



Europäisches Patentamt  
European Patent Office  
Office européen des brevets

(11) Veröffentlichungsnummer:

**0 167 697**  
**B1**

(12)

## EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag der Patentschrift :  
24.01.90

(51) Int. Cl.<sup>5</sup> : **F 02 D 1/18, F 16 D 3/10**

(21) Anmeldenummer : 85100357.4

(22) Anmeldetag : 15.01.85

(54) Einspritzzeitpunktversteller einer Einspritzpumpe für Brennkraftmaschinen.

(30) Priorität : 17.05.84 DE 3418321

(73) Patentinhaber : Klöckner-Humboldt-Deutz Aktiengesellschaft  
Deutz-Mülheimer-Strasse 111 Postfach 80 05 09  
D-5000 Köln 80 (DE)

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung :  
15.01.86 Patentblatt 86/03

(72) Erfinder : Nolte, Albert  
Vaster Strasse 10  
D-5000 Köln 30 (DE)  
Erfinder : Altdorf, Joachim  
Frankfurter Strasse 248  
D-5000 Köln 30 (DE)

(45) Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung : 24.01.90 Patentblatt 90/04

(84) Benannte Vertragsstaaten :  
DE FR GB IT SE

(56) Entgegenhaltungen :  
EP-A- 0 122 399  
DE-A- 2 525 746  
FR-A- 895 657  
GB-A- 1 242 659  
GB-A- 2 019 613  
GB-A- 2 029 934  
GB-A- 2 123 493  
US-A- 3 401 572  
Patents Abstracts of Japan, vol.8, no.136(M-304)(1573), 23.06.1984

**EP 0 167 697 B1**

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

## Beschreibung

Die Erfindung bezieht sich auf einen Kraftstoffeinspritzzeitpunktversteller gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1.

Ein gattungsgemäßer Einspritzzeitpunktversteller ist aus der GB-A 2 029 934 bekannt. Dieser Einspritzzeitpunktversteller weist eine eigene Hydraulikpumpe auf, der ein hydraulisches Steuerventil nachgeschaltet ist, das die hydraulische Steuerflüssigkeit abwechselnd in zwei verschiedene Druckräume steuern kann. Entsprechend der Stellung des Steuerventils und des demzufolge druckbeaufschlagten Druckraums wird eine Einspritzzeitpunktverstellung durch Verschieben einer schrägverzahnten Verstellvorrichtung zwischen Primärteil und Sekundärteil erreicht. Nachteilig an diesem Einspritzzeitpunktversteller ist die aufwendige hydraulische Verstellvorrichtung, die eine separate Hochdruckpumpe sowie ein kompliziertes Steuerventil aufweist.

Auch ein weiterer Einspritzzeitpunktversteller (US-A 3,401,572) benötigt eine Hydraulik-Hochdruckpumpe, von der das Hydraulikfluid gesteuert dem Einspritzzeitpunktversteller zugeführt werden muß. Dabei bewirkt die Hydraulikflüssigkeit nur eine Einspritzzeitverstellung in eine Richtung, und die Rückverstellung wird von einer Feder alleinig vorgenommen. Dadurch ergeben sich zusätzliche Probleme bei der Abstimmung der zur Verstellung erforderlichen Druckkräfte.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, einen separaten Einspritzzeitpunktversteller vorzuschlagen, der die Vorgabegröße des Einspritzzeitpunktes einer Regeleinrichtung auf einfache Weise ohne Rückwirkung auf oder von den angreifenden Antriebsmomenten in einen Verdrehwinkel der Einspritzpumpennockenwelle zum Antriebsteil umsetzt. Dabei soll der Einspritzzeitpunktversteller ohne aufwendige, zur Verstellung notwendige Zusatzaggregate auskommen.

Diese Aufgabe wird von dem erfindungsgemäßen Einspritzzeitpunktversteller durch die im Kennzeichen des Anspruchs 1 aufgeführten Merkmale gelöst.

Dazu wird das Primärteil auf dem Sekundärteil durch einen Druckkolben verschoben, der von einem Druckmittel beaufschlagt wird. Der Druckkolben ist mit dem Primärteil fest verbunden und bildet im Sekundärteil zwei Druckräume, deren Abflüsse von einem Hydraulikansteuerungsbolzen, beherrscht werden. Der Hydraulikansteuerungsbolzen wird von einer Regelelektronik direkt und rückführungs frei angesteuert. Das Druckmittel, welches insbesondere Motoröl oder Kraftstoff der Brennkraftmaschine sein kann, der/das unter geringem Druck steht, wird über zwei Rückschlagventile den beiden Druckräumen zugeführt.

