

⑫ **EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG**

⑳ Anmeldenummer: **88118279.4**

⑤① Int. Cl.⁴: **F02D 11/02 , F02D 1/00**

㉒ Anmeldetag: **03.11.88**

③① Priorität: **09.12.87 DE 3741638**

④③ Veröffentlichungstag der Anmeldung:
14.06.89 Patentblatt 89/24

⑧④ Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB IT

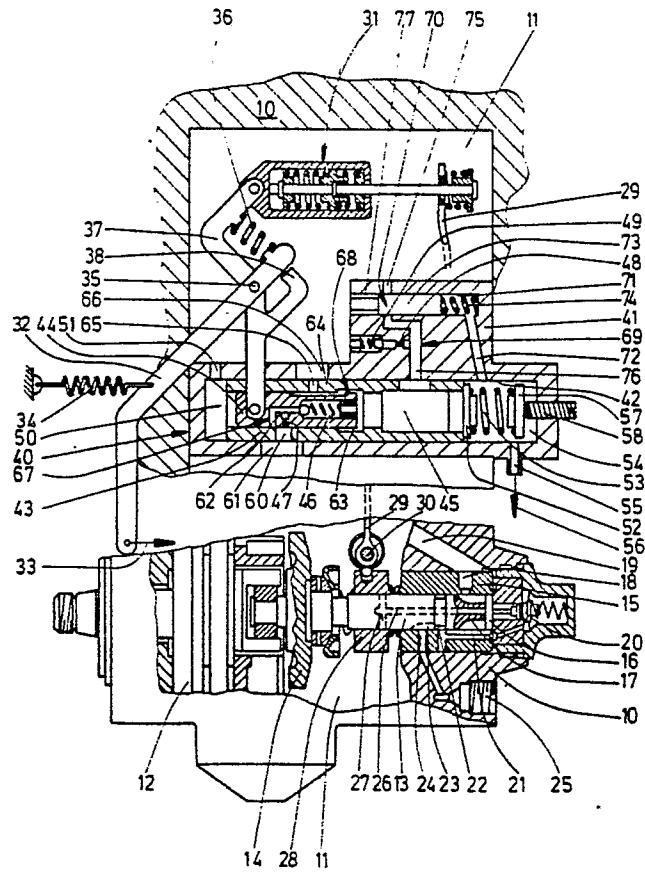
⑦① Anmelder: **ROBERT BOSCH GMBH**
Postfach 10 60 50
D-7000 Stuttgart 10(DE)

⑦② Erfinder: **Konrath, Karl**
Vogelsangstrasse 45
D-7149 Freiberg(DE)
Erfinder: **Koester, Claus**
Leharstrasse 75
D-7257 Ditzingen(DE)
Erfinder: **Zibold, Karl**
Strassenäcker 22
D-7144 Asperg(DE)
Erfinder: **Schwarz, Manfred**
Hofwiesenstrasse 4
D-7016 Gerlingen(DE)
Erfinder: **Rüsseler, Karl-Friedrich**
Baumreute 3
D-7257 Ditzingen 3(DE)
Erfinder: **Krieger, Klaus, Dipl.-Ing.**
Zentralparkplatz 4
D-7151 Affalterbach(DE)
Erfinder: **Kupzik, Roland, Dipl.-Ing.**
Am Wildwechsel 6
D-7000 Stuttgart 80(DE)

⑤④ **Kraftstoffeinspritzpumpe für Brennkraftmaschinen, insbesondere Dieselmotoren.**

EP 0 319 707 A2
⑤⑦ Bei einer Kraftstoffeinspritzpumpe für Brennkraftmaschinen von Fahrzeugen wird zur Beseitigung von sog. Fahrzeugruckeln eine Dämpfungsvorrichtung (40) vorgesehen, welche schnelle Verstellbewegungen eines mit dem Fahrpedal verbundenen Drehzahlverstellhebels (32) nur verzögert auf die Fördermengeneinstellung der Kraftstoffeinspritzpumpe wirksam werden läßt. Die Dämpfungsvorrichtung (40) weist hierzu eine von einem Dämpfungszyylinder (41 - 43) und einem darin verschieblichen Dämpfungskolben (44) begrenzte Dämpfungskammer (45) auf, die über zwei parallele Drosseln (47,48) und damit in Reihe liegenden antiparallelen Rückschlagventilen (46,49) mit dem Pumpeninnenraum (11) verbunden ist. Der Dämpfungskolben (44) ist mit einem Dämp-

ferhebel (37) verbunden, an dem sich über eine vorgespannte Schleppfeder (36) der Drehzahlverstellhebel (32) abstützt. Der Dämpferhebel (37) ist über eine Regelfeder (31) mit einem Regelhebel (29) verbunden, der ein die Kraftzumessung bestimmendes Mengenverstellorgan (28) betätigt, so daß sich eine Verstellbewegung des Drehzahlverstellhebels (32) nur verzögert auf dieses auswirkt.



