



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



Veröffentlichungsnummer: **0 432 402 A1**

(12)

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(21) Anmeldenummer: **90119503.2**

(51) Int. Cl.⁵ **F02M 45/04**

(22) Anmeldetag: **11.10.90**

(30) Priorität: **15.11.89 DE 3937918**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
19.06.91 Patentblatt 91/25

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE ES 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)
Erfinder: Garbisch, Max
Jauerstrasse 8
W-8500 Nürnberg(DE)**

(54) **Einspritzvorrichtung für selbstzündende Brennkraftmaschinen.**

(57) Die Erfindung bezieht sich auf eine Einspritzvorrichtung für selbstzündende Brennkraftmaschinen. Die Verringerung der Verbrennungsgeräusche von Dieselmotoren erfordert neue Einspritzverfahren. Erfindungsgemäß wird eine Unterteilung in Vor- und Haupteinspritzung angestrebt. Möglich wird dies durch zwei Einspritzleitungen (3,4) verschiedener Länge, deren Längendifferenz so gewählt wird, daß der Laufzeitunterschied der Druckwellen dem Zeitverzug zwischen Vor- und Haupteinspritzung entspricht. Um der Kompressibilität des Brennstoffes Rechnung zu tragen, stehen beide Einspritzleitungen (3,4) unter einem hohen Standdruck. Die hydraulische Rückwirkung der Einspritzleitungen (3,4) aufeinander wird durch Rückschlag (8,9) und Bypassventile (10,11) verhindert. Durch die geregelte Einspritzung werden die Verbrennungsgeräusche erheblich vermindert.

EP 0 432 402 A1

EINSPRITZVORRICHTUNG FÜR SELBSTZÜNDEnde BRENNKRAFTMASCHINE

Die Erfindung bezieht sich auf eine Einspritzvorrichtung gemäß dem Gattungsbegriff von Anspruch 1.

Ein wirksames Mittel zur akustischen Entschärfung des Verbrennungsgeräusches an Dieselmotoren ist die Verwirklichung der sogenannten Voreinspritzung. Gelangen in diesem Zusammenhang Einspritzanlagen zum Einsatz deren Kraftstoffversorgung mit konventionellen, von der Nockenwelle des Motors getriebenen Einspritzpumpen - Wirkprinzip Verdrängerkolben - bestritten wird, treten folgende Schwierigkeiten auf. Die jeweils vergleichsweise lange Verbindungsleitung zwischen Pumpenelement und Düse besitzt neben ihrem druckabhängigen Volumenspeichervermögen (in Folge der Volumenkompressibilität des Kraftstoffes) zugleich auch das übliche wellenmechanisch bestimmte Übertragungsverhalten als Antwort auf die schnelle Volumeneinprägung des Kraftstoffes. Reichlich bemessener Hub des Pumpenelementkolbens trägt zwar dem Volumenspeichervermögen der Einspritzleitung Rechnung, vermag jedoch nicht die nachteiligen Folgen des Zeitverzuges der Einspritzvolumen-Verfügbarkeit infolge der endlichen, mit Schallgeschwindigkeit stattfindenden Druckausbereitung in der Leitung auszuschließen.

Zur Unterteilung des Einspritzvorganges in eine Vor- und eine Haupteinspritzung ist es nach 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 erste Einspritzleitung wird bei Förderbeginn der Kolben der Dosierventileinheit verschoben und entsprechend dem Zylindervolumen eine dosierte Brennstoffmenge voreingespritzt. Bedingt durch die Verlängerung der ersten Einspritzleitung um die zweite Einspritzleitung erfolgt die Haupteinspritzung um die Laufzeit zeitlich verzögert. Um Rückwirkungen zu vermeiden ist in die zweite Einspritzleitung ein Rückschlagventil eingebaut. Ein Nachteil einer derartigen Vorrichtung ist das Fehlen einer flexiblen, externen Steuerbarkeit von Menge und zeitlichem Beginn von Vor- und Haupteinspritzung und das Volumenspeichervermögen der Einspritzleitungen, da der Brennstoff bei den hohen Drücken nicht mehr als inkompressibel behandelt werden kann.

Einspritzanlagen, bei denen diese Steuerbarkeit, allerdings nur für die Realisierung einer Haupteinspritzung mit Hilfe zweier elektromagnetisch betätigter Bypassventile realisiert wird, sind ferner aus einer Informationsschrift von KHD 1985 bekannt. Mit einem dieser Ventile - in Nähe eines Pumpenelementes installiert - wird mit dem Einleiten der Ventilschließphase der Druckaufbau in der Einspritzleitung gestartet (mit der Folge des Kraftstoffabspritzens in den Brennraum), während ein zweites Ventil - in Düsenhalternähe befindlich - durch Öffnen eines Bypasspfades dazu dient, einen Druckzusammenbruch an der Einspritzdüse mit der Folge des Abbruches des Einspritzvorganges herbeizuführen. Eine elektronische Steuerung sorgt für eine entsprechende Steuerung vom Beginn und Ende der, pro Arbeitsspiel einmaligen Einspritzung. Wird mit dem pumpenelementnahen Bypassventil der zugeordnete Bypasspfad geschlossen, beginnt der Druckaufbauvorgang in der Einspritzleitung. Die im Gefolge entstehende Druckwelle führt, entsprechend ihrer von Schallgeschwindigkeit und Einspritzleitungslänge bestimmten Laufzeit zum Düsenhalter hin, zu einem Abheben der Düsenadel und damit zum Einspritzvorgang. Letzterer bedeutet zugleich Entzug von Kraftstoffvolumen aus dem düsenhalterseitigen Ende der Einspritzleitung, der insbesondere bei niedriger Motordrehzahl im betroffenen Leitungsabschnitt zu einem Zusammenbruch des Druckes bis hin zu Größenordnungen führt, die ein zwischenzeitliches Schließen der Düsenadel zur Folge hat.

