

12 **EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG**

21 Anmeldenummer: **89123118.5**

51 Int. Cl.⁵: **F02D 1/16, F02M 41/12**

22 Anmeldetag: **14.12.89**

30 Priorität: **07.01.89 DE 3900345**

43 Veröffentlichungstag der Anmeldung:
18.07.90 Patentblatt 90/29

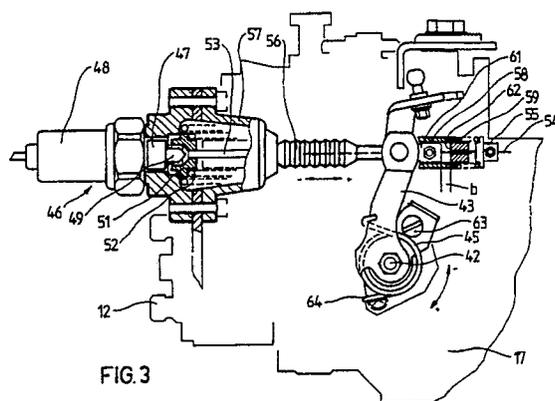
64 Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB IT

71 Anmelder: **ROBERT BOSCH GMBH**
Postfach 10 60 50
D-7000 Stuttgart 10(DE)

72 Erfinder: **Konrath, Karl**
Vogelsangstrasse 45
D-7149 Freiberg/Neckar(DE)
Erfinder: **Ruesseler, Kar-Friedrich**
Baumreute 3
D-7257 Ditzingen 3(DE)
Erfinder: **Hain, Josef**
Spaichinger Weg 10
D-7250 Leonberg(DE)
Erfinder: **Tschoeke, Helmut, Dr.**
Schwarzwaldstrasse 3
D-7302 Ostfildern 1(DE)
Erfinder: **Schoetz, Alfons**
Scheibberstrasse 17
D-7255 Rutesheim(DE)

54 **Verteilerkraftstoffeinspritzpumpe für Brennkraftmaschinen.**

57 Verteilerkraftstoffeinspritzpumpe für Brennkraftmaschinen mit einem Nockentrieb, bei dem ein ruhendes Teil (19) durch einen hydraulischen Spritzversteller (22, 28) relativ zum Pump- und Verteilerkolben (1) verdrehbar ist und wobei an diesem ruhenden Teil (19) ein zusätzlicher mechanischer Spritzversteller (41-46) angreift, durch den der Spritzzeitpunkt bei kalter Brennkraftmaschine in Richtung früh verstellt wird, mit einem spätest zulässigen Spritzzeitpunkt, und wobei über eine Zusatzfeder (59) eine drehzahlabhängige zusätzliche Verstellung in Richtung früh über einen bestimmten Drehzahlbereich erfolgt, bis dann oberhalb dieses Drehzahlbereichs die Spritzbeginnverstellung nur noch in Abhängigkeit vom hydraulischen Spritzversteller gesteuert wird.



EP 0 377 851 A2

Verteilerkraftstoffeinspritzpumpe für Brennkraftmaschinen

Stand der Technik

Die Erfindung geht aus von einer Verteilerkraftstoffeinspritzpumpe für Brennkraftmaschinen nach der Gattung des Hauptanspruchs. Bei einer bekannten Verteilerkraftstoffeinspritzpumpe dieser Art (Bosch Verteilereinspritzpumpe, Typ VE, Bosch technische Unterrichtung VDT-U 2/2 DE bzw. DE-OS 28 44 910) erfolgt die Einspritzmengenregelung über einen mechanischen Drehzahlregler mit verschiedenen Aufschaltungen zur Berücksichtigung von Betriebskenngrößen (VDT-Schrift). Die Spritzzeitpunktverstellung hingegen erfolgt über hydraulische Mittel, indem eine Steuerflüssigkeit den Spritzverstellkolben drehzahlabhängig verstellt, wobei als Steuerflüssigkeit der Dieseldieselkraftstoff dienen kann, der über eine mit motordrehzahlsynchroner Drehzahl angetriebene Förderpumpe auf einen drehzahl abhängigen Druck gebracht wird. Diese Spritzverstellregelung ist für den Normalbetrieb, also warme Brennkraftmaschine im normalen Arbeitsbereich gedacht. Um bei kalter Brennkraftmaschine, bei der bekanntlich der Spritzbeginn früher liegen muß, um für die Aufbereitung des Kraftstoffes bis zu seiner Zündfähigkeit ausreichend Zeit zur Verfügung zu haben, eine von der Drehzahl unabhängige Frühverstellung zu erhalten, wird eine Relativverdrehung des ruhenden Teils (Rollenring) des Nockentriebs durch ein Steuergerät vorgenommen, welches über einen Verstellhebel und einen Exzenter eine unmittelbare Verstellung vornimmt. Diese Verstellung in Richtung früh entspricht gerade der gewünschten Frühverstellung, wie sie bei kalten Brennkraftmaschinen erforderlich ist. Wenn sich nun der Motor allmählich erwärmt, wird der Eingriff des Steuergerätes allmählich abgebaut, so daß bei warmem Motor dann die Spritzverstellung nur noch vom hydraulischen Spritzversteller bestimmt wird. Für den Eingriff des Steuergerätes ist am ruhenden Teil eine entsprechende Ausnehmung angeordnet, so daß bei warmer Brennkraftmaschine das Steuergerät keinen Einfluß nehmen kann, wohingegen bei kalter Brennkraftmaschine, beispielsweise über einen entsprechenden Zapfen, der an einer der Begrenzungswände der Ausnehmung angreift, die vorgesehene Relativverdrehung bewirkt wird.

Für die Erfindung relevant ist somit nur der Arbeitsbereich für eine kalte Brennkraftmaschine, wobei folgender Funktionsablauf stattfindet. Bei kalter Brennkraftmaschine ist über die Steuervorrichtung das ruhende Teil in die gewünschte Lage verdreht entsprechend früher Einspritzung für kalte Motoren, wobei der Spritzverstellkolben ein Stück entgegen der Spritzverstellfeder verschoben ist. Da

die Spritzverstellung auch drehzahlabhängig erfolgt, entspricht somit diese Lage zudem einer bestimmten Motordrehzahl (mit zunehmender Drehzahl erfolgt eine Verstellung in Richtung früher). Sobald dann bei einer entsprechenden Motordrehzahl die Steuerflüssigkeit den Druck erreicht hat, der dieser vorgegebenen Stellung für kalten Motor des Spritzverstellkolbens entspricht, wird der Spritzverstellkolben aus dieser Kaltmotorfrühverstellung entgegen der Kraft der Spritzverstellfeder verschoben und verdreht dabei das ruhende Teil zusätzlich in Richtung früh, wobei sich die entsprechende Wand der Ausnehmung des ruhenden Teils vom Zapfen abhebt. Ab diesem Moment erfolgt die Spritzbeginnverstellung rein drehzahlabhängig so wie bei der warmen Brennkraftmaschine. In den Kennlinien der Funktionen von Frühverstellung über der Drehzahl, bedeutet dies einen scharfen Knick. Gewünscht jedoch ist stets ein weicher Übergang, d.h. daß bereits vor Erreichen dieses Punktes eine gewisse Verstellung in Richtung früher erwünscht wäre, die dann auch erst nach diesem Punkt in die Normalfunktion übergeht. Der scharfe Übergang hat jedenfalls den Nachteil einer unbefriedigenden Anpassung des Spritzbeginns bei kalter Brennkraftmaschine im Übergangsbereich von niederen Drehzahlen (Startdrehzahlen, Leerlauf) zu höheren Drehzahlen. Dies äußert sich vor allem in erhöhten Abgas- und Geräuschemissionen, sowie in höherem Kraftstoffverbrauch.

