

①⑫

## EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

④⑤ Veröffentlichungstag der Patentschrift:  
**11.06.86**

⑤① Int. Cl.: **F 02 D 1/18**

②① Anmeldenummer: **83890050.4**

②② Anmeldetag: **30.03.83**

⑤④ **Elektronisch-hydraulisches Stellsystem zum Einstellen des Förderbeginnes von Einspritzpumpen für Einspritzbrennkraftmaschinen.**

③③ Priorität: **05.04.82 AT 1351/82**

④③ Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
**05.10.83 Patentblatt 83/40**

④⑤ Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:  
**11.06.86 Patentblatt 86/24**

⑧④ Benannte Vertragsstaaten:  
**AT DE FR GB**

⑤⑥ Entgegenhaltungen:  
**FR - A - 2 030 975**  
**GB - A - 579 504**  
**GB - A - 2 059 114**  
**US - A - 3 815 564**

**PATENTS ABSTRACTS OF JAPAN, Band 6, Nr. 48, 27.**  
**März 1982, Seite 926 M 119**

⑦③ Patentinhaber: **Friedmann & Maler Aktiengesellschaft,**  
**Friedmannstrasse 7, A-5400 Hallein bei Salzburg (AT)**

⑦② Erfinder: **Hlousek, Jaroslav, Dipl.-Ing., Markt 295,**  
**A-5440 Golling (AT)**

⑦④ Vertreter: **Kretschmer, Adolf, Dipl.-Ing. et al,**  
**Patentanwälte Dipl.Ing. A. Kretschmer Dr. Thomas M.**  
**Haffner Schottengasse 3a, A-1014 Wien (AT)**

**EP 0 090 797 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 eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

## Beschreibung

Die Erfindung betrifft ein elektronisch-hydraulisches Stellsystem zum Einstellen des Förderbeginnes von Einspritzpumpen für Einspritzbrennkraftmaschinen, insbesondere zur Brennstoffeinspritzung bei einem Dieselmotor, mit einem einen Speicher für das auszuführende Programm aufweisenden Prozessor mit Dateneingängen, an welche Geber für die Drehzahlwählglied- bzw. Fahrpedalstellung und Betriebsgrößen der Maschine, wie Temperaturen und Drücke sowie Drehzahl und gegebenenfalls abgegebenes Drehmoment, angeschlossen sind, und mit Ausgängen, an welche Magnetventile für ein gegen die Wirkung einer Federung in den Übertragungsmechanismus für den Antrieb der Einspritzpumpe(n) eingreifendes, von einer eine von der Brennkraftmaschine angetriebene Pumpe aufweisenden Druckmittelquelle beaufschlagbares, als einfachwirkender Zylinder ausgebildetes hydraulisches Stellglied angeschlossen sind, dessen Arbeitsraum über eine Magnetventilanordnung mit der Druckmittelquelle oder mit einer Rücklaufleitung verbindbar ist, wobei an die Druckmittelquelle ein Druckspeicher über ein zum Druckspeicher öffnendes Rückschlagventil angeschlossen ist.

Die derzeit verwendeten Einspritzsysteme für Einspritzbrennkraftmaschinen bestehen aus einem Einspritzaggregat, Einspritzleitungen sowie Düsenhalter und Düsen. Der in der Einspritzpumpe erzeugte Einspritzdruck breitet sich durch die Einspritzleitungen mit Schallgeschwindigkeit zu den Düsenhaltern aus. Die dafür benötigte Zeit ist auf Grund der konstanten Schallgeschwindigkeit unabhängig von der Drehzahl der Brennkraftmaschine. Dies bedeutet, daß bei zunehmender Drehzahl die nuckwelle, bezogen auf die Lage des Kolbens der Brennkraftmaschine, immer später an die Düsen-Düsenhalter-Kombination gelangt. Um unabhängig von der Drehzahl der Brennkraftmaschine immer lagerichtig zur Stellung des Kolbens einzuspritzen, ist es daher notwendig, mit steigender Drehzahl den Förderbeginn der Einspritzpumpe weiter vor den oberen Totpunkt der Brennkraftmaschine zu legen. Für derzeit verwendete serienmäßige Spritzversteller wird dies über einen Fliehkraftdrehzahlgeber oder über ein Drehzahlmeßwerk erreicht, welches ein der Drehzahl proportionales Signal erzeugt, das die Einspritzpumpenwelle gegenüber ihrer Antriebswelle relativ verdreht.

Auf Grund von Abgasgesetzgebung und der Optimierung des Brennstoffverbrauches ist es notwendig geworden, den Förderbeginn der Einspritzpumpe nicht nur als Funktion der Drehzahl, sondern auch als Funktion der Belastung der Brennkraftmaschine zu steuern bzw. zu regeln. Weiters kann eine Veränderung des Förderbeginnes der Einspritzpumpe beim Kaltstart der Brennkraftmaschine als Funktion der Lufttemperatur erwünscht sein.

Das für die Relativverdrehung der Einspritzpumpenwelle gegenüber ihrer Antriebswelle erforderliche Drehmoment schwankt periodisch und erreicht sehr hohe Spitzenwerte, da das gesamte Antriebsdrehmoment für die Nockenwelle der Einspritzpumpe durch den Spritzverstellermechanismus durchgeleitet wird. Für eine last- und drehzahlabhängige Spritzverstellung muß daher der Verstellmechanismus, der auf dem erwähnten Prinzip der Relativverdrehung von Einspritzpumpenwelle zu Antriebswelle beruht, ein großes Drehmoment liefern können. Als technisch sinnvolles Arbeitssystem bietet sich hierfür die Hydraulik an. Spritzverstellersysteme, die mit hydraulischer Verstellung arbeiten, sind bekannt und z.B. in Diesel & Gas Turbine Worldwide, November 1981, Seiten 61 und 65: Two New Controls For Vehicle Diesels, bzw. in SAE Paper 790901, M. Straubel, R. Schwartz und K. Hummel: The Robert Bosch In-Line Pump for Diesel Engines, Type MW, Design, Application and Further Development, angeführt und beschrieben.

Ein elektronisch-hydraulisches Stellsystem der eingangs angegebenen Art ist aus der DE-A-29 32 672 bekannt. Hierbei ist die von der Druckseite der Druckmittelpumpe durch ein Rückschlagventil getrennte Leitung, an die der Druckspeicher angeschlossen ist, die einzige Druckmittelversorgungsleitung für den hydraulisch gesteuerten Regelkreis. Somit ist der im Druckspeicher vorhandene Druck von dem letzten Förderdruck der Druckmittelpumpe vor dem Abstellen der Brennkraftmaschine abhängig. Dieser Druck wird insbesondere dann gering sein, wenn unmittelbar vor dem Abstellen der Brennkraftmaschine noch Druckmittel für einen Stellvorgang verbraucht wurde. Es steht daher für einen späteren Kaltstartvorgang keineswegs immer der größtmögliche Druck seitens des Druckspeichers zur Verfügung. Ein weiterer Nachteil der bekannten Anordnung ist darin zu erblicken, daß ein einziges, als Dreistellungsventil ausgebildetes Magnetventil verwendet wird. Dadurch steht für einen Notbetrieb der Brennkraftmaschine bei Ausfall der Elektronik und somit im stromlosen Zustand des Magnetventils nur die gerade vorhandene und von außen her nicht mehr beeinflussbare Einstellung des Einspritzzeitpunktes zur Verfügung, da der Arbeitsraum des Stellgliedes abgeschlossen ist und abgeschlossen bleibt.