Kraftstoffeinspritzpumpe für Brennkraftmaschinen, insbesondere Dieselmotoren

Stand der Technik

Die Erfindung betrifft eine Kraftstoffeinspritzpumpe für Brennkraftmaschinen, insbesondere Dieselmotoren, der im Oberbegriff des Anspruchs 1 definierten Gattung.

Ein wesentlicher Nachteil von mit Dieselmotoren ausgerüsteten Personenkraftwagen ist das Fahrzeugruckeln bei niedrigen Drehzahlen, das neben dem Vollast- und Teillastruckeln hauptsächlich durch den Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgang, ausgelöst durch rasche Fahrpedalbetätigung, auftritt. Um dieses Fahrzeugruckeln weitgehend auszuschalten, sind Dieselmotoren mit Kraftstoffeinspritzpumpen zusätzlich mit Dämpfungsvorrichtungen versehen, die beim schnellen "Gasgeben" oder "Gaswegnehmen" die entsprechenden Änderungen der Kraftstoffeinspritzmengen durch die Kraftstoffeinspritzpumpe nur verzögert wirksam werden lassen.

Bei einer bekannten Kraftstoffeinspritzpumpe der eingangs genannten Art (DE-OS 34 27 224) ist die hydraulische Dämpfungsvorrichtung zwischen dem mit dem Fahrpedal gekoppelten Drehzahlverstellhebel der Kraftstoffeinspritzpumpe und der Fahrzeugkarosserie angeordnet, wobei der Dämpfungszylinder mit der Karosserie und der Dämpfungskolben über eine Kolbenstange mit dem Drehzahlverstellhebel verbunden ist. In einer längsdurchgehenden Axialbohrung des Dämpfungskolbens ist eine Drossel angeordnet, die zwei auf gegenüberliegenden Kolbenenden befindliche Dämpfungskammern miteinander verbindet. Der Drehzahlverstellhebel ist mit einer im Pumpengehäuse der Kraftstoffeinspritzpumpe schwenkbaren Verstellwelle drehfest verbunden, an deren in den Pumpeninnenraum hineinragendem Ende ein Hebel starr befestigt ist. An dem Hebel greift die mit dem Regelhebel verbundene Regelfeder an. Das Fahrpedal greift über Druckfedern an dem Drehzahlverstellhebel an. Beim raschen Betätigen des Fahrpedals folgt der Drehzahlverstellhebel dessen Bewegung nur verzögert, da er sich über die Dämpfungsvorrichtung an der Karosserie abstützt. Bei zunehmendem Drehmoment neigt sich die mittels nachgiebiger Puffer an der Karosserie aufgehängte Brennkraftmaschine um ihre Längsachse zu der einen Seite hin. Dabei stützt sich der Drehzahlverstellhebel über die Dämpfungsvorrichtung an der Karosserie ab und wird in Richtung zum Reduzieren der Kraftstoffeinspritzmenge verschwenkt. Umgekehrt neigt sich die Brennkraftmaschine bei schnell abnehmendem Drehmoment zur anderen Seite, wobei der Drehzahlverstellhebel von der

Dämpfungsvorrichtung in Richtung größerer Kraftstoffmenge verschoben wird. Die Dämpfungsvorrichtung hat damit zum einen eine verzögernde Wirkung beim Gasgeben und zum anderen eine differenzierende Wirkung bei der Kraftstoffmengenänderung durch die Auslenkung der Brennkraftmaschine. In umgekehrter Richtung, also beim "Gaswegnehmen", wirkt die Dämpfungsvorrichtung entsprechend. Mit der Gegenkopplung der Brennkraftmaschinenbewegung und der zugemessenen Kraftstoffmenge wird das Ruckeln des Fahrzeugs aktiv gedämpft. Die Dämpfungswirkung ist jedoch beim "Gasgeben" und "Gaswegnehmen" immer gleich groß und erreicht damit nicht in allen Fällen eine optimale Unterdrückung des Fahrzeugruckelns.

Vorteile der Erfindung

Die erfindungsgemäße Kraftstoffeinspritzpumpe mit den kennzeichnenden Merkmalen des Anspruchs 1 hat den Vorteil, daß die Beschleunigungs- und Verzögerungsdämpfung individuell und ohne Totwege in dem erforderlichen Bereich erreicht werden kann. Die beiden Drosseln ermöglichen die separate Einstellung der Beschleunigungs- und Verzögerungsdämpfung. Für beide Dämpfungsrichtungen können durch die vorgespannte Schleppfeder bzw. Rückstellfeder sowie durch den Querschnitt der Drosselbohrungen die Verzögerungszeiten unabhängig voneinander bestimmt und damit eine das Fahrzeugruckeln weitgehend beseitigende optimale Einstellung gewährleistet werden.