Vorteile der Erfindung

Die erfindungsgemäße Verteilerkraftstoffeinspritzpumpe mit den kennzeichnenden Merkmalen des Hauptanspruchs hat demgegenüber den Vorteil, daß ausgehend von dem bei kalter Maschine vorgegebenen frühen Spritzbeginn bereits eine zusätzliche Verstellung in Richtung früher mit zunehmender Drehzahl erfolgt, wobei diese Zunahme durch die Charakteristik der Zusatzfeder bestimmt ist. Immer dann, wenn die in Richtung spät wirkenden Kräfte der Spritzverstellfeder und der Schenkelfeder durch den in Richtung früh wirkenden Druck der Steuerflüssigkeit überwunden werden, bewirkt die ebenfalls in Richtung früher wirkende Zusatzfeder eine entsprechende zusätzliche Verschiebung in Richtung früh.

Vorteilhafterweise wird hierdurch mit sehr einfachen Mitteln ein weicherer Übergang zwischen der Frühverstellvorgabe bei kalter Brennkraftmaschine und der normalen Frühverstellung erreicht, wodurch vor allem das Hochlaufverhalten des Motors verbessert wird mit einem günstigeren Drehmo-

ment und geringerem Kraftstoffverbrauch in diesem Laufbereich. Nach einer vorteilhaften Ausgestaltung der Erfindung weist in an sich bekannter Weise der Nockentrieb einen im Pumpengehäuse gelagerten und als an sich ruhendes Teil dienenden Rollenring auf, an dem Laufrollen gelagert sind, wobei ein mit einer Nockenfläche versehener und mit dem Verteilerkolben und der Antriebswelle mitrotierender Nockenteil mit dem Rollenring für den Hubantrieb des Pump- und Verteilerkolbens zusammenwirkt und wobei ein mit dem Verstellhebel verdrehbarer Exzenterzapfen in eine entsprechende Längsnut des Rollenrings greift. Hierdurch ist in einfacher Weise ermöglicht, daß der Rollenring ausgehend von der jeweils temperaturabhängig eingestellten Mindestfrühverstelllage weiter in eine frühere Lage verdreht werden kann, wobei in diesem Übergangsbereich durch die Zusatzfeder und über den Mitnahmezapfen diese Frühverstellung unterstützt wird.

Nach einer weiteren vorteilhaften Ausgestaltung der Erfindung, bei der in an sich bekannter Weise (DE-OS 28 44 910) ein Bowdenzug als Mitnahmeteil zwischen Temperaturregler und Verstellhebel vorgesehen ist, ist die Zusatzfeder zwischen dem Klemmstück des Bowdenzugs und dem Verstellhebel wirksam. Während der Bowdenzug vom Temperaturregler betätigt den Anschlag für den Mindestfrühzeitpunkt bestimmt, ermöglicht die dazwischengeschaltete Zusatzfeder die Steuerung des Übergangsbereichs, so daß erfindungsgemäß bereits, vor Erreichen der im Normalbetrieb entsprechenden

Drehzahl, bei kalter Maschine eine zusätzliche Verstellung in Richtung früh erfolgt. Natürlich kann die Zusatzfeder auch unabhängig vom Bowdenzug am Verstellhebel in Richtung früh angreifen, wobei sie sich beispielsweise an einem gehäusefesten und justierbaren Widerlager abstützen kann. Durch die Integrierung in den Bowdenzug jedoch ist eine zusätzliche Justierung nicht erforderlich, da mit der Grundeinstellung des Steuergerätes auch die Zusatzfeder mit verstellt wird. Bei Grundeinstellung ist hierbei vor allem an die Zuordnung zwischen Temperaturregler und Verstellgrad des ruhenden Teils des Nockentriebs gedacht, wobei mit zunehmender Motortemperatur der Verstellhebel und damit der ruhende Teil des Nockentriebs in Richtung spät verdreht oder verdrehbar ist, wobei bei der Anordnung der Zusatzfeder zwischen Verstellhebel und Klemmstück des Bowdenzugs diese Zusatzfeder in gleicher Weise wirksam ist, wenn der eingestellte Mindestfrühzeitpunkt der Ausgangslage des Spritzverstellkolbens entspricht. In jedem Fall jedoch ist die Zusatzfeder dann außer Wirkung und ohne Einfluß auf die Spritzbeginnverstellung, wenn auch das Steuergerät außer Wirkung ist.

Als Temperaturregler kann natürlich ein elek-

trisch beheiztes Thermoelement oder aber ein vom Kühlwasser der Brennkraftmaschine beheizter Dehnstoffregler dienen oder sonst ein die Temperatur verarbeitendes Element.

5 Nach einer weiteren vorteilhaften Ausgestaltung der Erfindung ist der mögliche Weg der Zusatzfeder durch Mitnahmeanschläge begrenzt. Hierdurch wird einerseits die Vorspannung der Feder und damit die Steilheit der Übergangskennlinie bestimmt und beeinflußt und andererseits auch der Drehzahlbereich vorgegeben, ab dem diese Zusatzfeder wirksam ist. Die Zusatzfeder bedeutet bezüglich der Kraftwirkung eine konstante Addition zur durch den Druck der Steuerflüssigkeit bewirkten Stellkraft, solange sie zwischen Bowdenzugklemmstück und Verstellhebel angeordnet ist. Bei unabhängiger Eingriff am Verstellhebel wirkt sich natürlich die eingegebene Federkonstante aus, was zu einer entsprechenden Änderung der Steigung der Kurvenscharen zueinander führt, die diesem Übergangsbereich entsprechen. Im ersten Fall verlaufen diese Kurven parallel zueinander.

20 Nach einer weiteren Ausgestaltung der Erfindung wird der eine Mitnahmeanschlag durch eine Buchse mit Längsnuten bestimmt, in denen das Klemmstück des Bowdenzugs geführt ist, während der andere Mitnahmeanschlag durch einen in dieser Buchse geführten Bolzen gebildet wird, der das Klemmstück aufnimmt, wobei zwischen diesen beiden Mitnahmeanschlägen, also zwischen Buchse und Bolzen die Zusatzfeder angeordnet ist. Hierdurch kann in sehr einfacher Weise einerseits der Zusatzfederarbeitsbereich und andererseits der Gesamtverstellbereich in Richtung früh durch Festlegen des Bowdenstücks mit nur einem Klemmstück erzielt werden.

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

Zeichnung

45 Ein Ausführungsbeispiel des Gegenstandes der Erfindung ist mit zwei Varianten in der Zeichnung dargestellt und im folgenden näher beschrieben. Es zeigen Fig. 1 eine erfindungsgemäße Kraftstoffeinspritzpumpe im Teillängsschnitt gemäß Linie I-I in Fig. 2, Fig. 2 einen Teilquerschnitt durch diese Pumpe gemäß Linie II-II in Fig. 1, Fig. 3 eine Ansicht mit Teilschnitt gemäß Pfeil III in Fig. 2 dieser Pumpe, Fig. 4 ein Funktionsdiagramm der Erfindung mit Spritzverstellzeitpunkt über der Drehzahl, Fig. 5 eine Fig. 3 entsprechende Darstellung einer Variante und Fig. 6 eine konstruktive Ausgestaltung eines Erfindungsdetails.