Als Konsequenz sollte - im Falle einer geplanten Voreinspritzung - dieser Volumenentzug stets durch ein, in Düsenhalternähe bereit stehendes, sofort verfügbares, nachspeisbares "Puffervolumen" von Kraftstoff während jedes Betriebszustandes des Motors kompensiert werden können. Besagtes Puffervolumen ist mindestens so groß zu dimensionieren wie die, sich als Summe aus Voreinspritzvolumen und Beipañvolumen (zwischen Ende Voreinspritzung und Beginn Haupteinspritzung anfallend) ergebende Kraftstoffmenge. Ein gewisses Kraftstoffüberangebot für die Voreinspritzung zu planen (mittels geeigneter Wahl von Höhe und Steilheit des Nockens der Einspritzpumpe) ist spätestens dann sinnvoll, wenn die Einleitung des Endes der Voreinspritzung in bekannter Weise mit einem zweiten, elektromagnetisch gesteuerten Bypassventil - diesmal jedoch in unmittelbarer Nähe des Düsenhalters montiert - erzwungen werden soll.

Oben genannter Druckzusammenbruch, ob nun durch gesteuerte oder ungesteuerte Voreinspritzung ausgelöst, muß stets dann befürchtet werden, wenn der Entnahmestrom größer ist als der Speisestrom, was in Fällen niedriger Verdrängergeschwindigkeit des Kolbens (als Bestandteil des pumpeninternen Einspritzelementes), also bei einem Vorherrschen niedriger Motordrehzahl und geringer Nockenerhebung zutrifft. Von Nachteil ist besagter Druckzusammenbruch spätestens dann, wenn entsprechend den Bedingungen der Praxis ein geringer zeitlicher Abstand zwischen der Voreinspritzung und der

Einspritzung der Hauptmenge gefordert wird. Die "Erholzeit" des Druckes an der Einspritzdüse - den zeitlichen Beginn der Haupteinspritzung mitbestimmend - ist im wesentlichen von der Schallaufzeit des stromaufwärts gelegenen (vom Volumenentnahmevergange der Voreinspritzung nicht beeinflussten) Druckge-
 5 führen und damit zu einem nicht tolerierbaren großen Zeitverzug der Haupteinspritzung.

Ausgehend von einer Einspritzvorrichtung gemäß dem Gattungsbegriff liegt der Erfindung die Aufgabe zugrunde, die negativen Einflüsse der Kompressibilität auf den zeitlich definierten Einspritzverlauf zu kompensieren und ferner die unerwünschten wellenmechanischen Rückwirkungen zu unterdrücken.

Erfindungsgemäß wird diese Aufgabe entsprechend dem kennzeichnenden Teil des Patentanspruches 1
 10 gelöst.

Durch den hohen Standdruck in den Einspritzleitungen und die in den Einspritzleitungen stromab eingefügten Rückschlagventile wird zum einen der negative Einfluß der Kompressibilität des Brennstoffes und zum anderen die unerwünschte hydraulische Rückwirkung wellenmechanischer Effekte auf den zeitli-
 15 Einspritzverlauf mit erheblich verminderter Verzögerungszeit zu folgen.

Eine Einspritzdüse, angepaßt an die Einspritzvorrichtung gemäß Anspruch 1 ist Anspruch 2 zu entnehmen.

Durch die druckgesteuerte Einspritzdose kann der Standdruck in den Einspritzleitungen 3 und 4 sehr hoch gewählt werden, ohne daß die Düsennadel von einer zu hohen Kraft der Schließfeder getrieben den
 20 Düsennadelsitz plastisch verformen würde.

Eine vorteilhafte Weiterbildung der Erfindung kann Anspruch 3 entnommen werden. Die mit Druckre- glerfunktion versehenen Bypassventile gestatten die Einstellung eines konstanten Standdruckes in den Einspritzleitungen. Durch den hydraulischen Standdruck wird der unerwünschte Einfluß der Volumenspei-
 cherfähigkeit weitgehend eliminiert.

Eine weitere vorteilhafte Ausgestaltung der Erfindung kann Anspruch 4 entnommen werden.

Ein Ausführungsbeispiel der erfindungsgemäßen Einspritzvorrichtung ist in Zeichnungen dargestellt. Es zeigt:

Figur 1 eine Reiheneinspritzpumpe mit Einspritzventil

Figur 2 einen Längs schnitt durch ein Einspritzventil

30 Figur 3 ein Druck-Kraft-Diagramm einer konventionellen Einspritzdüse

Figur 4 ein Druck-Kraft-Diagramm einer erfindungsgemäßen Einspritzdüse.

Eine erfindungsgemäße Einspritzvorrichtung ist in Figur 1 schematisch dargestellt. Die wesentlichen Komponenten bestehen aus einer konventionellen Reiheneinspritzpumpe 1 und einer Einspritzdüse 2. Die Reiheneinspritzpumpe 1 wird mittels einer ersten und zweiten Einspritzleitung 3 und 4 mit der Einspritzdüse
 35 2 verbunden, wobei beide Einspritzleitungen 3, 4 unmittelbar von einem ersten Verteilerstück 5 abzweigen, welches mit einem Druckstutzen 6 der Reiheneinspritzpumpe 1 verbunden ist. Die erste Einspritzleitung 3 wird dabei um einen Laufzeitunterschied Δt einer von der Reiheneinspritzpumpe 1 ausgehenden Druckwelle kürzer gewählt als die zweite Einspritzleitung 4. Die Einspritzleitungen 3, 4 werden stromab in einem zweiten Verteilerstück 7 zusammengeführt, wobei in die erste Einspritzleitung 3 ein erstes Rückschlagventil
 40 8 und in die zweite Einspritzleitung 4 ein zweites Rückschlagventil 9 eingebaut ist.

Die Rückschlagventile 8 und 9 sind federbelastet und sperren die Einspritzleitungen 3 und 4 gegen Rückfluß.

An den beiden Verzweigungspunkten der beiden, parallel geschalteten Einspritzleitungen befinden sich noch zwei elektrisch betätigbare Bypassventile 10 und 11, wobei das erste Bypassventil 10 unmittelbar an
 45 das erste Verteilerstück 5 und das zweite Bypassventil 11 an das zweite Verteilerstück 7 angeschlossen ist. Den Bypassventilen 10 und 11 sind erste und zweite Druckregelventile 10a und 10b vorgeschaltet, die durch Federn vorbelastet in den Leitungen 3 und 4 einen vorgegebenen Druck aufrechterhalten können. Die Einspritzdüse 2 ist ebenfalls an das zweite Verteilerstück angeschlossen.