Die Verwendung eines hydraulischen Übertragungselementes ist gerade in Verbindung mit dem Antrieb eine Einspritzpumpe besonders sinnvoll. Im Betrieb entstehen im gesamten Antriebsstrang der Einspritzpumpe starke Wechselmomente, die eine Art pulsierende Bewegung zwis-

schen Antriebs- und Abtriebsteil des Einspritzzeitpunktverstellers erzeugen. Soll jetzt das Antriebsteil (Primärteil) gegenüber dem Abtriebsteil (Sekundärteil) verdreht werden, so ist es, wenn man diese Wechselmomente geeignet ausnutzt, nicht nötig, entgegen dem Abtriebsmoment der Einspritzpumpe zu verstellen, d. h. bei Verwendung einer Hydraulik genügt die Bereitstellung eines vergleichsweise geringen Hydraulikmitteldruckes, um die Verstellung durchzuführen. Der Einspritzzeitpunktversteller entnimmt die zur Verstellung nötige Kraft nicht aus der Hydraulik, sondern verstellt sich vorteilhafterweise selbstverstärkend mit der Energie der Wechselmomente. Dadurch ist eine teure Hydraulikhochdruckpumpe überflüssig und insbesondere die Verwendung des unter Druck stehenden Motoröls der Brennkraftmaschine als Hydraulikdruckmittel möglich. Es sind im weiteren alle bekannten Hydraulikflüssigkeiten möglich, wenn sie beispielsweise durch eine Pumpe auf einen, im Vergleich zu sonst üblichen Werten bei Hydrauliken, geringen Hydraulikdruck gebracht werden.

Die Regelelektronik legt über den Hydraulikansteuerungsbolzen durch Freigabe der Abflußöffnung der Druckräume die axiale Lage des Druckkolbens, und damit auch die axiale Stellung des Primärteils auf dem Sekundärteil, fest. Einer axialen Verschiebung des Hydraulikansteuerungsbolzens folgt also stets die axiale Verschiebung des Primärteils und somit die Verstellung des Einspritzzeitpunktes. Da die Verschiebung des Hydraulikansteuerungsbolzens in vorteilhafter Weise genau der Verschiebung des Primärteils entspricht, ist eine Rückführung der Regelgröße, nämlich des Verdrehwinkels des Sekundärteils zum Primärteil nicht unbedingt nötig, kann aber auch hier positive Einflüsse auf die Güte der Regelgröße haben.

Zur weiteren Erläuterung der Erfindung wird auf die Zeichnung verwiesen, in der ein Ausführungsbeispiel der Erfindung dargestellt ist. Es zeigen :

Fig. 1 eine schematische Darstellung der einzelnen Komponenten eines gattungsgemäßen Einspritzzeitpunktverstellers ;

Fig. 2 einen Längsschnitt durch einen-Einspritzzeitpunktversteller mit einem hydraulischen Druckkolben.

In Fig. 1 sind schematisch die einzelnen Komponenten eines gattungsgemäßen Einspritzzeitpunktverstellers dargestellt, wobei Pfeile die Wirkverbindung zwischen diesen andeuten. Der Einspritzzeitpunktversteller ist mit einem Sekundärteil 4 auf der Einspritzpumpennockenwelle 5 direkt angeordnet. Das nabenförmige Sekundärteil 4 ist mit einem zahnkranzartigen Primärteil 3 versehen, das mit einer Schrägverzahnung 9 angular beweglich und axial verschieblich mit dem Sekundärteil 4 im Eingriff steht. Das Primärteil 3 ist von einem antreibenden Zahnrad 49 über seine Außenverzahnung antreibbar und treibt sei-

nerseits über das Sekundärteil 4 die Einspritzpumpennockenwelle 5 an. Eine Zahnscheibe 8 ist wiederum mit dem Sekundärteil 4 fest verbunden. Sowohl auf dem Zahnkranz des Primärteils 3 als auch auf der Zahnscheibe 8 ist je eine Markierung angebracht. Zwei elektrischen Impulsgeber 6 und 7 registrieren jeden Vorbeilauf der Markierungen und senden dabei je einen elektrischen Impuls an eine Regelelektronik 1. Durch diese Impulse besitzt die Regelelektronik 1 sowohl Informationen über die Drehzahl der Einspritzpumpennockenwelle 5, als auch Informationen über den exakten momentanen Verdrehwinkel des Sekundär- zum Primärteil des Einspritzzeitpunktverstellers. Die zwei weiteren in die Regelelektronik 1 hineinführenden Pfeile sollen weitere Betriebsparameter der Brennkraftmaschine andeuten, die durch geeignete Geber und/oder Meßfühler zu elektrischen Größen umgewandelt worden sind. Die Regelelektronik 1 verarbeitet alle eingehenden Größen zu einem elektrischen Sollwert des Verdrehwinkels des Sekundär- zum Primärteil, d. h. zu einem Sollwert des Einspritzzeitpunktes. Dieses elektrische Signal muß mit Hilfe eines Umsetzers 2 in einen Verschiebeweg eines Verbindungsteils 10 umgesetzt werden.

