

(19)



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11) Veröffentlichungsnummer: **0 467 072 A1**

(12)

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(21) Anmeldenummer: **91109689.9**

(51) Int. Cl.⁵: **F02M 45/04, F02M 55/02**

(22) Anmeldetag: **13.06.91**

(30) Priorität: **12.07.90 DE 4022226**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
22.01.92 Patentblatt 92/04

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB IT SE

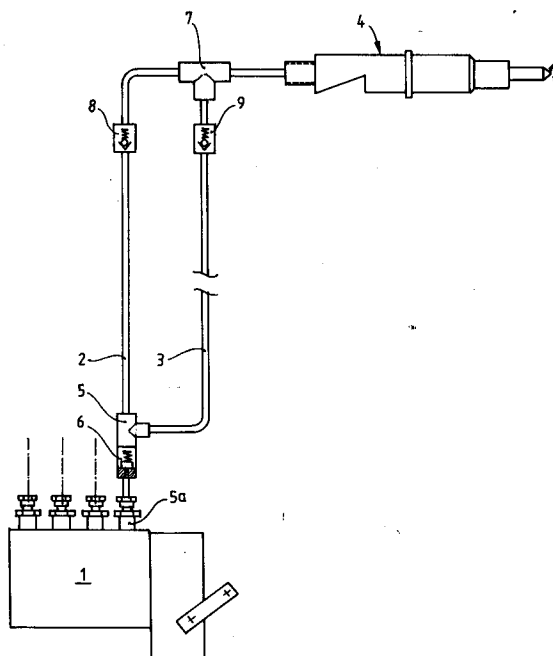
(71) Anmelder: **MAN Nutzfahrzeuge
Aktiengesellschaft
Dachauer Strasse 667 Postfach 50 06 20
W-8000 München 50(DE)**

(72) Erfinder: **Henkel, Dietmar, Ing. grad.
Kopernikusring 50
W-8430 Neumarkt(DE)**

(54) **Brennstoffeinspritzvorrichtung für luftverdichtende Brennkraftmaschinen.**

(57) Die Erfindung bezieht sich auf eine Brennstoffeinspritzvorrichtung für luftverdichtende Brennkraftmaschinen. Um unangenehme Verbrennungsgeräusche zu reduzieren geht man dazu über, den Einspritzvorgang in eine Vor- und eine Haupteinspritzung zu unterteilen. Erfindungsgemäß wird in die Einspritzleitung (2,3) ein Druckwellenbildner (6) eingebaut, welcher dafür sorgt, daß auch im Teillastbereich und bei langsam laufender Brennkraftmaschine durch das plötzliche Öffnen des Druckwellenbildners (6) ein hohes Druckniveau für die Voreinspritzung zur Verfügung steht. Der Öffnungsdruck des Druckwellenbildners (6) wird durch das Kräftespiel zwischen den hydraulisch wirksamen Kolbenflächen und einer Schließfeder, oder eines Kolbens (15) gesteuert, wobei der Kolben (15) mit einer kennfeldgesteuerten Hilfsdruckquelle beaufschlagbar ist. Durch das zur Verfügung stehende hohe Druckniveau wird die Voreinspritzmenge fein zerstäubt. An die Voreinspritzung schließt sich, bedingt durch den Laufzeitunterschied der beiden Einspritzleitungen, die Haupteinspritzung an.

Fig.1



EP 0 467 072 A1

Die Erfindung bezieht sich auf eine Brennstoffeinspritzvorrichtung gemäß dem Gattungsbegriff des Patentanspruches 1.

Zur Aufteilung einer Einspritzmenge in eine Vor- und Haupteinspritzung ist es aus DE-OS 35 16 537 bekannt, von einer Reiheneinspritzpumpe ausgehend, zwei Einspritzleitungen unterschiedlicher Länge vorzusehen. Eine erste Einspritzleitung führt direkt zu einer Dosierventileinheit mit Zylinder und Kolben, während eine zweite Einspritzleitung unmittelbar vor der Dosierventileinheit abzweigt und über ein Rückschlagventil in eine von der Dosierventileinheit kommende und zum Einspritzventil führende Leitung einmündet. Durch die längere Einspritzleitung wird bei Förderbeginn der Kolben der Dosiereinheit verschoben und entsprechend dem Zylindervolumen eine dosierte Brennstoffmenge vorgeeinspritzt. Bedingt durch die Verlängerung der ersten Einspritzleitung um die Länge einer in Serie geschaltet zu denkenden zweiten Leitung, erfolgt die Haupteinspritzung um die zum Passieren der zweiten Leitung erforderliche längere Laufzeit zeitlich verzögert. Zur Vermeidung von Rückwirkungen mit der Folge eines Druckabbaues während der Voreinspritzung ist in die zweite Leitung ein Rückschlagventil eingebaut.