Die Bypassventile 10 und 11 können über erste und zweite Solenoide 12 und 13 auf elektrischem Weg
 50 gesteuert werden. Zur Betätigung der Solenoide 12 und 13 und den damit zusammenwirkenden Bypassven- tilen 10 und 11 sind erste und zweite Schalter 14 und 15 vorgesehen.

Die Einspritzdüse 2 weicht nach Figur 2 erfindungsgemäß vom konventionellen Aufbau einer Einspritz-
 düse ab. Übereinstimmend mit den konventionellen Hauptkomponenten von Einspritzdüsen besteht auch die
 55 in Figur 2 dargestellte Einspritzdüse aus einem Düsenhalter 16 und einem Düsenkörper 17, die mittels einer Überwurfmutter 18 verbunden sind. Im Düsenkörper 17 ist eine Düsennadel 19 axial beweglich geführt, welche durch eine Schließfeder 20 in Schließstellung gehalten wird. Die Düsennadel 19 ragt in einen Druckraum 21 und ist als Differentialkolben mit einer Druckschulter 22 versehen. Die Druckschulter 22 stellt einen Übergang auf einen größere Durchmesser d_2 dar. Am oberen Ende der Düsennadel 19 ist diese

als Kolben 23 mit Durchmesser d_3 ausgebildet. Ein Düsenadelsitz 24 am gegenüberliegenden Ende weist einen Durchmesser d_1 auf. Für die Durchmesser-Verhältnisse gilt, daß $d_3^2 < d_2^2 - d_1^2$ ist. Die Brennstoffzufuhr erfolgt über einen Anschluß 25 und eine erste Bohrung 26, die zugleich der Zylinder des Kolbens 23 ist. Von der ersten Bohrung 26 zweigt eine zweite Bohrung 27 ab, die in den Druckraum 21 einmündet.

5 Die Wirkungsweise der erfindungsgemäßen Einspritzvorrichtung wird nachfolgend beschrieben.

Beginnt ein Kolben des jeweiligen Pumpenelementes der Reiheneinspritzpumpe 1 Kraftstoff zu fördern, befinden sich die beiden Bypassventile 10 und 11 zunächst in geöffneter Position. Da vom vorausgegangenen Arbeitsspiel her in den beiden Leitungen 3 und 4 noch ein Druck herrscht, wie er von den beiden Druckregelventilen 10a und 10b während der Öffnungsphase der Bypassventile 10 und 11 während der
10 Endphase des Kraftstoff-Förderns erzwungen wird, führt der erneut einsetzende Kraftstoff-Fördervorgang vorerst zu einem Ausschleichen im Bereich des ersten Druckregelventils 10a der sich zeitverzögert (gemäß der Schalllaufzeit des Druckimpulses) das Öffnen des zweiten Druckregelventils 10b mit der gleichen Auswirkung anschließt. Der so auf Atmosphärendruck entspannte Kraftstoff wird dabei wieder zurück in den Tank geführt.

15 Infolge elektrischen Erregens der Solenoide 12 und 13 mit Hilfe der zugeordneten elektronischen Schalter 14 und 15 wird mit dem davon ausgelösten, nahezu verzögerungsfreien Schließen der Bypassventile 10 und 11 die Druckanhebung in den Leitungen 3 und 4 (über den vorhandenen Standdruck hinaus) zwecks Vorbereitung der Voreinspritzung eingeleitet. Erreicht die Drucksteigerung am Ende der ersten Einspritzleitung 3 einen Wert, der den Öffnungsdruck des Einspritzventils 2 gerade überschreitet, beginnt
20 mit dem Abhebevorgang der Düsenadel 19 (Figur 2) das Einspritzen von Kraftstoff in den Brennraum des Kolbens. Da die Druckerhöhungsgeschwindigkeit, aber auch der Betrag der Druckverstärkung im Bereich vor der Einspritzdose wesentlich von der summierenden Wirkung zweier, sich überlagernder Überdruckwellen bestimmt wird - wovon die eine stromabwärts auf den Düsenhalter 16 (Figur 2) zuläuft und die andere, infolge schallharter Reflektion, am bisher geschlossenen Düsenadelsitz stromaufwärts strebt - ist eine
25 Volumenabgabe über den Abspritzvorgang in den Brennraum möglich, die gerade den Kraftstoffbedarf des Voreinspritzvorganges (dessen Ende durch Öffnen des Bypassventils 11 infolge elektrischen Erregens von Solenoid 13 bestimmt wird) decken kann, danach aber zu einem unerwünschten Druckzusammenbruch führt.

Besagter Druckzusammenbruch - vorzugsweise bei niedrigen Motordrehzahlen auftretend - ist zum
30 einen auf die niedrige Verdrängungsgeschwindigkeit des Kolbens vom Pumpenelement zurückzuführen, nicht zuletzt aber auch auf den oben geschilderten Effekt der Druckerhöhung als Folge der Superposition von zwei gegenläufigen Druckwellen. Dieser Druckerhöhungs-Effekt hat eine Größenordnung des Volumenstromverbrauches während der Voreinspritzphase zur Folge, die - abhängig von den Verhältnissen am Pumpenelement wie z. B. Vorhub und Nockenform - durchaus größer sein kann als diejenige des Kraftstoff-
35 Volumenstroms, wie er vom Verdrängerkolben des Pumpenelementes im gleichen Augenblick gerade in die erste Einspritzleitung 3 eingespeist wird. Sinkt nun der Kraftstoffdruck im Düsenhalter infolge Beendigung der Druckwellenüberlagerung (die auf erste Einspritzleitung 3 stromaufwärts zur Einspritzpumpe laufende reflektierte Druckwelle hat das düsenhalterseitige Ende mittlerer Weise passiert und verlassen) wie aber auch aufgrund der vergleichsweise hohen Volumenentnahme unter das Niveau des Öffnungsdruckes der Einspritzdüse 2, wird damit der Schließvorgang der Zerstäuberdüse eingeleitet.
40

In der Praxis dauert es aufgrund der Leitungslänge der ersten Einspritzleitung 3 zu lange, bis der Druckaufbau an der Düse ein Niveau erreicht, um mittels erneutem Schließen (per Steuerzwang) des Bypassventils 11 den Beginn der Haupteinspritzung in angemessenem Zeitabstand wieder einleiten zu können. Ein Tatbestand, der letztlich mit der Stromabwärts-Schalllaufzeit des von der Volumenentnahme
45 ungestörten Druckgeschehens - im oberen Teil der ersten Einspritzleitung 3 befindlich - zu erklären ist.