Beschreibung des Ausführungsbeispiels

Anhand der in Fig. 1 dargestellten Verteilerein-spritzpumpe wird im folgenden die Grundfunktion einer solchen Pumpe erläutert. Ein auch als Verteiler dienender Pumpenkolben 1 wird durch eine Antriebswelle 2 und mit Hilfe eines Nockentriebs 3 in eine hin und her gehende und gleichzeitig rotierende Bewegung versetzt. Bei jedem Druckhub des Pumpenkolbens 1 wird dabei aus einem Pumpen-arbeitsraum 4 über eine zentrale Längsbohrung 5 und eine Verteilerlängsnut 6 Kraftstoff zu einem von mehreren Druckkanälen 7 gefördert, die um den Pumpenkolben 1 herum in gleichmäßigen Drehwinkelabständen angeordnet sind und jeweils zu einem nicht dargestellten Brennraum einer Brennkraftmaschine führen.

Der Pumpenarbeitsraum 4 wird über einen Saugkanal 8 aus einem im Gehäuse der Einspritzpumpe vorhandenen und mit Kraftstoff gefüllten Saugraum 9 mit Kraftstoff versorgt, indem während des Saughubs des Pumpenkolbens 1 der Saugkanal 8 durch im Pumpenkolben 1 vorgesehene Steuerkanäle 11 aufgesteuert wird, so daß entsprechend Kraftstoff aus dem Saugraum 9 in den Pumpenarbeitsraum 4 strömen kann. Die Anzahl der Steuerkanäle 11 entspricht der Anzahl der Druckkanäle 7 und damit der Anzahl der pro Umdrehung des Pumpenkolbens ausgeführten Druckhübe. In den Druckkanälen 7 ist jeweils ein Druckventil 12 angeordnet, um die Druckleitungen zwischen Kraftstoffeinspritzpumpe und Motor (nicht dargestellt) von den Druckkanälen 7 in Strömungsrichtung zur Pumpe hin hydraulisch abzukoppeln.

Die pro Hub in je einen der Druckkanäle 7 geförderte einzuspritzende Menge wird durch die axiale Lage eines um den Pumpenkolben 1 angeordneten Regelschiebers 13 bestimmt. Die axiale Lage des Regelschiebers 13 wird durch einen Drehzahlregler 14 und einen nicht dargestellten willkürlich betätigbaren Verstellhebel bestimmt, unter Auswertung der jeweiligen Drehzahl und Last, wobei letztere vorzugsweise der Stellung des Gaspedals der Brennkraftmaschine entspricht.

Der Saugraum 9 wird von einer Förderpumpe 15 her mit Kraftstoff versorgt, die auch von der Antriebswelle 2 angetrieben wird und deren Saugleitung 16 von einem nicht dargestellten Kraftstoffbehälter her mit Kraftstoff versorgt wird. Durch ein hier nicht dargestelltes Drucksteuerventil wird der Ausgangsdruck der Förderpumpe 15 und damit der Druck im Saugraum 9 gesteuert, so daß dieser Druck entsprechend einer zunehmenden Drehzahl steigt. Im Saugraum 9 sind der Nockentrieb 3 sowie der Drehzahlregler 14 angeordnet, die somit druckausgeglichen allseitig vom Kraftstoff umgeben sind und durch diese geschmiert werden.

Der im Pumpengehäuse 17 angeordnete Nok-

5 ktrieb 3 weist einen Rollen 18 tragenden Rollenring 19 auf, der um einen bestimmten Winkel ver-drehbar im Pumpengehäuse 17 gelagert ist und in dessen U-förmigen Querschnitt die Rollen 18 gela-gert sind. Dieser Rollenring 19 ist über einen Ver-
10 stellbolzen 21 mit einem Spritzverstellkolben 22 drehschlüssig gekoppelt. In der Innenbohrung die-ses Rollenrings 19 ist eine Klauenkupplung vorhan-den, bei der antriebsseitige Klauen 23 der Antriebs-welle 2 mit abtriebsseitigen Klauen 24 des Pump-
15 und Verteilerkolbens 1 ineinander greifen, so daß der Pump- und Verteilerkolben 1 unabhängig von der Antriebswelle 2 eine Hubbewegung während des form- und kraftschlüssigen Drehantriebes aus-
20 üben kann. Am Pumpenkolben 1 ist außerdem eine Stirnnockenscheibe 25 angeordnet, die mit einer Stirnnocken aufweisenden Fläche 26 auf den Rol-len 18 abläuft, wobei die Zahl der Stirnnocken
25 wiederum der Zahl der Druckkanäle 6 entspricht. Die Stirnnockenscheibe 25 wird durch Federn 27, von denen nur eine teilweise dargestellt ist, mit ihrer Lauffläche 26 auf die Rollen 18 gepresst.

Der, wie besonders Fig. 2 entnehmbar, tangen-tial zum Rollenring 19 axial verschiebbare Spritz-verstellkolben 22 ist in der einen Verstellrichtung durch eine Spritzverstellfeder 28 belastet und in der anderen Verstellrichtung durch den in einem Raum 29 herrschenden Druck von Steuerflüssig-
30 keit, welche durch den auch im Saugraum 9 vor-handenen Kraftstoff gebildet wird, dessen Druck drehzahlabhängig gesteuert ist und welcher durch einen im Spritzverstellerkolben 22 vorhandenen Drosselkanal 31 zugeführt wird. Die Verschiebe-
35 richtung des Spritzverstellkolbens 22 ist dabei so gewählt, daß wenn der Kraftstoffdruck im Saug-raum 8 mit zunehmender Drehzahl steigt, der
40 Spritzverstellkolben 22 entgegen der Spritzverstell-feder 28 verschoben den Rollenring 19 so verdreht, daß die Stirnnocken der Stirnnockenscheiben 25 früher mit den Rollen 18 in Eingriff gelangen, wo-durch der Hubbeginn des Pumpenkolbens 1 und
45 damit der Förderbeginn, d.h. der Spritzzeitpunkt des Kraftstoffes in bezug auf die Drehlage der Antriebswelle 2, früher erfolgt. Je höher also die Drehzahl ist, desto früher liegt dieser Spritzzeit-punkt.

Der Antrieb des Drehzahlreglers 14 erfolgt über ein Zahnrad 32, das drehschlüssig auf die An-triebswelle 2 gesteckt ist und einen Drehzahlgeber 33 mit Fliehgewichten 34 antreibt, welcher an einer nicht dargestellten Reglermuffe angreift, die axial verschiebbar gelagert ist und andererseits durch eine Regelfeder am Hebelsystem 35 angreift, wel-
50 ches wiederum den Regelschieber 13 für dessen Hublage anlenkt. Das Regelhebelsystem 35 ist hierfür auf einer Achse 36 schwenkbar gelagert. In bekannter Weise wird bei diesen Pumpen die Vor-spannung der Regelfeder durch den Verstellhebel