Ein Nachteil dieser Vorrichtung besteht darin, daß der Brennstoffdruck zu Beginn der Voreinspritzung bei geringer Drehzahl als Folge der niedrigen Verdrängergeschwindigkeit des Kolbens der Dosierventileinheit zu gering ist, um eine gute Gemischaufbereitung zu erzielen.

Zur Minderung des Verbrennungsgeräusches von direkteinspritzenden Dieselmotoren wird die sogenannte Voreinspritzung angewendet. Deren Realisierung stößt dann auf Schwierigkeiten, wenn die Kraftstoffzumessung zur Einspritzdüse hin nach dem Verdrängerkolben-Prinzip verwirklicht ist. Dies trifft zu für die bislang häufig eingesetzten Reihen- und Verteiler-Einspritzpumpen, die durchwegs nach dem vorerwähnten Wirkprinzip arbeiten. Ist z. B. beabsichtigt, die vergleichsweise kleine Voreinspritzmenge mit derselben Düse zu zerstäuben durch die auch die Haupteinspritzmenge geschleust wird, muß auf folgendes geachtet werden.

Infolge der angestrebten, besseren Gemischaufbereitung gelangen zunehmend Mehrlochdüsen zum Einsatz, deren Lochdurchmesser den mittlerweile üblichen, sehr kurzen Spritzzeiten angepaßt sind, also über einen verhältnismäßig großen Gesamtquerschnitt verfügen, um den hohen Volumenstrom im Vollastfalle zu beherrschen. Um mit derselben Düse einen akzeptablen Zerstäubungsgrad auch für die sehr kleine Voreinspritzmenge zu erzielen, bedarf es dafür eines sehr kurz andauernden Impulses hohen Kraftstoffdruckes. Angesichts der Verknüpfung der Verdrängergeschwindigkeit des Einspritzpumpen-Plungers mit der augenblickli-

chen Motordrehzahl ist bei kleiner und mittlerer Motordrehzahl - selbst bei Wahl eines großen Vorhubes - abzusehen, daß der zeitliche Verlauf des eingepprägten Kraftstoff-Volumenstromes eine ausreichende Zerstäubung der Voreinspritzmenge nur in seltenen Fällen sicherstellt.

Ausgehend von einer Brennstoffeinspritzvorrichtung gemäß dem Gattungsbegriff liegt der Erfindung die Aufgabe zugrunde, unabhängig vom Last- und Drehzahlzustand einer Brennkraftmaschine mit einer Erzwingung eines reproduzierbaren zeitlichen Druckverlaufs am Eintritt der Einspritzdüse für eine konstante Gesamtmenge Brennstoff in der Voreinspritzphase eines Arbeitsspielcs zu sorgen.

Gelöst wird diese Aufgabe durch die kennzeichnenden Merkmale des Patentanspruches 1.

Durch die Anwendung des Druckwellenbildners wird der Weg des Brennstoffes von der Einspritzpumpe zu den Einspritzleitungen erst frei gegeben, wenn sich ein vorbestimmtes hohes Druckniveau aufgebaut hat, das als Druckwelle auf eine Einspritzdüse zuläuft und dort reflektiert wird, was zu einer Verdoppelung des statischen Druckes vor einer Düsennadel der Einspritzdüse führt. Durch diesen hohen Druck öffnet die Düsennadel und es bildet sich wunschgemäß ein Einspritzstrahl mit fein verteilten Tröpfchen. Durch die unterschiedliche Länge der Einspritzleitung wird eine reproduzierbare Aufteilung der Einspritzmenge in eine Vor- und Haupteinspritzung erzielt. Durch die Wahl des Längenunterschiedes der beiden Einspritzleitungen kann unter Berücksichtigung der sich mit Schallgeschwindigkeit ausbreitenden Druckwellen der Zeitunterschied zwischen Beginn der Vor- und Haupteinspritzung nach Wunsch festgelegt werden.

Konstruktive Merkmale des erfindungsgemäßen Druckwellenbildners sind durch die Merkmale des Patentanspruches 2 gekennzeichnet. Durch die schlagartige Öffnung des Stellgliedes als Folge der sich nach dem Öffnen des Stellgliedes vergrößern, dem Brennstoffdruck ausgesetzten Druckfläche wird die im Druckraum gespeicherte potentielle Energie frei zum Aufbau einer stromabwärts laufenden, sehr steilen Druckwelle, deren Druckauswirkung sich, wie schon beschrieben, durch Reflektion beim Auftreffen auf den Dichtsitz der Düsennadel der Einspritzdüse noch verdoppelt. Dadurch öffnet die Düsennadel für die Voreinspritzung, um anschließend nach dem Zusammenbruch des Druckes wieder zu schließen. Durch Nachschub von Brennstoff aus der Einspritzpumpe sinkt der Druck im Druckraum des Druckwellenbildners nicht unter einem eingestellten Schließdruck ab, so daß nach dem verzögerten Eintreffen der Druckwelle aus der zweiten Einspritzleitung am Düsenhalter das Stellglied noch geöffnet ist und durch abermaliges Öffnen der Düsennadel bei Reflektion dieser Druck-

welle die Haupteinspritzung eingeleitet wird.