Dazu wird gemäß der Erfindung (Fig. 2) ein Hydraulikansteuerungsbolzen axial verschoben, wozu das elektrische Signal der Regelelektronik 1 noch mit einer bekannten elektrischen Hilfseinrichtung in einen rückführungsfreien Verschiebeweg, der den Hydraulikansteuerungsbolzen weitgehend kraftfrei betätigts, umgesetzt wird. Der axiale Verschiebeweg des Verbindungsteil 10 führt durch die Schrägverzahnung 9 zu einer Veränderung der Drehinkelstellung des Sekundär- zum Primärteil, womit der Regelkreis des Einspritzzeitpunktverstellers über die Rückkopplung an den Impulsgebern 6 und 7 geschlossen ist.

In Fig. 2 ist die Verstellung der Drehinkelstellung des Sekundärteils 4 zum Primärteil 3 mit einer Hydraulik vorgesehen. Das Primärteil 3 ist auf dem Sekundärteil 4 axial verschieblich mit einer Schrägverzahnung 9 angeordnet. Im weiteren ist das Sekundärteil 4 mit einem Zahnkranz 8 versehen, wobei zwei Impulsgeber 6 und 7 die Drehinkelstellung des Sekundärteils 4 zum Primärteil 3 an eine separate Regelelektronik 1 mittels elektrischer Impulse weiterleiten. In dem Sekundärteil 4 ist in der Innenbohrung ein Druckkolben 29 zentrisch angeordnet. Dieser Druckkolben 29 bildet mit dem Ende der Einspritzpumpennockenwelle 5 und einem ringförmigen Fortsatz des Sekundärteils 4 zwei Druckräume 36 und 37. Der Druckkolben 29 ist dabei als gewöhnlicher Differentialkolben 48 mit einer Kolbenstange 39 ausgeführt. Im weiteren ist der Druckkolben 29 druckmitteldicht aus dem Sekundärteil 4 an der zylindrischen Dichtfläche 38 mit seiner Kolbenstange 39 herausgeführt und ortsfest mit dem Verbindungsteil 10 über eine Verschraubung einer Mutter 19 in einer zentralen Bohrung 18 desselben verbunden. Somit führt eine axiale Verschiebung des Druckkolbens 29 zu einer glei-

chen Verschiebung des Primärteils 3 auf dem Sekundärteil 4. In dem Druckkolben 29 ist in einer Bohrung 30, die achsparallel in seiner Mitte angeordnet ist, ein Hydraulikansteuerungsbolzen 31 vorgesehen. Dieser Hydraulikansteuerungsbolzen weist eine Abflußbohrung 32, zwei Steuerkanten 33 und zwei verbindende Abflußbohrungen 47 auf. Die beiden Druckräume 36, 37 sind über Bohrungen 34 mit der Bohrung 30 des Hydraulikansteuerungsbolzens 31 verbunden. Die beiden Steuerkanten 33 des Hydraulikansteuerungsbolzens 31 beherrschen über die Verbindungsbohrungen 34 den Abfluß der beiden Druckräume 36 und 37. Das Hydraulikmittel wird durch Hohlbohrungen 41 in dem Gehäuse 11 über ein Lager 42 der Einspritzpumpennockenwelle 5, einem Ringkanal 43 und weitere Bohrungen 44 in der Einspritzpumpennockenwelle 5 über zwei Rückschlagventile 45 den beiden Druckräumen 36 und 37 zugeführt. Im weiteren wird der Druckkolben 29 noch durch eine Federkraft (Feder 35) in axialer Richtung beaufschlagt.

Die Wirkungsweise eines derartigen hydraulischen Einspritzzeitpunktverstellers beruht auf den auf der Einspritzpumpennockenwelle angreifenden Wechselmomenten. Im Betrieb entstehen im gesamten Antriebsstrang der Einspritzpumpe starke Wechselmomente, die eine Art pulsierende Bewegung zwischen Antriebs- und Abtriebsteil des Einspritzzeitpunktverstellers erzeugen. Soll jetzt das Antriebsteil (Primärteil) gegenüber dem Abtriebsteil (Sekundärteil) verdreht werden, so ist es, wenn man diese Wechselmomente geeignet ausnutzt, nicht nötig, entgegen den Antriebsmomenten der Einspritzpumpe zu verstehen, d. h. bei Verwendung einer Hydraulik genügt die Beauftragung eines vergleichsweise geringen Hydraulikmitteldruckes, um die Verstellung durchzuführen. Der Einspritzzeitpunktversteller entnimmt die zur Verstellung nötige Kraft nicht aus der Hydraulik, sondern verstellt sich vorteilhaftweise selbstverstärkend mit der Energie der Wechselmomente. Dadurch ist eine teure Hydraulikhochdruckpumpe überflüssig und insbesondere die Verwendung des unter Druck stehendes Motoröls der Brennkraftmaschine als Hydraulikmittel nahegelegt.