Die Erfindung zielt darauf ab, diese Nachteile zu vermeiden, und besteht bei einem Stellsystem der eingangs angegebenen Art darin, daß der Arbeitsraum des Stellgliedes mittels wenigstens eines Magnetventils entweder über eine Drossel mit der Druckmittelquelle oder mit dem Druckspeicher verbindbar ist und mittels eines weiteren Magnetventils mit der Rücklaufleitung verbindbar ist, wobei alle Magnetventile gesondert steuerbar sind und im stromlosen Zustand das die Verbindung zur Drossel herstellende Magnetventil

offen und das die Verbindung mit der Rücklaufleitung herstellende Magnetventil geschlossen ist. Das gesonderte, als Zulaufventil dienende Magnetventil erlaubt eine wahlweise Versorgung des Arbeitsraumes des Stellgliedes entweder bei laufender

Brennkraftmaschine unmittelbar von der Druckmittelpumpe oder für einen Startvorgang aus dem nur für diesen Zweck zu benützenden Druckspeicher, der ansonsten stets auf den maximalen Förderdruck der Druckmittelpumpe aufgeladen wird und aufgeladen bleibt. Für eine im Zuge von Regelvorgängen erforderliche Druckentlastung des Arbeitsraumes des Stellgliedes ist ein gesondertes, ebenfalls als Magnetventil ausgebildetes Ablaufventil vorhanden. Für einen Notbetrieb bei Ausfall der Elektronik oder einem Stromausfall des Bordnetzes stellt das Zulaufventil eine offene Verbindung mit der Druckseite der Druckmittelpumpe her und das Ablaufventil ist geschlossen. Dadurch ist über den von der Drehzahl der Brennkraftmaschine abhängigen Förderdruck der Druckmittelpumpe eine einfache drehzahlabhängige Verstellung des Einspritzzeitpunktes sichergestellt.

Beim normalen Betrieb der Brennkraftmaschine liefert die eine von der Brennkraftmaschine angetriebene Pumpe aufweisende Druckmittelquelle dem hydraulischen Stellglied eine Information über die Drehzahl der Brennkraftmaschine. Bei besonderen Belastungs- oder Umweltverhältnissen oder einem Betrieb der Brennkraftmaschine an den Grenzen des zulässigen Drehzahlbereiches kann hierbei die den Prozessor aufweisende elektronische Steuereinrichtung jederzeit durch Schalten der Magnetventile ändernd eingreifen, um den Förderbeginn der Einspritzpumpe abweichend von dem lediglich durch die Drehzahl der Brennkraftmaschine bedingten Wert einzustellen. Zum Starten der Brennkraftmaschine, zu welchem Zeitpunkt noch kein von der von der Brennkraftmaschine angetriebenen Pumpe gefördertes Druckmittel zur Verfügung steht, kann mit dem Anlaßschalter das zugehörige Magnetventil auf den Druckspeicher umgeschaltet werden, dessen Druck dann sofort auf das hydraulische Stellglied wirkt, so daß der für einen zufriedenstellenden Startvorgang erwünschte frühe Förderbeginn der Einspritzpumpe erzielt wird.

Insbesondere für den Notbetrieb ist es zweckmäßig, wenn an die Verbindungsleitung zwischen der Drossel und dem erstgenannten Magnetventil ein Regelventil angeschlossen ist, dessen Ausgang, gegebenenfalls über eine weitere Drossel, mit einer Rücklaufleitung verbunden ist. Dadurch wird einer mit zunehmender Drehzahl der Brennkraftmaschine immer weiteren Vorverlegung des Förderbeginnes der Einspritzpumpe eine Grenze gesetzt.

Zur Herstellung der Verbindung für die

Beaufschlagung des Arbeitsraumes des hydraulischen Stellgliedes mit Druckmittel können einfache, elektromagnetisch steuerbare Absperrventile verwendet werden, indem zum wahlweisen Verbinden des Arbeitsraumes des Stellgliedes mit der Drossel oder mit dem Druckspeicher zwei gesondert steuerbare Magnetventile vorgesehen sind, deren Ausgänge gemeinsam mit dem Arbeitsraum und mit dem Eingang des weiteren Magnetventils verbunden sind. Alternativ kann zum wahlweisen Verbinden des Arbeitsraumes des Stellgliedes mit der Drossel oder mit dem Druckspeicher ein Umschaltventil mit zwei Eingängen und einem Ausgang vorgesehen sein.

Die Druckmittelquelle kann eine gesonderte, von der Brennkraftmaschine angetriebene Pumpe aufweisen, eine besonders ökonomische Lösung besteht jedoch darin, daß die Druckmittelquelle von der Schmiermittelpumpe der Brennkraftmaschine gebildet ist und daß über die Rücklaufleitung Schmiermittel zu dem mit dem Stellglied gekoppelten Übertragungsmechanismus geführt ist. Es erübrigt sich somit eine gesonderte Hydraulikpumpe und dadurch, daß das Druckmittel Schmieröl ist, kann das Druckmittel für die Schmierung mechanisch bewegter Teile des Stellsystems verwendet werden.

Eine technisch einfache, mechanisch günstige und Platz sparende Konstruktion ist bei einem Stellsystem erzielbar, bei welchem der Übertragungsmechanismus (Spritzversteller) für den Antrieb der Einspritzpumpe(n) am Ende der Nockenwelle derselben und an einem dazu koaxialen, mit dem Antriebsflansch der Einspritzpumpe verbundenen Wellenstummel je eine Außenverzahnung mit voneinander verschiedener Steigung und eine diese beiden Außenverzahnungen überbrückende, mit entsprechenden Innenverzahnungen ausgestattete, in axialer Richtung verstellbare Schiebemuffe aufweist, die durch eine Feder in eine Endstellung gedrückt ist, wobei der Spritzversteller in einem hohlzylindrischen Gehäuse untergebracht ist und im Gehäuse von einer Stirnwand desselben koaxial zum Gehäusemantel sich eine die Schiebemuffe und Feder mit Abstand umgebende Führungsbüchse erstreckt, zwischen welcher und dem Gehäusemantel ein Arbeitsraum für einen ringförmigen Kolben des Stellgliedes gebildet ist, der über ein Lager mit der im Betrieb umlaufenden Schiebemuffe zum axialen Verschieben derselben gekoppelt ist.