Durch die in den weiteren Ansprüchen aufgeführten Maßnahmen sind vorteilhafte Weiterbildungen und Verbesserungen der im Anspruch 1 angegebenen Kraftstoffeinspritzpumpe möglich.

Eine vorteilhafte Ausführungsform der Erfindung ergibt sich, wenn ungedrosselte Strömungswege zwischen Dämpfungskammer und Pumpeninnenraum den Drosseln derart parallel geschaltet werden, daß sie nur in den Bereichen des Verschiebeweges des Dämpfungskolbens freigegeben sind, in welchen Leerwege des Drehzahlverstellhebels auftreten, d.h. in den Bereichen der Drehzahlverstellhebel-Verschwenkung, in welchen noch keine Einspritzung stattfindet. Auf diese Weise wird das Ansprechverhalten der Kraftstoffeinspritzpumpe bezüglich der Vermeidung des Fahrzeugruckelns noch weiter verbessert.

Eine besonders vorteilhafte Ausführungsform der Erfindung ergibt sich aus Anspruch 7. Bei höheren Drehzahlen der Brennkraftmaschine und

des damit verbundenen Druckanstiegs im Pumpeninnenraum öffnet das Druckventil und gibt einen weiteren ungedrosselten Strömungsweg zwischen Dämpfungskammer und Pumpeninnenraum frei. Dadurch wird die Dämpfungsvorrichtung bei höheren Drehzahlen automatisch wirkungslos geschaltet, da in diesem Drehzahlbereich wegen der hohen kinetischen Energie der Schwungmassen ein Fahrzeugruckeln nicht auftritt und eine Dämpfung nicht erforderlich ist.

Zeichnung

Die Erfindung ist anhand eines in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispiels in der nachfolgenden Beschreibung näher erläutert. Dabei zeigt die Zeichnung ausschnittsweise eine Kraftstoffeinspritzpumpe für eine Dieselmotorkraftmaschine in schematischer Darstellung.

Beschreibung des Ausführungsbeispiels

Die in Fig. 1 nur ausschnittsweise und schematisch dargestellte an sich bekannte Kraftstoffeinspritzpumpe der Verteilerbauart (vergl. DE-OS 34 27 224, Fig. 2) weist ein mit 10 angedeutetes Pumpengehäuse auf, das einen Pumpeninnenraum 11 umschließt. Der Pumpeninnenraum 11 wird mittels einer Förderpumpe 12 mit Kraftstoff gefüllt. Der Pumpeninnenraum 11 steht dabei unter einem Druck von 6 - 8 bar. Synchron mit der Förderpumpe 12 wird ein Pumpenkolben 13 über einen Nockentrieb 14 in eine hin- und hergehende und zugleich rotierende Bewegung versetzt. Der Pumpenkolben 13 gleitet in einer Zylinderbuchse 15, die im Pumpengehäuse 10 sitzt, und begrenzt mit dieser einen Pumpenarbeitsraum 16. Der Pumpenarbeitsraum 16 ist über eine Längsnut 17 im Endabschnitt des Pumpenkolbens 13, eine Einlaßöffnung 18 in der Zylinderbuchse 15 und einen Kanal 19 im Pumpengehäuse 10 mit dem Pumpeninnenraum 11 verbindbar. Der Pumpenarbeitsraum 16 ist über ein Druckventil 20 und einen Kanal 21 mit einem Ringkanal 22 im Pumpenkolben 13 verbunden. Vom Ringkanal 22 zweigt eine im Pumpenkolben 13 verlaufende Verteilernut 23 ab, die mit Auslaßkanälen 24 zusammenarbeitet, die über den Umfang der Zylinderbuchse 15 verteilt sind und von denen nur einer gezeichnet ist. Jeder Auslaßkanal 24 ist mit einer Anschlußöffnung 25 für eine Einspritzdüse verbunden. Von dem Pumpenarbeitsraum 16 führt im Pumpenkolben 13 ein Axialkanal 26 zu einem Querkanal 27. Der Querkanal 27 arbeitet mit einem Mengenverstellorgan 28 zusammen, das auf den in den Pumpeninnenraum 11 hineinragenden Pumpenkolbenabschnitt axial verschieblich sitzt.

