

(19)



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets



(11)

EP 0 608 520 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
10.07.1996 Patentblatt 1996/28

(51) Int Cl.⁶: **F01L 13/06**

(21) Anmeldenummer: **93119698.4**

(22) Anmeldetag: **07.12.1993**

(54) **Motorbremse bei einer 4-Takt-Brennkraftmaschine eines Nutzfahrzeuges**

Engine brake for heavy goods vehicle 4 stroke engine

Frein moteur pour moteur 4 temps de véhicule utilitaire

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB IT NL SE

(30) Priorität: **25.01.1993 AT 107/93**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
03.08.1994 Patentblatt 1994/31

(73) Patentinhaber: **STEYR NUTZFAHRZEUGE AG**
A-4400 Steyr (AT)

(72) Erfinder:

- **Priesner, Helmut, Dipl.-Ing.**
A-3910 Zwettl (AT)
- **Rammer, Franz, Dipl.-Ing.**
A-4493 Wolfers (AT)
- **Schlögl, Harald, Dr.**
A-4400 Steyr (AT)

(56) Entgegenhaltungen:

EP-A- 0 111 232

DE-C- 3 904 497

US-A- 4 697 558

EP-A- 0 407 842

US-A- 4 158 348

EP 0 608 520 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents 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 eine Motorbremse bei einer 4-Takt-Brennkraftmaschine eines Nutzfahrzeuges mit Merkmalen entsprechend dem Oberbegriff des Anspruches 1.

Die Erfindung geht aus von der EP-A-0 407 842. Aus dieser ist es schon bekannt, bei einer Motorbremse eine Steuerpumpe vorzusehen, die unabhängig von der die Kraftstoffeinspritzung bewirkenden Kraftstoffeinspritzpumpe arbeitet und Bestandteil der Steuerhydraulik der Motorbremse ist. Diese zusätzlich zur Kraftstoffeinspritzpumpe vorgesehene Steuerpumpe ist jedoch nicht nach Art einer üblichen Einspritzpumpe, sondern nach Art einer üblichen Kolbenpumpe ausgebildet. Deren Nocken steuert eine der Motorzylinderanzahl entsprechende Anzahl von Pumpenkolben, von denen jeder im Bremsbetrieb über eine Steuerleitung eine bestimmte Menge Drucköl in einen Druckraum liefert, über den ein im Stößelstangenfuß des zugehörigen Auslaßventils eingebauter Kolben aus seiner Normalstellung in eine Bremsstellung überführbar ist. Die Steuerung ist dabei so ausgelegt, daß die Auslaßventile für ein Bremsen in einem Bereich $180^\circ \pm 40^\circ$ Kurbelwinkel vor oberem Zündtotpunkt öffnen und in einem Bereich $40^\circ \pm 40^\circ$ Kurbelwinkel nach Zündtotpunkt wieder geschlossen werden. Die hierfür notwendige Mechanik im Bereich der Stößelstangenfüße setzt aber gerade dort, wo an sich wenig Raum für solche Maßnahmen am Motor vorhanden ist, einen entsprechend größeren Bauraum voraus, denn es müssen entsprechend dickere, die Kolben intern aufnehmende Stößelstangenfüße vorgesehen werden. Auch die Druckölauführung und Abdichtung nach außen ist in diesem Bereich des Zylinderkopfes nahe dem Ventiltrieb schwierig zu gestalten.

Eine andere Art von Motorbremse ist durch die DE 39 04 497 C1 bekannt. Diese weist eine hydraulische Vorrichtung auf, die beim Verdichtungstakt nur im Bereich des Zünd-OT das Auslaßventil der Brennkraftmaschine einen kleinen Spalt offen hält. Als Gebereinrichtung kommt dabei die motoreigene Einspritzpumpe zur Anwendung. Hierzu ist in jede zu einem Einspritzventil führende Einspritzdruckleitung ein steuerbares Umschaltorgan eingebaut, von dem eine Steuerdruckleitung zur Betätigungseinrichtung des Auslaßventils jenes Motorzylinders führt, dem auch das Einspritzventil zugehörig ist. Mit dieser bekannten Lösung ist jedoch nur ein Öffnen des Auslaßventils zum gewünschten Zeitpunkt nahe Zünd-OT zu erzielen. Für das Offenhalten und Schließen eines Auslaßventils sind zusätzliche Vorrichtungsteile und Steuerorgane notwendig, nämlich je Auslaßventil eine vom Druck des Motorzylinders beaufschlagte, von diesem abgehende Druckleitung, ein an diese angeschlossenes Steuerventil, eine zwischen diesem und der Steuerdruckleitung gegebene Verbindungsleitung sowie eine Druckabsteuerleitung zwischen Steuerventil und einspritzventilseitiger Ab-

fluß-/Leckleitung.

Ersichtlichweise ist somit der kosten- und bauteilmäßige Aufwand für die Bremsbetriebssteuerung eines Auslaßventils enorm hoch.

Zudem kann, weil die Auslaßventile im Verdichtungstakt erst nahe beim Zünd-OT geöffnet werden, praktisch nur motorintern eine gewisse Bremskraft erzielt werden, da eine Unterstützung derselben durch die bei geschlossener Drosselklappe im Auspuffstrang entstehende geringe Abgasgegendruckerhöhung nur begrenzt möglich ist.

Es ist daher Aufgabe der Erfindung, eine Motorbremse für eine 4-Takt-Brennkraftmaschine zu schaffen, die mit erheblich weniger Bau- und Kostenaufwand als bekannte realisierbar ist und zudem auch eine höhere Bremswirkung als jene erbringen kann.

Diese Aufgabe ist erfindungsgemäß entsprechend dem Kennzeichen des Anspruches 1 durch die dort angegebenen Merkmale gelöst.

Vorteilhafte Ausgestaltungen dieser Lösung sind in den Unteransprüchen angegeben.

