

⑫

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

⑰ Anmeldenummer: **86104645.6**

⑤① Int. Cl.⁴: **F 01 L 31/22**

⑳ Anmeldetag: **04.04.86**

③① Priorität: **30.05.85 DE 3519319**

⑦① Anmelder: **Dr. Ing. h.c. F. Porsche Aktiengesellschaft,
Porschestrasse 42, D-7000 Stuttgart 40 (DE)**

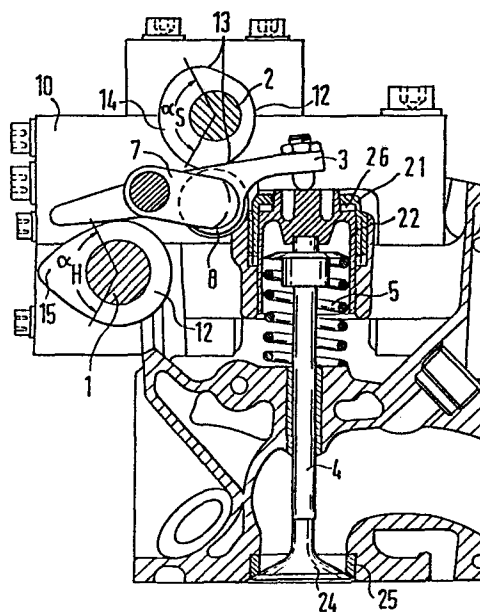
④③ Veröffentlichungstag der Anmeldung: **03.12.86**
Patentblatt 86/49

⑧④ Benannte Vertragsstaaten: **DE FR GB IT SE**

⑦② Erfinder: **Wichart, Klaus, Dipl.-Ing., O'brien-Gasse 45,
Tür 5, A-1210 Wien (AT)**

⑤④ **Variable Ventilsteuerung für eine Hubkolben-Brennkraftmaschine.**

⑤⑦ Bei einer variablen Ventilsteuerung für eine Hubkolben-Brennkraftmaschine ist das Einlaßventil durch eine rotierende Hubnockenwelle mittels eines um eine verschiebbliche Lagerstelle verschwenkbaren Ventilhebels entgegen der Kraft einer Ventilfeeder betätigbar. An dem Ventilhebel greift zusätzlich eine mit gleicher Drehzahl wie die Hubnockenwelle umlaufende Steuernockenwelle an, die die Schwenkbewegung des Ventilhebels abhängig von Kenngrößen der Brennkraftmaschine steuert.



Variable Ventilsteuerung für eine
Hubkolben-Brennkraftmaschine

Die Erfindung betrifft eine variable Ventilsteuerung einer Hubkolben-Brennkraftmaschine nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

Bei einer in DE-OS 30 14 005 beschriebenen, variablen Ventilsteuerung besteht der Betätigungsmechanismus aus einer von der Kurbelwelle angetriebenen Hubnockenwelle, die über einen doppelarmigen, schwenkbaren Ventilhebel und einen zweiten, gegenüber der Hubnockenwelle phasenverdrehbaren Nocken auf ein Einlaßventil einer Brennkraftmaschine einwirkt. Um die Ventilhubkurve des Einlaßventils in Abhängigkeit von den Betriebsbedingungen der Brennkraftmaschine veränderbar zu machen, ist die Lagerachse des Ventilhebels relativ zu den Achsen der Hubnockenwelle und des zweiten Nockens mit einem Exzenter verschiebbar. Zusätzlich ist die Winkellage des zweiten Nockens relativ zur Hubnockenwelle in Abhängigkeit der Belastung und Drehzahl der Brennkraftmaschine steuerbar. Mit diesen beiden Verstelleinrichtungen läßt sich durch Verändern des Ventilhubes und der Ventilöffnungszeit eine Wirkungsgradverbesserung bei Teillast der Brennkraftmaschine erreichen. Nachteilig ist jedoch der hohe Kostenaufwand für eine solche Ventilsteuerung.

Die Aufgabe der Erfindung besteht darin, eine mit geringen Fertigungskosten herstellbare variable Ventilsteuerung zu schaffen, mit der die Ventilhubkurve so veränderbar ist, daß durch Drosslung bedingte Ladungswechselverluste vermieden werden, ohne daß hierdurch eine Änderung weiterer Einstellgrößen der Brennkraftmaschine erforderlich wird.