geändert und zwar in der Art, daß bei Verstellung des Verstellhebels in Richtung zunehmender Last auch die Vorspannung der Regelfeder zunimmt, so daß der Regelschieber 13 weiter nach oben geschoben wird, was aufgrund eines dadurch gegebenen späteren Aufsteuerns eines Entlastungskanals 37 des Pumpenarbeitsraums 4 während des Druckhubs des Pumpenkolbens 1 eine Zunahme der Einspritzmenge zur Folge hat. Der Entlastungskanal 37 ist im Pumpenkolben 1 angeordnet und mit der Axialbohrung 5 verbunden. Die Absteuerung der noch im Pumpenarbeitsraum 4 befindlichen Kraftstoffmenge ist immer dann gegeben, wenn während des Druckhubs des Pumpenkolbens 1 die Mündungen 38 des Entlastungskanals 37 aus dem Regelschieber 13 austauschen und so die weitere Kraftstoffförderung des Pumpenkolbens in den Saugraum 9 erfolgt. Der Förderbeginn hingegen erfolgt stets nach Beginn und Zurücklegung eines bestimmten Druckhubweges des Pumpenkolbens 1, nämlich nachdem die im Pumpenkolben 1 verlaufenden Steuerkanäle 11 vom Saugkanal 8 getrennt wurden. Wenn also bei zunehmender Drehzahl der Rollenring 19 durch den Spritzverstellkolben 22 um einige Winkelgrad verdreht wird und damit die Antriebsrollen 18 in bezug auf die Lauffläche 26 der Stirnsockenscheibe 25 verschoben werden, beginnt entsprechend der Druckhub des Pumpenkolbens 1 früher mit entsprechend früherer Unterbrechung der Steuerkanäle zum Saugkanal. Um über diese rein drehzahlabhängige Spritzzeitpunktverstellung auch eine davon unabhängige temperaturabhängige Verstellung des Spritzbeginns in Richtung früh zu erhalten, greift am Rollenring 19 in eine dort vorgesehene Nut 39 ein Kugelbolzen 41 ein, der an der Stirnseite einer Verstellwelle 42 exzentrisch angeordnet ist, an welcher andererseits ein Verstellhebel 43 angreift. Sobald also bei kalter Brennkraftmaschine der Verstellhebel 43 in Richtung früh verschoben wird, wird über die Verstellwelle 42 und den exzentrisch angeordneten Kugelbolzen 41 dieser an das Ende 44 der Nut 39 gedrückt, so daß nach Überwindung der Kraft der Spritzverstellfeder 28 der Rollenring 19 entsprechend im Gehäuse 17 verdreht wird. Hiermit ist jeweils der spätest mögliche Spritzzeitpunkt bestimmt - der Rollenring 19 kann nunmehr nur noch in Richtung früher verdreht werden.

Bei dieser Verdrehung muß auch die Kraft einer Schenkelfeder 45 überwunden werden, die am Verstellhebel 43 in Richtung spät angreift. Um die jeweilige Verstellrichtung in der Zeichnung anzugeben, sind entsprechende Doppelpfeile vorgesehen, wobei die Pfeile in Richtung "plus" eine Späterverstellung und die in Richtung "minus" eine Früherverstellung des Spritzzeitpunkts bedeuten. Außerdem ist in Fig. 2 der Spritzverstellkolben 22 um den Weg a verschoben, und es liegt der Kugelbol-

zen 41 am Ende 44 der Nut 39 an, als Hinweis dafür, daß der Verstellhebel 43 in eine für kalten Motor entsprechende Frühverstellung verdreht ist, für die a signifikant ist. Für diese Frühverstellung greift am Verstellhebel 43 ein Temperaturgeber 46 an, der als Steuergerät eine der Temperatur entsprechende Verstellung des Verstellhebels 43 bewirkt und der im einzelnen anhand von Fig. 3 erläutert wird.

Der Temperaturgeber 46 weist wie in Fig. 3 dargestellt einen Dehnstoffregler 47 auf, der über ein elektrisches Heizgerät 48 synchron zur Motortemperatur erwärmbar ist. Dieser Dehnstoffregler 47 verschiebt mit zunehmender Temperatur fortschreitend über einen Zapfen 49 einen Federteller 51 entgegen der Kraft einer Einspannfeder 52 und verstellt dabei ein Koppelstück 53 eines Bowdenzuges 54, der als Mitnahmeglied für den Verstellhebel 43 dient. Hierfür ist am Ende des Bowdenzuges ein Klemmstück 55 vorgesehen. Der Bowdenzug selbst ist durch eine Gummitülle 56 verkleidet, die zwischen dem Verstellhebel 43 und einem Gehäuse 57 des Temperaturgebers 46 angeordnet ist.

Zwischen dem Klemmstück 55 und dem Verstellhebel 43 ist relativ zum Klemmstück 55 auf dem Bowdenzug verschiebbar eine Buchse 58 vorgesehen, wobei zwischen dieser Buchse 58 und dem Klemmstück 55 eine Zusatzfeder 59 angeordnet ist. Die unmittelbare Kraftübertragung zwischen dem Bowdenzug 54 und dem Verstellhebel 43 wird über einen Klemmbolzen 61 bewirkt, der innerhalb der Buchse 58 axial verschiebbar ist, wobei eine Bodenfläche 62 der Buchse 58 als Anschlag für den möglichen Relativhub b zwischen Buchse 58 und Klemmbolzen 61 dient. Das Klemmstück 55 und der Klemmbolzen 61 weisen einen festen Abstand voneinander auf für den möglichen Weg der Buchse 58.

Die Zusatzfeder 59 wirkt in Richtung früher Spritzzeitpunkt auf den Verstellhebel 43, wobei bei einer Verdrehung desselben unter Wirkung dieser Zusatzfeder 59 der Klemmbolzen 61 in seiner Lage verharren würde und die Buchse 58 durch die Zusatzfeder 59 angetrieben den Verstellhebel 43 nach links schwenken würde. Eine solche Verstellung ist jedoch nur möglich, wenn die in Richtung spät wirkenden Kräfte, wie nämlich die Schenkelfeder 45 und die Spritzverstellfeder 28, überwunden wären. Erfindungsgemäß ist die Kraft der Zusatzfeder 59 mit ihrer Verstellwirkung auf den Verstellhebel 43 etwas größer als die Kraft der Schenkelfeder 45 mit ihrer Stellwirkung auf diesen Verstellhebel 43. Für das Gesamtkräfteverhältnis unter Einbeziehung der Exzenterlage des Kugelbolzens 41 zur Verstellwelle 42 sowie der Kraft der in Richtung spät wirkenden Spritzverstellfeder 28 und der durch den Verstellbolzen 21 gegebenen Hebelübersetzung ist die in Richtung spät wirkende, am

Rollenring 19 angreifende mechanische Kraft durch die Spritzverstellfeder 28 und die Schenkelfeder 45 größer als die mechanische Verstellkraft, die, durch die Zusatzfeder 59 verursacht, in Richtung früh wirkt. Hierbei kann aufgrund des günstigen Hebelverhältnisses durch den Verstellhebel 43 mit einer Zusatzfeder 59 verhältnismäßig geringer Kraft eine verhältnismäßig große Verstellkraft am Rollenring erzeugt werden.

Der Schwenkbereich des Verstellhebels 43 ist durch Anschlüsse 63 und 64 begrenzt, wobei jedoch in jedem Fall bei warmer Brennkraftmaschine durch den Temperaturregler 46 und mit Unterstützung der Schenkelfeder 45 der Verstellhebel 43 soweit in Richtung spät verschwenkt wird, daß der Kugelbolzen 41 keine Wirkverbindung mit dem Rollenring 19 eingehen kann und die Spritzzeitpunktverstellung nur noch durch den Spritzverstellkolben 22 erfolgt.