Der den Ventilschaft belastende Kolben kann nach Anspruch 3 auch durch eine Feder ersetzt werden, die mit einer Kraft in Höhe der Kraft des Kolbens vorgespannt ist. Eine solche Ausführung ist preiswerter und bei geringeren Ansprüchen an die Regelbarkeit praktikabel.

Ein Ausführungsbeispiel der Brennstoffeinspritzvorrichtung ist in Zeichnungen dargestellt. Es zeigt:

- Figur 1 einen Schaltplan für die Zuordnung einer Einspritzpumpe und einer Einspritzdüse mit den diese verbindenden Einspritzleitungen
- Figur 2 einen Längsschnitt durch einen Druckwellenbildner
- Figur 3 eine Kraft auf ein Stellglied des Druckwellenbildners als Funktion des Druckes vor dem Stellglied.

Ein hydraulisches Schaltbild einer Brennstoffeinspritzvorrichtung ist aus Figur 1 zu ersehen. Eine Einspritzpumpe 1 ist über eine erste und zweite Einspritzleitung 2 und 3 mit einer Einspritzdüse 4 verbunden. Nach dem Ausgang 5a der Einspritzpumpe 1 zweigt die zweite Einspritzleitung 3 mittels eines ersten Verteilerstückes 5 von der ersten Einspritzleitung 2 ab. Erfindungsgemäß wird nun zwischen dem Ausgang 5a der Einspritzpumpe 1 und dem ersten Verteilerstück 5 ein Druckwellenbildner 6 eingeschaltet, dessen Wirkungsweise später erläutert werden soll. Die beiden Einspritzleitungen 2 und 3 werden vor der Einspritzdüse 4 mittels eines zweiten Verteilerstückes 7 wieder vereint. Die erste Einspritzleitung 2 dient zunächst dem Transport einer Voreinspritzmenge, während die zweite Einspritzleitung der Einleitung der Haupteinspritzung dient. Zu diesem Zweck ist die zweite Einspritzleitung 3 um einen Betrag ΔL länger als die erste Einspritzleitung 2. Diese Längendifferenz ergibt sich zu

$$\Delta L = c \cdot \Delta T$$

- mit c = Schallgeschwindigkeit im Brennstoff
- ΔT = Zeitdifferenz zwischen Beginn der Vor- und Haupteinspritzung

Dem zweiten Verteilerstück 7 sind zwei Rückschlagventile 8 und 9 vorgelagert, wobei ein erstes Rückschlagventil 8 in die erste Einspritzleitung 2 und ein zweites Rückschlagventil 9 in die zweite Einspritzleitung 3 eingebaut ist. Die Rückschlagventile 8 und 9 sind dabei in Richtung von der Einspritzpumpe 1 auf das Einspritzventil 4 durchlässig, während sie in der Gegenrichtung sperren. Die Rückschlagventile 8 und 9, sowie die Einspritzdüse 4 sollen soweit an das zweite Verteilerstück 7 herangerückt werden, als dies konstruktiv lösbar

ist.

Eine konstruktive Ausbildung des Druckwellenbildners 6 ist in Figur 2 dargestellt. In seinem Aufbau ähnelt der Druckwellenbildner einem Einspritzventil. Er besteht zunächst aus einem Düsenhalter 10, einem Düsenkörper 11 und einer Überwurfmutter 12, welche beide Teile verbindet. Im Düsenkörper 11 ist ein Stellglied 13 axial beweglich geführt, welches sich in einen Ventilschaft 14 und einen Kolben 15 gliedert, welcher in losem Kontakt mit dem Ventilschaft 14 verbunden ist. Der Ventilschaft 14 mit Durchmesser d_1 weist eine kegeltumpfförmig ausgebildete Spitze auf, welche eine planebene Dichtfläche 16 mit Durchmesser d_2 trägt. Diese dichtet einen Druckraum 17 gegen eine Auslaßbohrung 18 ab, welche in das erste Verteilerstück 5 (Figur 1) mündet. Der Druckraum 17 umgibt den Ventilschaft 14 koaxial, wobei der Druckraum über eine Zulaufbohrung 19 mit dem Ausgang 5a der Einspritzpumpe 1 verbunden ist. Zur Begrenzung der axialen Beweglichkeit des Stellgliedes 13 ist ein Anschlag an einer Koppelplatte 20 vorgesehen, welche zwischen den Düsenhalter 10 und den Düsenkörper 11 eingespannt ist.