Das Primärteil 3 wird von außen angetrieben und treibt seinerseits über die Schrägverzahnung 9 das Sekundärteil 4 an. Das Verbindungsteil 10 und der Druckkolben 29 drehen sich entsprechend mit. Der Hydraulikansteuerungsbolzen verschließt mit seinen Steuerkanten 33 alle Verbindungsbohrungen 34 zu den beiden Druckräumen 36 und 37. Infolgedessen kann über die beiden Rückschlagventile 45 kein Hydraulikmittel in die beiden Druckräume 36 und 37 nachfließen, der Druckkolben 29 ist also in seiner axialen Position gegenüber dem Sekundärteil fixiert. Soll jetzt der Einspritzzeitpunkt verändert werden, d. h. die Drehinkelstellung des Sekundärteils 4 zum Primärteil 3, so gibt die Regelelektronik 1 eine axiale Verschiebung des Hydraulikansteuerungsbolzens 31 vor. Dabei werden die elektrischen Impulse oder Signale der Regelelektronik 1 von einem

bekannten Umsetzer in einen den elektrischen Signalen proportionalen und rückführungsfreien Verschiebeweg umgesetzt. Es braucht hierbei insbesondere keine größere Kraft aufgebracht zu werden. Infolge dieser Verschiebung des Hydraulikansteuerungsbolzens 31 gibt eine Steuerkante 33 die Verbindungsbohrungen 34 zu einem der Druckräume, beispielsweise 37, frei. Das Hydraulikdruckmittel kann so über die erwähnten Verbindungsbohrungen 34 und die Abflußbohrung 47 durch die weitere Abflußbohrung 32 in dem Hydraulikansteuerungsbolzen 31 aus dem Sekundärteil heraus ins Freie abfließen. Eine Verschiebung des Druckkolbens 29 in Richtung dieses Druckraums 37 kann also erfolgen und wird, durch die Wechselmomente angetrieben, ausgeführt. Gleichzeitig füllt sich der andere Druckraum 36 über das Rückschlagventil 45 mit Hydraulikmittel weiter auf. Der Druckkolben 29 kann sich nicht in Richtung des Druckraumes 36 verschieben, da das Rückschlagventil 45 nur einen Hydraulikmittzufluß gestattet und die Verbindungsbohrung 34 des Druckraumes 36 von dem Hydraulikansteuerungsbolzen 31 verschlossen ist. Dies funktioniert solange, bis der Druckkolben über die Steuerkanten 33 hinweggeglitten ist, d. h. die Verbindungsbohrungen 34 des Druckraums 37 wieder verschlossen sind. Damit ist eine erneute stabile axiale Lage des Druckkolbens erreicht, welcher sich jetzt nicht mehr verschieben kann. Durch die axiale Verschiebung des Druckkolbens ist das Primärteil 3 auf dem Sekundärteil 4 ebenfalls in dieselbe axiale Richtung gewandert und hat damit die Drehwinkelstellung des Sekundärteils 4 zum Primärteil 3 entsprechend geändert.

Eine Rückkopplung der Drehwinkelstellung des Sekundärteils 4 zum Primärteil 3 über elektrische Impulsgeber 6 und 7 kann entfallen, da die axiale Lage des Hydraulikansteuerungsbolzens 31 in eindeutiger Weise die Größe der Drehwinkelstellungsänderung vorgibt. In einigen Fällen kann es sich im Interesse der Regelgüte jedoch als vorteilhaft erweisen, auch hier eine Rückkopplung der Drehwinkelstellung vorzunehmen. Für die Änderung des Einspritzzeitpunktes in die andere Richtung muß der Hydraulikansteuerungsbolzen 31 entgegengesetzt verschoben werden. Der Vorgang läuft dann entsprechend an der zweiten Steuerkante 33 des Hydraulikansteuerungsbolzens 31 ab.

Der Druckkolben 29 ist noch durch eine Federkraft einer Feder 35 beaufschlagt. Diese Federkraft ist für den Betrieb des Einspritzzeitpunktverstellers nicht notwendig, sie stellt jedoch sicher, daß bei Einschalten der Brennkraftmaschine ein wohldefinierter Wert des Einspritzzeitpunktes erreicht wird.