Anhand des in Fig. 4 dargestellten Funktionsdiagramm wird das Arbeiten der Zusatzfeder 59 erläutert. In diesem Diagramm ist über der Drehzahl n (Abszisse) der Förderbeginn f_b bzw. der Spritzzeitpunkt (Ordinate) aufgetragen, je höher der Punkt liegt, desto früher erfolgt der Spritzbeginn. Um bei der bisherigen Annahme zu bleiben, zeigt der entsprechende Doppelpfeil mit minus nach oben und plus nach unten. Die gestrichelt dargestellte Kennlinie mit einem waagrecht- und einem schrägen Abschnitt c und einem schrägen Abschnitt d , der in einen durchgezogenen Abschnitt e gleicher Steigung übergeht, entspricht dem bekannten Spritzzeitpunktversteller, ohne die Zusatzfeder 59. Erfindungsgemäß wird durch die Zusatzfeder 59 die durchgezogene Kennlinie f erzielt, die in die Kennlinie e übergeht, während beim bekannten Spritzzeitpunktversteller, bei dem für kalten Motor erfolgten mechanischen Spritzverstellung a (siehe Fig. 2) der Verstellkolben 22 und damit der Rollenring 19 in dieser Einstelllage verharren, bis die Drehzahl n_c erreicht ist, bei der dieser Drehzahl entsprechende Druck im Raum 29 beginnt, die Kraft der Spritzverstellfeder 28 zu überwinden, und wonach dann völlig unabhängig von der mechanischen Vorgabe durch den Kugelbolzen 41 (dieser bleibt stehen) der Rollenring 19 gemäß der Kennlinie d und entsprechend der Motordrehzahl nach früher verdreht wird, so wie es bei der warmen Brennkraftmaschine der Fall ist. Insofern entspricht die Kennlinie d in Verbindung mit der Kennlinie e dem typischen Spritzzeitpunktverlauf bei warmer Brennkraftmaschine. Durch das Verwenden der Zusatzfeder 59 jedoch beginnt bereits eine gewisse Verdrehung des Nockenrings 19 in Richtung früh von a aus, sobald das Gleichgewicht zwischen den in Richtung spät wirkenden Kräften durch die Verstellfeder 28 und die Schenkelfeder 45 mit den in Richtung früh wirkenden Kräften durch die Zusatz-

feder 59, unterstützt durch den Kraftstoffdruck im Raum 29, wenn dieser Druck aufgrund zunehmender Drehzahl steigt, erreicht ist. Bei Erreichen der Drehzahl n_e , die oberhalb der Drehzahl n_c liegt, ist dann der Weg b der Zusatzfeder 59 beendet, was einer Spritzzeitpunktverstellung in Richtung früh des Weges FB_b entspricht. Wie dem Diagramm deutlich entnehmbar ist, ergibt dieses einen weichen Übergang zwischen dem spätest zulässigen Spritzzeitpunkt bei kalter Maschine und der höheren Drehzahl entsprechenden Frühverstellung.

Bei der in Fig. 5 dargestellten Variante ist das Klemmstück 55 innerhalb eines einseitig geschlossenen Nippels 75 fest angeordnet, wobei dieser Nippel mit seiner offenen Seite mit dem Verstellhebel 43 zusammenwirkt. Im Nippel 75 ist ein Kolben 76 axial verschiebbar angeordnet, der ebenfalls mit dem Verstellhebel 43 zusammenwirkt und an dem sich einerseits die Zusatzfeder 59 abstützt, die andererseits am Klemmnippel 55 angreift. Der Kolben 76 ist für den Durchgang des Bowdenzuges 54 durchbohrt. Sobald also die Möglichkeit aufgrund des Kräfteverhältnisses besteht, wird durch die Stellfeder 59 der Kolben 76 und damit der Verstellhebel 43 nach links in Richtung früh verschoben und dies relativ zum mit dem Bowdenzug 54 ortsfesten Nippel 75.

Der Verstellhebel 43 ist hier in einer Stellung für warmen Motor dargestellt, also in einer Stellung, in der er keine Spritzbeginnverstellaufgaben übernommen hat. Entsprechend ist über den Temperaturregler 46 und Bowdenzug 54 der Nippel 75 so weit nach rechts verschoben, daß selbst bei durch die Zusatzfeder 59 aus dem Nippel 75 herausgeschobenem Kolben 76 der Verstellhebel 43 eine Stellung einnimmt, die ohne Verstelleinfluß bleibt. In dieser Figur ist gestrichelt die vergleichsweise Stellung des Verstellhebels 43 dargestellt, die er aufgrund der Verstellung durch den Temperaturregler 46 bei kaltem Motor einnimmt zuzüglich einer Verstellung für höhere Drehzahl durch die Zusatzfeder 59.

In Fig. 6 ist eine dritte Variante der Erfindung dargestellt, bei der sich am Innenboden eines Blechtopfes 65 die Zusatzfeder 59 einerseits abstützt, die sich andererseits an einem Schieber 66 abstützt, der eine stufenförmige Querbohrung 67 hat, um mit einem für den Bowdenzug 54 quer durchbohrten Stufenschraubbolzen 68 als Klemmstück zu dienen. Im Blechtopf 65 sind Längsnuten 69 für den Stufenschraubbolzen 68 vorhanden. Außerdem bildet die Stirnseite 71 des Schiebers 66 mit dem Boden 72 des Topfes 65 den einen Begrenzungsanschlag, während der andere Anschlag durch die Länge der Längsnuten 69 in Verbindung mit dem Stufenschraubbolzen 68 gebildet wird. In der Bodenwand des Topfes 65 ist eine den Bowdenzug 54 durchlassende Bohrung 73 vorhan-

den. Außerdem ist an dieser Wand um den Bowdenzug 54 herum eine Hülse 74 befestigt, die als Anschlag mit dem Verstellhebel 43 zusammenwirkt. Bei dieser Variante wird zur zusätzlichen Frühverstellung der Topf 65 durch die Feder 59 relativ zum mit dem Bowdenzug 54 ortsfesten Schieber 66 verstellt.

Alle in der Beschreibung, den nachfolgenden Ansprüchen und der Zeichnung dargestellten Merkmale können sowohl einzeln als auch in beliebiger Kombination miteinander erfindungswesentlich sein.

Bezugszahlenliste

Spritzzeitpunkt

mech. Kraft

- 1 Pumpenkolben
- 2 Antriebswelle
- 3 Nockengetriebe
- 4 Pumpenarbeitsraum
- 5 Axialbohrung in 1
- 6 Verteilerlängsnut in 1
- 7 Druckkanäle
- 8 Saugkanal
- 9 Saugraum
- 10
- 11 Steuerkanäle
- 12 Druckventil
- 13 Regelschieber
- 14 Drehzahlgeber
- 15 Förderpumpe
- 16 Saugleitung
- 17 Pumpengehäuse
- 18 Rollen
- 19 Rollenring
- 20
- 21 Verstellbolzen
- 22 Spritzverstellkolben
- 23 Klauen an 2
- 24 Klauen an 1
- 25 Stirnnockenscheibe
- 26 Lauffläche von 25
- 27 Federn
- 28 Spritzverstellfeder
- 29 Raum
- 30
- 31 Drosselkanal
- 32 Zahnrad
- 33 Drehzahlgeber
- 34 Fliehkewichte
- 35 Regelhebel
- 36
- 37 Entlastungskanal
- 38 Mündungen