Um die Steuerung des Stellgliedes 13 möglichst flexibel handhaben zu können ist es vorteilhaft, den Kolben 15 über eine Bohrung 21 mit einer kennfeldgesteuerten, hier nicht näher dargestellten Hilfsdruckquelle zu verbinden. Als einfachere, jedoch weniger anspruchsvolle Lösung der Schließkrafterzeugung am Ventilschaft ist anstelle des hilfsdruckbeaufschlagten Kolbens 15 der Einsatz einer entsprechend dimensionierten vorgespannten Druckfeder denkbar. Die Vorspannkraft der Druckfeder liegt dann im Bereich der Kraft F_K des Kolbens 15 (Figur 3).

Nachfolgend sei die Wirkungsweise unter Zuhilfenahme eines Diagrammes nach Figur 3 erläutert.

In Figur 3 ist auf der Abszisse der Druck im Druckraum 17 des Druckwellenbildners nach Figur 1 aufgetragen, während die Ordinate die am Ventilschaft 14 angreifenden Kräfte repräsentiert. Die, aufgrund ihrer Wirkung mit negativen Vorzeichen versehen zu denkende Kraft F_K des Kolbens 15 oder von der Druckfeder herrührend ist als Linienzug F_K -Bparallel zur Abszisse angedeutet.

Mit dem einsetzenden Fördervorgang der Einspritzpumpe erfolgt der Druckaufbau im Druckraum 17 des Druckwellenbildners (Figur 2). Besagter Druck greift an dem, mit der Durchmesserdifferenz $d_1 - d_2$ beschriebenen hydraulischen Wirkquerschnitt (des Ventilschaftes 14) an und erzeugt am Ventilschaft eine Kraft die im Diagramm mit dem Geraden-Abschnitt A-B beschrieben ist. Erreicht diese Kraft infolge weiter gesteigerten Druckes den Betrag der Kolbenkraft F_K , besteht Gleichgewicht zwischen Schließkraft und entgegenwirkender hy-

draulischer Öffnungskraft, hervorgerufen vom Druck p_0 (Öffnungsdruck). Ein geringfügiges Überschreiten des Druckwertes p_0 (infolge Fortschritt des Fördervorganges) führt zum Öffnen des Ventildichtsitzes. Die sich im gleichen Augenblick vergrößernde Druckangriffsfläche auf den Wert einer Kreisfläche mit dem Durchmesser d_1 hat ein sprungartiges Anwachsen der, am Ventilschaft 14 angreifenden hydraulischen Kraft gemäß dem Geraden-Abschnitt B-C zur Folge. Der vergleichsweise hohe Betrag dieser Kraft erklärt die große Öffnungsgeschwindigkeit des Ventils. Der sofort einsetzende Druckzusammenbruch im Druckraum 17 läßt die von Punkt C gekennzeichnete hydraulische Kraft (am Ventilschaft) auf einen mit E gekennzeichneten Wert sinken (entspricht dem Druckwert p_r) wobei der Ventilschaft ständig am Anschlag der Öffnungsposition verbleibt. Der vom bewegten Kolben des Pumpenelementes weiterhin aufrechterhaltene Fördervorgang veranlaßt ein erneutes Ansteigen des Druckes auf einen Wert kleiner p_0 jedoch größer als p_r bei weiterhin voll geöffnetem Ventilquerschnitt.

Mit der Beendigung des Fördervorganges der Einspritzpumpe 1 und dem damit verbundenen Absinken des Kraftstoffdruckes im Druckraum 17 (Figur 2) verringert sich im gleichen Maße die hydraulische Kraft am Ventilschaft 14 entsprechend der Geraden C-A und zwar in Richtung auf den Punkt A zu. Erreicht das Druckniveau den Schließdruck p_s des Druckwellenbildners, ergibt sich ein Kräftegleichgewicht zwischen Schließkraft F_K des Kolbens 15 und hydraulischer Öffnungskraft, eine Situation, die im Diagramm am Schnittpunkt der Geraden C-A mit der Geraden F_K -B zu erkennen ist. Unterschreitet der Kraftstoffdruck geringfügig den Wert p_s überwiegt die Kraft des Kolbens 15 und das Ventil geht in Schließstellung (Änderung der hydraulischen Kraft entspricht im Diagramm einem Sprung von Punkt D nach Punkt F).

Auslegungshinweise für ein erwünschtes ventilspezifisches Verhältnis V_{p_0} von Schließdruck zu Öffnungsdruck gibt die Beziehung $V_{p_0} = V_{d_2}^2$ mit $V_{d_1}^2$ als quadriertem Durchmesser Verhältnis, letzteres gebildet aus d_2 zu d_1 .