Hier setzt nun der Erfindungsgedanke ein. Er geht von dem Bestreben aus, eine zweite Druckwelle, zeitverzögert um den Betrag des gewünschten Zeitabstandes zwischen Vor- und Haupteinspritzung an der Einspritzdüse zur Verfügung zu stellen, um damit den Volumenbedarf der Haupteinspritzung abdecken zu können. Realisierbar ist dies mit der Installation einer zweiten Einspritzleitung 4, die zur ersten Einspritzleitung 3 parallel zu schalten ist. Der Längenunterschied ist so zu wählen, daß aufgrund der unterschiedlichen
50 Druckwellenlaufzeiten der oben geforderte Zeitverzug zwischen Vor- und Haupteinspritzung erfüllt wird.

Um die zeitversetzt am Ende der zweiten Einspritzleitung 4 einlaufende Druckwelle an einem Einspeisen von Kraftstoff in das druckverarmte, dem Düsenhalter 16 zugewandte Ende von erster Einspritzleitung 3 zu hindern, ist diese dort mit einem ersten Rückschlagventil 8 versehen. In gleicher Weise muß auch ein
55 Eindringen der früher auf erster Einspritzleitung 3 einlaufenden Druckwelle die zweite Einspritzleitung 4 hinein ausgeschlossen werden, was ebenfalls mit einem, an dessen düsenhalterseitigem Ende vorzusehenden zweiten Rückschlagventil 9 realisierbar ist.

Ein weiterer Bestandteil des Erfindungsgedankens ist das Kombinieren der Bypassventile 10 und 11 mit

jeweils einem Druckregelventil 10a und 10b. Während der sogenannten Ausschiebephase (die Druckregelventile 10a und 10b sind geöffnet) kann der Kraftstoffdruck aufgrund dieser Maßnahme nur auf einen - mittels vorgespannter Federn gleichgroß eingestellten - Standdruck absinken, der auch dann in der Einspritzdüse vorherrscht, wenn der Verdrängerkolben des Pumpenelementes nicht im Fördern begriffen ist.

Die Einführung hohen Standdruckes dient der Absicht, solche Anteile der kraftstofffördernden Verdrängerbewegung des Pumpenelement-Kolbens zur Erzeugung von düsenseitig abgespritzten Kraftstoff zuzuführen, die während der Aufbauphase des Leitungsdruckes bisher ausschließlich zur Aufbringung des dazu notwendigen "Kompressionsvolumens" dienen. Solche "Förderverluste" können während der Druckaufbauphase für die Vorbereitung der Voreinspritzung gerade noch toleriert werden, hingegen bedeuten sie während des extrem schnell zu erfolgenden Druckaufbaues im Zeitraum zwischen absolvierter Voreinspritzung (mit anschließendem Druckzusammenbruch) und beginnender Haupteinspritzung ein nicht hinnehmbares Volumendefizit zu Lasten der benötigten Abspritzmenge. Ein hohes Standdruckniveau bedeutet demnach insbesondere bei niedrigeren Motordrehzahlen eine willkommen schnelle Druckregeneration nach erfolgter Voreinspritzung.

Es liegt nahe, den Standdruck der Einspritzleitungen aus vorerwähnten Gründen so hoch wie möglich zu planen. Dem steht allerdings der vergleichsweise niedrige Öffnungsdruck konventioneller Einspritzdüsen entgegen. Diesen Öffnungsdruck viel höher auszuliegen stößt auf Schwierigkeiten, die im folgenden anhand eines Diagrammes in Figur 3 verdeutlicht werden sollen. Das dort dargestellte Kraft-Druckdiagramm einer konventionellen Einspritzdüse stellt die Beziehung zwischen Kraft am Düsenadelschaft (Ordinate) und Druck im Düsenhalter (Abszisse) dar. Die wiedergegebene Gerade zwischen den Punkten 0 und B stellt den Verlauf der druckbedingten Kraft am Düsenadelkörper dar. In Punkt B wird infolge des Öffnungsdruckes P_0 eine Kraft vom Betrag F_2 erzeugt die gleich der entgegengesetzt gerichteten Kraft einer Feder ist, die die Düsennadel in ihren Dichtsitz drückt. Bei geringfügiger Steigerung des Leitungsdruckes über P_2 hinaus hebt die Düsennadel ab, was die bekannte Vergrößerung der Druckangriffsfläche an der Düsennadel auslöst, die ihrerseits - bei gleichem Druck - zu einer sprungartigen Vergrößerung der Düsennadel-Kraft (Gerade zwischen B und C) im weiter öffnenden Sinne, bis hin zum Erreichen des Düsennadelanschlages führt. Nimmt der Leitungsdruck bis zum Schließdruck P_s ab, folgt die Düsennadelkraft dem Geraden-Abschnitt C-D um ab dem Punkt D den Betrag der Federkraft F_2 zu unterschreiten, was ein Zurückfallen der Düsennadel in ihren Sitz bedeutet, was gleichzeitig eine Verkleinerung der hydraulischen Wirkfläche an der Düsennadel zur Folge hat (Gerade DE).