- 39 Nut in 19
- 40
- 41 Kugelbolzen
- 42 Verstellwelle
- 43 Verstellhebel
- 44 Ende von 39
- 45 Schenkelfeder
- 46 Temperaturgeber
- 47 Dehnstoffregler
- 48 Heizgerät
- 49 Zapfen
- 50
- 51 Federteller
- 52 Einspannfedern
- 53 Koppelstück
- 54 Bowdenzug
- 55 Klemmstück
- 56 Gummitülle
- 57 Gehäuse
- 58 Buchse
- 59 Zusatzfeder
- 60
- 61 Klemmbolzen
- 62 Bodenfläche
- 63 Anschlag
- 64 Anschlag
- 65 Topf
- 66 Schieber
- 67 Stufenbohrung
- 68 Stufenschraubbolzen
- 69 Längsnuten
- a Weg
- b Weg zwischen 58 und 62
- 70
- 71 Stirnseite von 66
- 72 Boden von 65 mech. Kraft an RR angreifend in Richtung früh oder Richtung spät durch Federn verursacht
- 73 Bohrung
- 74 Hülse
- 75 Nippel
- 76 Kolben

45 **Ansprüche**

1. Verteilerkraftstoffeinspritzpumpe für Brennkraftmaschinen
 - mit einem Drehzahlregler zur Regelung der Einspritzmenge in Abhängigkeit von Betriebskenngrößen wie Last und Drehzahl,
 - mit einem die Drehzahl und Förderbewegung des Pump- und Verteilerkolbens bewirkenden Nockentrieb, durch den bei Relativverdrehen eines an sich ruhenden Teils (Rollenring) zu dem umlaufenden Teil (Nockenscheibe) eine zeitliche Änderung des durch den Kolbenhub bestimmten Förderbeginns erfolgt,

- mit einem hydraulischen Spritzzeitpunktversteller zur Änderung des Förderbeginns, durch den der an sich ruhende Teil (Rollenring) durch ein Mitnahmeglied (Verstellbolzen) durch ein Spritzverstellkollben verstellbar ist, der entgegen der Kraft einer Spritzverstellfeder durch eine Steuerflüssigkeit beaufschlagt ist, deren Druck sich drehzahlabhängig ändert, so daß mit zunehmender Drehzahl eine Verstellung des Spritzzeitpunktes in Richtung früh erfolgt

- und mit mechanischen, am ruhenden Teil angreifenden Spritzzeitpunktverstelleinrichtung, durch die bei kaltem Motor den spätest möglichen Spritzbeginn bestimmend der ruhende Teil über einen Temperaturregeber und ein Mitnahmeglied in Richtung früh verschoben wird, eine weitere Frühverstellung zulassend,

dadurch gekennzeichnet, daß zwischen Temperaturregeber und Mitnahmeteil eine Zusatzfeder angeordnet ist, die bei ausreichendem Druck der Steuerflüssigkeit und entsprechender Überwindung der in Richtung spät wirkenden Spritzverstellfeder eine zusätzliche und damit drehzahlabhängige Verstellung durch die Zusatzfeder (59) in Richtung früh bewirkt.

2. Verteilereinspritzpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Mitnahmeglied einen in einer Ausnehmung des ruhenden Teils wirkenden Exzenterbolzen aufweist, der an der Stirnseite einer in der Achse radial zum ruhenden Teil angeordneten Verstellwelle (42) angeordnet ist, an welcher ein Verstellhebel (43) angreift.

3. Verteilerkraftstoffeinspritzpumpe nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß am Verstellhebel (43) eine Schenkelfeder (45) in Richtung spät angreift, deren auf die Verstellwelle (42) wirkende Stellkraft geringer ist als die durch die Zusatzfeder (59) über den Verstellhebel (43) erzeugte Verdrehkraft.

4. Verteilerkraftstoffeinspritzpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Nockentrieb einen im Pumpengehäuse (17) gelagerten, als ruhendes Teil dienenden Rollenring (19) mit Laufrollen (18) aufweist und eine mit einer auf den Rollen (18) ablaufenden Lauffläche (26) einer Stirnnockenscheibe (25), die von einer Antriebswelle (2) mit dem Pump- und Verteilerkollben (1) sowie einer Förderpumpe (15) drehzahlgleich angetrieben wird.

5. Verteilerkraftstoffeinspritzpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Frühverstellung beim kalten Motor vom Temperaturregeber (46) auf das Verstellglied mittels eines Bowdenzuges (54) erfolgt und daß zwischen dem Klemmstück (55, 66, 68) und dem Verstellglied die Zusatzfeder (59) wirksam ist.

6. Verteilerkraftstoffeinspritzpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekenn-

zeichnet, daß der Verstellweg (b) der Zusatzfeder (59) durch Mitnahmeanschläge in beiden Richtungen begrenzt ist.

7. Verteilerkraftstoffeinspritzpumpe nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß als Klemmstück ein Schieber (66) mit Klemmstückspannschraube (68) für den Bowdenzug (54) dient, welcher in einem die Zusatzfeder (59) aufnehmenden Topf (65) axial verschiebbar angeordnet ist, wobei der Boden (72) des Topfes (65) einerseits mit dem Verstellglied (43) zusammenwirkt und andererseits als Auflage der Zusatzfeder (59) dient, die sich andererseits am Schieber (66) abstützt.

8. Verteilerkraftstoffeinspritzpumpe nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß auf dem Bowdenzug zwei Klemmstücke (55) und (61) angeordnet sind, zwischen denen verschiebbar auf dem Bowdenzug eine Buchse (58) vorhanden ist, die einerseits mit dem Verstellhebel (43) zusammenwirkt und andererseits sich an dem einen Klemmnippel (55) abstützt, während der andere Klemmnippel (61) mit dem Verstellglied (43) zusammenwirkt.

9. Verteilerkraftstoffeinspritzpumpe nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß der Klemmnippel (55) in einem Nippel (75) befestigt ist, wobei in dem Nippel (75) ein Kolben (76) auf dem Bowdenzug (54) axial verschiebbar angeordnet ist, der einerseits wie der Nippel (75) mit dem Verstellglied (43) zusammenwirkt und andererseits durch die Zusatzfeder (59) belastet ist, die sich andererseits am Klemmnippel (55) abstützt.