Eine weitere Ausgestaltung dieser Ausführungsform besteht darin, daß der Gehäusemantel wenigstens in einem Bereich seines Umfanges mit größerer Wandstärke ausgebildet ist und eingearbeitete Kanäle aufweist, daß an der Außenseite dieses Bereiches die Magnetventile befestigt und angeschlossen sind, daß der die Magnetventile verbindende Kanal an der Stirnseite des Arbeitsraumes mündet und daß der Ausgang des weiteren

Magnetventils in den vom Arbeitsraum abgewendeten Innenraum des Gehäuses mündet, in welchem sich das Lager, die Schiebemuffe, die Feder und die Verzahnungen befinden, wobei an den in der Einbaulage des Spritzverstellers unteren Bereich des Innenraumes die zur Druckmittelquelle führende Rücklaufleitung angeschlossen ist. Auf diese Weise können die Magnetventile unmittelbar am Spritzversteller angebracht werden und es wird mit einem Minimum an Rohrleitungen das Auslangen gefunden.

Die Erfindung wird nachfolgend an Hand von in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispielen näher erläutert. Es zeigen: Fig. 1 einen Spritzversteller für das erfindungsgemäße Stellsystem im Axialschnitt; Fig. 2 ein Diagramm mit der Abhängigkeit des Förderbeginnes der Einspritzpumpe von der Motordrehzahl; Fig. 3 ein Diagramm mit dem Zusammenhang von Drehmoment und Drehzahl der Brennkraftmaschine mit dem Förderbeginn der Einspritzpumpe als Parameter; die Fig. 4, 5 und 6 schematisch je eine Ausführungsform des erfindungsgemäßen elektronisch-hydraulischen Stellsystems und Fig. 7 ein Diagramm mit dem Zusammenhang zwischen Druckmitteldruck und Motordrehzahl bei Entnahme des Druckmittels aus dem Schmierölkreislauf des Motors.

Gemäß Fig. 1 weist das antriebsseitige Ende der Nockenwelle 1 einer Einspritzpumpe 2 eine schräge Außenverzahnung 3 auf. Im Gehäuse 4 des Spritzverstellers ist am verlängerten Ende 5 der Nockenwelle 1 ein mit einem Antriebsflansch 6 verbundener hohler Wellenstummel 7 drehbar gelagert und mittels einer Schraube 8 gegen axiale Bewegung gesichert. Der Wellenstummel 7 weist in der Nähe seines der schrägen Außenverzahnung 3 benachbarten Endes eine gerade Außenverzahnung 9 auf. Die beiden Außenverzahnungen 3 und 9 sind von einer Schiebemuffe 10 übergriffen, die je eine mit je einer dieser Außenverzahnungen kämmende entsprechende Innenverzahnung 11 bzw. 12 aufweist. Bei einer axialen Verschiebung der Schiebemuffe 10 ausgehend von der gezeichneten Lage nach rechts erfolgt auf Grund der schrägen Verzahnung 3, 11 eine Relativverdrehung der Nockenwelle 1 gegenüber dem Antriebsflansch 6. An der Schiebemuffe 10 ist ein Ende einer Schraubendruckfeder 13 abgestützt, deren anderes Ende an einem Druckring 14 anliegt, der sich seinerseits am Antriebsflansch 6 abstützt. Die Schiebemuffe 10 ist von einem rohrförmigen Träger 15 übergriffen, an welchem der Innenring eines Wälzlagers 16 sitzt. Der Außenring des Wälzlagers 16 ist mit einem ringförmigen Kolben 17 des hydraulischen Stellgliedes verbunden. Der Arbeitsraum für den Kolben 17 ist von einer inneren Stirnwand und einer inneren Umfangswand des Gehäuses 4 sowie von einer in das Gehäuse 4 eingesetzten Führungsbüchse 18 begrenzt. Die Führungsbüchse 18 und das Gehäuse 4 sind mittels Schrauben 19 mit der Einspritzpumpe 2

verbunden. Antriebsseitig ist das Gehäuse 4 des Spritzverstellers mit einem Deckel 20 verschlossen. Der Kolben 17 trägt zwei Dichtungen 21, 22, die gegen die Führungsbüchse 18 bzw. gegen die innere Umfangswand des Gehäuses 4 abdichten.

Am Gehäuse 4 sind ein 3/2-Wegeventil 23 und ein 2/2-Wegeventil 24 angebracht, die den Zu- und Ablauf des Druckmittels zum und vom Kolben 17 steuern. Vom Druckmittelzulauf 25 gelangt das Druckmittel durch eine Bohrung 26 zum Ventil 23. Wenn durch Stromdurchgang durch die Wicklung des als Magnetventil ausgebildeten Ventils 23 die Platte 27 angehoben wird, dann gelangt das Druckmittel durch eine Bohrung 28 an die Stirnfläche des Kolbens 17 und verschiebt diesen, das Wälzlager 16, den rohrförmigen Träger 15 und damit auch die Schiebemuffe 10 gegen die Kraft der Feder 13 in Richtung des Antriebsflansches 6. Dabei sind auch weitere Bohrungen 29 und 30 mit Druckmittel gefüllt, welches jedoch nicht abströmen kann, solange die Platte 31 des ebenfalls als Magnetventil ausgebildeten Ventils 24 in Schließstellung verbleibt. Der Kolben 17 wird so lange in Richtung des Antriebsflansches 6 verschoben, bis die Platte 27 des Ventils 23 geschlossen wird bzw. bis sich ein Gleichgewichtszustand zwischen der durch den Druckmitteldruck auf die Stirnfläche des Kolbens 17 ausgeübten Kraft und der von der Feder 13 ausgeübten Gegenkraft einstellt. Eine Bewegung des Kolbens 17 in Richtung zur Einspritzpumpe 2 erfolgt durch Betätigung des Ventils 24, Abheben der Platte 31 und Abfließen des Druckmittels durch die Bohrungen 29, 30 und 32 in den Spritzversteller. Der Spritzversteller besitzt einen Ablauf 33, durch den das Druckmittel abfließen kann. Die Bewegung der Schiebemuffe 10 und damit des Kolbens 17 in Richtung zur Einspritzpumpe 2 wird dann beendet, wenn die Platte 31 die Bohrung 30 verschließt und wieder Gleichgewicht zwischen der vom Druckmittel ausgeübten Kraft und der von der Feder 13 gelieferten Gegenkraft herrscht. Neben der dargestellten Rücklaufmöglichkeit des Druckmittels durch die Bohrung 32 und den Spritzversteller ist noch ein externer Druckmittlerücklauf 34 denkbar. Weiters ist im Deckel 20 ein Ölzulauf 35 vorgesehen, durch den im letzteren Fall die Versorgung der Verzahnung des Spritzverstellers in jeder Betriebslage mit dem erforderlichen Schmieröl erfolgt.

Zusätzlich zu der vorstehend beschriebenen, durch die Ventile 23 und 24 gesteuerten Betriebsweise des Spritzverstellers ist bei Ausfall der die Ventile 23 und 24 steuernden Elektronik über das 3/2-Wegeventil 23 ein Notbetrieb möglich. Bei dieser Betriebsart gelangt das Druckmittel über einen Zulauf 36 in die Bohrung 28. Das Druckmittel wird üblicherweise von einer von der Einspritzbrennkraftmaschine angetriebenen Druckmittelpumpe geliefert und es ergibt sich somit im wesentlichen ein monotoner Zusammenhang zwischen der Drehzahl der Brennkraftmaschine und dem Förderbeginn der

Einspritzpumpe ohne Berücksichtigung besonderer Einflußgrößen.