Zu Erklärung der Wirkungsweise der zweiten Einspritzleitung 3 sei nochmals die zeitliche Phase des Ventilöffnens im Druckwellenbildner 6 in Erinnerung gebracht. Sie war begleitet von der Erzeugung einer Druckwelle, die stromabwärts laufend in die Auslaßkanalbohrung 18 des Druckwellenbildners 6 (Figur 2) eingekoppelt wurde. Auf ihrem weiteren Weg gelangt nun diese Druckwelle in das unmittelbar nachgeordnete erste Verteilerstück 5. Ab diesem erfolgt eine symmetrische Aufteilung der Druckwellenenergie infolge Einlaufens der Druckwelle in die - gleichen Querschnitt aufweisenden - parallel geschalteten Einspritzleitungen 2, 3.

Die zweite Einspritzleitung 3 (Verzögerungsleitung) ist um einen solchen Betrag länger auszulegen, daß die, von der Schallgeschwindigkeit des Kraftstoffes abhängige Laufzeit des Druckimpulses in ihr, verglichen zur Impulslaufzeit in der ersten Einspritzleitung 2, um den Betrag ΔT größer ist. ΔT bedeutet eine Zeit, die gleich oder geringfügig größer ist als die Zündverzugszeit der geplanten Voreinspritzmenge. Von den beiden, in den Einspritzleitungen 2 und 3 mit Schallgeschwindigkeit stromabwärts laufenden Druckwellen erreicht zuerst die von der Einspritzleitung 2 geführte das zugeordnete, federvorgespannte erste Rückschlagventil 8. Nach erfolgtem Öffnen desselben pflanzt sich die Druckwelle weiter über eine Verbindungsleitung, das zweite Verteilerstück 7 und eine weitere Verbindungsleitung (beide sehr kurz dimensioniert) fort, um schließlich in den Düsenhalter des Einspritzventils 4 (Figur 1) zu gelangen. Ein unerwünschtes Eindringen von Druckwellenenergie in die zweite Einspritzleitung 3 wird vom zweiten Rückschlagventil 9 verhindert. Infolge Reflektion der Druckwelle am zunächst geschlossenen Dichtsitz der Einspritzdüse 4 erfolgt in üblicher Weise eine Überlagerung dieses reflektierten Anteils der Druckwelle mit der weiterhin auf den Dichtsitz zulaufenden Druckwellen-Komponente, was Anlaß zu einer Druckverdoppelung am Reflektionsort gibt. Der sehr hohe Betrag des resultierenden Druckes führt neben einem schnellen Öffnen des Ventilspaltes, verbunden mit dem Abspritzen der Voreinspritzmenge, zu einer besonders guten Zerstäubung des Kraftstoffes. Nach dem sich sofort anschließenden Zurückfallen der Düsennadel (Schließen des Dichtspaltes) erreicht zwischenzeitlich die von der zweiten Einspritzleitung 3 geführte Druckwelle das Rückschlagventil 8, um von dort über das Verteilerstück 7 in den Düsenhalter der Einspritzdüse 4 um die Zeit ΔT (Zündverzugszeit von Einspritzmenge) verzögert einzutreten. Wiederum wird das Verarmen der Druckwellenenergie (infolge Eindringen in die erste Einspritzleitung 2) durch ein Rückschlagventil 8 wirksam verhindert. Auch hierbei sorgt diesmal der bereits vorab beschriebene Effekt der Druckverdoppelung (infolge Druckwellen-Superposition) wiederum für eine gute Zerstäubung des Kraftstoffes während der nunmehr eingeleiteten Anfangsphase der Haupteinspritzung. Ein unerwünschtes neuerliches Schließen der Düsennadel unmittelbar nach Beginn der Haupteinspritzung (ähnlich wie im Falle der Voreinspritzung) muß nicht befürchtet werden, da zwischenzeitlich zunächst über die erste Einspritzleitung 2 - verzögert dann auch über die zweite Einspritzleitung 3 - weiterer Kraftstoff zur Aufrechterhaltung der Haupteinspritzung zur Verfügung gestellt wird. Der weitere zeitliche Ablauf der Haupteinspritzung gestaltet sich wie sonst auch im Falle

einer konventiell ausgelegten Einspritzanlage (ausgestattet mit nur einer Einspritzleitung). Zu beachten ist allerdings der vom Schließdruck des Druckwellenbildners bestimmte Standdruck in den beiden Einspritzleitungen 2 und 3. Bei der Dimensionierung des druckgesteuerten Druckwellenbildners ist bei der Festlegung von dessen Schließdruck demzufolge darauf zu achten, daß dieser zum einen deutlich unter dem Wert von p_r liegt (p_r ist der, unmittelbar nach erfolgter Druckwellenerzeugung - zum Zwecke der Voreinspritzung - im Druckraum 17 verbleibende minimale Druck, siehe Figur 1 und 2) und zum anderen aber gleich dem Betrag des angestrebten Standdruckes ist. Daraus folgt gleichzeitig, daß der Schließdruck des Einspritzventils höher ausulegen ist als der des Druckwellenbildners.