Die Aufprallenergie, die als elastische Formänderungsarbeit im Düsenadelsitz anfällt, wird dabei sowohl von der Federkraft F_2 wie von der Abnahmegeschwindigkeit des Leitungsdruckes bestimmt. Erfolgt der Zusammenbruch des Leitungsdruckes jedoch in einer kürzeren Zeit als derjenigen, die von der Düsennadel zur Zurücklegung des Wegabschnittes zwischen öffnungsbegrenzenden Anschlag und Dichtsitz benötigt wird, was gelegentlich zutrifft, ist besagte Formänderungsarbeit ausschließlich von der Federkraft F_2 und dem zurückgelegten Weg der Düsennadel bestimmt. Da für moderne Einspritzsysteme, die bereits eine hohe Aufsetzgeschwindigkeit der Düsennadel besitzen, Bedenken hinsichtlich einer weiteren Steigerung der Schließkraft F_2 der Feder wegen der Gefahr eines Überschreitens der zulässigen Flächenpressung im Dichtsitz des Einspritzventils anzumelden sind, wurde Ausschau nach einem schließkraftbildenden System gehalten, das sich durch geringere Aufschlagenergien während des Ventilschließens auszeichnet.

Die Wirkungsweise der Einspritzdüse nach Figur 2 ist folgende: Der unter hohen Druck stehende Kraftstoff tritt über den mit dem Düsenhalter 16 verbundenen druckfesten Anschluß 25 über die zweiten und dritten Bohrungen 27 und 27a in den Druckraum 21 ein. Dort greift der Kraftstoffdruck an der Druckschulter 22 an, die sich als Kreisringfläche entsprechend der Durchmesserdifferenz, gebildet aus d_2 - (Schaftdurchmesser Düsennadel) und d_1 (Durchmesser Dichtsitz) ergibt. Eine weitere hydraulische Angriffsfläche für den Leitungsdruck stellt die, dem Anschluß 25 zugewandte Stirnfläche des Kolbens 23 (Kreisfläche mit Durchmesser d_3) dar.

Sowohl die Lage, wie die Bewegung der Düsennadel 19 werden von insgesamt drei unmittelbar an der Düsennadel angreifenden Kräften bestimmt. Zum einen handelt es sich um das im Schließsinne wirkende Kräftepaar, herrührend von der Schließfeder 20 und dem Kolben 23 während die entgegengesetzt - also im Öffnungssinne wirkende - dritte Kraftkomponente an der Druckschulter 22 der Düsennadel 19 (im Druckraum 21 befindlich) angreift.

Die Konsequenzen dieser Vorgehensweise seien anhand des Druck-Kraft-Diagrammes (Figur 4) verdeutlicht. Mit zunehmenden Leitungsdruck folgt die, im Öffnungssinne an einem Schaft der Düsennadel 19 angreifende, sich entsprechend dem Produkt aus Leitungsdruck und hydraulischer Angriffsfläche (Kreisringquerschnitt entsprechend der Durchmesserdifferenz ($d_2 - d_1$)) ergebende Kraft einer Geraden zwischen den Punkten 0 und B. Im gleichen Zeitabschnitt wächst die von der Summe aus Federkraft F_2 der

Schließfeder 20 plus hydraulische Zusatzkraft (Produkt aus Leitungsdruck und Kreisquerschnitt d_3 (Kolben 23, Figur 2) repräsentierte Schließkraft auf einen Wert an, die im Punkt B betragsgleich mit der Düsenadel-Öffnungskraft ist. B ist folglich der Schnittpunkt zwischen den Geraden der Schließ- und Öffnungskraft und bestimmt mit dem Vorzeichenwechsel der an der Düsenadel angreifenden Summenkraft den Öffnungsdruck und damit die Größe der "Abhebekraft" der Düsenadel, der ein Öffnungsdruck gemäß der Beziehung

$$P_{\ddot{o}} = \frac{4 F_1}{\tilde{\eta} \cdot (d_2^2 - d_1^2 - d_3^3)}$$

zugeordnet ist.

Übersteigt der Leitungsdruck den Öffnungsdruck $P_{\ddot{o}}$, findet eine abrupte Vergrößerung der Öffnungskraft infolge Wirkflächenvergrößerung der Düsenadel auf einen Wert entsprechend dem Durchmesser d_2 statt. Ein Beschleunigen der Düsenadel (Öffnen) bis zum Anschlagen der Düsenadelschulter am Zwischenstück Zw ist die Folge (Geradenabschnitt B - C). Nach erfolgte: Abspritzen des Kraftstoffes in den Brennraum und dem im Gefolge sich einstellenden Abfall des Leitungsdruckes sinkt die Öffnungskraft an der Düsenadel nach einem Bildungsgesetz entsprechend dem Geraden-Abschnitt zwischen den Punkten C und D. Der Punkt D bedeutet wiederum einen Schnittpunkt zwischen Schließ- und Öffnungskraftverlauf und bestimmt damit diesmal den sogenannten Schließdruck:

$$P_s = \frac{4 F_1}{\tilde{\eta} \cdot (d_2^2 - d_3^2)}$$

Geringfügiges Unterschreiten des Schließdruckes löst den Schließvorgang der Düsenadel aus, nach deren Aufsetzen ein schlagartiger Teilzusammenbruch der Öffnungskraft gemäß dem Geraden-Abschnitt D-E infolge Verkleinerung der hydraulischen Angriffsfläche von

$$F_1 = \tilde{\eta} \cdot \frac{d_2^2}{4} \quad \text{auf} \quad F_2 = \frac{\tilde{\eta}}{4} \cdot (d_2^2 - d_1^2)$$

stattfindet.

Das Diagramm läßt deutlich erkennen, daß bei gleichgroß gefordertem Öffnungsdruck ein System, bei dem die schließkraft der Feder von einer hydraulischen Hilfskraft (erzeugt unter zur Hilfenahme des Leitungsdruckes) Unterstützung erfährt, eine nahezu beliebig schwache Dimensionierung der Schließfeder durch Wahl einer geeigneten Konstellation aller beteiligter hydraulischer Wirkflächen zuläßt. Ganz im Gegensatz also zu einem System, dessen Schließkraft ausschließlich von der Dimensionierung der Schließkraft der Feder bestimmt ist (Figur 3).