#### Patentansprüche

1. Einspritzzeitpunktversteller einer Einspritzpumpe für eine Brennkraftmaschine, der am Antrieb der Einspritzpumpe angeordnet ist, bestehend aus einem antreibenden Primärteil (3) und

einem angetriebenen Sekundärteil (4), das mit der Einspritzpumpennockenwelle (5) verbunden ist, wobei die mechanische Kraftübertragung vom Primärteil (3) zum Sekundärteil (4) über eine Schrägverzahnung (9) erfolgt und zur Erzielung einer Drehwinkelverstellung zwischen dem Primärteil (3) und dem Sekundärteil (4) eine hydraulische Verstellvorrichtung zur Verschiebung eines der Teile (3, 4) vorgesehen ist, die aus einem auf einen Teil wirkenden hydraulischen Kolben (29) besteht, der durch Druckbeaufschlagung eines ersten Druckraums (36) in die eine Verstellrichtung und durch Druckbeaufschlagung eines zweiten Druckraums (37) in die andere Verstellrichtung bewegbar ist und daß zur Steuerung der Bewegung in die Verstellrichtungen ein hydraulisches Steuerventil vorgesehen ist, das entsprechend der von einer elektrischen Regeleinrichtung ermittelten Drehwinkelstellungsvorgabegröße betätigt ist, wobei die Drehwinkelstellungsvorgabegröße zumindest aus der von Impulsgebern erfaßten Drehzahl des Primärteils oder der Kurbelwelle ermittelt ist, dadurch gekennzeichnet, daß die Druckräume (36, 37) über Rückschlageventile (45) gemeinsam über einen Hydraulikmittzufluß mit Druckmitteln geringen Drucks gespeist sind und das Steuerventil (31) die Abflüsse (34) der Druckräume (36, 37) steuert.

2. Einspritzzeitpunktversteller nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Kolben ein doppelt wirkender, mit dem Primärteil (3) fest verbundener Druckkolben (29) ist, der im Sekundärteil mit diesem zwei Druckräume (36, 37) begrenzt.

3. Einspritzzeitpunktversteller nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß das Steuerventil ein im Zentrum des Druckkolbens (29) in einer Sacklochbohrung (30) angeordneter Hydraulikansteuerungsbolzen (31) ist, der durch eine Bohrung (18) im Primärteil (3) von außen betätigbar ist.

4. Einspritzzeitpunktversteller nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Druckkolben (29) aus einem Differentialkolben (46) und einer Kolbenstange (39) besteht, wobei der Druckkolben zwei ringförmige Druckräume (36, 37) begrenzt.

5. Einspritzzeitpunktversteller nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß der Druckkolben (29) mit seiner zylindrischen, abgedichteten Kolbenstange (39) aus dem Sekundärteil (4) herausragt.

6. Einspritzzeitpunktversteller nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß der Druckkolben (29) von einer Seite mit einer Feder (35) belastet ist.

7. Einspritzzeitpunktversteller nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Druckmittzführung zu den beiden Druckräumen (36, 37) durch Hohlbohrungen (41) im Gehäuse (11) des Einspritzzeitpunktverstellers, durch die Lager (42) der Einspritzpumpennockenwelle (5) und durch Hohlbohrungen (44) in der Einspritzpumpennockenwelle (5) vorgesehen ist.

8. Einspritzzeitpunktversteller nach einem der

Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß als Druckmittel der Betriebsschmierstoff der Brennkraftmaschine oder deren Kraftstoff verwendbar ist.

9. Einspritzzeitpunktversteller nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß der Hydraulikansteuerungsbolzen (31) mit einer axialen Hohlbohrung (32), zwei Steuerkanten (33) und mindestens mit einer mit der Hohlbohrung (32) verbundenen Abflußbohrung (47) versehen ist.

10. Einspritzzeitpunktversteller nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß der Hydraulikansteuerungsbolzen (31) in seiner Ruhelage sowohl die Abflußöffnung (34) des ersten Druckraums (36) als auch die Abflußöffnung (34) des zweiten Druckraums (37) verschließt.

11. Einspritzzeitpunktversteller nach einem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß bei Verschiebung des Hydraulikansteuerungsbolzen (31) in eine Richtung die Abflußöffnung (34) eines Druckraumes durch eine Steuerkante (33) freigegeben ist, während die Abflußöffnung (34) des anderen Druckraums verschlossen bleibt und umgekehrt.