Im Diagramm der Fig. 2 ist der Förderbeginn A der Einspritzpumpe in Grad Kurbelwellenwinkel vor dem oberen Totpunkt der Brennkraftmaschine als Funktion der Drehzahl N und des Betriebszustandes dargestellt. Die Kurve 37 zeigt eine erwünschte Charakteristik. Bei der Startdrehzahl 38 mit einer großen Einspritzmenge ist ein vorverlegter Förderbeginn der Einspritzpumpe erforderlich. Dagegen soll bei der unteren Leerlaufdrehzahl 39 der Förderbeginn der Einspritzpumpe zurückgenommen werden und bei Vollast mit der maximalen Drehzahl 40 soll der Förderbeginn wieder vorverlegt werden. Mit dem in Fig. 1 dargestellten System ist es möglich, durch Betätigung der Ventile 23 und 24 einen derartigen Verlauf nach der Kurve 37 in Fig. 2 zu realisieren.

Bei Kenntnis der optimalen Förderbeginnwerte für beliebige Motordrehzahlen und Motordrehmomente ergeben sich Kurven konstanter Förderbeginne in Grad Kurbelwellenwinkel vor dem oberen Totpunkt als Funktion von Motordrehmoment M und Motordrehzahl N, wie dies in Fig. 3 dargestellt ist. Die Betätigung der Ventile 23 und 24 ermöglicht es, für jedes Wertepaar von Motordrehzahl und Motordrehmoment den gewünschten Förderbeginn der Einspritzpumpe einzustellen. Das Diagrammfeld ist in Richtung steigender Motordrehmomente durch das von der Brennkraftmaschine bei jeder Drehzahl abgebbare größte Drehmoment begrenzt und es ist in Richtung steigender Drehzahlen durch die Abregelung für die Verhinderung einer Beschädigung von Maschinenteilen begrenzt.

In Fig. 4 ist eine erste Ausführungsform eines erfindungsgemäßen elektronisch-hydraulischen Stellsystems dargestellt. Aus der Ölwanne 41 der Brennkraftmaschine wird über eine Pumpe 42 Schmieröl in den Motorölkreislauf 43 gefördert. Bei Überschreiten eines vorbestimmten Öldruckes öffnet ein Überdruckventil 44, was bedeutet, daß oberhalb einer vorbestimmten Drehzahl der Brennkraftmaschine der Druck annähernd konstant gehalten wird wobei sich jedoch eine leicht steigende Charakteristik mit der Drehzahl einstellt. Ein derartiger geknickter Verlauf des Öldruckes P über der Motordrehzahl N ist im Diagramm der Fig. 7 mit 45 schematisch angedeutet. Mit dem im Motorölkreislauf 43 herrschenden Druck ist über ein Rückschlagventil 46 ein Druckspeicher 47 beaufschlagt. Der Zulauf 36 des Ventils 23 ist über eine Drossel 48 an den Motorölkreislauf 43 angeschlossen und der Zulauf 25 dieses Ventils ist an den Druckspeicher 47 angeschlossen. An die Verhindungsleitung zwischen Drossel 48 und Zulauf 36 des Ventils 23 ist ein Regelventil 49 mit nachfolgender Drossel 50 angeschlossen. Von der Drossel 50 kann eine Rücklaufleitung unmittelbar zur Ölwanne 41 führen oder, wie in Fig. 4 angedeutet, mit dem Ölzulauf 35 des Spritzverstellers verbunden sein. Durch das Zusammenwirken der Drossel 48 und

des Regelventils 49 mit der nachfolgenden Drossel 50 ergibt sich am Zulauf 36 des Ventils 23 ein Verlauf des Öldruckes P über der Motordrehzahl N, wie er in Fig. 7 strichliert mit 51 eingezeichnet ist. Die Kurve 51 in Fig. 7 ist der Kurve 45 ähnlich, verläuft aber bei niedrigeren Druckwerten. Diese Kurve 51 stellt zugleich die für den Notbetrieb bei Ausfall der Elektronik verfügbaren Druckwerte für die Betätigung des Spritzverstellers dar. Bei der Maximaldrehzahl 50 der Brennkraftmaschine ist der Druck des Druckverlaufes 51 gerade so groß, daß der Kolben 17 in seiner in den Zeichnungsfiguren äußersten rechten Lage der zusammengedrückten Feder 13 das Gleichgewicht hält. Der Druckverlauf 51 ist bei konstanter Einstellung der Drosseln 48 und 50 sowie des Regelventiles 49 eine Funktion der Motorölviscosität und damit der Motoröltemperatur. Die Einstellung der Drosseln 48 und 50 sowie des Regelventiles 49 kann daher nur einen Kompromiß für einen Betriebszustand darstellen. Durch den Druckverlauf 51 gemäß Fig. 7 erfolgt über den Zulauf 36 und die Bohrung 28 eine Druckbeaufschlagung des Kolbens 17 des hydraulischen Spritzverstellers derart, daß sich die in Fig. 2 strichliert eingezeichnete Notbetriebscharakteristik 52 ergibt. Der Knick 53 bei geringer Motordrehzahl ist durch das Öffnen des Überdruckventiles 44 bedingt.

Wenn der elektronische Regler 54 entsprechend den Eingabedaten 55 arbeitet, so wird beispielsweise das Ventil 23 erregt, der Notbetrieb dadurch ausgeschaltet und über den Zulauf 25 und die Bohrungen 26, 28 Drucköl so lange in den Arbeitsraum für den Kolben 17 des hydraulischen Spritzverstellers gebracht, bis der Sollwert des Förderbeginnes der Einspritzpumpe erreicht wird. Anschließend fällt das Ventil 23 ab und der Kolben 17 verbleibt in seiner eingenommenen Stellung. Wird eine Verstellung des Förderbeginnes der Einspritzpumpe erforderlich, die eine Entspannung der Feder 13 im hydraulischen Spritzversteller bedingt, so wird das Ventil 24 erregt, wodurch über die Bohrungen 29, 30 und 32 das Motoröl in dem hydraulischen Spritzversteller und von dort über den Ablauf 33 in die Ölwanne 41 abfließt. Neben dem stationären Zustand, in welchem der Förderbeginn des vollelektronischen Betriebes mit dem Förderbeginn des Notbetriebes übereinstimmt, sind Betriebszustände möglich, bei denen dies nicht zutrifft. Auf Grund der Drosselung in den Drosseln 48 und 50 weicht der Druck am Zulauf 36 vom Druck in der Leitung 28 nach beendeter Spritzverstellung über den Druckspeicher 47 und den Zulauf 25 ab. In diesem Fall kommt es zu einem Ausgleich der Drücke am Zulauf 36 und in der Leitung 28, wodurch der Kolben 17 in eine Lage gerät, die nicht dem optimalen Förderbeginn der Einspritzpumpe entspricht. Daraus folgt, daß im Normalbetrieb das Ventil 23 zwischen den Stellungen für Notbetrieb und für Hauptbetrieb (über Druckspeicher 47 und Zulauf 25) pendeln wird.