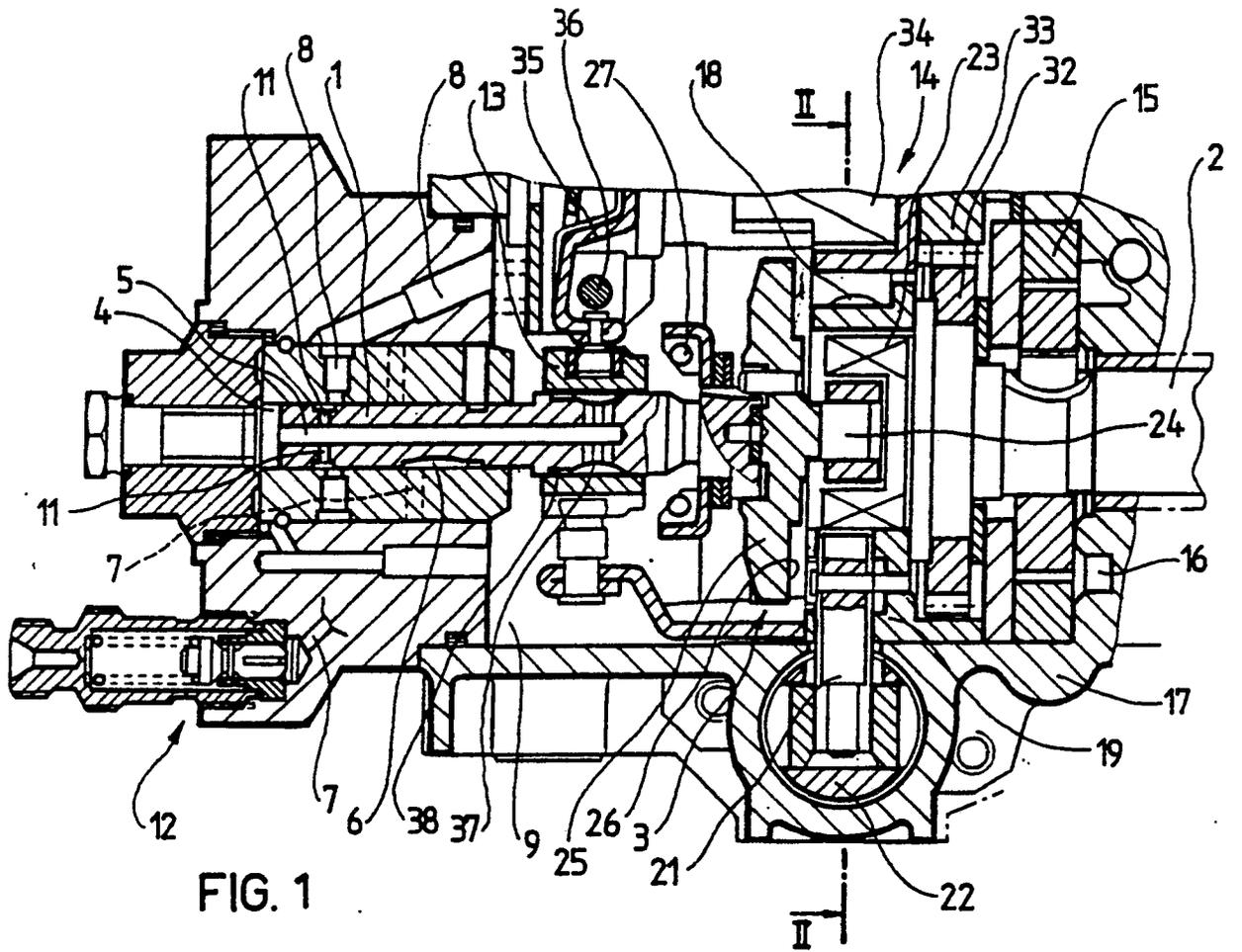


FIG. 1

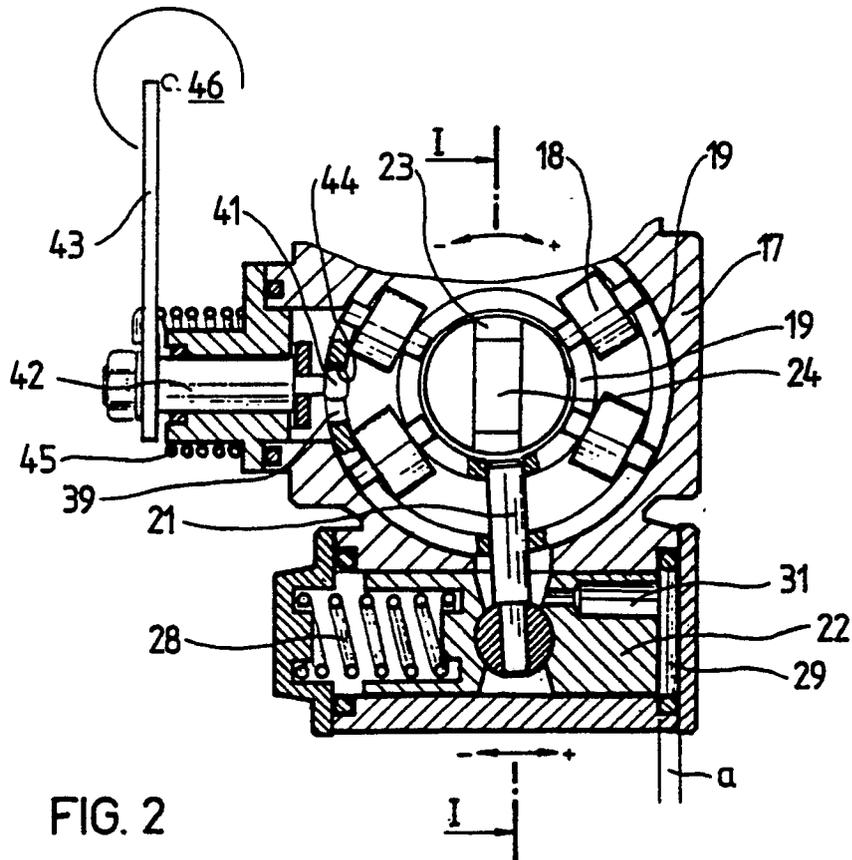


FIG. 2

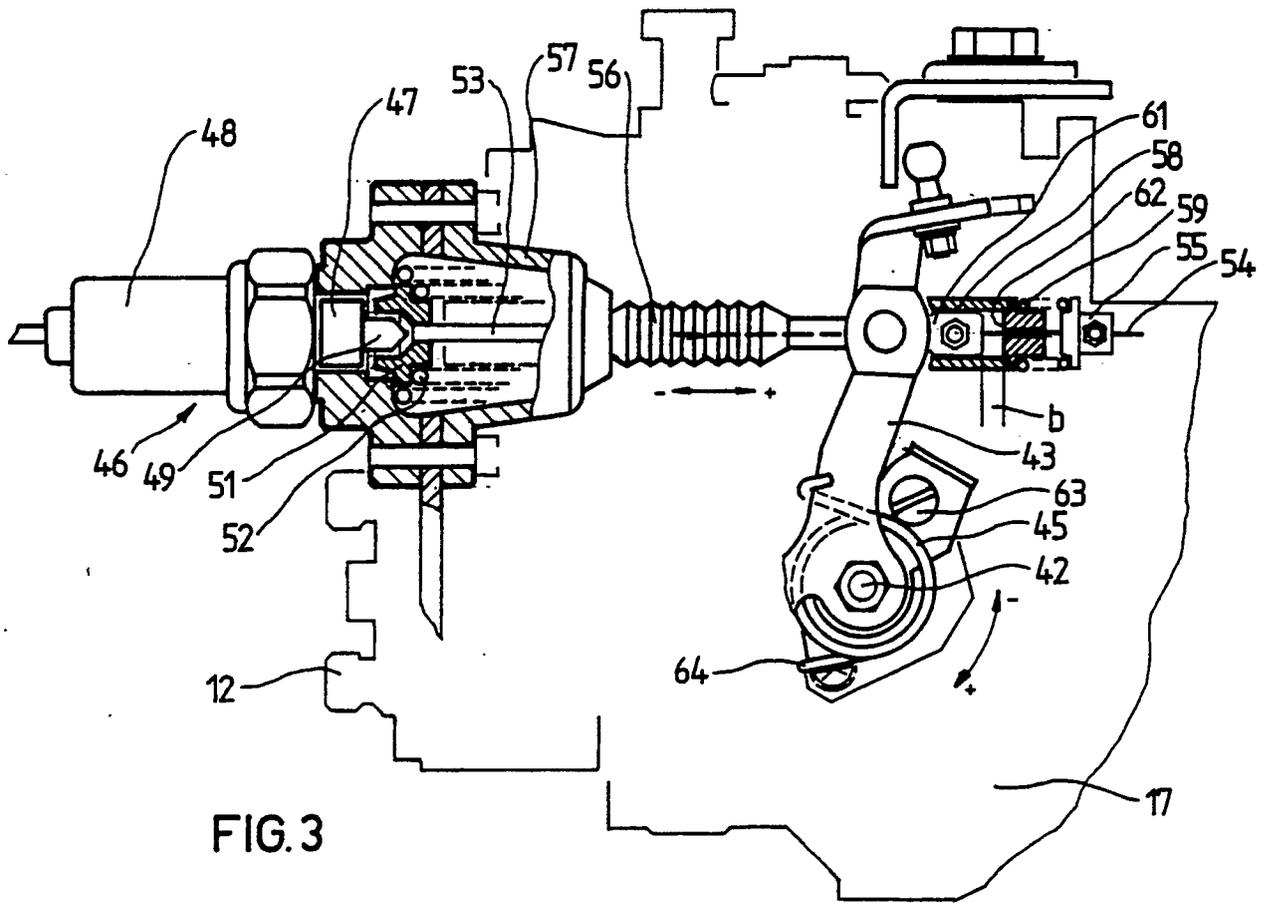


FIG. 3

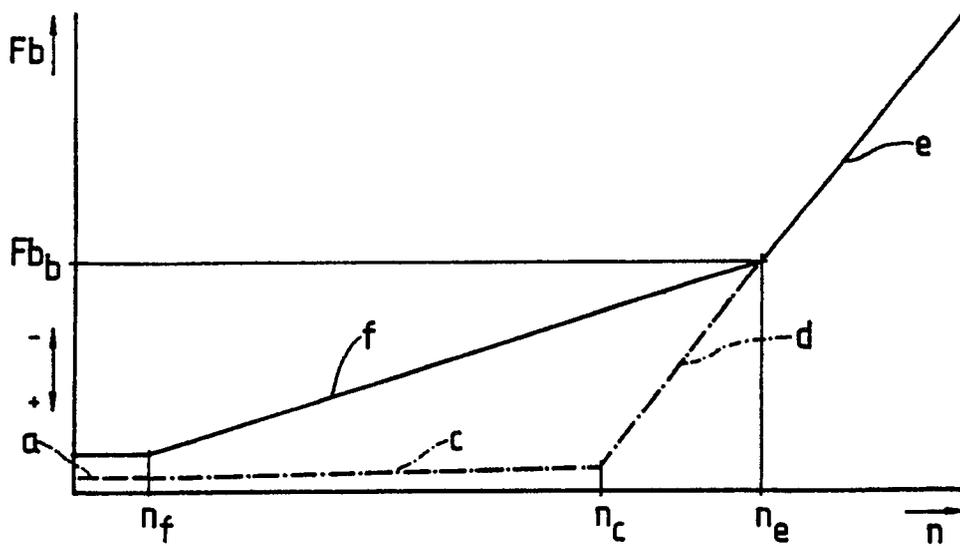


FIG. 4

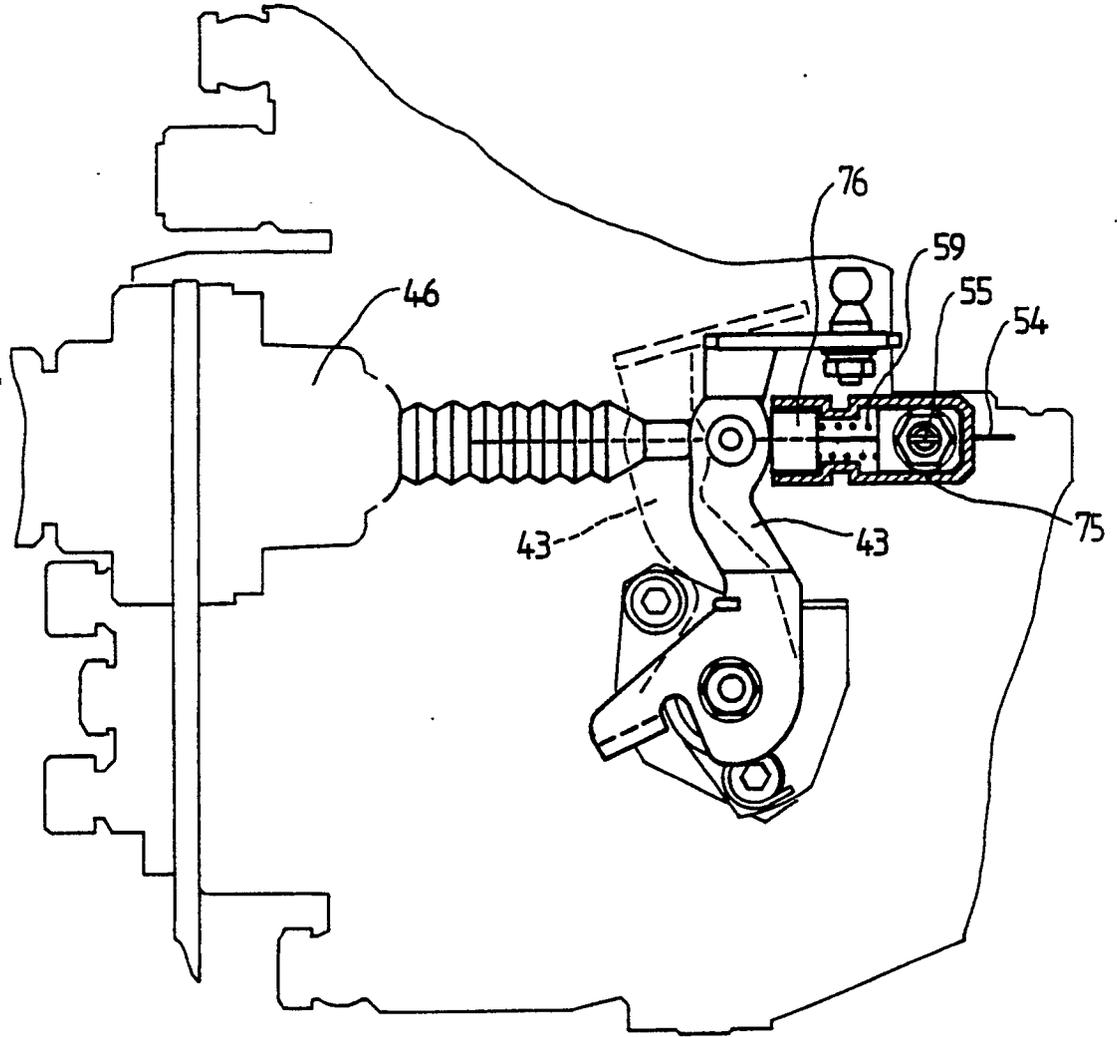


FIG. 5

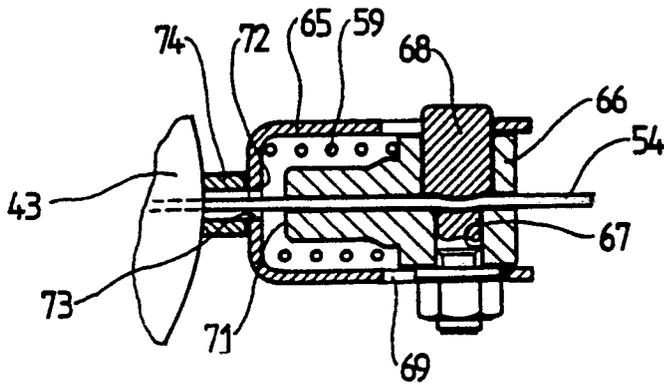


FIG. 6