Eine Lösung dieser Aufgabe gelingt mit den kennzeichnenden Merkmalen des Anspruchs 1. Wenn am Ventilhebel zusätzlich zur Hubnockenwelle eine mit gleicher Drehzahl umlaufende Steuernockenwelle angreift, die die Schwenkbewegung des Ventilhebels beeinflusst, läßt sich erreichen, daß das Einlaßventil bei allen Hubverstellungen den Beginn der Öffnungskurve beibehält und lediglich durch vorzeitiges Schließen des Einlaßventils die Ladungsmenge verkleinert wird. Der Überschneidungswinkel vom Auslaßventil zum Einlaßventil bleibt bei allen so eingestellten Ventilhubkurven gleich groß. Durch den verkürzten Zeitquerschnitt wird die Ladungsmenge reduziert, ohne daß eine Drosselung und die damit verbundenen Ladungswechselverluste eintreten. Zusätzlich ist durch ein zeitgerechtes Schließen des Einlaßventils in Abhängigkeit der Drehzahl eine Drehmomentanhebung bei höchster Belastung möglich.

In weiterer Ausgestaltung der Erfindung nach Anspruch 2 ist der Ventilhebel auf einer Kurbel gelagert, die an einer ortsfesten Lagerstelle des Zylinderkopfes schwenkbar ist. Gegenüber herkömmlichen Ventilsteuerungen, bei denen der Ventilhebel um einen ortsfesten Bolzen schwenkbar ist, hat der Ventilhebel gemäß der Erfindung einen zusätzlichen Freiheitsgrad, da er zugleich um zwei Achsen schwenkbar ist.

Nach Anspruch 3 ist auf der Kurbel zugleich eine Rolle gelagert, auf die die rotierende Steuernockenwelle einwirkt. Die Steuernockenwelle besitzt als Nocken ein Kreissegment, dessen Winkelerstreckung gleich der Winkelerstreckung des Nockens der Hubnockenwelle ist. Sind die Relativlagen von Hubnockenwelle und Steuernockenwelle so eingestellt, daß über die ganze Winkelerstreckung der Hubnockenwelle auch das Kreissegment der Steuernockenwelle am Ventilhebel angreift, so führt der Ventilhebel eine Schwenkbewegung aus, als wäre er in herkömmlicher Weise an einem ortsfesten Bolzen gelagert.

Verdreht man nun die Steuernockenwelle gegenüber der Hubnockenwelle, so kann beim Auflaufen des Hubnockens der Ventilhebel in Richtung Grundkreis des Steuernockens ausweichen, so daß das Einlaßventil nicht ganz geöffnet und vorzeitig wieder geschlossen wird. Infolge des auf diese Weise reduzierten Zeitquerschnitts wird die dem Zylinder zugeführte Ladungsmenge verringert. Zudem ergibt sich im unteren Teilbereich eine erwünschte stärkere Ladungsbewegung. Durch das ungedrosselte Ansaugen und den höheren Druck vor dem Einlaßventil wird der Restgasgehalt geringer, wodurch die Verbrennung und der Wirkungsgrad verbessert werden.

Ein Ausführungsbeispiel der Erfindung ist in der Zeichnung dargestellt und wird nachfolgend näher erläutert.

Es zeigt

- Fig. 1 Ventilsteuerung mit Kipphebel,
- Fig. 2 Ventilsteuerung mit Schwinghebel,
- Fig. 3 Ventilsteuerung mit federelastisch gelagertem Kipphebel,
- Fig. 4 Ventilhubkurven,
- Fig. 5 Ventilsteuerung im Zylinderkopf einer Brennkraftmaschine,
- Fig. 6 Draufsicht auf die Ventilsteuerung nach Fig. 5,
- Fig. 7 Verstellbarer Antrieb der Steuernockenwelle,
- Fig. 8 Hydraulische Dämpfungsvorrichtung.

Die Ventilsteuerung nach Fig. 1 und 6 besteht aus einer Hubnockenwelle 1 und einer Steuernockenwelle 2, die beide an einem Kipphebel 3 angreifen, der ein Einlaßventil 4 entgegen der Kraft einer Ventilsfeder 5 betätigt. An einer ortsfesten Lagerstelle 6 der Brennkraftmaschine ist der eine Zapfen 7' einer Kurbel 7 gelagert, auf deren anderem Zapfen 7'' der Kipphebel 3 sowie eine Rolle 8 gelagert sind, auf die die Steuernockenwelle 2 einwirkt.

Bei der in Fig. 2 dargestellten Ventilsteuerung ist als Ventilhebel ein einarmiger Schwinghebel 3' verwendet, der an seiner einen Seite auf der Kurbel 7 schwenkbar gelagert ist und an dieser Stelle durch die Steuernockenwelle 2 über die Rolle 8 betätigbar ist, wogegen die Hubnockenwelle 1 etwa mittig am Schwinghebel 3' angreift.