In den Fig. 5 und 6 sind zwei Varianten des

Stellsystems gemäß Fig. 4 gezeigt, wobei gleiche Teile mit gleichen Bezugszeichen versehen sind. Die Lösung gemäß Fig. 5 unterscheidet sich von jener gemäß Fig. 4 lediglich dadurch, daß der elektronisch-hydraulische Spritzversteller einen eigenen Ölkreislauf besitzt und die Bohrung 32 durch die Bohrung 34 ersetzt ist (siehe auch Fig. 1).

Um das dauernde Umschalten des Ventiles 23 zu vermeiden, ist eine Schaltung gemäß Fig. 6 denkbar. Hierbei sind ausschließlich 2/2-Wegeventile verwendet. Das Ventil 24 ist hinsichtlich Aufbau und Funktion gleich wie bei den Ausführungsformen des erfindungsgemäßen Stellsystems gemäß den Fig. 4 und 5. Dagegen ist das Ventil 23 dieser beiden Ausführungsformen des Stellsystems bei der Ausbildung gemäß Fig. 6 durch zwei einfachere Ventile 56 und 57 ersetzt. Der Ölkreislauf für den Notbetrieb ist wie bei den Ausführungsbeispielen gemäß den Fig. 4 und 5 über die Drosseln 48 und 50 und das Regelventil 49 einstellbar. Im Normalbetrieb ist jedoch über das 2/2-Wegeventil 57 der Notölkreislauf von der Bohrung 28 getrennt. Das Ventil 57 ist dabei so geschaltet, daß es bei Erregung kein Schmieröl in die Leitung 58 gelangen läßt. Die Verstellung des Förderbeginnes der Einspritzpumpe über den elektronisch-hydraulischen Spritzversteller erfolgt nun durch einfaches Schalten der Ventile 56 und 24. Fällt die Elektronik aus, so sperren die ventile 56 und 24, wogegen das Ventil 57 abfällt und einen Notbetrieb über die Leitung 58 und die Bohrung 28 ermöglicht.

Der Druckspeicher 47 behält zufolge des Rückschlagventiles 46 nach dem Abstellen der Brennkraftmaschine seinen Druck. Beim Starten ist daher sofort der erforderliche Druck für eine optimale Verstellung des Förderbeginnes der Einspritzpumpe vorhanden. Ebenso liefert der Druckspeicher 47 bei rascher Änderung des Fahrzustandes eine ausreichende Menge an Druckmittel zur schnellen Verstellung des Förderbeginnes der Einspritzpumpe auch bei kleinen Ölpumpen. Im Fahrbetrieb eines Kraftfahrzeuges mit einer Einspritzbrennkraftmaschine und einem erfindungsgemäßen Stellsystem ist neben der elektronisch geregelten beliebigen last- und drehzahlabhängigen Verstellung des Förderbeginnes der Einspritzpumpe ein Notbetrieb möglich, der in einem gewissen Ausmaß an den gewünschten Spritzverstellerverlauf angeglichen werden kann.

## Patentansprüche

1. Elektronisch-hydraulisches Stellsystem zum Einstellen des Förderbeginnes von Einspritzpumpen (2) für Einspritzbrennkraftmaschinen, insbesondere zur Brennstoffeinspritzung bei einem Dieselmotor, mit einem einen Speicher für das auszuführende Programm aufweisenden Prozessor (54) mit Dateneingängen (55), an welche Geber für die

Drehzahlwählglied- bzw. Fahrpedalstellung und Betriebsgrößen der Maschine, wie Temperaturen und Drücke sowie Drehzahl und gegebenenfalls abgegebenes Drehmoment, angeschlossen sind, und mit Ausgängen, an welche Magnetventile für ein gegen die Wirkung einer Federung (13) in den Übertragungsmechanismus (3, 9-12) für den Antrieb der Einspritzpumpe(n) (2) eingreifendes, von einer eine von der Brennkraftmaschine angetriebene Pumpe (42) aufweisenden Druckmittelquelle beaufschlagbares, als einfachwirkender Zylinder ausgebildetes hydraulisches Stellglied (4, 17) angeschlossen sind, dessen Arbeitsraum über eine Magnetventilanordnung (23, 24, 56, 57) mit der Druckmittelquelle oder mit einer Rücklaufleitung (32, 34) verbindbar ist, wobei an die Druckmittelquelle ein Druckspeicher (47) über ein zum Druckspeicher (47) öffnendes Rückschlagventil (46) angeschlossen ist, dadurch gekennzeichnet, daß der Arbeitsraum des Stellgliedes (4, 17) mittels wenigstens eines Magnetventils (23; 56, 57) entweder über eine Drossel (48) mit der Druckmittelquelle oder mit dem Druckspeicher (47) verbindbar ist und mittels eines weiteren Magnetventils (24) mit der Rücklaufleitung (32, 34) verbindbar ist, wobei alle Magnetventile (23, 24, 56, 57) gesondert steuerbar sind und im stromlosen Zustand das die Verbindung zur Drossel (48) herstellende Magnetventil (23, 57) offen und das die Verbindung mit der Rücklaufleitung (32, 34) herstellende Magnetventil (24) geschlossen ist.

2. Stellsystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß an die Verbindungsleitung zwischen Drossel (48) und Magnetventil (23; 57) ein Regelventil (49) angeschlossen ist, dessen Ausgang, gegebenenfalls über eine weitere Drossel (50), mit einer Rücklaufleitung (35) verbunden ist.

3. Stellsystem nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß zum wahlweisen Verbinden des Arbeitsraumes des Stellgliedes (4, 17) mit der Drossel (48) oder mit dem Druckspeicher (47) zwei gesondert steuerbare Magnetventile (57, 56) vorgesehen sind, deren Ausgänge gemeinsam mit dem Arbeitsraum und mit dem Eingang des weiteren Magnetventils (24) verbunden sind.

4. Stellsystem nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß zum wahlweisen Verbinden des Arbeitsraumes des Stellgliedes (4, 17) mit der Drossel (48) oder mit dem Druckspeicher (47) ein Umschaltventil (23) mit zwei Eingängen und einem Ausgang vorgesehen ist.

5. Stellsystem nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Druckmittelquelle von der Schmiermittelpumpe (42) der Brennkraftmaschine gebildet ist und daß über die Rücklaufleitung (32, 35) Schmiermittel zu dem mit dem Stellglied (4, 17) gekoppelten Übertragungsmechanismus (3, 9-12) geführt ist.

6. Stellsystem nach einem der Ansprüche 1 bis 5, wobei der Übertragungsmechanismus

(Spritzversteller) für den Antrieb der Einspritzpumpe(n) (2) am Ende der Nockenwelle (1) derselben und an einem dazu koaxialen, mit dem Antriebsflansch (6) der Einspritzpumpe (2) verbundenen Wellenstummel (7) je eine Außenverzahnung (3, 9) mit voneinander verschiedener Steigung und eine diese beiden Außenverzahnungen (3, 9) überbrückende, mit entsprechenden Innenverzahnungen (11, 12) ausgestattete, in axialer Richtung verstellbare Schiebemuffe (10) aufweist, die durch eine Feder (13) in eine Endstellung gedrückt ist, dadurch gekennzeichnet, daß der Spritzversteller in einem hohlzylindrischen Gehäuse (4) untergebracht ist und daß sich im Gehäuse (4) von einer Stirnwand desselben koaxial zum Gehäusemantel eine die Schiebemuffe (10) und Feder (13) mit Abstand umgebende Führungsbüchse (18) erstreckt, zwischen welcher und dem Gehäusemantel ein Arbeitsraum für einen ringförmigen Kolben (17) des Stellgliedes gebildet ist, der über ein Lager (16) mit der im Betrieb umlaufenden Schiebemuffe (10) zum axialen Verschieben derselben gekoppelt ist.