Es läßt sich folglich auch der Umkehrschluß ziehen, nämlich daß bei Forderung nach einem höheren Öffnungsdruck - wie etwa bei der Einführung eines vergleichsweise hohen, an anderer Stelle geforderten Standdruckes - die Einführung einer leitungsdruckgesteuerten Komponente der Schließkraft keineswegs eine zwangsläufige Verstärkung der Schließfeder zur Folge haben muß. An dieser Stelle sei vermerkt, daß diese Methode der Ansprechdruckerhöhung zu günstigeren Tröpfchengrößen-Spektren beim Kraftstoff-Zerstäuben führt, was ein nicht unwesentlicher Beitrag zur besseren Gemischaufbereitung zum Zwecke der Schwarzrauchminderung wie der Kaltstartverbesserung ist.

Ansprüche

1. Einspritzvorrichtung für selbstzündende Brennkraftmaschine, bei der die einzuspritzende Brennstoffmenge in eine Vor- und Haupteinspritzung unterteilt wird, bestehend aus einer Reiheneinspritzpumpe und einer Einspritzdüse, wobei die Zuführung des Brennstoffes von der Einspritzpumpe zur Einspritzdüse über zwei Einspritzleitungen unterschiedlicher Länge erfolgt und in der kürzeren Einspritzleitung vor Einmündung in

die Einspritzdüse ein federbelastetes erstes Rückschlagventil vorgesehen ist, dadurch gekennzeichnet, daß die längere zweite Einspritzleitung (4) unmittelbar von einem ersten Verteilerstück (5) eines Druckstutzens (6) der Reiheneinspritzpumpe (1) abzweigt, wobei an das Verteilerstück (5) zusätzlich ein elektrisch betätigbares erstes Bypassventil (10) angeschlossen ist, daß beide Einspritzleitungen stromab am Einspritzdüsenseitigen Ende in ein zweites Verteilerstück (7) einmünden, welches zusätzlich Anschlüsse für ein zweites Bypassventil (11) und das Einspritzventil (2) aufweist, wobei das zweite Bypassventil (11) ebenfalls elektrisch betätigbar ist, daß vor Einmündung der längeren zweiten Einspritzleitung (4) in das zweite Verteilerstück (7) ein federbelastetes zweites Rückschlagventil (9) in die längere zweite Einspritzleitung (4) eingebaut ist, und daß die Längendifferenz der Einspritzleitungen (3 und 4) so zu wählen ist, daß aufgrund der unterschiedlichen Druckwellenlaufzeiten der Zeitverzug zwischen Vor- und Haupteinspritzung erreicht wird.

2. Einspritzvorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Einspritzventil (2) bestehend aus einem Düsenkörper (17) und einem Düsenhalter (16) eine durch Kolben (23) und Schließfeder (20) belastete Düsennadel (19) aufweist, und daß die Düsennadel im Bereich eines Druckraumes (21) als Differenzkolben mit Druckschulter (22) ausgebildet ist, wobei die Brennstoffzufuhr von einem Anschluß (25) über eine erste Bohrung (26) zum Kolben (23) und über eine von der ersten Bohrung abzweigende zweite Bohrung (27) und eine dritte Bohrung (27a) zum Druckraum (21) erfolgt.

3. Einspritzvorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Bypassventile (10 und 11) mit Druckregelventilen (10a, 10b) mit Rückschlageigenschaft in Reihe geschaltet sind, und, daß die Einspritzleitungen (3 und 4) auch bei Förderpausen der Einspritzpumpe (1) unter einem Druck stehen, der den höchsten Verdichtungsdruck der Brennkraftmaschine überschreitet.

4. Einspritzvorrichtung nach den Ansprüchen 1 und 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Bypassventile (10 und 11) durch Solenoide (12 und 13) erregbar sind, und daß zur Erregung elektronische Schalter (14 und 15) Anwendung finden.