12. Einspritzzeitpunktversteller nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, daß der Hydraulikansteuerungsbolzen (31) von der Regelelektronik über ein das elektrische Signal in einen proportionalen Weg umformenden Umsetzer (2) ansteuerbar ist, wobei über die Stellung des Hydraulikansteuerungsbolzens (31) die Stellung des Druckkolbens (29) festliegt.

## Claims

1. An injection timing adjuster of an injection pump for an internal combustion engine, which adjuster is arranged on the drive of the injection pump, comprising a driving primary part (3) and a driven secondary part (4) which is connected with the injection pump cam shaft (5), wherein the mechanical force transmission from the primary part (3) to the secondary part (4) takes place through a helical gearing (9) and for the achieving of an adjustment of angle of rotation between the primary part (3) and the secondary part (4), a hydraulic displacer device is provided for the shifting of one of the parts (3, 4), which device consists of a hydraulic piston (29) acting upon one part, which piston is movable by pressure charging of a first pressure chamber (36) in the one shifting direction and by pressure charging of a second pressure chamber (37) in the other shifting direction, and in that for the controlling of the movement in the shifting directions a hydraulic control valve is provided which is actuated according to the rotation angle position preset value ascertained by an electric regulating device, the rotation angle position preset value being ascertained at least from the rotation rate of the primary part or of the crank-shaft detected by the pulse emitters, characterised in that the

pressure chambers (36, 37) are fed through non-return valves (45) in common by way of a hydraulic medium supply with low-pressure pressure means and the control valve (31) controls the outflows (34) of the pressure chambers (36, 37).

5 5. An injection timing adjuster according to Claim 1, characterised in that the piston is a double-acting pressure piston (29) firmly connected with the primary part (3) which pressure piston defines, in the secondary part, two pressure chambers with the secondary part.

10 10. An injection timing adjuster according to Claim 1 or 2, characterised in that the control valve is a hydraulic control bolt (31) arranged in the centre of the pressure piston (29) in a blind bore (30), which bolt is actuatable from the exterior through a bore (18) in the primary part (3).

15 15. An injection timing adjuster according to Claim 1 or 2, characterised in that the control valve is a hydraulic control bolt (31) arranged in the centre of the pressure piston (29) in a blind bore (30), which bolt is actuatable from the exterior through a bore (18) in the primary part (3).

20 20. An injection timing adjuster according to any one of Claims 1 to 3, characterised in that the pressure piston (29) comprises a differential piston (48) and a piston rod (39), the pressure piston defining two annular pressure chambers (36, 37).

25 25. An injection timing adjuster according to any one of Claims 1 to 4, characterised in that the pressure piston (29) protrudes with its cylindrical, sealed-off piston rod (39) from the secondary part (4).

30 30. An injection timing adjuster according to any one of Claims 1 to 5, characterised in that the pressure piston (29) is loaded from one side by a spring (35).

35 35. An injection timing adjuster according to any one of Claims 1 to 6, characterised in that the pressure medium supply into the two pressure chambers (36, 37) is provided through hollow bores (41) in the housing (11) of the injection timing adjuster, through the bearings (42) of the injection pump cam shaft (5) and through hollow bores (44) in the injection pump cam shaft (5).

40 40. An injection timing adjuster according to any one of Claims 1 to 7, characterised in that the operating lubricant of the internal combustion engine or the fuel thereof is usable as pressure medium.

45 45. An injection timing adjuster according to any one of Claims 1 to 8, characterised in that the hydraulic control bolt (31) is provided with an axial hollow bore (32), two control edges (33), and at least one outflow bore (47) connected with the hollow bore (32).

50 50. An injection timing adjuster according to any one of Claims 1 to 9, characterised in that the hydraulic control bolt (31) in its rest position closes both the outflow opening (34) of the first pressure chamber (36) and the outflow opening (34), of the second pressure chamber (37).

55 55. An injection timing adjuster according to any one of Claims 1 to 10, characterised in that on displacement of the hydraulic control bolt (31) in one direction the outflow opening (34) of a pressure chamber is cleared by a control edge (33) while the outflow opening (34) of the other pressure chamber remains closed, and vice versa.

60 60. An injection timing adjuster according to any one of Claims 1 to 10, characterised in that on displacement of the hydraulic control bolt (31) in one direction the outflow opening (34) of a pressure chamber is cleared by a control edge (33) while the outflow opening (34) of the other pressure chamber remains closed, and vice versa.

65 65. An injection timing adjuster according to any one of Claims 1 to 10, characterised in that on displacement of the hydraulic control bolt (31) in one direction the outflow opening (34) of a pressure chamber is cleared by a control edge (33) while the outflow opening (34) of the other pressure chamber remains closed, and vice versa.

any one of Claims 1 to 11, characterised in that the hydraulic control bolt (31) is actuatable by the electronic regulating system through a converter (2) which converts the electric signal into a proportional distance, while the position of the pressure piston (29) is fixed by way of the position of the hydraulic control bolt (31).