7. Stellsystem nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß der Gehäusemantel wenigstens in einem Bereich seines Umfanges mit größerer Wandstärke ausgebildet ist und eingearbeitete Kanäle (25, 26, 28, 29, 30, 32) aufweist, daß an der Außenseite dieses Bereiches die Magnetventile (23, 24) befestigt und angeschlossen sind, daß der die Magnetventile (23, 24) verbindende Kanal (29) an der Stirnseite des Arbeitsraumes mündet und daß der Ausgang des weiteren Magnetventils (24) in den vom Arbeitsraum abgewendeten Innenraum des Gehäuses (4) mündet, in welchem sich das Lager (16), die Schiebemuffe (10), die Feder (13) und die Verzahnungen (3, 9, 11, 12) befinden, wobei an den in der Einbaulage des Spritzverstellers unteren Bereich des Innenraumes die zur Druckmittelquelle führende Rücklaufleitung angeschlossen ist.

## Claims

1. Electronic-hydraulic timing control system for injection pumps (2) of fuel injection internal-combustion engines, particularly for fuel injection in diesel engines, comprising a processor (54) having a memory for the programme to be performed and data inputs (55) to which are connected sensors for the rpm command or accelerator pedal position, resp., and for operating data of the engine such as temperatures and pressures as well as engine speed and optionally engine torque, and outputs, to which are connected solenoid valves for a hydraulic actuator (4, 17) in the form of a single-acting cylinder to be fed from a pressure source comprising a pump driven by the internal-combustion engine, said actuator engaging the transmission mechanism (3, 9-12) for driving the

injection pump(s) (2) against spring action (13), the working chamber of said actuator being connectable to the pressure source or to a return pipe (32, 34) via a solenoid valve arrangement (23, 24, 56, 57), and a pressure reservoir (47) being connected to the pressure source via a check valve (46) opening to the pressure reservoir (47), characterised in that the working chamber of the actuator (4, 17) is connectable via at least one solenoid valve (23, 56, 57) either through a throttle (48) to the pressure source or to the pressure reservoir, and via a further solenoid valve (24) to the return pipe (32, 34), whereat all of the solenoid valves (23, 24, 56, 57) are controllable separately and in the electrical power-off condition the solenoid valve (23, 57) providing the connection to the throttle (48) is open and the solenoid valve (24) providing the connection to the return pipe (32, 34) is closed.

2. Control system as claimed in claim 1, characterised in that a control valve (49) is connected to the pipe between throttle (48) and solenoid valve (23; 57), the outlet side of said control valve being connected, optionally through a further throttle (50), to a return pipe (35).

3. Control system as claimed in claim 1 or 2, characterised in that for selectively connecting the working chamber of the actuator (4, 17) to the throttle (48) or to the pressure reservoir (47) two separately controllable solenoid valves (57, 56) are provided whose outlet sides are commonly connected to the working chamber and to the inlet side of the further solenoid valve (24).

4. Control system as claimed in claim 1 or 2, characterised in that for selectively connecting the working chamber of the actuator (4, 17) to the throttle (48) or to the pressure reservoir (47) a two-way valve (23) having two inlets and one outlet is provided.

5. Control system as claimed in any one of claims 1 to 4, characterised in that the pressure source is formed by the lubricating pump (42) of the internal-combustion engine and that lubricant is fed through the return-pipe (32, 35) to the transmission mechanism (3, 9-12) coupled with the actuator (4, 17).

6. Control system as claimed in any one of claims 1 to 5, in which the transmission mechanism (injection timing mechanism) for driving the injection pump(s) (2) comprises at the end of its (their) camshaft (1) and at a shaft end (7) coaxial therewith and coupled with the driving flange (6) of the injection pump (2) one set of external splines (3, 9) each of different pitch, and a coupling sleeve (10) bridging said external splines (3, 9), having corresponding internal splines (11, 12), being axially moveable and being biased to one end position by a spring (13), characterised in that the injection timing mechanism is housed in a hollow-cylindrical casing (4) and that within the casing (4) a guide bushing (18) extends from a face wall of the casing coaxially with the mantle of the casing surrounding the coupling sleeve (10) and the spring (13) with clearance, a working chamber for



an annular piston (17) of the actuator being formed between said guide bushing and the mantle of the casing, said piston (17) being coupled with the coupling sleeve (10) rotating in operation by means of a bearing (16) for axial movement of said sleeve (10).

7. Control system as claimed in claim 6, characterised in that the mantle of the casing has a greater wall thickness at least over a portion of its circumference with channels (25, 26, 28, 29, 30, 32) included therein, that at the outer surface of this portion the solenoid valves (23, 24) are mounted and coupled, that the channel (29) connecting the solenoid valves (23, 24) opens at the face side of the working chamber and that the outlet of the further solenoid valve (24) opens into the inner space of the casing (4) facing away from the working chamber and in which the bearing (16), the coupling sleeve (10), the spring (13) and the splines (3, 9, 11, 12) are located, the return pipe leading to the pressure source being connected to the lower portion of the inner space as seen in the fitting position of the injection timing mechanism.

## Revendications

1. Système de réglage hydro-électronique pour le réglage de l'avance de pompes d'injection (2) pour des moteurs à combustion interne à injection, notamment pour l'injection de combustible dans le cas d'un moteur diesel, présentant un processeur (54) comportant une mémoire pour le programme à exécuter et présentant des entrées de données (55) auxquelles sont raccordés des capteurs de la position de l'organe de sélection de régime ou de la pédale d'accélérateur et de grandeurs de fonctionnement du moteur, comme des températures et des pressions, ainsi que le régime et éventuellement le couple délivré, et des sorties auxquelles sont raccordées des électrovannes prévues pour un organe de réglage hydraulique (4, 17) réalisé sous la forme d'un vérin à simple action, pouvant être alimenté à partir d'une source d'agent sous pression comportant une pompe (42) entraînée par le moteur à combustion interne, intervenant, à l'encontre de l'action d'un organe élastique (53), dans le mécanisme de transmission (3, 9-12) prévu pour l'entraînement de la (des) pompe(s) d'injection (2), et dont la chambre de travail peut être reliée, par l'intermédiaire d'un agencement d'électrovannes (23, 24, 56, 57), à la source d'agent sous pression ou à une tuyauterie de retour (32, 34), un accumulateur de pression (47) étant raccordé à la source d'agent sous pression par l'intermédiaire d'un clapet anti-retour (46) s'ouvrant vers l'accumulateur de pression (47), caractérisé en ce que la chambre de travail de l'organe de réglage (4, 17) peut être reliée, au moyen d'au moins une électrovanne (23; 56, 57), soit, par l'intermédiaire d'un étranglement (48), à la source d'agent sous pression, soit à

l'accumulateur de pression (47), et peut être reliée, au moyen d'une autre électrovanne (24), à la tuyauterie de retour (32, 34), tandis que toutes les électrovannes (23, 24, 56, 57) peuvent être commandées séparément et que, à l'état hors-tension, l'électrovanne (23, 57) réalisant la liaison avec l'étranglement (48) est ouverte et l'électrovanne (24) réalisant la liaison avec la tuyauterie de retour (32, 34) est fermée.