Die erfindungsgemäße Lösung ermöglicht gegenüber den beiden eingangs diskutierten bekannten Lösungen eine bestmögliche Anpassung sowohl des Einspritzsystems als auch - unabhängig von diesem - des Motorbremssystems an die jeweils motorspezifischen Verhältnisse. Die der Steuerhydraulik zugehörige, durch eine Einspritzpumpe gebildete Steuerpumpe kann, was Förderhub und Förderdruck anbelangt, optimal auf das jeweilige Öffnen der angeschlossenen Auslaßventile abgestimmt werden. Dabei ist es von besonderem Vorteil, daß zur Realisierung der Steuerpumpe aus der Vielzahl marktüblicher Typen von Einspritzpumpen die für den vorliegenden Anwendungsfall geeignetste ausgesucht werden kann und gegebenenfalls noch nicht einmal verändert werden muß. Die Verwendung einer handelsüblichen Einspritzpumpe für die bremsbetriebsmäßige Auslaßventil-Steuerung senkt zudem die Kosten, da solche aufgrund ihrer Massenproduktion vergleichsweise billig sind. Da im übrigen außer einer solchen Steuerpumpe nur noch eine entsprechende Anzahl von Steuerdruckleitungen und hydromechanischer Auslaßventil-Betätigungseinrichtungen notwendig sind, ist die Motorbremse insgesamt gesehen mit vergleichsweise günstigem Kostenaufwand zu realisieren.

Einzelheiten und vorteilhafte Ausgestaltungen der erfindungsgemäßen Lösung sind in den Unteransprüchen angegeben.

Nachstehend ist die erfindungsgemäße Lösung anhand der Zeichnung noch näher erläutert. In der Zeichnung zeigen:

Fig. 1 eine schematische Darstellung eines ersten Ausführungsbeispiels der erfindungsgemäßen Motorbremse in Verbindung mit einer 4-zylindrigen Brennkraftmaschine,

- Fig. 2 eine weitere Ausführungsform der erfindungsgemäßen Motorbremse in Verbindung mit einer 6-zylindrigen Brennkraftmaschine,
- Fig. 3 ausschnittsweise in Abwicklung einen Pumpenkolben der Steuerpumpe in einer Regelstellung außerhalb des Bremsbetriebes in Bezug auf eine Druckmittelzuführbohrung,
- Fig. 4 den Pumpenkolben gemäß Fig. 3 in einer Regelstellung während des Bremsbetriebes in Bezug auf die zugehörige Druckmittelzuführbohrung,
- Fig. 5 bis 8 je eine Ausführungsform für eine hydromechanische Betätigungseinrichtung und deren Zuordnung zu einem im Bremsbetrieb zu öffnenden Auslaßventil.

In den Figuren sind gleiche bzw. einander entsprechende Bauteile mit gleichem Bezugszeichen angezo-
gen. Die Fig. 1 zeigt Verhältnisse für die Motorbremse einer 4-zylindrigen 4-Takt-Brennkraftmaschine auf, die in gleicher Weise auch für 5- und 6-zylindrige 4-Takt-Brennkraftmaschinen gelten. Die Darstellung gemäß Fig. 2 dagegen zeigt eine Motorbremse für eine 6-zylindrige 4-Takt-Brennkraftmaschine, deren Verhältnisse auch für mehr als 6-zylindrige 4-Takt-Brennkraftmaschinen gelten.

In Fig. 1 und 2 sind die Zylinder der Brennkraftmaschine der Reihe nach mit Z1, Z2, Z3, Z4 und in Fig. 2 mit Z1, Z2, Z3, Z4, Z5, Z6 angegeben. Die jedem Zylinder Z1 - Z_n zugehörigen Auslaßventile sind mit A und nummernmäßig gleichem Index angezo-
gen, somit mit A1, A2, A3, A4 (Fig. 1) bzw. A1, A2, A3, A4, A5, A6 (Fig. 2) bezeichnet. Die den Zylindern Z1 - Z_n zugehörigen Einspritzventile sind mit E und nummernmäßig gleichem Index angezo-
gen, mithin mit E1, E2, E3, E4 (Fig. 1) bzw. E1, E2, E3, E4, E5, E6 (Fig. 2) bezeichnet. Die in Fig. 1 dargestellte Brennkraftmaschine gehorcht der Zündfolge 1-3-4-2, die Brennkraftmaschine gemäß Fig. 2 gehorcht der Zündfolge 1-6-5-3-4-2. Die der jeweiligen Brennkraftmaschine zugeordnete Kraftstoffeinspritzpumpe ist mit 1 bezeichnet. Jeder Förderausgang derselben steht über eine mit L1, L2, L3, L4 (Fig. 1) bzw. L1, L2, L3, L4, L5, L6 (Fig. 3) bezeichnete Einspritzdruckleitung mit dem zugehörigen Einspritzventil E1 - E_n in Verbindung.

Zur Realisierung der Motorbremse ist eine Steuerhydraulik vorgesehen, die eine nach Art einer Einspritzpumpe ausgebildete Steuerpumpe 2 aufweist, deren der Anzahl der Motorzylinder Z1 - Z_n entsprechende Anzahl von Förderausgängen der Reihe nach jeweils über eine Steuerdruckleitung S1, S2, S3, S4 (Fig. 1) bzw. S1, S2, S3, S4, S5, S6 (Fig. 2) mit einer das bremsbetriebs-

mäßige Öffnen des angeschlossenen Auslaßventils A1 - A_n jenes Motorzylinders Z1 - Z_n bewerkstelligenden hydromechanischen Betätigungseinrichtung 3 verbunden sind, der innerhalb der gegebenen Zündfolge gegenüber dem Einspritzzeitpunkt

- bei einer 4- und 5-zylindrigen Brennkraftmaschine um einen Zündabstand (siehe Fig. 1),
- bei einer 6-zylindrigen Brennkraftmaschine um einen Zündabstand oder zwei Zündabstände, bzw.
- bei einer mehr als 6-zylindrigen Brennkraftmaschine um einen entsprechend geringeren Kurbelwinkel

versetzt ist.

Bei der der Brennkraftmaschine gemäß Fig. 1 zugrunde liegenden Zündfolge 1-3-4-2 bedeutet dies, daß im Bremsbetrieb durch die Druckmittelförderung und den damit einhergehenden Druckaufbau der Steuerpumpe 2 über die Steuerdruckleitung S1 das Auslaßventil A3 des Zylinders Z3, über die Steuerdruckleitung S2 das Auslaßventil A1 des Zylinders Z1, über die Steuerdruckleitung S3 das Auslaßventil A4 des Zylinders Z4 und über die Steuerdruckleitung S4 das Auslaßventil A2 des Zylinders Z2 geöffnet wird.

Bei der der Brennkraftmaschine gemäß Fig. 2 zugrunde liegenden Zündfolge 1-6-5-3-4-2 dagegen bedeutet dies, daß im Bremsbetrieb durch die Druckmittelförderung und den damit einhergehenden Druckaufbau der Steuerpumpe 2 über die Steuerdruckleitung S1 das Auslaßventil A5 des Zylinders Z5, über die Steuerdruckleitung S2 das Auslaßventil A6 des Zylinders Z6, über die Steuerdruckleitung S3 das Auslaßventil A2 des Zylinders Z2, über die Steuerdruckleitung S4 das Auslaßventil A1 des Zylinders Z1, über die Steuerdruckleitung S5 das Auslaßventil A4 des Zylinders Z4 und über die Steuerdruckleitung S6 das Auslaßventil A3 des Zylinders Z3 geöffnet wird.

Die Steuerpumpe 2 ist hinsichtlich ihrer Förderorgane und des zu erzeugenden Förderdruckes so ausgelegt, daß während des Bremsbetriebes unter vollständiger Ausnutzung eines Förderhubes durch das geförderte Druckmittel und den damit einhergehenden Druckaufbau das jeweils angesteuerte Auslaßventil A1 - A_n bezogen auf den 4-Takt-Zyklus des Motors nahe dem unteren Totpunkt vor der Verdichtung geöffnet, während des anschließenden Verdichtungstaktes bis etwa zum Zünd-OT offen gehalten und anschließend wieder geschlossen wird, letzteres durch einspritzpumpenseitige, nockenwellengesteuerte Druckentlastung. Bei der Ausführungsform gemäß Fig. 1 erfolgt dabei die Öffnung des angesteuerten Auslaßventiles praktisch beim Übergang vom Saugtakt in den anschließenden Verdichtungstakt, während bei der Ausführungsform gemäß Fig. 2 das Öffnen des angesteuerten Auslaßventiles bereits während des Saugtaktes, aber nahe zu dessen Ende hin, erfolgt.

Die Steuerpumpe 2 kann durch eine Reihen- oder Verteilereinspritzpumpe realisiert sein. Sie weist von einer Regeleinrichtung 4 verstellbare Förderorgane 5 - in den dargestellten Fällen Pumpenkolben - auf, die eine achsparallele Nullfördermut 6 sowie eine ebene vordere Stirnfläche 7 besitzen (siehe Fig. 3 und 4). Solange kein Bremsbetrieb initiiert wird, sind die Förderorgane 5 von der Regeleinrichtung 4 her in eine aus Fig. 3 ersichtliche Nullförderposition gegenüber einer in den zugehörigen Pumpenzylinder einmündenden Druckmittelzuströmbohrung 9 gebracht, in der letztere während des gesamten Kolbenhubes mit der achsparallelen Nullfördermut 6 kommuniziert, somit vom Förderorgan 5 kein Druckmittel in die jeweils angeschlossene Steuerdruckleitung S1 - S_n förderbar ist. Sobald jedoch der Bremsbetrieb initiiert wird, werden von der Regeleinrichtung 4 die Förderorgane 5 in eine in Fig. 4 dargestellte Förderposition gebracht, in der dann beim Förderhub durch die Stirnfläche 7 nach Überlaufen und Abdecken der Zuströmbohrung 9 der Förderbeginn und Druckaufbau bewirkt wird.

Als Druckmittel kann von der Steuerpumpe 2 derselbe Kraftstoff, mit dem die Einspritzventile E1 - E_n von der Kraftstoffeinspritzpumpe 1 her versorgt werden, oder Hydrauliköl verwendet werden, welches Druckmittel aus einem Reservoir 10 mittels einer Niederdruckförderpumpe 11 den Zuführbohrungen 9 druckbegrenzt zugeführt wird.

Um während des Bremsbetriebes eine Druckentlastung der Steuerdruckleitungen S1 - S_n nach Beendigung des jeweiligen Förderhubes eines Förderorganes 5 der Steuerpumpe 2 in den zugehörigen Druckraum hinein zu ermöglichen, ist jeder Förderausgang der Steuerpumpe 2 mit einem in Rückströmrichtung nicht dichten Druckventil ausgestattet.

Die Steuerpumpe 2 kann unabhängig von der Kraftstoffeinspritzpumpe 1 an geeigneter Stelle der Brennkraftmaschine angeordnet und angetrieben sein. Bevorzugt ist die Steuerpumpe 2 jedoch in Reihe mit der Kraftstoffeinspritzpumpe 1 angeordnet, so, daß deren Wellen direkt oder über ein Zwischenglied miteinander verbindbar sind. Letzteres erspart einen zusätzlichen Antriebsstrang für die Steuerpumpe 2.

Für die Ausführung der hydromechanischen Betätigungseinrichtungen 3 und deren Zuordnung zum jeweiligen Auslaßventil A1 - A_n für Bremsbetriebsbetätigung gibt es verschiedene Möglichkeiten, auf einige derselben anhand der Fig. 5 bis 8 nachfolgend näher eingegangen ist.

Allen in den Fig. 5 bis 8 dargestellten Ausführungsformen der hydromechanischen Betätigungseinrichtung 3 ist gemeinsam, daß diese einen Druckzylinder 12 mit Druckraum 13 aufweist, der an die jeweils zugehörige Steuerdruckleitung S1 - S_n angeschlossen ist und an einen Druckkolben 14 angrenzt, der für eine Öffnung des zugehörigen Auslaßventiles A1 - A_n entgegen der Kraft einer Rückstelldruckfeder 15 durch in den Druckraum 13 gefördertes Druckmittel zwischen zwei Endstellungen verschiebbar ist. Dabei kann die die Brems-

betriebsöffnungsstellung des Auslaßventiles A1 - A_n bestimmende Endstellung des Druckkolbens 14 durch einen, zum Beispiel druckzylinderinternen, mechanischen Anschlag 16 (siehe Fig. 6 und 7) oder durch die Rückstelldruckfeder 15 (siehe Fig. 5 und 8) vorgegeben sein. Der Druckkolben 14 kann dabei direkt - wie aus Fig. 5 und 7 ersichtlich - entweder auf das rückwärtige Ende des Auslaßventilschaftes oder einen zugehörigen Kipphebel, Stößel bzw. eine Stoßstange wirken.

Alternativ hierzu kann der Druckkolben 14 jeder Betätigungseinrichtung 3 aber auch indirekt - siehe Fig. 7 - über ein mechanisches Übertragungsorgan 17 entweder auf das rückwärtige Ende des Auslaßventilschaftes oder einen zugehörigen Kipphebel, Stößel bzw. eine Stoßstange wirken. Dabei ist das Übertragungsorgan 17 für eine Öffnung des zugehörigen Auslaßventils A1 - A_n durch in den Druckraum 13 gefördertes Druckmittel über den Druckkolben 14 in Wirkposition verschiebbar, verdrehbar oder verschwenkbar und für Schließung des Auslaßventiles nach Druckentlastung des Druckraumes 13 durch die Rückstellfeder 15 wieder in eine unwirksame Rastposition zurück bewegbar. Dabei sind der Druckkolben 14 und das Übertragungsorgan 17 vorzugsweise so anzuordnen, daß der Druckkolben 14 bei in Wirkposition befindlichem Übertragungsorgan 17 nicht von den am zugehörigen Auslaßventil A1 - A_n wirkenden Kräften, insbesondere Gaskräften, beaufschlagt ist.

Darüber hinaus sind auch Lösungen möglich, bei denen der Druckkolben 14 jeder Betätigungseinrichtung 3 indirekt über hydromechanische Übertragungsorgane entweder auf das rückwärtige Ende des Auslaßventilschaftes oder einen zugehörigen Kipphebel, Stößel bzw. einer Stoßstange wirkt. Ein solcher Fall ist in Fig. 8 dargestellt. Dabei ist im Druckzylinder 12 hinter dem Druckkolben 14 ein zweiter, die Rückstelldruckfeder 15 aufnehmender sowie über eine Druckmittelspeiseeinrichtung 18 mit Drucköl bestimmten Druckes gefüllte Servodruckraum 19 gegeben, von dem eine Steuerdruckleitung 20 zum Druckraum 21 eines Servodruckzylinders 22 führt, in dem ein Servokolben 23 entgegen der Kraft einer Rückstelldruckfeder 24 für Öffnung des zugehörigen Auslaßventiles A1 - A_n hydraulisch bis zu einer durch einen Anschlag 25 vorgegebenen Endstellung verschiebbar ist. Eine Schließung des Auslaßventiles A1 - A_n erfolgt nach Druckentlastung des Druckraumes 13 und Rückstellung des Druckkolbens 14 durch die Rückstelldruckfeder 15 in dessen Ausgangsposition und die damit einhergehende Volumenvergrößerung des Servodruckraumes 19 sowie dann möglicher Rückführung des Servokolbens 23 durch die Rückstelldruckfeder 24 in dessen Ausgangsposition.

Die Motorbremse ist - wie die Darstellungen zeigen - mit vergleichsweise wenigen Bauteilen und damit kostengünstig realisierbar. Sie eignet sich besonders gut auch für eine Nach- oder Umrüstung gegebener Brennkraftmaschinen.

Patentansprüche

1. Motorbremse bei einer 4-Takt-Brennkraftmaschine eines Nutzfahrzeuges, deren Einspritzventile ($E_1 - E_n$) von einer Kraftstoffeinspritzpumpe (1) her über Einspritzleitungen ($L_1 - L_n$) mit Kraftstoff versorgbar sind, wobei die Motorbremseinrichtung eine Steuerhydraulik und als Bestandteil derselben eine zusätzlich zur Kraftstoffeinspritzpumpe (1) vorgesehene Steuerpumpe (2) aufweist, deren hinsichtlich ihrer Anzahl jener der Motorzylinder ($Z_1 - Z_n$) entsprechende Förderausgänge jeweils über eine Steuerdruckleitung ($S_1 - S_n$) mit einer das bremsbetriebsmäßige Öffnen eines zugehörigen Auslaßventils bewerkstelligenden hydromechanischen Betätigungseinrichtung (3) verbunden sind, wobei während des Bremsbetriebes durch das von der Steuerpumpe (2) geförderte Druckmittel das jeweils angesteuerte Auslaßventil ($A_1 - A_n$) bezogen auf den Motor-4-Takt-Zyklus nahe dem unteren Totpunkt vor Verdichtung geöffnet, während des anschließenden Verdichtungsstaktes bis etwa Zünd-OT offen gehalten und dann wieder geschlossen wird, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuerpumpe (2) der Steuerhydraulik nach Art einer Einspritzpumpe ausgebildet ist, die unabhängig von der die Kraftstoffeinspritzung bewirkenden Kraftstoffeinspritzpumpe (1) arbeitet und deren Förderausgänge der Reihe nach jeweils über eine Steuerdruckleitung ($S_1 - S_n$) mit der Betätigungseinrichtung (3) des Auslaßventiles ($A_1 - A_n$) jenes Motorzylinders ($Z_1 - Z_n$) verbunden sind, der innerhalb der gegebenen Zündfolge gegenüber dem Einspritzzeitpunkt um wenigstens einen Zündabstand versetzt ist, und daß die Förderorgane (5) der die Steuerpumpe (2) bildenden Einspritzpumpe auch im Hinblick auf den zu erzeugenden Förderdruck so ausgelegt sind, daß das Öffnen, Offenhalten und Schließen jedes während eines Bremsbetriebes angesteuerten Auslaßventils ($A_1 - A_n$) im angegebenen Sinn unter vollständiger Ausnutzung eines Förderhubes durch das geförderte Druckmittel steuerbar ist.
2. Motorbremse nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die von einer Regeleinrichtung (4) verstellbaren Förderorgane der Steuerpumpe (2) jeweils eine ebene Stirnfläche (7) und eine davon nach unten abgehende achsparallele Nullfördernut (6) aufweisen, welche letztere außerhalb von Bremsbetriebszeiten in kommunizierende Position mit einer zugehörigen Zuströmbohrung (9) und während Bremsbetriebszeiten außer Wirkverbindung mit letzterer gebracht ist.
3. Motorbremse nach einem der Ansprüche 1 und 2, dadurch gekennzeichnet, daß jeder Förderausgang der Steuerpumpe (2) mit einem in Rückströmrichtung nicht dichten Druckventil ausgestattet ist, um eine über die Nockenkontur der steuerungspumpeneigenen Nockenwelle gesteuerte Druckentlastung der jeweils angeschlossenen Steuerdruckleitung ($S_1 - S_n$) zu ermöglichen.
4. Motorbremse nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuerpumpe (2) durch eine Kolbenpumpe oder Verteilerpumpe realisiert ist.
5. Motorbremse nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuerpumpe (2) in Reihe mit der motoreigenen Kraftstoffeinspritzpumpe (1) angeordnet ist und deren Wellen direkt oder über ein Zwischenglied miteinander verbunden sind.
6. Motorbremse nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß jede hydromechanische Betätigungseinrichtung einen Druckzylinder (12) mit Druckraum (13) aufweist, der an die Steuerdruckleitung ($S_1 - S_n$) angeschlossen ist und an einen Druckkolben (14) angrenzt, der für eine Öffnung des Auslaßventils ($A_1 - A_n$) entgegen der Kraft einer Rückstellfeder (15) durch das in den Druckraum (13) geförderte Druckmittel zwischen zwei Endstellungen verschiebbar ist.
7. Motorbremse nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß die die Bremsbetriebsöffnungsstellung des Auslaßventiles ($A_1 - A_n$) bestimmende Endstellung des Druckkolbens (14) durch einen, insbesondere druckzylinderinternen, mechanischen Anschlag (16) vorgegeben ist.
8. Motorbremse nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß die die Bremsbetriebsöffnungsstellung des Auslaßventiles ($A_1 - A_n$) bestimmende Endstellung des Druckkolbens (14) durch die Rückstellfeder (15) vorgegeben ist.
9. Motorbremse nach einem der Ansprüche 6 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß der Druckkolben (14) jeder Betätigungseinrichtung (3) direkt entweder auf das rückwärtige Ende des Auslaßventilschaftes oder einen zugehörigen Kipphebel, Stößel bzw. eine Stoßstange wirkt.
10. Motorbremse nach einem der Ansprüche 6 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß der Druckkolben (14) jeder Betätigungseinrichtung (3) indirekt über ein mechanisches Übertragungsorgan (17) entweder auf das rückwärtige Ende des Auslaßventilschaftes oder einen zugehörigen Kipphebel, Stößel bzw. eine Stoßstange wirkt.
11. Motorbremse nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß das Übertragungsorgan (17) für eine

Öffnung des Auslaßventiles (A1 - An) durch den Druckkolben (14) in Wirkposition verschiebbar, verdrehbar oder verschwenkbar und für Schließung des Auslaßventils nach Druckentlastung des Druckraumes (13) durch die Rückstellfeder (15) in eine unwirksame Rastposition zurück bewegbar ist, wobei bei in Wirkposition befindlichem Übertragungsorgan (17) der Druckkolben (14) nicht von den am Auslaßventil wirkenden Kräften, insbesondere Gaskräften, beaufschlagt ist.

12. Motorbremse nach einem der Ansprüche 6 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß der Druckkolben (14) jeder Betätigungseinrichtung (3) indirekt über hydromechanische Übertragungsorgane entweder auf das rückwärtige Ende des Auslaßventilschaftes oder einen zugehörigen Kipphebel, Stoßel bzw. eine Stoßstange wirkt.
13. Motorbremse nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß im Druckzylinder (12) hinter dem Druckkolben (14) ein zweiter, die Rückstelldruckfeder (15) aufnehmender sowie über eine Druckmittelspeiseeinrichtung (18) mit Drucköl bestimmten Druckes gefüllter Servodruckraum (19) gegeben ist, von dem eine Steuerdruckleitung (20) zum Druckraum (21) eines Servodruckzylinders (22) führt, in dem eine Servokolben (23) entgegen der Kraft einer Rückstelldruckfeder (24) für eine Öffnung des Auslaßventiles hydraulisch bis zu einer durch einen Anschlag (25) vorgegebenen Endstellung verschiebbar ist.

Claims

1. An engine brake for a 4-stroke internal combustion engine of a commercial vehicle, the injection valves (E1 - E_n) thereof being supplied with fuel by a fuel injection pump (1) by way of injection pipes (L1 - L_n), wherein the engine braking means has control hydraulic equipment and, as a component thereof, a control pump (2) provided in addition to the fuel injection pump (1), and the respective delivery outlets of the control pump which correspond, with respect to their number, to those of engine cylinder (Z1 - Z_n) are connected by way of a control delivery pipe (S1 - S_n) to hydromechanical operating means (3) producing the opening, with respect to braking, of an associated exhaust valve, wherein during braking the respectively actuated exhaust valve (A1 - A_n) in relation to the engine 4-stroke cycle is opened before compression in the region of bottom dead centre by the pressure medium delivered by the control pump (2), is kept open during the following compression stroke approximately as far as firing top dead centre, and then closed again, **characterised in that** the control pump (2) of the control

hydraulic equipment is constructed like an injection pump functioning independently of the fuel injection pump (1) causing fuel injection, and the respective delivery outlets thereof are connected in succession by way of the control delivery pipe (S1 - S_n) to the operating means (3) of the exhaust valve (A1 - A_n) of that engine cylinder (Z1 - Z_n) which is staggered by at least one firing distance within the stipulated firing order in relation to the moment of injection, and the delivery members (5) of the injection pump forming the control pump (2) are also designed in such a manner with respect to the delivery pressure to be produced that opening, maintaining open and closing of each exhaust valve (A1 - A_n) actuated during braking can be controlled by the delivered pressure medium in the given sense subject to complete utilisation of a delivery stroke.

2. An engine brake according to Claim 1, **characterised in that** the delivery members of the control pump which are adjustable by regulating means (4) have a respective flat end surface (7) and a downwardly extending zero delivery groove (6) parallel to the axis, and beyond braking times the said zero delivery groove is moved into a communicating position with an associated feed bore (9) and during braking time it is moved out of operative connection therewith.
3. An engine brake according to Claims 1 and 2, **characterised in that** each delivery outlet of the control pump (2) is equipped with an unsealed pressure valve in the return flow direction, to enable pressure relief, controlled by way of the cam shape of the cam shaft characteristic of the control pump, of the respectively attached control delivery pipe (S1 - S_n).
4. An engine brake according to any one of the preceding claims, **characterised in that** the control pump (2) is produced by a piston pump or distributor pump.
5. An engine brake according to any one of the preceding claims, the control pump (2) is arranged in series with the fuel injection pump (1) characteristic of the engine, and the shafts thereof are connected directly or indirectly to each other by way of an intermediate member.
6. An engine brake according to Claim 1, **characterised in that** each hydromechanical operating means has a pressure cylinder (12) with pressure space (13) attached to the control delivery pipe (S1 - S_n) and adjacent a pressure piston (14) displaceable, for opening the exhaust valve (A1 - A_n), between two final positions against the force of a return spring (15) by the pressure medium delivered into the pressure space (13).

7. An engine brake according to Claim 6, **characterised in that** the final position, determining the braking opening position of the exhaust valve ($A_1 - A_n$), of the pressure piston (14) is provided by a mechanical stop (16), in particular inside the pressure cylinder.
8. An engine brake according to Claim 6, **characterised in that** the final position, determining the braking opening position of the exhaust valve ($A_1 - A_n$), of the pressure piston (14) is provided by the return spring (15).
9. An engine brake according to any one of Claims 6 to 8, **characterised in that** the pressure piston (14) of each operating means (3) acts directly either on the rear end of the exhaust valve shaft or an associated rocker arm, tappet or push rod.
10. An engine brake according to any one of Claims 6 to 8, **characterised in that** the pressure piston (14) of each operating means (3) acts indirectly by way of a mechanical transmission member (17) either on the rear end of the exhaust valve shaft or an associated rocker arm, tappet or push rod.
11. An engine brake according to Claim 10, **characterised in that** the transmission member (17) is displaceable, rotatable or pivotable, for opening the exhaust valve ($A_1 - A_n$), by the pressure piston (14) into the operative position, and is movable, for closing the exhaust valve after pressure relief of the pressure space (13), by a return spring (15) back into an inoperative position of rest, wherein with the transmission member (17) in the operative position the pressure piston (14) is free of the forces, in particular gas forces, operating on the exhaust valve.
12. An engine brake according to any one of Claims 6 to 8, **characterised in that** the pressure piston (14) of each operating means (3) acts indirectly by way of hydromechanical transmission members either on the rear end of the exhaust valve shaft or an associated rocker arm, tappet or push rod.
13. An engine brake according to Claim 12, **characterised in that** a second servo pressure space (19), filled by way of pressure medium feed means (18) with pressure oil of a particular pressure and receiving the return pressure spring (15), is present in the pressure cylinder (12) behind the pressure piston (14), and a control delivery pipe (20) extends from the said second servo pressure space to the pressure space (21) of a servo pressure cylinder (22), and a servo piston (23) is displaceable, for opening the exhaust valve, hydraulically in the said servo pressure cylinder as far as a final position provided by a stop (25) against the force of a return pressure

spring (24).

Revendications

- Frein-moteur pour moteur à combustion interne à 4 temps notamment d'un véhicule utilitaire dont les injecteurs ($E_1 \dots E_n$) sont alimentés en carburant par une pompe d'injection (1) et des conduites d'injection ($L_1 \dots L_n$), l'installation de frein-moteur comprenant une hydraulique de commande et celle-ci comprend une pompe de commande (2) en plus de la pompe d'injection de carburant (1), pompe de commande dont le nombre de sorties correspond au nombre de cylindres ($Z_1 \dots Z_n$) du moteur, chaque fois par l'intermédiaire d'une conduite de commande de pression ($S_1 \dots S_n$) avec une installation d'actionnement hydromécanique (3) assurant l'ouverture d'une soupape d'échappement correspondante, pour le mode de freinage, et pendant le mode de freinage, le fluide sous pression transféré par la pompe de commande (2) ouvre chaque fois la soupape d'échappement commandée ($A_1 \dots A_n$) qui dans le cycle à 4 temps du moteur se trouve à proximité du point mort bas, avant la compression, pour être maintenue ouverte pendant la phase de compression consécutive, sensiblement jusqu'au point mort haut d'allumage, puis est de nouveau fermée, caractérisé en ce que la pompe de commande (2) de l'hydraulique de commande est réalisée comme une pompe d'injection, qui fonctionne indépendamment de la pompe d'injection (1) assurant l'injection de carburant et dont les sorties de refoulement sont reliées dans l'ordre chaque fois par une conduite de commande de pression ($S_1 \dots S_n$) à l'installation d'actionnement (3) de la soupape d'échappement ($A_1 \dots A_n$) de celui des cylindres ($Z_1 \dots Z_n$) du moteur qui dans l'ordre d'allumage donné, est décalé par rapport au point d'injection d'au moins un intervalle d'injection et en ce que les organes de transfert (5) de la pompe d'injection formant la pompe de commande (2) sont également conçus par rapport à la pression de transfert à créer pour que l'ouverture, le maintien en position ouverte et la fermeture de chacune des soupapes d'échappement ($A_1 \dots A_n$) commandée en mode de frein, soient commandés dans le sens indiqué en utilisant complètement la course de transfert par la transmission du fluide sous pression.
- Frein-moteur selon la revendication 1, caractérisé en ce que les organes de transfert de la pompe de commande (2) réglables par une installation de régulation (4) ont chaque fois une surface frontale plane (7) et partant de celle-ci une rainure de débit nul (6) descendant à partir de la surface frontale parallèlement à l'axe, et cette dernière en dehors des périodes de mode de freinage est mise en position de

communication avec un perçage d'alimentation (9) correspondant et pendant les périodes de mode de freinage est mise en communication de ce perçage.

3. Frein-moteur selon l'une des revendications 1 et 2, caractérisé en ce que chaque sortie de la pompe de commande (2) est munie d'une soupape de pression non étanche dans le sens de l'écoulement en retour pour permettre une décharge en pression de la conduite de commande de pression ($S_1 \dots S_n$) chaque fois raccordée, en étant commandée par le contour à came de l'arbre à came propre à la pompe de commande. 5
4. Frein-moteur selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que la pompe de commande (2) est constituée par une pompe à piston ou une pompe à distributeur. 15
5. Frein-moteur selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que la pompe de commande (2) est montée en série avec la pompe d'injection de carburant (1) propre au moteur et les axes sont reliés directement par un élément intermédiaire. 20
6. Frein-moteur selon la revendication 1, caractérisé en ce que chaque installation d'actionnement hydromécanique comprend un cylindre de poussée (12) avec une chambre de pression (13) reliée à la conduite de commande de pression ($S_1 \dots S_n$) et délimitée par un piston de poussée (14) qui, pour l'ouverture de la soupape d'échappement ($A_1 \dots A_n$), est poussé contre la force d'un ressort de rappel (15) par le fluide sous pression transféré dans la chambre de pression (13) entre deux positions de fin de course. 30
7. Frein-moteur selon la revendication 6, caractérisé en ce que la position de fin de course du piston de poussée (14) qui définit la position d'ouverture de mode de frein de la soupape d'échappement ($A_1 \dots A_n$) est prédéterminée par une butée mécanique (16) notamment interne au cylindre de poussée. 35
8. Frein-moteur selon la revendication 6, caractérisé en ce que la position de fin de course du piston de pression (14) qui définit la position d'ouverture du mode de frein de la soupape d'échappement ($A_1 \dots A_n$) est prédéterminée par le ressort de rappel (15). 40
9. Frein-moteur selon l'une des revendications 6 à 8, caractérisé en ce que le piston de poussée (14) de chaque installation d'actionnement (3) agit directement, soit sur l'extrémité arrière de la tige de la soupape d'échappement, soit sur un culbuteur, un poussoir ou une tige de poussée correspondante. 45

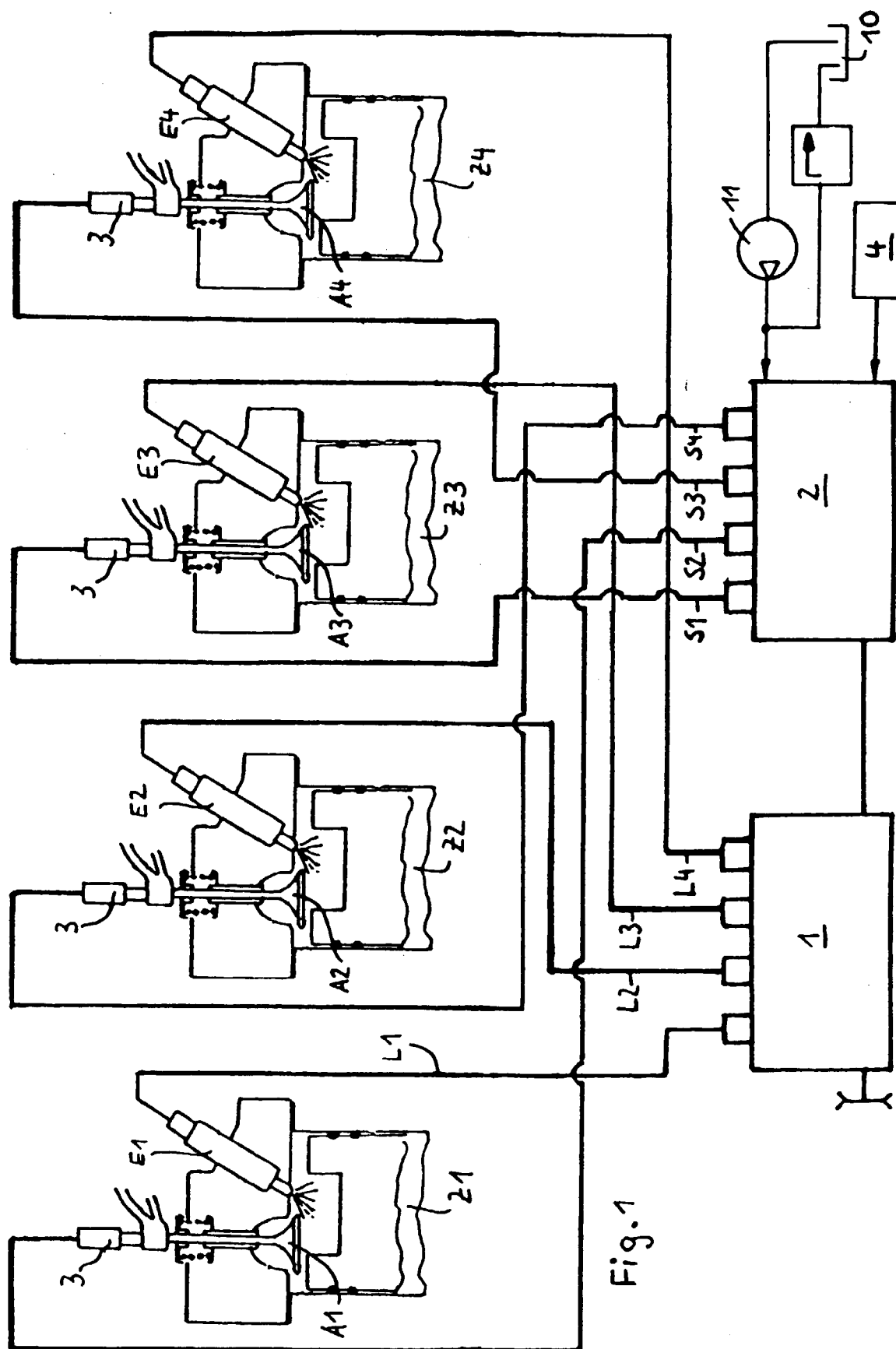
10. Frein-moteur selon l'une des revendications 6 à 8, caractérisé en ce que le piston de poussée (14) de chaque installation d'actionnement (3) est relié indirectement par un organe de transmission mécanique (17) soit avec l'extrémité arrière de la tige de la soupape d'échappement, soit avec un culbuteur, un poussoir ou une tige de poussée correspondante. 5

11. Frein-moteur selon la revendication 10, caractérisé en ce que l'organe de transmission (17) pour l'ouverture de la soupape d'échappement ($A_1 \dots A_n$) peut être coulissé, tourné ou pivoté par le piston de poussée (14) dans la position active et pour fermer la soupape d'échappement, après décharge en pression de la chambre de pression, cet organe est rappelé par un ressort de rappel (15) dans sa position de repos non active, et lorsque l'organe de transmission (17) est en position active, le piston de poussée (14) n'est pas sollicité par les forces agissant sur la soupape d'échappement notamment les forces développées par les gaz. 10

12. Frein-moteur selon l'une des revendications 6 à 8, caractérisé en ce que le piston de poussée (14) de chaque installation d'actionnement (3) agit indirectement par des organes de transmission hydromécaniques, soit sur l'extrémité arrière de la tige de la soupape d'échappement, soit sur un culbuteur, un poussoir ou une tige de poussée correspondante. 15

13. Frein-moteur selon la revendication 12, caractérisé en ce que dans le cylindre de poussée (12), derrière le piston de poussée (14), il y a une seconde chambre de poussée asservie (19) recevant le ressort de compression de rappel (15) et remplie par une installation d'alimentation en fluide sous pression (18) avec du liquide hydraulique définissant la pression, chambre reliée par une conduite de pression de commande (20) à la chambre de pression (21) d'un cylindre de pression d'asservissement (22) dans lequel un piston d'asservissement (23) est déplacé contre la force d'un ressort de compression de rappel (24) dans une position d'ouverture de la soupape hydraulique de sortie jusqu'à une position de fin de course prédéterminée par une butée (25). 20

50



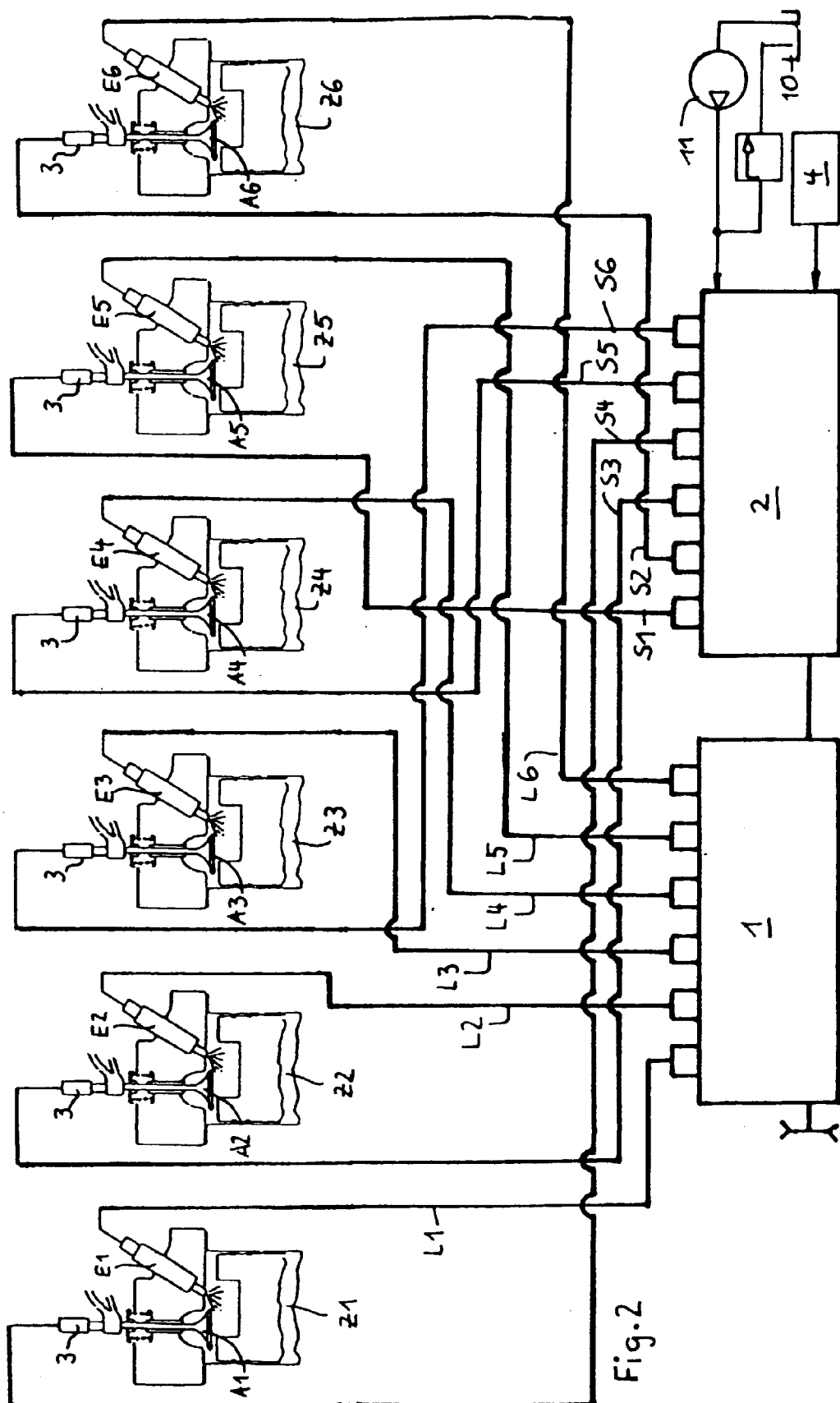


Fig. 2

Fig. 3

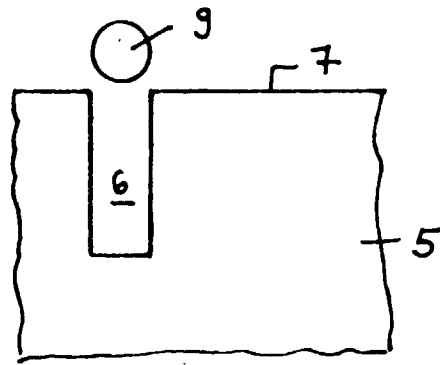


Fig. 4