In Fig. 3 ist wie in Fig. 1 als Ventilhebel ein zweiarmiger starrer Kipphebel 3 verwendet, der jedoch auf einem federnd nachgiebigen Lagerzapfen 9 gelagert ist, der über die auf ihn aufgesteckte Rolle 8 durch die Steuernockenwelle 2 verschiebbar ist.

Die konstruktive Ausgestaltung eines Ventil-Steuerschemas entsprechend Fig. 1 zeigen die Fig. 5, 6 und 7.

Im Zylinderkopf 10 einer Brennkraftmaschine sind die Hubnockenwelle 1 und die Steuernockenwelle 2 drehbar gelagert, die von der Kurbelwelle 11 angetrieben werden und die beide mit gleicher Drehzahl umlaufen. Die Steuernockenwelle 2 und die Hubnockenwelle 1 greifen an dem auf der Kurbel 7 gelagerten Kipphebel 3 an, wobei der eine Arm des Kipphebels 3 auf dem Nockengrundkreis 12 der Hubnockenwelle 1 aufliegt, wogegen die Rolle 8, die auf dem Kurbelzapfen 7'' gelagert ist, noch keine Berührung zur Steuernockenwelle 2 hat. Das Einlaßventil 4 ist hierbei noch geschlossen. Bewegt sich die Hubnockenwelle 1 im Uhrzeigersinn, so wird der Kipphebel 3 entsprechend der Nockenerhebung 15 um den Zapfen 7'' der Kurbel 7 verschwenkt, wobei die Rolle 8 sich jetzt an der Übergangsfläche 13 zum Kreissegment 14 abstützt. Das Einlaßventil 4 wird geöffnet und bei abfallender Nockenerhebung 15 wieder durch die Kraft der Ventildfeder 5 geschlossen. In der gezeichneten relativen Drehlage der Hubnockenwelle 1 und der Steuernockenwelle 2 verbleibt die Rolle 8 während des gesamten Winkelweges α_H der Hubnockenwelle 1 in Anlage an dem Kreissegment 14 der

Steuernockenwelle 2, da der Winkelweg α_S des Kreissegments 14 gleich groß bemessen ist wie der Winkelweg α_H der Nockenerhebung 15 der Hubnockenwelle 1. Für diesen Fall gilt die in Fig. 4 gezeichnete Ventilhubkurve h1.

Ändert man nun mit der Verstelleinrichtung nach Fig. 7 die relative Drehlage der Steuernockenwelle 2 zur Hubnockenwelle 1, so gelangt die Rolle 8 während eines Teilbereiches der Erhebungskurve aus dem Winkelbereich α_S des Kreissegments 14 heraus, die Kurbel 7 verschwenkt um die ortsfeste Lagerstelle 6 und das Einlaßventil 4 schließt vorzeitig. Hierbei stellt sich eine in Fig. 4 dargestellte Hubkurve h2 ein. Bei weiterem Verstellen der Relativedrehlage kann eine Kurve h3 mit nochmals verringertem Zeitquerschnitt erreicht werden oder das Einlaßventil kann ganz stillgesetzt werden, so daß auf diese Weise eine Ventilabschaltung erzielbar ist. Die Öffnungsbewegung des Einlaßventils 4 vollzieht sich jeweils auf demselben ansteigenden Ast der Ventilhubkurve mit konstanter Phasenlage, so daß auch der Überschneidungswinkel zum Auslaßventil bei allen mit der variablen Ventilsteuerung erzielbaren Ventilhubkurven gleich ist.

Die Steuernockenwelle 2 berührt nur so lange die Rolle 8, solange das Einlaßventil 4 geöffnet ist. Damit sich auch nachher eine eindeutige Stellung des Kipphebels 3 zur Hubnockenwelle und zum Einlaßventil ergibt, wird über eine zusätzlich, nur leicht vorgespannte Feder 16 die Kurbel 7 und damit der Kipphebel 3' hinuntergedrückt.

Um die relative Drehlage der Steuernockenwelle 2 zur Hubnockenwelle 1 zu verändern, kann zwischen der Kurbelwelle 11 und der Steuernockenwelle 2 ein Zahnriemenantrieb gemäß Fig. 7 benutzt werden. Hierbei liegt am Lasttrumm 17 und am Lostrumm 18 des Zahnriemens je eine Spannrolle 19 an, die an einem Dreiecks-

träger 20 gelagert und gehalten sind. Bei Verschwenken des Dreiecksträgers 20 um die Achse der Kurbelwelle 11 wird das Lasttrumm 17 verlängert, das Lostrumm 18 verkürzt, so daß die Phasenlage der Steuernockenwelle 2 zur Kurbelwelle 11 und also auch zu der von der Kurbelwelle 11 getriebenen Hubnockenwelle 1 geändert wird.

Eine in Fig. 8 vergrößert dargestellte Dämpfungsvorrichtung besteht aus einem ölgefüllten, im Zylinderkopf 10 der Brennkraftmaschine befestigten Hydraulikzylinder 21 und einem in ihm geführten, hohlen Hydraulikkolben 22. Der Kraftfluß geht vom Kipphebel 3 über den Hydraulikkolben 22 auf den Ventilschaft des Einlaßventils 4. Wird das Einlaßventil 4 durch die Ventilsfeder 5 geschlossen, so werden ab einer bestimmten Schließlage Ölabflußbohrungen 23 des Hydraulikzylinders 21 vom Hydraulikkolben 22 verschlossen, so daß das Aufsetzen des Ventiltellers 24 auf den Ventilsitz 25 verzögert und stark gedämpft erfolgt.

Zu dem zwischen dem Hydraulikzylinder 21 und dem Hydraulikkolben 22 gelgenen Ölraum 26 führt eine Ölleitung 27, die durch ein Rückschlagventil verschließbar ist. Zusätzlich können die Öl-abflußbohrungen 23 von außen durch ein Ventil verschlossen werden, das in Abhängigkeit von Kenngrößen der Brennkraftmaschine steuerbar ist, um die Dämpfung einstellbar zu machen.

P a t e n t a n s p r ü c h e

1. Variable Ventilsteuerung für eine Hubkolben-Brennkraftmaschine, bei der ein Einlaßventil durch eine sich drehende Hubnockenwelle mittels eines um eine verschiebbliche Lagerstelle schwenkbaren Ventilhebels entgegen der Kraft einer Ventilsfeder betätigbar ist, dadurch gekennzeichnet, daß an dem Ventilhebel (3, 3') zusätzlich eine mit gleicher Drehzahl wie die Hubnockenwelle (1) umlaufende Steuernockenwelle (2) angreift, die seine Schwenkbewegung abhängig von Kenngrößen der Brennkraftmaschine steuert, um die Steuernockenwelle (2) phasenverschoben gegenüber der Hubnockenwelle (1) zu verstellen.
2. Ventilsteuerung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Ventilhebel (3, 3') auf einer um eine ortsfeste Lagerstelle (6) schwenkbaren Kurbel (7) gelagert ist.
3. Ventilsteuerung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß auf der Kurbel (7) eine Rolle (8) gelagert ist, an der die Steuernockenwelle (2) angreift.
4. Ventilsteuerung nach Anspruch 1 und 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Ventilhebel als doppelarmiger Kipphebel (3) ausgebildet ist.
5. Ventilsteuerung nach Anspruch 1 und 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Ventilhebel als einarmiger Schwinghebel (3') ausgeführt ist.
6. Ventilsteuerung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Nocken der Steuernockenwelle (2) aus einem Kreissegment (14) und beidseitigen Übergangsflächen (13) zum Nockengrundkreis (12) zusammengesetzt ist.

7. Ventilsteuerung nach Anspruch 1 und 4, dadurch gekennzeichnet, daß der Winkelbereich (α_H) der Nockenerhebung (15) der Hubnockenwelle (1) gleich groß ist wie der Winkelbereich (α_S) des Kreissegments (14) der Steuernockenwelle (2).

8. Ventilsteuerung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Schwenkbewegung der Kurbel (7) eine Feder (16) entgegenwirkt.

9. Ventilsteuerung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß an dem Einlaßventil (4) eine hydraulische Dämpfungsvorrichtung (21, 22) mit einstellbarer Dämpfungskraft angebracht ist, die das Aufsetzen des Ventiltellers (24) auf den Ventilsitz (25) verzögert.

10. Ventilsteuerung nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß die Dämpfungsvorrichtung aus einem ölgefüllten Hydraulikzylinder (21) und einem in ihm geführten Hydraulikkolben (22) besteht, der vom Ventilschaft beim Schließvorgang durch Federkraft bewegt wird und bei einer bestimmten Ventilstellung Ölabflußbohrungen (23) des Hydraulikzylinders (21) verschließt.

11. Ventilsteuerung nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß an die hydraulische Dämpfungsvorrichtung (21, 22) eine Ölleitung (27) angeschlossen ist.

12. Ventilsteuerung nach Anspruch 10 und 11, dadurch gekennzeichnet, daß der Durchfluß durch die Ölleitung (27) und/oder die Ölabflußbohrungen (23) von außen durch Kenngrößen der Brennkraftmaschine steuerbar ist.

$1/2$ 