2. Système de réglage selon la revendication 1, caractérisé en ce que, sur la tuyauterie de liaison entre l'étranglement (48) et l'électrovanne (23; 57), est raccordée une soupape de régulation (49) dont la sortie, éventuellement par l'intermédiaire d'un autre étranglement (50), est reliée à une tuyauterie de retour (35).

3. Système de réglage selon l'une quelconque des revendications 1 ou 2, caractérisé en ce que, pour la liaison sélective de la chambre de travail de l'organe de travail (4, 17) avec l'étranglement (48) ou avec l'accumulateur de pression (47), il est prévu deux électrovannes (57, 56) commandables séparément et dont des sorties sont reliées à la fois à la chambre de travail et à l'entrée de l'autre électrovanne (24).

4. Système de réglage selon l'une quelconque des revendications 1 ou 2, caractérisé en ce qu'il est prévu, pour la liaison sélective de la chambre de travail de l'organe de réglage (4, 17) avec l'étranglement (48) ou avec l'accumulateur de pression (47), une soupape inverseur (23) présentant deux entrées et une sortie.

5. Système de réglage selon l'une quelconque des revendications 1 à 4, caractérisé en ce que la source d'agent sous pression est constituée par la pompe d'agent de lubrification (42) du moteur et que, par l'intermédiaire de la tuyauterie de retour (32, 35) l'agent de lubrification est envoyé au mécanisme de transmission (3, 9-12) accouplé à l'organe de réglage (4, 17).

6. Système de réglage selon l'une quelconque des revendications 1 à 5, dans lequel le mécanisme de transmission (dispositif d'avance d'injection) permettant l'entraînement de la (des) pompe(s) d'injection (2) comprend, à l'extrémité de l'arbre à cames (1) de celle(s)ci et sur un tronçon d'arbre (7) coaxial à celui-ci et relié à la bride d'entraînement (6) de la pompe d'injection (2), une denture externe (3, 9) pour chacun et présentant un pas différent l'un de l'autre, et un manchon coulissant (10) recouvrant ces deux dentures externes (3, 9), muni de dentures internes correspondantes (11, 12) et déplaçable suivant une direction axiale et qui est appliqué dans une position extrême grâce à un ressort (13), caractérisé en ce que le dispositif d'avance d'injection est logé dans un boîtier cylindrique creux (4) et que, dans le boîtier (4), depuis une paroi frontale de celui-ci, coaxialement à l'enveloppe de boîtier, s'étend une douille de guidage (18) entourant avec un espacement le manchon coulissant (10) et le ressort (13) et entre laquelle et l'enveloppe de carter se trouve formée une chambre de travail pour un piston annulaire (17) de l'organe de réglage qui est accouplé, par



l'intermédiaire d'un palier (16), avec le manchon coulissant (10) tournant en cours de fonctionnement, en vue du déplacement en translation axiale de celui-ci.

7. Système de réglage selon la revendication 6, caractérisé en ce que l'enveloppe de boîtier est réalisée avec une épaisseur de paroi plus forte au moins dans une région de sa périphérie et comporte des canaux (25, 26, 28, 29, 30, 32) qui y sont creusés, en ce que les électrovannes (23, 24) sont fixées et raccordées sur la face externe de cette région, en ce que le canal (29) reliant les électrovannes (23, 24) débouche sur la face frontale de la chambre de travail et en ce que la sortie de l'autre électrovanne (24) débouche dans la chambre intérieure du boîtier (4) située à l'opposé de la chambre de travail et dans laquelle se trouvent le palier (16), le manchon coulissant (10), le ressort (13) et les dentures (3, 9, 11, 12), tandis que la tuyauterie de retour conduisant à la source d'agent sous pression est raccordée à la zone de la chambre interne qui est inférieure dans la position de montage du dispositif d'avance d'injection.