25

30

35

40

45

50

55

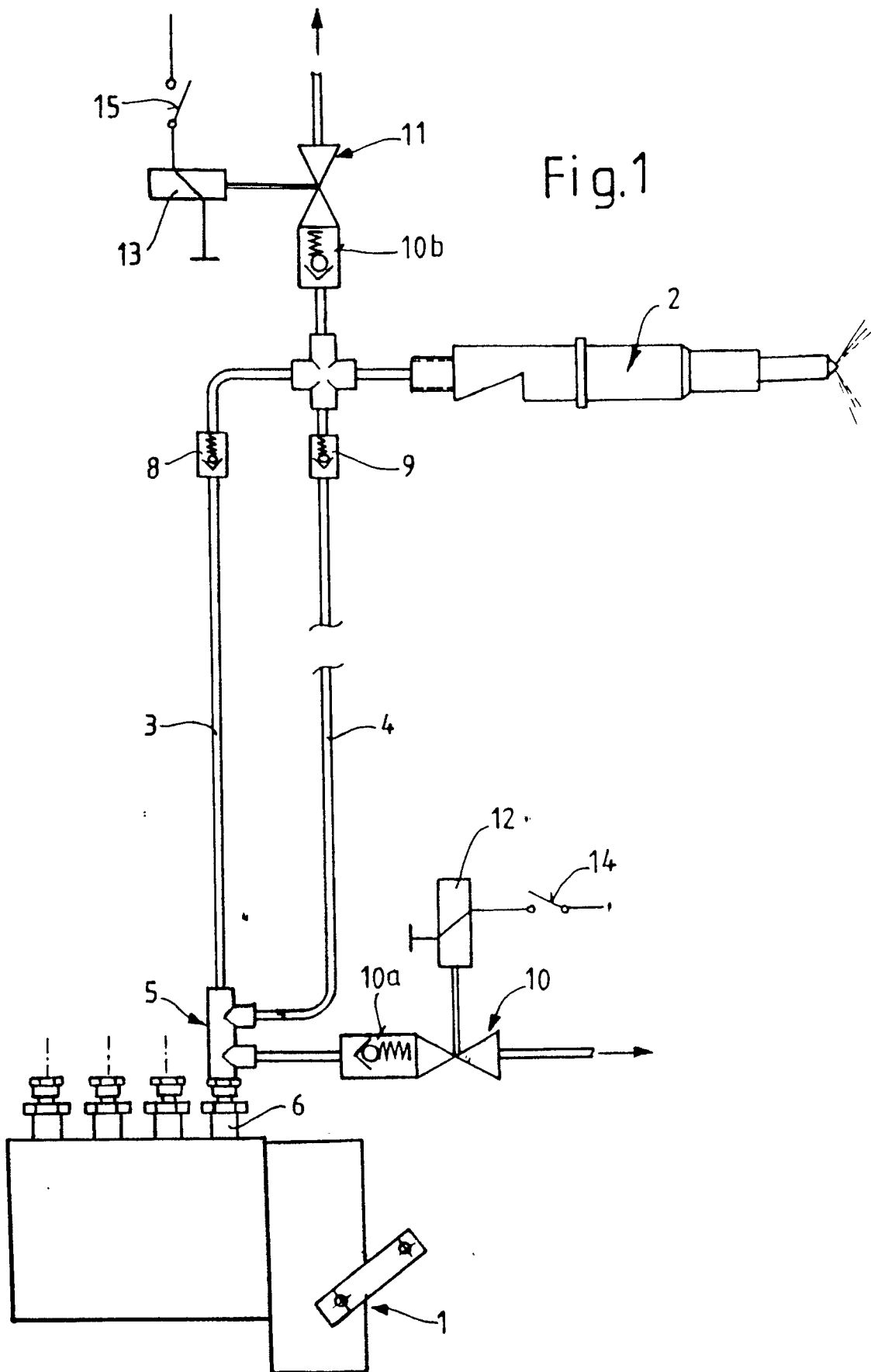
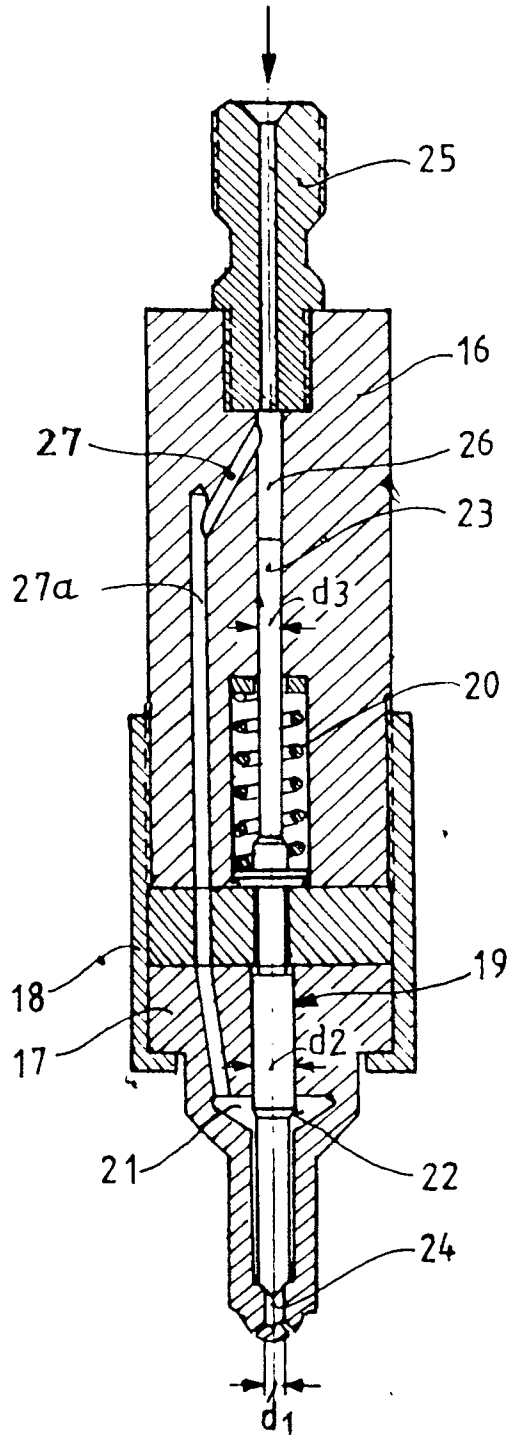
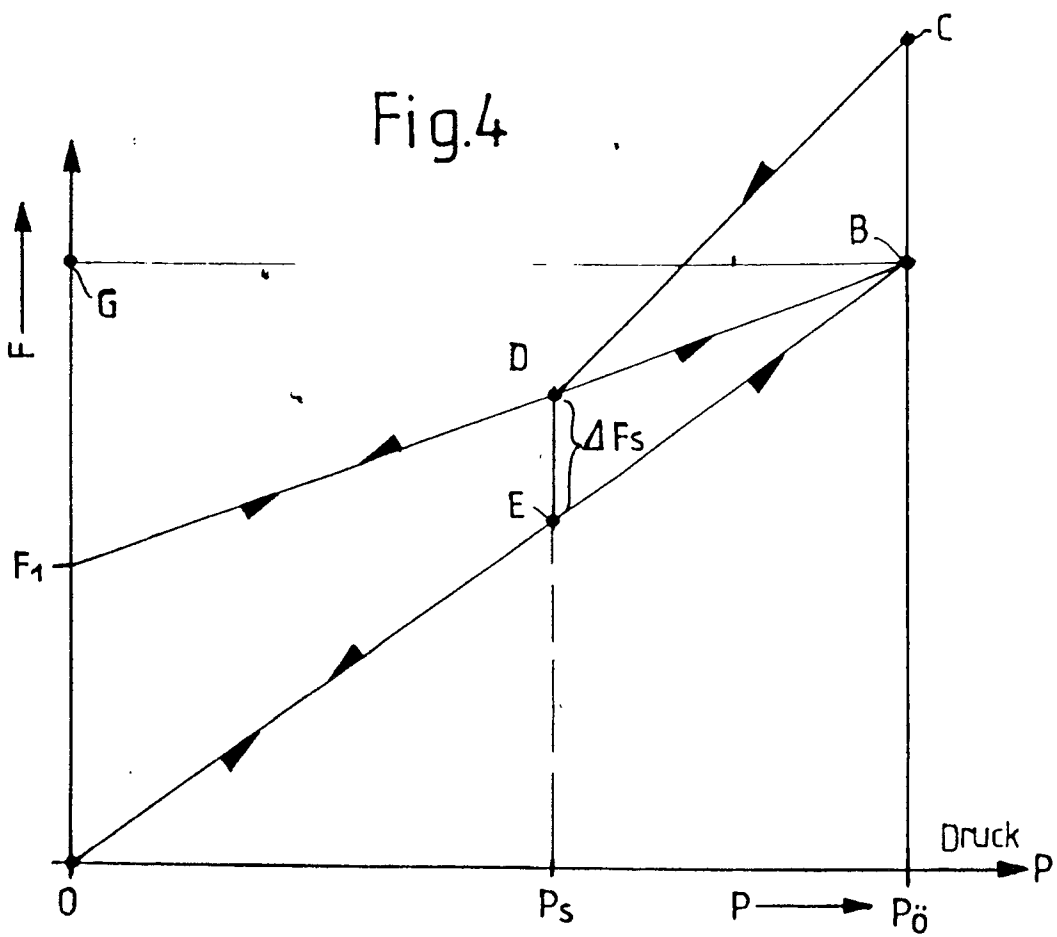
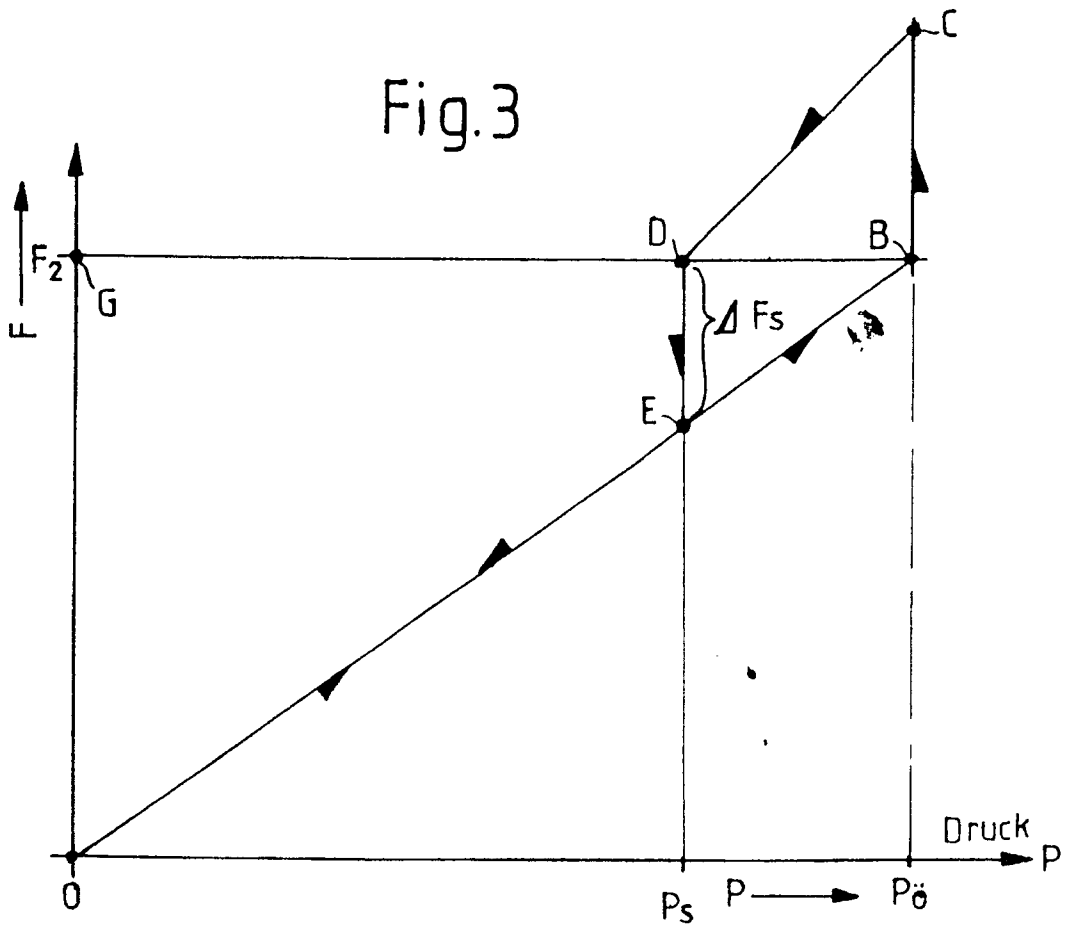