Solange der Querkanal 27 von dem Mengenverstellorgan 28 abgedeckt ist, fördert der Pumpenkolben 13 unter Hochdruck stehenden Kraftstoff aus dem Pumpenarbeitsraum 16 über das Druckventil 20, den Kanal 21, den Ringkanal 22 und die Verteilernut 23 in einen der Auslaßkanäle 24. In dem Moment, wo der Querkanal 27 aus dem Mengenverstellorgan 28 austritt, wird der Pumpenarbeitsraum 16 mit dem Pumpeninnenraum 11 verbunden und entlastet. Die Hochdruckförderung zu den Anschlußöffnungen 25 wird schlagartig abgebrochen. Damit bestimmt die relative Lage des Mengenverstellorgans 28 zu dem Pumpenkolben 13 die über die Auslaßkanäle 24 zur Einspritzung gelangende Kraftstoffmenge.

Zur Betätigung des Mengenverstellorgans 28 greift an diesem ein kugelförmig ausgebildeter Arm eines zweiarmigen Regelhebels 29 an, der auf einem gehäusefesten Zapfen 30 gelagert ist. An dem anderen Arm des Regelhebels 29 greift einerseits ein nicht dargestellter Fliehkraftdrehzahlregler und andererseits (in der Zeichnung oben dargestellt) über eine Regelfeder 31 ein Drehzahlverstellhebel 32 an, der über ein nicht dargestelltes Fahrpedal willkürlich in Pfeilrichtung 33 geschwenkt werden kann. Eine Rückstellfeder 34 dient zum Rückstellen des Drehzahlverstellhebels 32 bei Wegfall der Betätigungskraft am Fahrpedal. Der zweiarmig ausgebildete Drehzahlverstellhebel 32 ist dabei um eine am Pumpengehäuse 10 festgelegte Schwenkachse 35 drehbar. Die Kopplung zwischen dem Drehzahlverstellhebel 32 und der Regelfeder 31 erfolgt über eine vorgespannte Schleppfeder 36, die sich einerseits an einem Hebelarm eines Dämpferhebels 37 und andererseits an dem von der Rückstellfeder 34 abgekehrten Arm des Drehzahlverstellhebels 32 abstützt. Dabei drückt die vorgespannte Schleppfeder 36 den Hebelarm des Drehzahlverstellhebels 32 gegen einen Anschlag 38, der auf dem von der Schleppfeder 36 abgekehrten Hebelarm des Dämpferhebels 37 angeordnet ist. Der Dämpferhebel 37 selbst ist auf der Schwenkachse 35 des Drehzahlverstellhebels 32 schwenkbar angeordnet.

Der Dämpferhebel 37 ist Teil einer Dämpfungsvorrichtung 40, die der Verbesserung der Laufruhe der Brennkraftmaschine beim schnellen Betätigen des Drehzahlverstellhebels 32 dient und das sog. Fahrzeugruckeln beim schnellen Niederdrücken bzw. Loslassen des Fahrpedals beseitigt. Die hydraulische Dämpfungsvorrichtung 40 ist im Pumpeninnenraum 11 angeordnet und umfaßt ein Dämpfergehäuse 41 mit einer Längsbohrung 42, die an beiden Stirnenden verschlossen ist, eine in der Längsbohrung 42 verschiebbare Führungshülse 43 und einen in der Führungshülse 43 gleitenden Dämpfungskolben 44. Dämpfergehäuse 41 und Führungshülse 43 bilden in bekannter Weise einen Dämpfungszylinder, der zusammen mit der einen

Stirnseite des Dämpfungskolbens 44 eine Dämpfungskammer 45 begrenzt. Die Dämpfungskammer 45 steht einerseits über ein erstes Rückschlagventil 46 und eine erste Drossel 47, die beide im Dämpfungskolben 44 angeordnet sind, und andererseits über eine zweite Drossel 48 und ein zweites Rückschlagventil 49, die beiden im Dämpfergehäuse 41 angeordnet sind, mit dem Pumpeninnenraum 11 in Verbindung. Die Verbindung zwischen dem Ausgang der ersten Drossel 47 und dem Pumpeninnenraum 11 wird dabei von einer ersten Radialbohrung 60 in der Führungshülse 43 und einer ersten radialen Durchgangsöffnung 61 in dem Dämpfergehäuse 41 gewährleistet. Der Durchmesser der Durchgangsöffnung 61 ist gegenüber dem der Radialbohrung 60 sehr groß bemessen, so daß auch bei einer Verschiebewegung der Führungshülse 43 relativ zum Dämpfergehäuse 41 die Durchgangsöffnung 61 stets die Radialbohrung 60 zum Pumpeninnenraum 11 hin freigibt. Die beiden Rückschlagventile 46, 49 sind so angeordnet, daß die Sperrichtung des ersten Rückschlagventils 46 zum Pumpeninnenraum 11 hin und die des zweiten Rückschlagventils 49 zur Dämpfungskammer 45 hin gerichtet ist. An dem Dämpfungskolben 44 ist der den Anschlag 38 tragende Hebelarm des Dämpferhebels 37 gelenkig befestigt, während der die vorgespannte Schleppfeder 36 tragende Hebelarm des Dämpferhebels 37 an der Regelfeder 31 angekoppelt ist.

Die Führungshülse 43 begrenzt zusammen mit dem Dämpfungskolben 44 an ihrer einen Stirnseite einen Steuerraum 50, der über einen radialen Einlaßkanal 51 mit dem Pumpeninnenraum 11 verbunden ist. Das andere Stirnende der Führungshülse 43 ist mit einer Abschlußplatte 52 abgedeckt, die gleichzeitig als Führung für eine Druckfeder 53 dient. Führungshülse 43 und Abschlußplatte 52 begrenzen einen die Druckfeder 53 aufnehmenden Entlastungsraum 54, der über einen Auslaßkanal 55 mit einer Kraftstoffrücklaufleitung verbunden ist, die durch den Pfeil 56 angedeutet ist. Die Druckfeder 53 stützt sich an einer Anschlagplatte 57 ab, deren räumliche Lage innerhalb des Entlastungsraums 54 mittels eines im Dämpfergehäuse 41 verschraubbaren Justierstiftes 58 verstellbar ist. Durch mehr oder weniger starkes Eindrehen des Justierstiftes 58 läßt sich die Vorspannung der Druckfeder 53 einstellen.

Um die Dämpfungsvorrichtung 40 nicht in dem Bereich der Leerwege des Drehzahlverstellhebels 32, also dann wenn noch keine Einspritzung erfolgt, wirksam werden zu lassen, sind zu den Drosseln 47, 48 zwei ungedrosselte Strömungswege parallel geschaltet, die in bestimmten Bereichen der Verstellbewegung des Dämpfungskolbens 44 die Dämpfungskammer 45 unter Umgehung der beiden Drosseln 47, 48 mit dem Pumpeninnenraum 11 ver-

binden und damit die Drosselwirkung aufheben. Da bei unterschiedlichen Drehzahlen der Brennkraftmaschine und damit der Kraftstoffeinspritzpumpe diese Leerwege des Drehzahlverstellhebels 32 in anderen Verschiebebereichen des Dämpfungskolbens 44 liegen, verlagern auch entsprechend sich diese Strömungswege im Verstellbereich des Dämpfungskolbens 44 durch Verschieben der Führungshülse 43, die sich mit steigender Drehzahl der Brennkraftmaschine und dem damit ansteigenden Druck im Pumpeninnenraum 11 in der Zeichnung nach rechts gegen die Wirkung der Druckfeder 53 verschiebt. Der erste Strömungsweg 67 wird dabei von einer die erste Drossel 47 im Dämpfungskolben 44 umgehenden Bypassbohrung 62, der eine Steueröffnung bildenden ersten Radialbohrung 60 in der Führungshülse 43 und der mit dieser korrespondierenden ersten Durchgangsöffnung 61 im Dämpfergehäuse 41 gebildet. Der Durchmesser der ersten Radialbohrung 60 ist dabei so groß gewählt, daß je nach Stellung des Dämpfungskolbens 44 relativ zur Führungshülse 43 nur die Mündung der ersten Drossel 47 oder zusätzlich auch die Mündung der Bypassbohrung 62 von der Führungshülse 43 zum Pumpeninnenraum 11 hin freigegeben sind. Der zweite ungedrosselte Strömungsweg 68 zwischen der Dämpfungskammer 45 und dem Pumpeninnenraum 11 wird von einer Ringnut 63 in der Dämpfungskammer 45, von einer mit der Ringnut 63 in ständiger Verbindung stehenden Axialnut 64 am Umfang des Dämpfungskolbens 44, einer zweiten Radialbohrung 65 in der Führungshülse 43 und einer zweiten Durchgangsöffnung 66 im Dämpfergehäuse 41 gebildet. Der Durchmesser der Durchgangsöffnung 66 ist dabei so groß gewählt, daß über den gesamten Verschiebebereich der Führungshülse 43 die zweite Radialbohrung 65 in der Führungshülse 43 zum Pumpeninnenraum 11 hin freigegeben ist. Die Ringnut 63 in der Dämpfungskammer 45 ist so ausgebildet, daß sie nach einem bestimmten Verschiebeweg des Dämpfungskolbens 44, der von der relativen Lage von Dämpfungskolben 44 und Führungshülse 43 abhängt, gegenüber der restlichen Dämpfungskammer 45 abgeschlossen ist. Die Axialnut 64 im Dämpfungskolben 44 hat eine solche Länge, daß über den gesamten Verschiebeweg des Dämpfungskolbens 44 die Ringnut 63 mit der zweiten Radialbohrung 65 in der Führungshülse 43 verbunden bleibt. Je nach Verschiebestellung der Führungshülse 43 benötigt der Dämpfungskolben 44 einen mehr oder weniger großen Verschiebeweg, um die Ringnut 63 gegenüber der Dämpfungskammer 45 abzuschließen - und damit den Strömungsweg 68 zu sperren - bzw. wieder freizugeben - und damit den Strömungsweg 68 zu öffnen -. Dieser Strömungsweg 68 ist damit in beiden Richtungen der Verschiebewegung des Dämpfungskolbens 44

wirksam, während der erste ungedrosselte Strömungsweg 67 infolge des im Strömungsweg 67 liegenden ersten Rückschlagventils 46 nur bei einer Verschiebung des Dämpfungskolbens 44 in der Zeichnung nach links, also bei Verstellung des Drehzahlverstellhebels 32 in Richtung kleinerer Kraftstofffördermengen, wirksam werden kann.

Fahrzeugruckeln macht sich hauptsächlich bei niedrigen Drehzahlen bemerkbar und wird hier durch die vorstehend beschriebene Dämpfungsvorrichtung 40 weitgehend unterdrückt. Im höheren Drehzahlbereich ist infolge der hohen kinetischen Energie der Schwungmassen ein Fahrzeugruckeln nicht mehr bemerkbar, so daß eher die Dämpfungsvorrichtung 40 überflüssig ist und für das Fahrverhalten eher Nachteile bringt. Aus diesem Grund wird bei höheren Drehzahlen die Dämpfungsvorrichtungen 40 abgeschaltet, so daß ihre Dämpfungswirkung gleich Null ist. Hierzu ist ein dritter ungedrosselter Strömungsweg 69 vorgesehen, der bei höheren Drehzahlen die Dämpfungskammer 45 unmittelbar mit dem Pumpeninnenraum 11 verbindet und damit die Dämpfungsvorrichtung 40 kurzschließt. Unterhalb einer bestimmten Drehzahl ist der dritte ungedrosselte Strömungsweg 69 verriegelt. Die Verriegelung und Freigabe des Strömungsweges 69 erfolgt mittels eines Druckventils 70, das hier als Schieberventil ausgebildet ist. In dem Dämpfergehäuse 41 ist hierzu eine Sackbohrung 71 eingebracht, die nahe dem Sackgrund über eine Entlastungsbohrung 72 mit dem Entlastungsraum 54 verbunden ist. In der Sackbohrung 71 gleitet ein Steuerkolben 73, der auf seiner der Mündung der Sackbohrung 71 zugekehrten Stirnseite vom Druck im Pumpeninnenraum 11 beaufschlagt ist und sich mit seiner anderen Stirnseite über eine Druckfeder 74 am Sackgrund abstützt. Der dritte Strömungsweg 69 wird von zwei Bohrungen 75,76 im Dämpfergehäuse 41 gebildet, die einerseits mit dem Pumpeninnenraum 11 und andererseits mit der Dämpfungskammer 45 in Verbindung stehen und in einer Querschnittsebene diametral in der Sackbohrung 71 münden. Mit den beiden Mündungen der Bohrungen 75,76 arbeitet eine Steuernut 77 am Steuerkolben 73 zusammen, die je nach Verschiebestellung des Steuerkolbens 73 den Durchgang von der Bohrung 76 zur Bohrung 75 freigibt oder absperrt. Durch geeignete Wahl der Druckfeder 74 ist das Druckventil 70 so eingestellt, daß bei Überschreiten eines bestimmten Drucks im Pumpeninnenraum 11 der Steuerkolben 73 gegen die Kraft der Druckfeder 74 soweit verschoben ist, daß die Bohrungen 75,76 miteinander verbunden sind und damit die Dämpfungskammer 45 an dem Pumpeninnenraum 11 angeschlossen ist. Ein solcher Druckanstieg im Pumpeninnenraum 11 erfolgt erst bei höheren Drehzahlen der Brennkraftmaschine und damit der Förderpumpe

12.

Die Wirkungsweise der vorstehend beschriebenen Dämpfungsvorrichtung 40 ist wie folgt:

Wird das Fahrpedal niedergedrückt ("Gasgeben") und dadurch der Drehzahlverstellhebel 32 in Richtung Pfeil 33 unter Spannen der Rückstellfeder 34 verschwenkt, so wird die Vorgabekraft über die Schleppfeder 36 dem Dämpfungskolben 44 zugeführt, der sich in der Zeichnung nach rechts bewegt. Sobald der Dämpfungskolben 44 die Ringnut 63 gegenüber der Dämpfungskammer 45 abgeschlossen hat, läßt die zweite Drossel 48 eine weitere Bewegung des Dämpfungskolbens 44 nur verzögert zu. Damit überträgt der Dämpfungskolben 44 die Vorgabekraft auch nur verzögert über die Regelfeder 31 auf den Regelhebel 29, der seinerseits nur verzögert das Mengenverstellorgan 28 verschiebt. Damit wird beim schnellen Verschwenken des Drehzahlverstellhebels 32 infolge rascher Fahrpedalbetätigung die Einspritzmengenänderung nur verzögert durchgeführt, so daß das Fahrzeug ruckelfrei beschleunigt wird. In umgekehrter Richtung, also beim schnellen Loslassen des Fahrpedals wirkt die Rückstellfeder 34 über den Drehzahlverstellhebel 32 und den Anschlag 38 auf den Dämpfungskolben 44, so daß dieser in der Zeichnung nach links verschoben wird. Die Verschiebewegung des Dämpfungskolbens 44 wird nunmehr über die erste Drossel 47 verzögert. Die verzögerte Verschiebewegung des Dämpfungskolbens löst nur eine verzögerte Verstellung des Regelhebels 29 und damit das Mengenverstellorgans 28 aus. Damit erfolgt auch die Verzögerung des Fahrzeugs weitgehend ruckelfrei. Nach Zurücklegen eines bestimmten Verschiebewegs des Dämpfungskolbens 44 wird die Ringnut 63 zur Dämpfungskammer 45 hin freigegeben und damit die Dämpfungswirkung aufgehoben. Die weitere Übertragung der Rückstellbewegung des Drehzahlverstellhebels 32 auf den Regelhebel 29 erfolgt dann ungedämpft.

Ansprüche

1. Kraftstoffeinspritzpumpe für Brennkraftmaschinen, insbesondere Dieselmotoren, mit einem Pumpenkolben, der aus einem unter Förderdruck stehenden kraftstoffgefüllten Pumpeninnenraum Kraftstoff entnimmt und unter Hochdruck zu Einspritzdüsen fördert, mit einem Mengenverstellorgan, dessen relative Lage zum Pumpenkolben die pro Pumpenkolbenhub geförderte Kraftstoffeinspritzmenge bestimmt, mit einem am Mengenverstellorgan zu dessen Betätigung mit einem Hebelarm angreifenden zweiarmigen Regelhebel, dessen anderer Hebelarm über mindestens eine Regelfeder mit einem willkürlich betätigbaren

Drehzahlverstellhebel gekoppelt ist, der zur Drehzahlverstellung um eine am Pumpengehäuse festgelegte Schwenkachse entgegen einer Rückstellfeder schwenkbar ist, und mit einer einen Dämpfungszylinder und einen darin axial verschieblichen Dämpfungskolben mit Drossel umfassenden hydraulischen Dämpfungsvorrichtung, die zum Verbessern der Laufruhe der Brennkraftmaschine beim schnellen Betätigen des Drehzahlverstellhebels eine nur verzögerte Verstellung des Mengenverstellorgans zuläßt, dadurch gekennzeichnet, daß die Kopplung zwischen dem Drehzahlverstellhebel (32) und der Regelfeder (31) über eine vorgespannte Schleppfeder (36) vorgenommen ist, die sich einerseits an dem Drehzahlverstellhebel (32) und andererseits an einem mit der Regelfeder (31) verbundenen Hebelarm eines um die Schwenkachse (35) des Drehzahlverstellhebels (32) schwenkbaren Dämpferhebels (37) abstützt und den Drehzahlverstellhebel (32) gegen einen Anschlag (38) an dem mit dem Dämpfungskolben (44) gelenkig verbundenen Dämpferhebel (37) legt, daß die im Dämpfungskolben (44) angordnete Drossel (47) eine von Dämpfungskolben (44) und Dämpfungszylinder (41,42,43) eingeschlossene Dämpfungskammer (45) über ein Rückschlagventil (46) mit zur Dämpfungskammer (45) weisender Durchlaßrichtung an den Pumpeninnenraum (11) anschließt und daß eine weitere Drossel (48) die Dämpfungskammer (45) über ein weiteres Rückschlagventil (49) mit zur Dämpfungskammer (45) weisender Sperrichtung mit dem Pumpeninnenraum (11) verbindet.

2. Kraftstoffeinspritzpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß zu den Drosseln (47,48) ungedrosselte Strömungswege (67,68) zwischen der Dämpfungskammer (45) und dem Pumpeninnenraum (11) derart parallel geschaltet sind, daß sie nur in Bereichen der Verschiebewegung des Dämpfungskolbens (44) geöffnet sind, in welchen Leerwege des Drehzahlverstellhebels (32) auftreten.

3. Kraftstoffeinspritzpumpe nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Dämpfungszylinder aus einem im Pumpeninnenraum (11) festgelegten Dämpfergehäuse (41) und aus einer in einer beidseitig geschlossenen Dämpfergehäusebohrung (42) axial verschiebbaren Führungshülse (43) besteht, in welcher der Dämpfungskolben (44) geführt ist, daß mindestens ein Strömungsweg (67) eine in der Führungshülse (43) angeordnete, zum Pumpeninnenraum (11) hin freigegebene Steueröffnung (60) aufweist, die mit einem im Dämpfungszylinder (44) zu der Dämpfungskammer (45) führenden Kanal (62) zum Sperren und Freigeben des Strömungsweges (67) zusammenwirkt, daß das eine Stirnende der Führungshülse (43) zusammen mit dem Dämpfungskolben (44) einen mit dem Pumpeninnenraum (11) verbundenen Steuer Raum (50)

und das andere, von einer Verschlussplatte (52) abgedeckte Stirnende der Führungshülse (43) einen mit einem Kraftstoff-Rücklauf (56) verbundenen Entlastungsraum (54) begrenzt und daß in dem Entlastungsraum (54) eine an der Verschlussplatte (52) sich abstützende Druckfeder (53) mit vorzugsweise einstellbarer Vorspannung angeordnet ist.

4. Kraftstoffeinspritzpumpe nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Kanal (67) von einer die Drossel (47) im Dämpfungskolben (44) überbrückenden Bypassbohrung (62) gebildet ist, die im Abstand von der Mündung der Drossel (47) am Umfang des Dämpfungskolbens (44) mündet, und daß die Steueröffnung (60) im Durchmesser so groß gewählt ist, daß sie die Mündungen von Drossel (47) und/oder Bypassbohrung (62) zu überdecken vermag.

5. Kraftstoffeinspritzpumpe nach Anspruch 3 oder 4, dadurch gekennzeichnet, daß ein weiterer Strömungsweg (68) von einer Ringnut (63) in der Dämpfungskammer (45), die nach einem von der Relativlage von Führungshülse (43) und Dämpfungskolben (44) abhängigen Verschiebeweg des Dämpfungskolbens (44) gegenüber der Dämpfungskammer (45) abgeschlossen bzw. wieder freigegeben wird, von einer zum Pumpeninnenraum (11) hin freigegebenen Radialbohrung (65) in der Führungshülse (43) und von einer Axialnut (64) im Dämpfungskolben (44) gebildet ist, die die Ringnut (63) über den gesamten Verschiebeweg des Dämpfungskolbens (44) mit der Radialbohrung (65) verbindet.

6. Kraftstoffeinspritzpumpe nach einem der Ansprüche 1 - 5, dadurch gekennzeichnet, daß die weitere Drossel (48) und das weitere Rückschlagventil (49) im Dämpfergehäuse (41) angeordnet sind.

7. Kraftstoffeinspritzpumpe nach einem der Ansprüche 1 - 6, dadurch gekennzeichnet, daß ein dritter ungedrosselter Strömungsweg (69) unmittelbar zwischen Dämpfungskammer (45) und Pumpeninnenraum (11) vorgesehen ist, der von einem vom Druck im Pumpeninnenraum (11) gesteuerten Druckventil (70) in der Weise gesteuert ist, daß er oberhalb einem höheren Drehzahlen der Brennkraftmaschine entsprechenden Druckwert im Pumpeninnenraum (11) geöffnet ist.

8. Kraftstoffeinspritzpumpe nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß das Druckventil (70) als ein im Dämpfergehäuse (41) angeordnetes Schieberventil ausgebildet ist, dessen Ventilan-schlüsse einerseits mit der Dämpfungskammer (45) und andererseits mit dem Pumpeninnenraum (11) verbunden sind und dessen hydraulischer Steuerungseingang an dem Pumpeninnenraum (11) angeschlossen ist.

9. Kraftstoffeinspritzpumpe nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß im Dämpfergehäuse (41) eine zum Pumpeninnenraum (11) hin offene Sackbohrung (71) eingebracht ist, in welcher ein Steuerkolben (73) gegen die Wirkung einer an diesem und am Sackgrund sich abstützenden Druckfeder (74) axial verschieblich geführt ist, und daß der Steuerkolben (73) eine Steuernut (77) trägt, die mit zwei in der Sackbohrung (71) diametral mündenden radialen Steuerbohrungen (75,76) zum Freigeben bzw. Verschließen des dritten Strömungsweges (69) zusammenwirkt, von denen die eine mit dem Pumpeninnenraum (11) und die andere mit der Dämpfungskammer (45) in Verbindung steht.

10. Kraftstoffeinspritzpumpe nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß der die Druckfeder (74) aufnehmende Endabschnitt der Sackbohrung (71) über eine Entlastungsbohrung (72) mit dem Entlastungsraum (54) im Dämpfergehäuse (41) verbunden ist.

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