## Revendications

1. Mécanisme d'avance de l'injection pour une pompe à injection de moteur à combustion interne, mécanisme monté sur l'entraînement de la pompe à injection, et constitué par un élément primaire (3) servant à entraîner et un élément secondaire (4) entraîné, relié à l'arbre à cames (5) de la pompe à injection, la transmission de force mécanique de l'élément primaire (3) à l'élément secondaire (4) s'effectuant, par l'intermédiaire d'une denture hélicoïdale (9), et un dispositif de réglage hydraulique pour déplacer l'un de ces éléments (3, 4) étant prévu en vue d'obtenir un réglage de l'angle de rotation entre l'élément primaire (3) et l'élément secondaire (4), dispositif de réglage qui est constitué par un piston hydraulique (29) agissant sur un élément et qui peut sous l'effet d'une action de pression sur une première chambre de compression (36), être déplacé dans un sens de réglage, et sous l'effet d'une action de pression sur une seconde chambre de compression (37), être déplacé dans l'autre sens de réglage, et une soupape de commande hydraulique étant prévue pour commander le déplacement dans les sens de réglage, soupape qui s'actionne en fonction de la grandeur prescrite pour la position de l'angle de rotation et déterminée par un dispositif de réglage électrique, cette grandeur prescrite pour la position de l'angle de rotation étant définie au moins d'après la vitesse de rotation de l'élément primaire ou du vilebrequin, détectée par des générateurs d'impulsions, mécanisme d'avance de l'injection caractérisé en ce que les chambres de compression (36, 37) sont alimentées en commun, par l'intermédiaire de soupapes anti-retour (45), en utilisant un afflux d'agent hydraulique, avec des agents sous pression de faible pression, et la soupape de commande (31) commande les moyens d'écoulement (34) des chambres de compression (36, 37).

2. Mécanisme d'avance de l'injection selon la revendication 1 caractérisé en ce que le piston est un piston de pression (29) à double effet, relié rigidement à l'élément primaire (3), et qui dans l'élément secondaire délimite avec celui-ci deux chambres de compression (36, 37).

3. Mécanisme d'avance de l'injection selon la revendication 1 ou 2, caractérisé en ce que la soupape de commande est un boulon de commande hydraulique (31) monté dans un alésage à trou borgne (30) au centre du piston de pression (29), et qui peut s'actionner de l'extérieur grâce à un alésage (18) ménagé dans l'élément primaire (3).

4. Mécanisme d'avance de l'injection selon l'une des revendications 1 à 3, caractérisé en ce que le piston de pression (29) est constitué par un piston différentiel (45) et une tige de piston (39), ce piston de pression délimitant deux chambres de compression (36, 37) de forme annulaire.

5. Mécanisme d'avance de l'injection selon l'une des revendications 1 à 4, caractérisé en ce que le piston de pression (29) fait saillie de l'élément secondaire (4) par sa tige de piston (39) cylindrique, étanchée.

6. Mécanisme d'avance de l'injection selon l'une des revendications 1 à 5, caractérisé en ce que le piston de pression (29) est chargé, sur un côté, par un ressort (35).

7. Mécanisme d'avance de l'injection selon l'une des revendications 1 à 6, caractérisé en ce que l'aménée de l'agent sous pression aux deux chambres de compression (36, 37) est prévue par des alésages creux (41) ménagés dans le carter (11) du mécanisme d'avance de l'injection, par les paliers (42) de l'arbre à cames (5) de la pompe à injection, et par des alésages creux (44) ménagés dans l'arbre à cames (5) de la pompe à injection.

8. Mécanisme d'avance de l'injection selon l'une des revendications 1 à 7, caractérisé en ce que, comme agent sous pression, on peut utiliser le lubrifiant de fonctionnement du moteur à combustion interne ou son carburant.

9. Mécanisme d'avance de l'injection selon l'une des revendications 1 à 8, caractérisé en ce que le boulon de commande hydraulique (31) est pourvu d'un alésage creux axial (32), de deux bords de commande (33), et au moins d'un alésage d'écoulement (47) relié à l'alésage creux (32).

10. Mécanisme d'avance d'injection selon l'une des revendications 1 à 9, caractérisé en ce que le boulon de commande hydraulique (31), dans sa position de repos, ferme aussi bien l'ouverture d'écoulement (34) de la première chambre de compression (36) que l'ouverture d'écoulement (34) de la seconde chambre de compression (37).