Hinsichtlich des kraftstoffführenden Querschnittes sowohl der Verbindungsleitungen von der Einspritzpumpe 1 zum Druckwellenbildner 6, bzw. vom zweiten Verteilerstück 7 zur Einspritzdüse 4 (Figur 1) wie auch der kraftstoffführenden Kanäle innerhalb des Druckwellenbildners 6 und der Verteilerstücke 5 und 7 gilt, daß diese mindestens gleich der Summe, gebildet aus den beiden kraftstoffführenden Querschnitten der Einspritzleitungen 2 und 3, auszulegen sind. Auf die Gleichheit der Querschnitte der Einspritzleitungen 2 und 3 wurde bereits hingewiesen, was nicht ausschließt, daß deren Verhältnis - konstant bleibende Querschnittssumme vorausgesetzt - unter bestimmten Bedingungen zugunsten eines größeren Querschnittes der zweiten Einspritzleitung 3 geändert werden muß. Ein solcher Fall liegt dann vor, wenn sich die Voreinspritzmenge als zu groß herausstellt. Deren Minderung ist dann in einfacher Weise durch entsprechende Verkleinerung des Durchmessers der ersten Einspritzleitung 2 möglich, die begleitend mit einer solchen Durchmesserergrößerung der zweiten Einspritzleitung 3 vorzunehmen ist, daß die vorerwähnte Konstanz der Querschnittssumme der Einspritzleitungen 2 und 3 erhalten bleibt.

Patentansprüche

1. Brennstoffeinspritzvorrichtung für luftverdichtende Brennkraftmaschinen, bestehend aus einer Einspritzpumpe, einer Einspritzdüse und Einspritzleitungen, welche beide Teile verbinden, wobei eine erste Einspritzleitung die Einspritzpumpe zum Zwecke einer Voreinspritzung unmittelbar mit der Einspritzdüse verbindet, während eine parallel geschaltete zweite Einspritzleitung von größerer Länge der zeitlichen Einleitung der Haupteinspritzung dient, derart, daß der Längenunterschied beider Einspritzleitungen so gewählt ist, daß der Laufzeitunterschiede einer von der Einspritzpumpe

ausgehenden Druckwelle dem Zeitunterschiede zwischen beginnender Vor- und Haupteinspritzung entspricht, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen einem Ausgang der Einspritzpumpe (1) und einem ersten Verteilerstück (5) der Einspritzleitungen (2, 3) ein Druckwellenbildner (6) eingeschaltet ist, und daß in beide Einspritzleitungen (2, 3) vor einem zweiten Verteilerstück (7) Rückschlagventile (8, 9) eingebaut sind, derart, daß die Rückschlagventile (8, 9) ein Rückströmen vom Vereinigungspunkt in Richtung zum Druckwellenbildner (6) sperren, wobei die Leitungsabschnitte zwischen den Rückschlagventilen (8, 9) einerseits und einem zweiten Verteilerstück (7) am Vereinigungspunkt andererseits, bzw. zwischen dem zweiten Verteilerstück (7) und der Einspritzdüse (4) so kurz wie es aus konstruktiven Gründen möglich ist gehalten werden.

2. Brennstoffeinspritzvorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Druckwellenbildner (6) ähnlich einem Einspritzventil im wesentlichen aus einem Düsenhalter (10), einem Düsenkörper (11) und einem Stellglied (13) gebildet wird, wobei dem Stellglied (13) von der Einspritzpumpe (1) Brennstoff über eine Zulaufbohrung (19) zugeführt wird, welche in einen Druckraum (17) mündet, daß das Stellglied (13) aus einem mit Kolben (15) belasteten Ventilschaft (14) gebildet wird und der Ventilschaft (14) eine Auslaßbohrung (18) in Richtung der Einspritzleitungen versperrt oder öffnet, und daß der Ventilschaft (14) aus einem zylindrischen Teil und einem kegelig zulaufenden Teil besteht, derart, daß die Differenz der Flächen mit dem Durchmesser d_1 und dem Durchmesser d_2 belastet mit dem Brennstoffdruck ausreicht, um bei einem vorbestimmten Druck p_0 das Stellglied (13) gegen die Kraft des Kolbens (15) zu öffnen, wobei der Kolben (15) über eine Bohrung (21) von einer Hilfsdruckquelle mit einem kennfeldgesteuerten Hydraulikdruck beaufschlagbar ist.