25

30

35

40

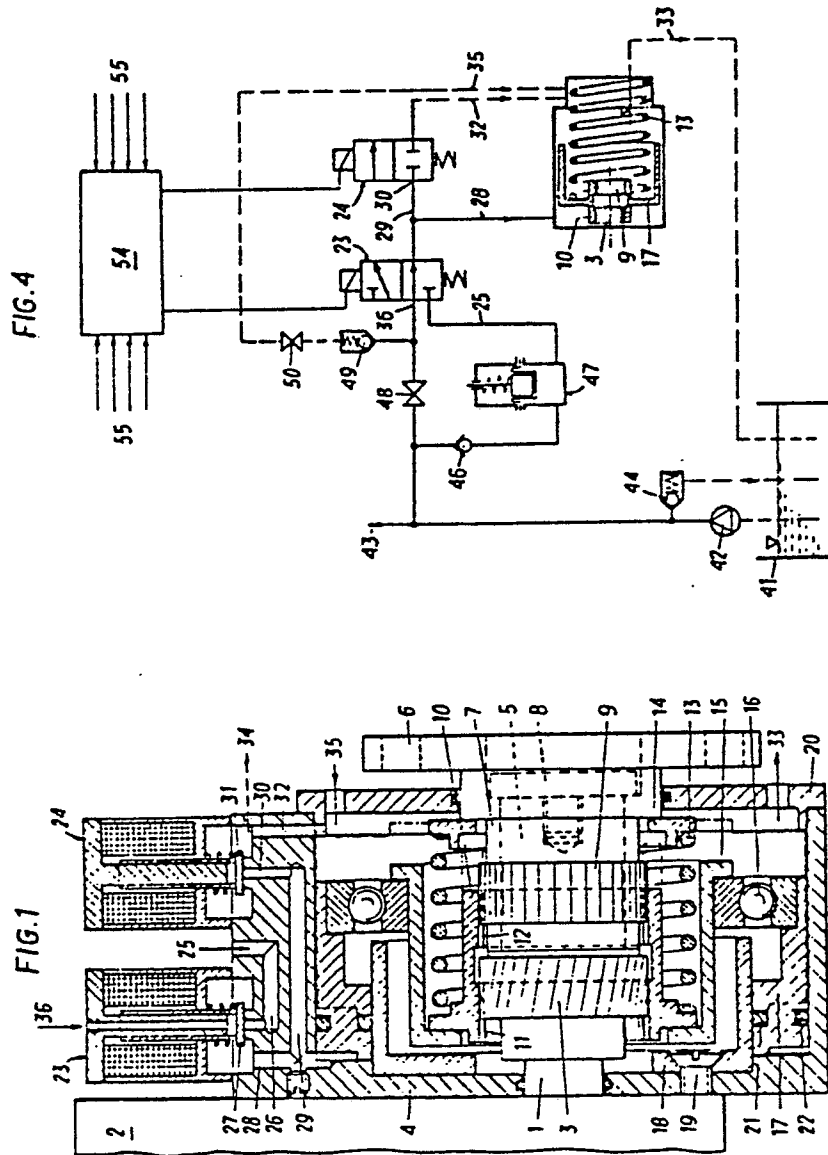
45

50

55

60

65



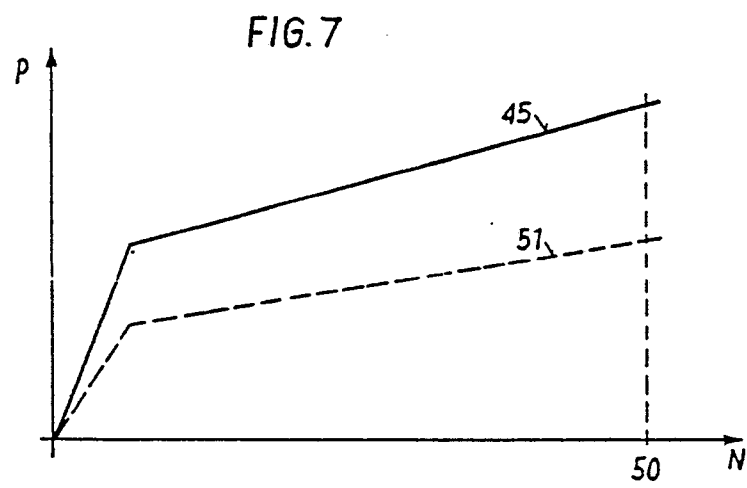
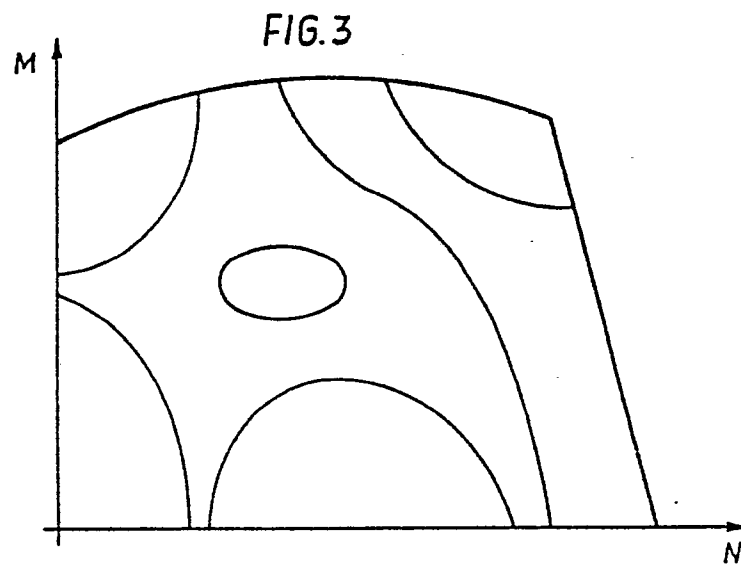
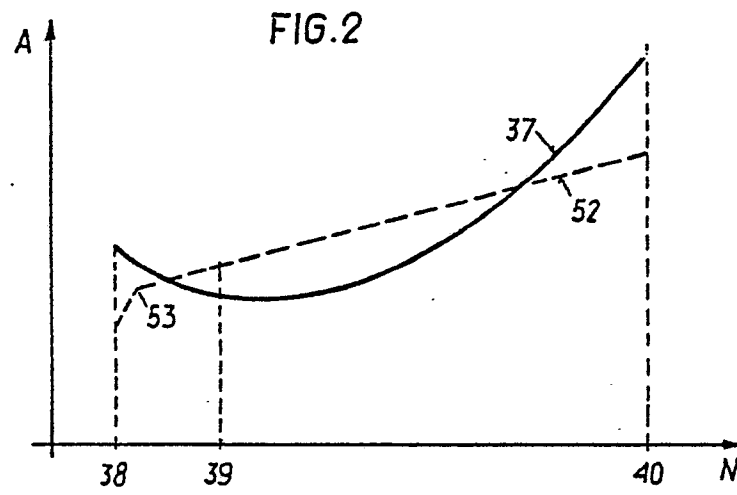


FIG. 5

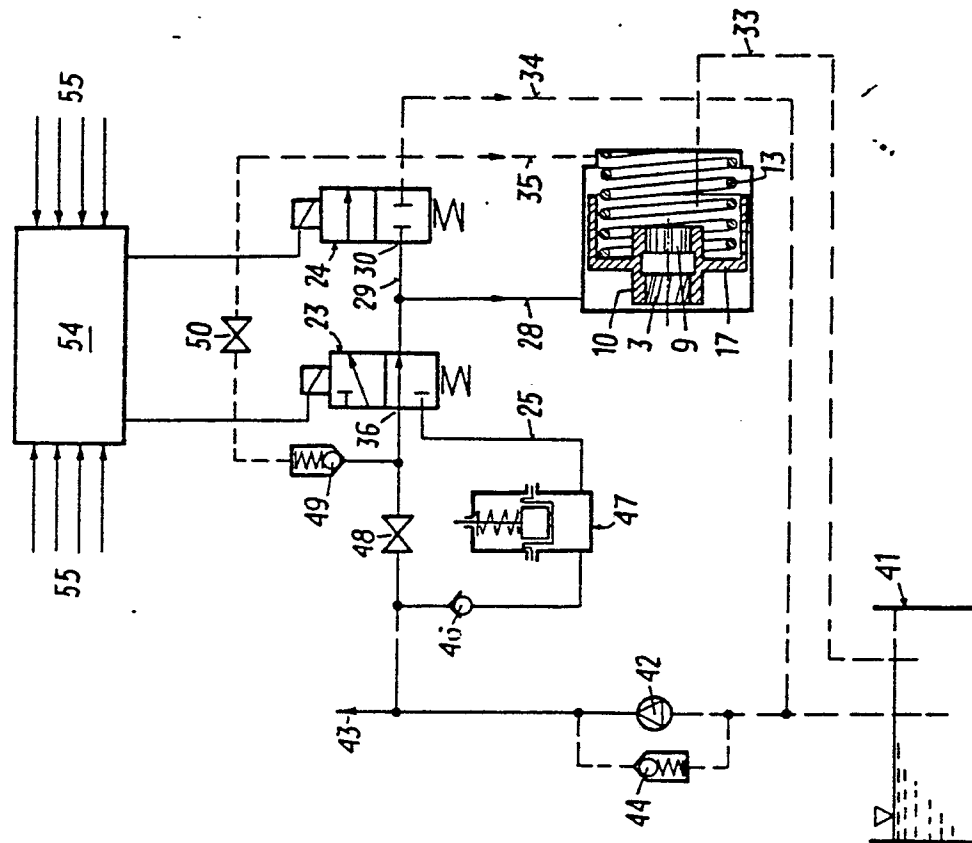


FIG. 6