11. Mécanisme d'avance de l'injection selon l'une des revendications 1 à 10, caractérisé en ce que lorsque le boulon de commande hydraulique (31) est déplacé dans un sens, l'ouverture d'écoulement (34) d'une chambre de compression est libérée par un bord de commande (33), tandis que l'ouverture d'écoulement (34) de l'autre chambre de compression reste fermée, et inversement.

12. Mécanisme d'avance de l'injection selon l'une des revendications 1 à 11, caractérisé en ce que le boulon de commande hydraulique (31) peut se commander par le dispositif électrique de réglage, par l'intermédiaire d'un convertisseur (2) transformant le signal électrique en une course proportionnelle, la position du piston de pression (29) étant déterminée de façon fixe d'après la position du boulon de commande hydraulique (31).

Fig. 1

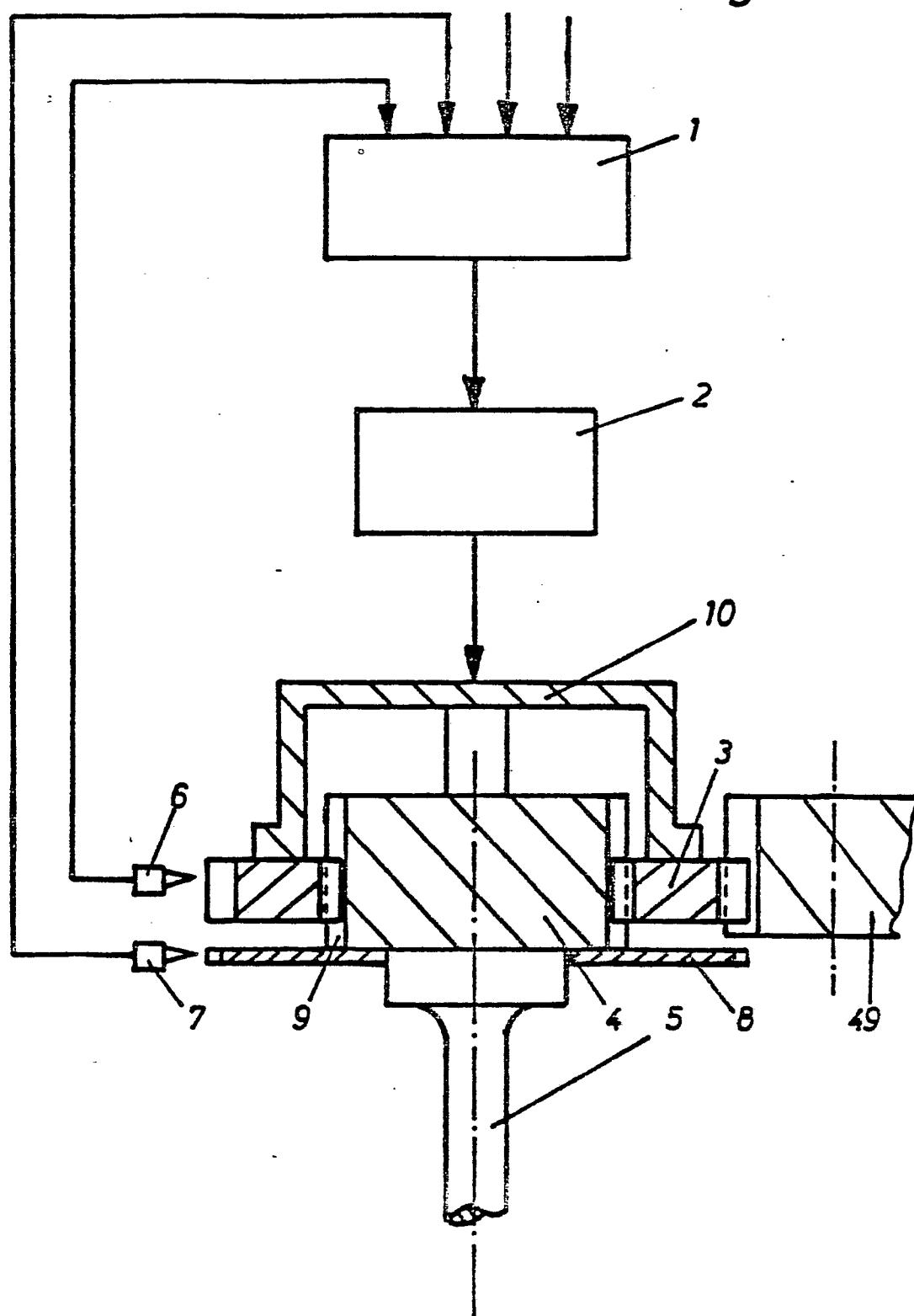


Fig. 2