3. Brennstoffeinspritzvorrichtung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Ventilschaft (14) anstelle des Kolbens (15) durch eine vorgespannte Feder belastet ist, wobei die Vorspannkraft der Feder der Kraft des Kolbens (15) entspricht.

Fig.1

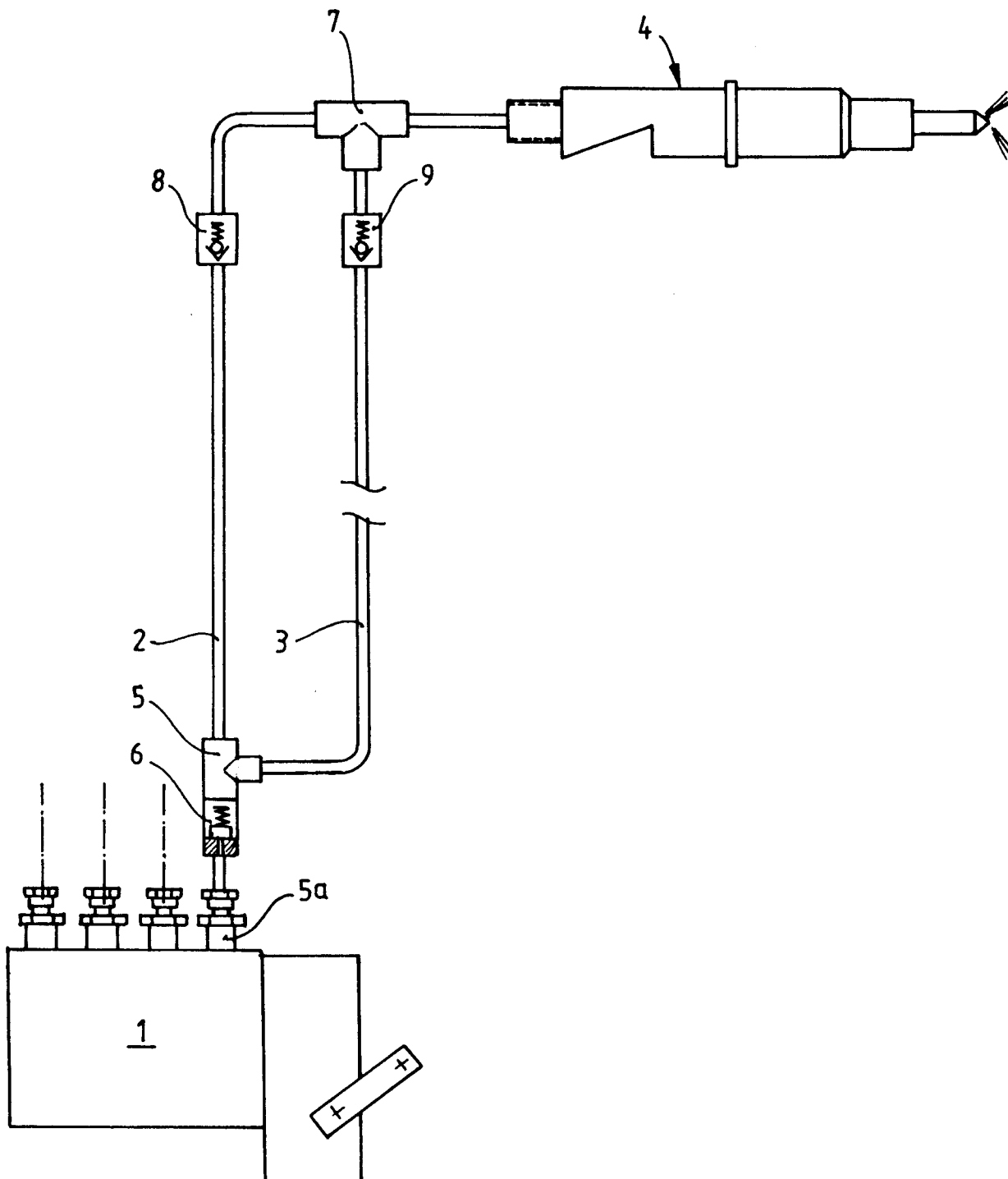


Fig. 2

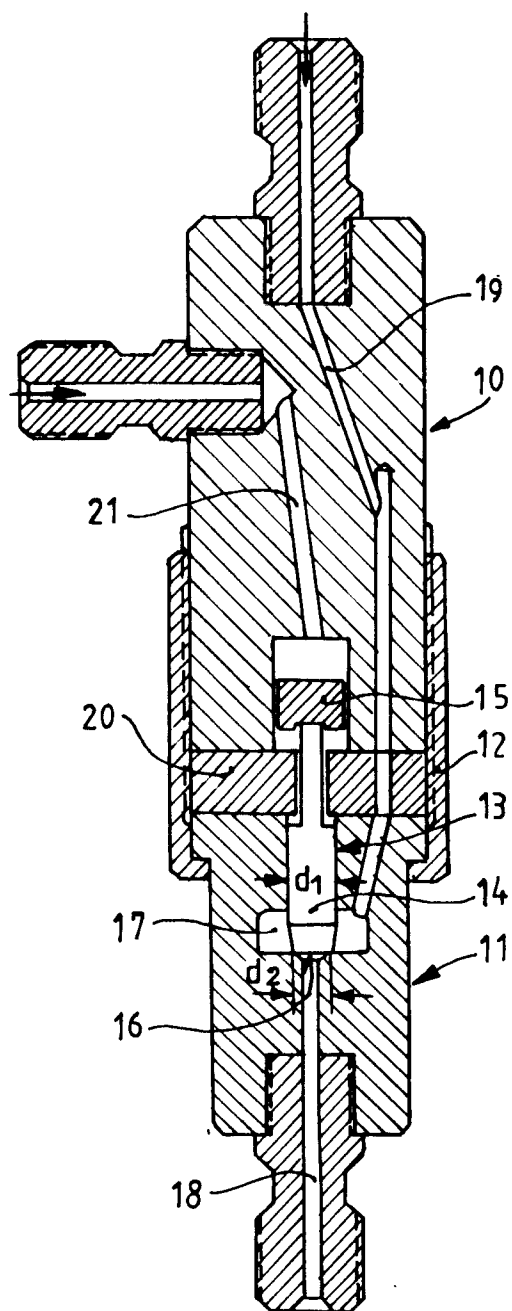
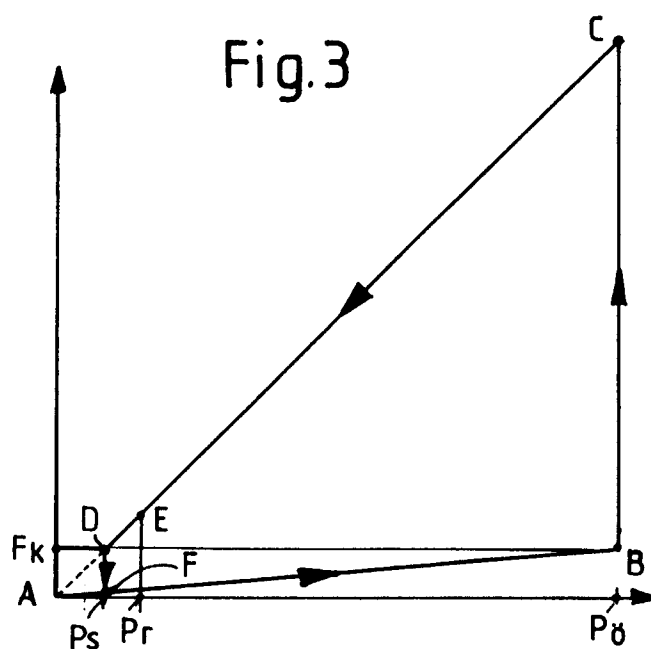


Fig.3





Europäisches
Patentamt

EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

Nummer der Anmeldung

EP 91 10 9689

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (Int. Cl.5)
Y	DE-C-736 489 (SULZER) * Figuren 1,2; Ansprüche 1,2,6 *	1	F 02 M 45/04 F 02 M 55/02
A	— — —	2,3	
Y	PATENT ABSTRACTS OF JAPAN Band 11, Nr. 135 (M-585)(2582), 28. April 1987; & JP - A - 61275569 (HINO MOTORS) 05.12.1986 * das ganze Dokument *	1	
A	idem — — —	2,3	
A	DE-B-1 192 874 (RICARDO & CO. ENGINEERS) * Spalte 4, Zeile 64 - Spalte 5, Zeile 46; Figur 1 *	1	
A	CH-A-210 264 (SULZER) — — —		
A	EP-A-0 357 247 (LUCAS) — — — — —		
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (Int. Cl.5)
			F 02 M
Recherchenort		Abschlußdatum der Recherche	Prüfer
Berlin		29 Oktober 91	THOMAS C L
KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE			
X: von besonderer Bedeutung allein betrachtet		E: älteres Patentdokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmeldedatum veröffentlicht worden ist	
Y: von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie		D: in der Anmeldung angeführtes Dokument	
A: technologischer Hintergrund		L: aus anderen Gründen angeführtes Dokument	
O: mündliche Offenbarung		&: Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument	
P: Zwischenliteratur			
T: der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze			