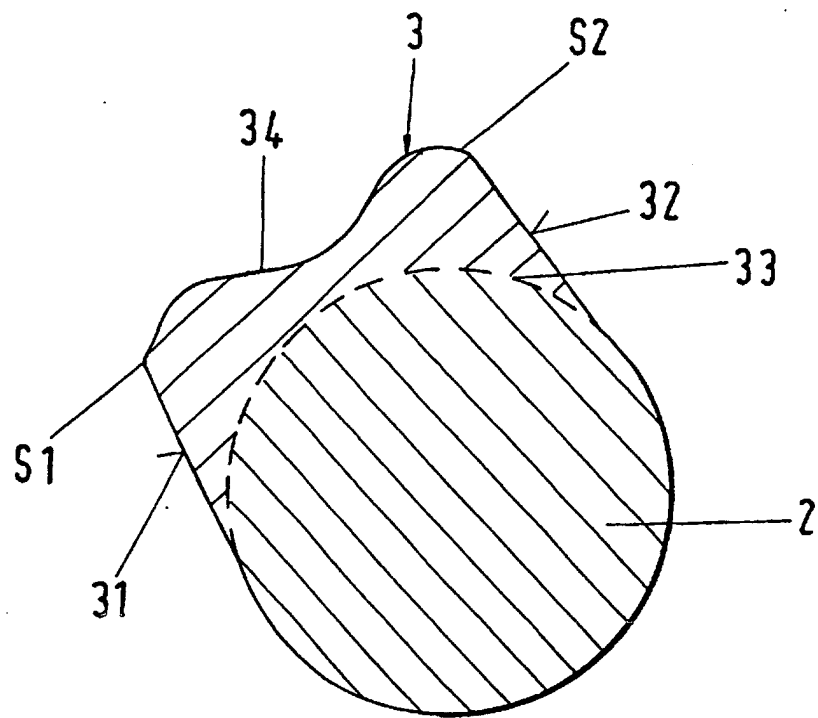


Fig.4

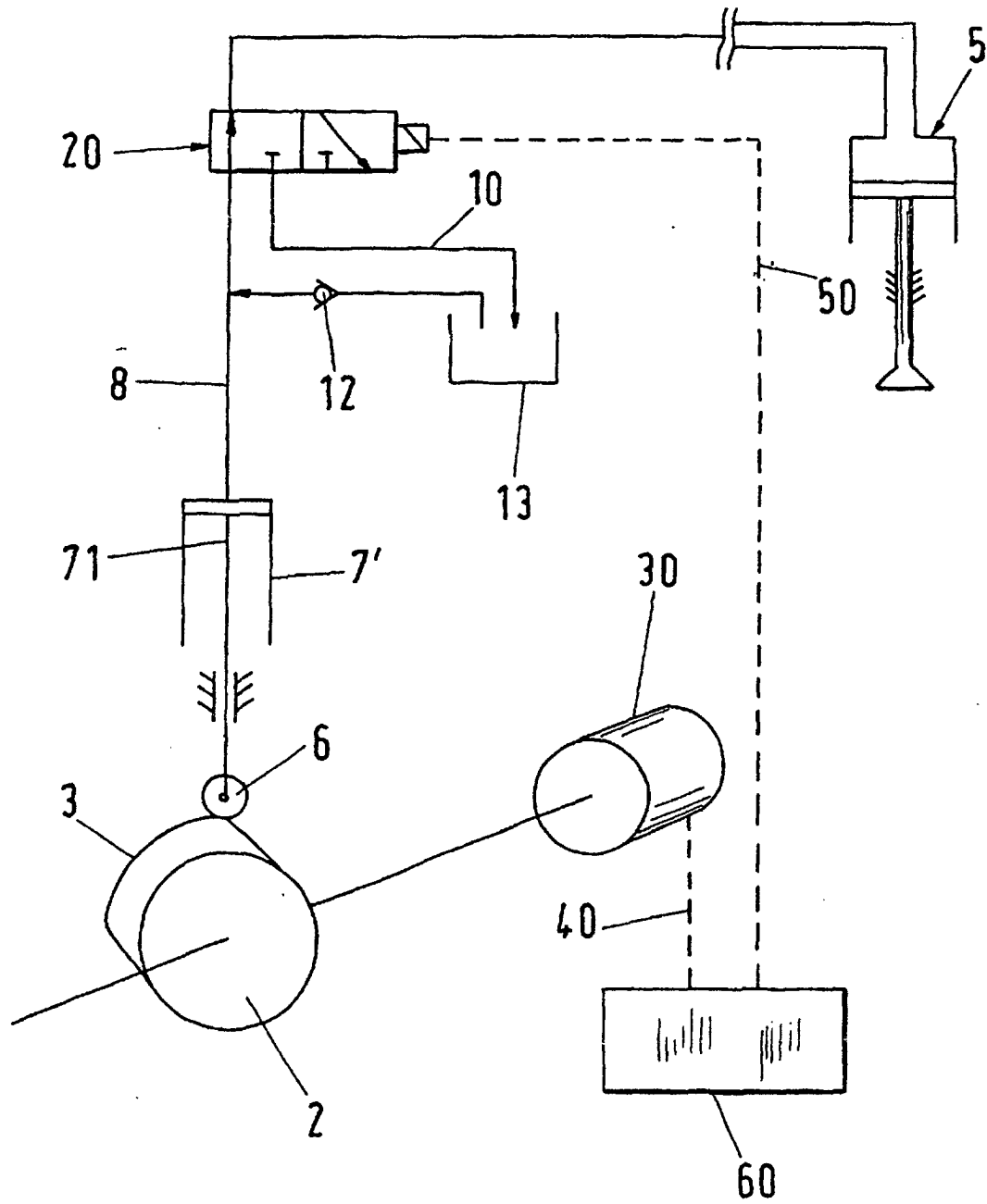


Fig.5