Fig.2







EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (Int. Cl.5)
X,Y	DE-A-2 012 485 (TECHNISCHE HOCHSCHULE OTTO VON GUERICKE) * Seite 3, linke Spalte - Seite 5, Absatz 1; Figuren * - - -	1.2.4	F 02 M 45.04
Y	DE-A-2 242 344 (ROBERT BOSCH GMBH) * Seite 3, linke Spalte - Seite 4, Absatz 1; Figur 1 * - - -	2	
Y,A	DE-C-3 147 467 (DAIMLER-BENZ) * Spalte 2, Zeile 26 - Spalte 4, Zeile 10; Figuren * - - -	4.3	
A	PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 11, no. 135 (M-585)(2582) 28 April 1987, & JP-A-61 275569 (HINO) 05 Dezember 1986. * das ganze Dokument * - - -		
A	PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 4, no. 164 (M-41)(646) 14 November 1980, & JP-A-55 112856 (MITSUBISHI) 01 September 1980. * das ganze Dokument * - - -		
A	PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 7, no. 71 (M-202)(1216) 24 März 1983, & JP-A-57 212362 (DIESEL KIKI) 27 Dezember 1982. * das ganze Dokument * - - -		
D,A	DE-A-3 516 537 (MAN) - - - - -		
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			
Recherchenort Den Haag		Abschlussdatum der Recherche 20 Februar 91	Prüfer SIDERIS M.
KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE X: von besonderer Bedeutung allein betrachtet Y: von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie A: technologischer Hintergrund O: nichtschriftliche Offenbarung P: Zwischenliteratur T: der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze		E: älteres Patentdokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmeldedatum veröffentlicht worden ist D: in der Anmeldung angeführtes Dokument L: aus anderen Gründen angeführtes Dokument &: Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument	