

Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



Veröffentlichungsnummer: **0 608 521 B1**

12

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

Veröffentlichungstag der Patentschrift: **27.12.95**

Int. Cl.⁶: **F01L 13/06**

Anmeldenummer: **93119699.2**

Anmeldetag: **07.12.93**

Motorbremse bei einer 4-Takt-Brennkraftmaschine eines Nutzfahrzeuges

Priorität: **25.01.93 AT 105/93**

Veröffentlichungstag der Anmeldung:
03.08.94 Patentblatt 94/31

Bekanntmachung des Hinweises auf die
Patenterteilung:
27.12.95 Patentblatt 95/52

Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB IT NL SE

Entgegenhaltungen:
DE-C- 3 904 497
US-A- 3 367 312
US-A- 4 158 348

Patentinhaber: **STEYR NUTZFAHRZEUGE AG**
Schönauerstrasse 5,
Postfach 222
A-4400 Steyr (AT)

Erfinder: **Priesner, Helmut, Dipl.-Ing.**
Hessenplatz 4/3
A-4400 Steyr (AT)
Erfinder: **Rammer, Franz, Dipl.-Ing.**
Roseggerstrasse 2
A-4493 Wolfers (AT)
Erfinder: **Schlögl, Harald, Dr.**
Kammermayrstrasse 18
A-4400 Steyr (AT)

EP 0 608 521 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 Oberbe-
griff des Anspruchs 1.

Die Erfindung geht aus von der aus der DE 39 04 497 C1 bekannten Motorbremse. 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 das Schließen des Auslaßventiles 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 Abfluß-/Leckleitung. Ersichtlicherweise ist somit auch unter Nutzung der motoreigenen Einspritzpumpe als Gebereinrichtung der kosten- und bauteilmäßige Aufwand für die Bremsbetriebssteuerung eines Auslaßventiles enorm hoch. Zudem ist, weil die Auslaßventile im Verdichtungstakt erst nahe beim Zünd-OT geöffnet werden, wegen der zu diesem Zeitpunkt extrem hohen Öffnungskräfte und der dafür notwendigen Drücke im Hydrauliksystem ein erheblicher Aufwand für die Hochdruckabdichtung sowie der hydraulischen und mechanischen Stabilität des Systems notwendig.

Es ist daher Aufgabe der Erfindung, eine Motorbremse der eingangs genannten Art unter Beibehaltung der motoreigenen Einspritzpumpe als Gebereinrichtung für das bremsbetriebsmäßige Öffnen der Auslaßventile dahingehend zu verbessern, daß für das Öffnen, Offenhalten und Schließen der Auslaßventile ein erheblich geringerer Bau- und Kostenaufwand notwendig und auch eine Verbesserung der Bremswirkung erzielbar ist.

Diese Aufgabe ist erfindungsgemäß entsprechend dem Kennzeichen des Anspruchs 1 dadurch gelöst, daß die Förderorgane der Einspritzpumpe EP mit ihren Steuernuten und -kanten in eine solche Position einstellbar sind und jede von einem in einer Einspritzdruckleitung gegebenen Umschaltorgan abgehende Steuerdruckleitung mit der Betäti-

gungseinrichtung des Auslaßventils jenes Zylinders verbunden ist, der innerhalb der gegebenen Zündfolge um wenigstens einen Zündabstand versetzt ist, somit während des Bremsbetriebes unter weitestgehender Nutzung eines einspritzpumpe-seitigen Förderhubes durch den geförderten Kraftstoff das angesteuerte Auslaßventil im Bereich des unteren Totpunktes vor Verdichtung geöffnet, während des anschließenden Verdichtungstaktes etwa bis zum Zünd-OT offen gehalten und dann geschlossen wird. Das Schließen wird über die Nockenwellenkontur der Einspritzpumpe bewerkstelligt, welche zu diesem Zweck speziell ausgelegt ist.

Diese Motorbremse kommt aufgrund des erfindungsgemäßen Anschlußprinzipes für die Steuerdruckleitungen ersichtlicherweise mit erheblich weniger Bauteilen aus als die Lösung gemäß der eingangs diskutierten DE 39 04 497 C1. Es sind demgegenüber nämlich all jene Leitungen und Steuerorgane nicht mehr notwendig, die dort für das Offenhalten und Schließen eines Auslaßventiles notwendig sind. Dies reduziert zwangsläufig auch in erheblichem Maße den Kostenaufwand für die Mittel der Motorbremse.

Dadurch, daß die Auslaßventile im Bremsbetrieb praktisch während des gesamten Verdichtungstaktes um ein gewisses, jedoch kleineres als normales Maß offen gehalten werden, sind die Hydraulikdrücke im Vergleich zum System gemäß der DE 39 04 497 C1 auf einen Bruchteil dessen reduziert, was den Kosten- und Bauteilaufwand der ohnehin schon weniger notwendigen Teile der Brems-einrichtung noch stark verringert, ohne Nachteile in der Bremswirkung in Kauf nehmen zu müssen. Die Gesamtbremswirkung ist bei jenen Brennkraftmaschinen, bei denen die Öffnung der Auslaßventile bereits während des Saughubes, aber nahe dessen Ende erfolgt, wegen des hierdurch bedingten kurzzeitigen Rückströmens von Abgas aus dem Auspuffstrang etwas geringer, was aber als immer noch brauchbarer Kompromiß aus Sicht des Gesamtergebnisses in Kauf genommen werden kann.

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 Motorbremse in Verbindung mit einer 4-zylindrigen Brennkraftmaschine,

Fig. 2 eine weitere Ausführungsform der erfindungsgemäßen Motorbremse in Verbindung mit einer 4-zylindrigen Brennkraftmaschine,

Fig. 3 eine weitere Ausführungsform der erfindungsgemäßen Motorbremse in Verbindung mit einer 6-zylindrigen Brennkraftmaschine,

Fig. 4 die Regelstellungen eines Pumpenkolbens einer der Brennkraftmaschine gemäß Fig. 1, 2, 3 zugehörigen Einspritzpumpe in Bezug auf die pumpenzylinderseitig zugehörige Kraftstoffzuführbohrung, von oben nach unten gesehen für Bremsbetrieb, Nullförderung, Leerlauf und Last- bis Vollastbetrieb,

Fig. 5 die Regelstellung eines Pumpenkolbens einer anderen, der Brennkraftmaschine gemäß Fig. 1, 2, 3 zugehörigen Einspritzpumpe mit anderer Anordnung der pumpenzylinderseitigen Kraftstoffzuführbohrung, von oben nach unten gesehen für Bremsbetrieb, Nullförderung, Leerlauf und Last- bis Vollastbetrieb,

Fig. 6 bis 9 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 angezogen. Die Fig. 1 und 2 zeigen die Verhältnisse für die Motorbremse von 4-zylindrigen 4-Takt-Brennkraftmaschinen auf, die in Verbindung mit zugehörigen Einspritzpumpen EP auch für die Motorbremsen von 5- und 6-zylindrigen 4-Takt-Brennkraftmaschinen gelten. Die Darstellung gemäß Fig. 3 dagegen zeigt eine Motorbremse für eine 6-zylindrige 4-Takt-Brennkraftmaschine mit gegenüber Fig. 1 und 2 abgewandelten Verhältnissen auf, die in Verbindung mit der zugehörigen Einspritzpumpe EP auch für mehr als 6-zylindrige 4-Takt-Brennkraftmaschinen gelten.

In den Fig. 1 und 2 sind die Zylinder der Brennkraftmaschine der Reihe nach mit Z1, Z2, Z3, Z4 und in Fig. 3 mit Z1, Z2, Z3, Z4, Z5, Z6 angegeben. Die jedem Zylinder Z1 - Z_n zugehörigen Auslaßventile sind mit A und nummernmäßig gleichem Index angezogen, somit mit A1, A2, A3, A4 (Fig. 1 und 2) bzw. A1, A2, A3, A4, A5, A6 (Fig. 3) bezeichnet. Die den Zylindern Z1 - Z_n zugehörigen Einspritzventile sind mit E und nummernmäßig gleichem Index angezogen, mithin mit E1, E2, E3, E4 (Fig. 1 und 2) bzw. E1, E2, E3, E4, E5, E6 (Fig. 3) bezeichnet. Die in den Fig. 1 und 2 dargestellten Brennkraftmaschinen gehorchen der Zündfolge 1 -

3 - 4 - 2, die Brennkraftmaschine gemäß Fig. 3 gehorcht der Zündfolge 1 - 6 - 5 - 3 - 4 - 2. Die der jeweiligen Brennkraftmaschine zugeordnete Einspritzpumpe EP kann grundsätzlich als Reihenspritzpumpe - wie dargestellt - oder eine andere Bauart ausgeführt sein. Die von einer nicht dargestellten Nockenwelle aus gesteuerten Förderorgane der Einspritzpumpe EP - im dargestellten Fall Pumpenkolben - sind in den Fig. 1 und 2 mit K1, K2, K3, K4 und in Fig. 3 mit K1, K2, K3, K4, K5, K6 bezeichnet. Die zugehörigen Pumpenzylinder sind mit P1, P2, P3, P4 (Fig. 1 und 2) bzw. P1, P2, P3, P4, P5, P6 (Fig. 3) bezeichnet. Der Ausgang jedes Pumpenzylinders P1 - P_n steht über eine mit L1, L2, L3, L4 (Fig. 1 und 2) bzw. L1, L2, L3, L4, L5, L6 (Fig. 3) bezeichnete Einspritzdruckleitung mit dem zugehörigen Einspritzventil E1 - E_n in Verbindung. Da die motoreigene Einspritzpumpe EP nicht nur zur Steuerung der Kraftstoffeinspritzung, sondern auch zur Steuerung der Auslaßventile A1 - A_n für Bremsbetrieb dient, ist in jede zu einem Einspritzventil E1 - E_n führende Einspritzdruckleitung L1 - L_n ein steuerbares Umschaltorgan U1, U2, U3, U4 (Fig. 1 und 2) bzw. U1, U2, U3, U4, U5, U6 (Fig. 3) eingebaut, mit dem - nach entsprechender Umschaltung durch Signale von einer Steuereinrichtung 1 her - der pumpenseitig geförderte Kraftstoff als Druckmittel im Bremsbetrieb in eine zu einer Betätigungseinrichtung 2 eines Auslaßventils A1 - A_n führende Steuerdruckleitung S1, S2, S3, S4 (Fig. 1 und 2) bzw. S1, S2, S3, S4, S5, S6 (Fig. 3) einleitbar ist.

Bei der Ausführungsform, der die Motorbremsen gemäß Fig. 1 und 2 gehorchen und die 4-, 5- oder 6zylindrigen Brennkraftmaschinen zugeordnet ist, ist jede der Steuerdruckleitungen S1 - S_n mit der Betätigungseinrichtung 2 des Auslaßventils A1 - A_n jenes Zylinders Z1 - Z_n verbunden, der innerhalb der gegebenen Zündfolge um einen Zündabstand versetzt ist. Bei der der Brennkraftmaschine gemäß Fig. 1 und 2 zugrunde liegenden Zündfolge 1 - 3 - 4 - 2 bedeutet dies, daß im Bremsbetrieb durch die Kraftstoffförderung des Pumpenkolbens K1 über die Steuerdruckleitung S1 das Auslaßventil A3 des Zylinders Z3, durch die Förderung des Pumpenkolbens K2 über die Steuerdruckleitung S2 das Auslaßventil A1 des Zylinders Z1, durch die Kraftstoffförderung des Pumpenkolbens K3 über die Steuerdruckleitung S3 das Auslaßventil A4 des Zylinders Z4 und durch die Kraftstoffförderung des Pumpenkolbens K4 über die Steuerdruckleitung S4 das Auslaßventil A2 des Zylinders Z2 geöffnet wird. Die zugehörige Einspritzpumpe EP ist dahingehend gestaltet, daß ihre Förderorgane K1 - K_n mit ihren Steuernuten und -kanten 5, 6 in eine solche Position einstellbar sind (siehe Fig. 4 und 5 die jeweils oberste Darstellung für Bremsbetrieb), daß während des Bremsbetriebes unter weitestge-

hender Nutzung eines einspritzpumpenseitigen Förderhubes durch den geförderten Kraftstoff das jeweils angesteuerte Auslaßventil $A_1 - A_n$ im Bereich des unteren Totpunktes vor Verdichtung geöffnet, während des anschließenden Verdichtungs-
 5 taktet etwa bis zum Zünd-OT offen gehalten und dann wieder geschlossen wird.

Bei der zweiten Ausführungsform dagegen, der die Motorbremse gemäß Fig. 3 gehorcht und die 6- oder mehr als 6-zyldrigen Brennkraftmaschinen zugeordnet ist, ist jede von einem in der Einspritzdruckleitung $L_1 - L_n$ gegebenen Umschaltorgan $U_1 - U_n$ abgehende Steuerdruckleitung $S_1 - S_n$ mit der Betätigungseinrichtung 2 des Auslaßventiles $A_1 - A_n$ jenes Zylinders $Z_1 - Z_n$ verbunden, der innerhalb der gegebenen Zündfolge um wenigstens zwei Zündabstände versetzt ist. Bezogen auf Fig. 3 und die Zündfolge 1-6-5-3-4-2 der dort dargestellten 6-zyldrigen Brennkraftmaschine bedeutet dies, daß im Bremsbetrieb durch Kraftstoffförderung des Pumpenkolbens K_1 über die Steuerdruckleitung S_1 das Auslaßventil A_5 des Zylinders Z_5 , durch die Kraftstoffförderung des Pumpenkolbens K_2 über die Steuerdruckleitung S_2 das Auslaßventil A_6 des Zylinders Z_6 , durch die Kraftstoffförderung des Pumpenkolbens K_3 über die Steuerdruckleitung S_3 das Auslaßventil A_2 des Zylinders Z_2 , durch die Kraftstoffförderung des Pumpenkolbens K_4 über die Steuerdruckleitung S_4 das Auslaßventil A_1 des Zylinders Z_1 , durch die Kraftstoffförderung des Pumpenkolbens K_5 über die Steuerdruckleitung S_5 das Auslaßventil A_4 des Zylinders Z_4 und durch die Kraftstoffförderung des Pumpenkolbens K_6 über die Steuerdruckleitung S_6 das Auslaßventil A_3 des Zylinders Z_3 geöffnet wird. Die zugehörige Einspritzpumpe EP ist hierfür so ausgebildet, daß deren Förderorgane $K_1 - K_n$ mit ihren Steuernuten und -kanten 5,6 in eine solche Position einstellbar sind (siehe Fig. 4 und 5 die jeweils oberste Darstellung für Bremsbetrieb), daß während des Bremsbetriebes unter weitestgehender Nutzung eines einspritzpumpenseitigen Förderhubes durch den geförderten Kraftstoff das jeweils angesteuerte Auslaßventil $A_1 - A_n$ schon während des Saugtaktes vor, jedoch nahe des unteren Totpunktes geöffnet, während des anschließenden Verdichtungs-
 40 taktet etwa bis zum Zünd-OT offen gehalten und dann wieder geschlossen wird.

In allen Fällen genügt die Kraftstoffförderung der Einspritzpumpe EP verbunden mit entsprechendem Druckaufbau, um das jeweilige Auslaßventil $A_1 - A_n$ um einen kleinen Spalt, also ein kleineres Maß als beim normalen Ladungswechsel zu öffnen.

Im Vergleich mit der Kraftstoffförderung der Einspritzpumpe EP während des normalen Motorbetriebes, bei der eine Einspritzung über ein an der jeweiligen Einspritzdruckleitung $L_1 - L_n$ angeschlos-

senes Einspritzventil $E_1 - E_n$ in den zugehörigen Brennraum des zugehörigen Zylinders $Z_1 - Z_n$ am Ende des jeweiligen Verdichtungsaktes im Bereich des oberen Totpunktes erfolgt, wird durch die Kraftstoffförderung der Einspritzpumpe EP während des Bremsbetriebes

- bei einem 4-zyldrigen Motor eine um einen Zündabstand, mithin ca. 180° KW vor OT,
- bei einem 5-zyldrigen Motor eine um einen Zündabstand, mithin ca. 144° KW vor OT,
- bei einem 6-zyldrigen Motor eine um einen Zündabstand, mithin 120° KW vor OT, oder um zwei Zündabstände, mithin 240° KW vor OT, und
- bei einem mehr als 6-zyldrigen Motor eine um einen entsprechend geringeren Kurbelwinkel

versetzte Öffnung des über das umgeschaltete Umschaltorgan $U_1 - U_n$ und die anschließende Steuerdruckleitung $S_1 - S_n$ angesteuerten Auslaßventiles $A_1 - A_n$ bewirkt.

Nachstehend ist auf Einzelheiten der erfindungsgemäßen Lösung näher eingegangen.

Grundsätzlich könnte das Umschaltorgan $U_1 - U_n$ in jeder Einspritzdruckleitung $L_1 - L_n$ an beliebiger Stelle, aber nach einem Druckventil 3 eingebaut sein, das - um auch eine Druckentlastung der Steuerdruckleitung $S_1 - S_n$ im Bremsbetrieb nach Beendigung eines einspritzpumpenseitigen Förderhubes zu ermöglichen - einer in Rückströmrichtung nicht dichten Bauart gehorcht. Dieser Fall ist beispielhaft in Fig. 1 dargestellt. Alternativ hierzu kann das Umschaltorgan $U_1 - U_n$ in der jeweiligen Einspritzdruckleitung $L_1 - L_n$ vor einem Druckventil 4 eingebaut sein, das dann beliebiger Bauart sein kann, weil die Druckentlastung der Steuerdruckleitung $S_1 - S_n$ im Bremsbetrieb nach Beendigung eines einspritzpumpenseitigen Förderhubes über das zugehörige Umschaltorgan $U_1 - U_n$ in den Pumpenzylinder $P_1 - P_n$ hinein möglich ist. Dieser Fall ist in den Fig. 2 und 3 beispielhaft dargestellt.

Vorzugsweise sind das Druckventil 3 bzw. 4 und das zugehörige Umschaltorgan $U_1 - U_n$ in jeder Einspritzdruckleitung $L_1 - L_n$ möglichst nahe am jeweiligen Pumpenausgang angeordnet. Außerdem ist es möglich, bei einer Neukonstruktion der Einspritzpumpe EP die Druckventile 3 bzw. 4 und Umschalteorgane $U_1 - U_n$ als integrale Bestandteile derselben auszuführen.

Für die Förderorgan-Gestaltung der Einspritzpumpen EP und deren regelungsseitige Verstellung gibt es verschiedene Möglichkeiten, wovon zwei in den Fig. 4 und 5 dargestellt sind. Grundsätzlich sind dabei jene Steuernuten und -kanten 5, 6 an jedem der Förderorgane $K_1 - K_n$ der Einspritzpumpe EP , die im normalen Betrieb des Motors die Nullförderung (siehe Fig. 5 die jeweils zweite Darstellung von oben), die Leerlauf-Einspritzung (siehe

Fig. 4 und 5 die jeweils dritte Darstellung von oben) bis hin zur Vollast-Einspritzung (siehe Fig. 4 und 5 die jeweils unterste Darstellung) in Verbindung mit der jeweils in einen Pumpenzylinder P1 - P_n einmündenden Kraftstoff-Zuströmbohrung 7 steuern, während des Bremsbetriebes durch entsprechende Verstellung der Förderorgane K1 - K_n außer Wirkverbindung mit der jeweiligen Kraftstoff-Zuströmbohrung 7 gebracht, wodurch der volle Förderhub der Förderorgane für die Auslaßventilöffnung ausnützbar ist (siehe Fig. 4 und 5 die jeweils oberste Darstellung). Bei der Ausführungsform gemäß Fig. 4 schließt sich die Bremsbetriebsstellung der Förderorgane K1 - K_n jeweils an die Vollast-Regelstellung an, was eine verhältnismäßig aufwendige Regel- und Steuereinrichtung erfordert. Die Ausführungsform gemäß Fig. 5 dagegen erfordert eine relativ einfache Regel- und Steuereinrichtung, denn die Bremsbetriebseinstellung der Förderorgane K1 - K_n liegt jeweils vor der Nullförderstellung, so daß sich hier eine einfache, im Plus-Minus-Verfahren zwischen Bremsbetriebsstellung und Vollaststellung durchführbare Ein- bzw. Verstellung der Förderorgane K1 - K_n durchführen läßt. Letzteres ist gut aus der Bildfolge in Fig. 5 von oben nach unten erkennbar. Unabhängig von der Anordnung der Kraftstoff-Zuströmbohrung 7 erfolgt gesteuert durch die Nockenwelle beim Aufwärtshub eines in Bremsbetriebsstellung befindlichen Pumpenkolbens K1 - K_n nach Schließen der Kraftstoff-Zuströmbohrung 7 durch die Pumpenkolbenmantelfläche der für das Öffnen des zugehörigen Auslaßventiles A1 - A_n maßgebliche Druckaufbau. Das Schließen des betreffenden Auslaßventiles A1 - A_n erfolgt aber nicht wie im Einspritzbetrieb durch Absteuerung, sondern durch nockenwellenseitig gesteuerte Druckentlastung bei der Abwärtsbewegung des betreffenden Pumpenkolbens K1 - K_n.

Auch für die Ausführung der hydromechanischen Betätigungseinrichtungen 2 und deren Zuordnung zum jeweiligen Auslaßventil A1 - A_n für Bremsbetriebsbetätigung gibt es verschiedene Möglichkeiten, auf einige derselben anhand der Fig. 6 bis 9 nachfolgend näher eingegangen ist.

Allen in den Fig. 6 bis 9 dargestellten Ausführungsformen der hydromechanischen Betätigungseinrichtung 2 ist gemeinsam, daß diese einen Druckzylinder 8 mit Druckraum 9 aufweist, der an die jeweils zugehörige Steuerdruckleitung S1 - S_n angeschlossen ist und an einen Druckkolben 10 angrenzt, der für eine Öffnung des zugehörigen Auslaßventiles A1 - A_n entgegen der Kraft einer Rückstelldruckfeder 11 durch den in den Druckraum 9 eingeleiteten Kraftstoff zwischen zwei Endstellungen verschiebbar ist. Dabei kann die die Bremsbetriebsöffnungsstellung des Auslaßventiles A1 - A_n bestimmende Endstellung des Druckkolbens 10 durch einen, zum Beispiel druckzylinderin-

ternen, mechanischen Anschlag 12 (siehe Fig. 7 und 8) oder durch die Rückstelldruckfeder 11 (siehe Fig. 6 und 9) vorgegeben sein. Der Druckkolben 10 kann dabei direkt - wie aus Fig. 6 und 7 ersichtlich - entweder auf das rückwärtige Ende des Auslaßventilschaftes oder einen zugehörigen Kipphebel, Stößel bzw. eine Stoßstange wirken.

Alternativ hierzu kann der Druckkolben 10 jeder Betätigungseinrichtung 2 aber auch indirekt - siehe Fig. 8 - über ein mechanisches Übertragungsorgan 13 entweder auf das rückwärtige Ende des Auslaßventilschaftes oder einen zugehörigen Kipphebel, Stößel bzw. eine Stoßstange wirken. Dabei ist das Übertragungsorgan 13 für Auslaßventilöffnung durch in den Druckraum 9 eingeleiteten Kraftstoff über den Druckkolben 10 in Wirkposition verschiebbar, verdrehbar oder verschwenkbar und für Auslaßventilschließung nach Druckentlastung des Druckraumes 9 durch die Rückstelldruckfeder 11 wieder in eine unwirksame Rastposition zurück bewegbar. Dabei sind der Druckkolben 10 und das Übertragungsorgan 13 vorzugsweise so angeordnet, daß der Druckkolben 10 bei in Wirkposition befindlichem Übertragungsorgan 13 nicht von den am zugehörigen Auslaßventil A1 - A_n wirkenden Kräften, insbesondere Gaskräften, beaufschlagt ist. Außerdem ist durch entsprechende Gestaltung des Übertragungsorganes 13 auch eine vom Kraftstoffdruck und dessen drehzahl- und toleranzbedingten Schwankungen weitgehend unabhängige Auslaßventilöffnung herbeiführbar. Darüber hinaus sind auch Lösungen möglich, bei denen der Druckkolben 10 jeder Betätigungseinrichtung 2 indirekt über hydromechanische Übertragungsorgane entweder auf das rückwärtige Ende des Auslaßventilschaftes oder einen zugehörigen Kipphebel, Stößel bzw. eine Stoßstange wirkt. Ein solcher Fall ist in Fig. 9 dargestellt. Dabei ist im Druckzylinder 8 hinter dem Druckkolben 10 ein zweiter, die Rückstelldruckfeder 11 aufnehmender sowie über eine Druckmittelspeiseeinrichtung 14 mit Drucköl bestimmten Druckes gefüllter Servodruckraum 15 gegeben, von dem eine Steuerdruckleitung 16 zum Druckraum 17 eines Servodruckzylinders 18 führt, in dem ein Servokolben 19 entgegen der Kraft einer Rückstelldruckfeder 20 für Öffnung des Auslaßventiles A1 - A_n hydraulisch bis zu einer durch einen Anschlag 21 vorgegebenen Endstellung verschiebbar ist. Eine Schließung des geöffneten Auslaßventiles A1 - A_n erfolgt nach Druckentlastung des Druckraumes 9 und Rückstellung des Druckkolbens 10 durch die Rückstelldruckfeder 11 in dessen Ausgangsposition und die damit einhergehende Volumenvergrößerung des Druckraumes 15 sowie dann mögliche Rückführung des Servokolbens 19 durch die Rückstelldruckfeder 20 in dessen Ausgangsposition.

Die Motorbremse ist - wie die Darstellungen zeigen - mit vergleichsweise wenigen Bauteilen

und damit kostengünstig realisierbar. Sie umfaßt außer der auch als hydraulischer Geber für Bremsbetrieb fungierenden motoreigenen Einspritzpumpe die Umschaltorgane $U_1 - U_n$ sowie die Steuerdruckleitungen $S_1 - S_n$ und die hydromechanischen Betätigungseinrichtungen 2.

Mit besonderem Vorteil eignet sich die erfindungsgemäße Motorbremse auch gut für eine Nach- oder Umrüstung gegebener Brennkraftmaschinen.

Patentansprüche

1. Motorbremse bei einer 4-Takt-Brennkraftmaschine eines Nutzfahrzeuges, bei der während des Bremsbetriebes die motoreigene Einspritzpumpe als hydraulischer Geber für hydromechanische Betätigungseinrichtungen wirkt, über die während der Verdichtungstakte die Auslaßventile der Brennkraftmaschine um ein kleineres Maß als normal zeitlich befristet offen gehalten werden, wobei in jede zu einem Einspritzventil führende Einspritzdruckleitung ein steuerbares Umschaltorgan eingebaut ist, mit dem der pumpenseitig geförderte Brennstoff als Druckmittel für Bremsbetrieb in eine zur zugehörigen Auslaßventil-Betätigungseinrichtung führende Steuerdruckleitung einleitbar ist, dadurch gekennzeichnet, daß die Förderorgane ($K_1 - K_n$) der Einspritzpumpe (EP) mit ihren Steuernuten und -kanten (5, 6) in eine solche Position einstellbar sind und jede von einem in einer Einspritzdruckleitung ($L_1 - L_n$) gegebenen Umschaltorgan ($U_1 - U_n$) abgehende Steuerdruckleitung ($S_1 - S_n$) mit der Betätigungseinrichtung (2) des Auslaßventils ($A_1 - A_n$) jenes Zylinders ($Z_1 - Z_n$) verbunden ist, der innerhalb der gegebenen Zündfolge um wenigstens einen Zündabstand versetzt ist, somit während des Bremsbetriebes unter weitestgehender Nutzung eines einspritzpumpenseitigen Förderhubes durch den geförderten Kraftstoff das angesteuerte Auslaßventil ($A_1 - A_n$) im Bereich des unteren Totpunktes vor Verdichtung geöffnet, während des anschließenden Verdichtungstaktes etwa bis zum Zünd-OT offen gehalten und anschließend geschlossen wird.
2. Motorbremse nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß durch die Kraftstoffförderung der Einspritzpumpe (EP)
 - a) während des normalen Motorbetriebes eine Einspritzung in den Brennraum am Ende des Verdichtungstaktes im Bereich des Zünd-OT über ein an einer Einspritzdruckleitung ($L_1 - L_n$) angeschlossenes Einspritzventil ($E_1 - E_n$), dagegen
 - b) während des Bremsbetriebes

- bei einem 4-zyindrigen Motor eine um einen Zündabstand, mithin ca. 180° KW vor OT,
- bei einem 5-zyindrigen Motor eine um einen Zündabstand, mithin ca. 144° KW vor OT,
- bei einem 6-zyindrigen Motor entweder eine um einen Zündabstand, mithin ca. 120° KW vor OT, oder um zwei Zündabstände, mithin ca. 240° KW vor OT, und
- bei mehr als 6-zyindrigen Motoren eine um einen entsprechend geringeren Kurbelwinkel

versetzte Öffnung des über das in Bremsbetriebsstellung umgeschaltete Umschaltorgan ($U_1 - U_n$) angesteuerten Auslaßventiles ($A_1 - A_n$) bewirkt wird.

3. Motorbremse nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß jedes Umschaltorgan ($U_1 - U_n$) in der Einspritzdruckleitung ($L_1 - L_n$) an beliebiger Stelle, aber nach einem Druckventil (3) eingebaut sein kann, welches Druckventil (3) - um auch eine Druckentlastung der Steuerdruckleitung ($L_1 - L_n$) im Bremsbetrieb nach Beendigung eines einspritzpumpenseitigen Förderhubes zu ermöglichen - einer in Rückströmrichtung nicht dichten Bauart gehorcht.
4. Motorbremse nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß jedes Umschaltorgan ($U_1 - U_n$) in der jeweiligen Einspritzdruckleitung ($L_1 - L_n$) vor einem Druckventil (4) beliebiger Bauart eingebaut ist.
5. Motorbremse nach einem der Ansprüche 3 und 4, dadurch gekennzeichnet, daß das Druckventil (3, 4) und das Umschaltorgan ($U_1 - U_n$) in jeder Einspritzdruckleitung ($L_1 - L_n$) möglichst nahe am jeweiligen Pumpenausgang angeordnet ist.
6. Motorbremse nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Druckventile (3, 4) und Umschaltorgane ($U_1 - U_n$) als integrale Bestandteile der Einspritzpumpe (EP) ausgeführt sind.
7. Motorbremse nach einem der Ansprüche 1 und 2, dadurch gekennzeichnet, daß jene Steuernuten und -kanten (5, 6) an den Förderorganen ($K_1 - K_n$) der Einspritzpumpe (EP), die im normalen Betrieb des Motors die Nullförderung, die Leerlauf-Einspritzung und die Last- bis Vollast-Einspritzung in Verbindung mit Kraftstoff-Zuströmbohrungen (7) steuern, während des Bremsbetriebes durch entsprechende

- Verstellung der Förderorgane ($K_1 - K_n$) außer Wirkverbindung mit den Kraftstoff-Zuströmbohrungen (7) gebracht sind, somit der volle Förderhub der Förderorgane ($K_1 - K_n$) für ein Öffnen und Offenhalten der Auslaßventile ($A_1 - A_n$) ausnützbar ist. 5
8. Motorbremse nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß jede hydromechanische Betätigungseinrichtung (2) einen Druckzylinder (8) mit Druckraum (9) aufweist, der an die zugehörige Steuerdruckleitung ($S_1 - S_n$) angeschlossen ist und an einen Druckkolben (10) angrenzt, der für eine Öffnung des zugehörigen Auslaßventils ($A_1 - A_n$) entgegen der Kraft einer Rückstelldruckfeder (11) durch in den Druckraum (9) eingeleiteten Kraftstoff zwischen zwei Endstellungen verschiebbar ist. 10 15
9. Motorbremse nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß die die Bremsbetriebsöffnungsstellung des Auslaßventiles ($A_1 - A_n$) bestimmende Endstellung des Druckkolbens (10) durch einen, insbesondere druckzylinderinternen, mechanischen Anschlag (12) vorgegeben ist. 20 25
10. Motorbremse nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß die die Bremsbetriebsöffnungsstellung des Auslaßventiles ($A_1 - A_n$) bestimmende Endstellung des Druckkolbens (10) durch die Rückstelldruckfeder (11) vorgegeben ist. 30
11. Motorbremse nach einem der Ansprüche 8 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß der Druckkolben (10) jeder Betätigungseinrichtung (2) direkt entweder auf das rückwärtige Ende des Auslaßventilschaftes oder einen zugehörigen Kipphebel, Stößel bzw. eine Stoßstange wirkt. 35 40
12. Motorbremse nach einem der Ansprüche 8 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß der Druckkolben (10) jeder Betätigungseinrichtung (2) indirekt über ein mechanisches Übertragungsorgan (13) entweder auf das rückwärtige Ende des Auslaßventilschaftes oder einen zugehörigen Kipphebel, Stößel bzw. eine Stoßstange wirkt. 45 50
13. Motorbremse nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß das Übertragungsorgan (13) für eine Öffnung des Auslaßventiles ($A_1 - A_n$) durch den Druckkolben (10) in Wirkposition verschiebbar, verdrehbar oder verschwenkbar und für Auslaßventil-Schließung nach Druckentlastung des Druckraumes (9) durch die Rückstelldruckfeder (11) in eine unwirksame Rastposition zurückbewegbar ist, wobei bei in Wirkposition befindlichem Übertragungsorgan (13) der Druckkolben (10) nicht von den am Auslaßventil ($A_1 - A_n$) wirkenden Kräften, insbesondere Gaskräften, beaufschlagt ist und durch entsprechende Gestaltung des Übertragungsorgans (13) auch eine vom Kraftstoffdruck und dessen drehzahl- sowie toleranzbedingten Schwankungen weitestgehend unabhängige Öffnung des Auslaßventiles ($A_1 - A_n$) herbeiführbar ist. 55
14. Motorbremse nach einem der Ansprüche 8 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß der Druckkolben (10) jeder Betätigungseinrichtung (2) indirekt über hydromechanische Übertragungsorgane entweder auf das rückwärtige Ende des Auslaßventilschaftes oder einen zugehörigen Kipphebel, Stößel bzw. eine Stoßstange wirkt.
15. Motorbremse nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, daß im Druckzylinder (8) hinter dem Druckkolben (10) ein zweiter, die Rückstelldruckfeder (11) aufnehmender sowie über eine Druckmittelspeiseeinrichtung (14) mit Drucköl bestimmten Druckes gefüllter Servodruckraum (15) gegeben ist, von dem eine Steuerdruckleitung (16) zum Druckraum (17) eines Servodruckzylinders (18) führt, in dem ein Servokolben (19) entgegen der Kraft einer Rückstelldruckfeder (20) für Öffnung des Auslaßventils ($A_1 - A_n$) hydraulisch bis zu einer durch einen Anschlag (21) vorgegebenen Endstellung verschiebbar ist.

Claims

1. An engine brake in a four-stroke-cycle internal combustion engine of a commercial vehicle, in which during braking operation the injection pump of the engine acts as a hydraulic transmitting means for hydromechanical actuation devices, and during the compression stroke the exhaust valves of the internal combustion engine are held open for a limited time by the said actuation devices to a lesser extent than usual, a controllable switching member being installed in each injection pressure line leading to an injection valve, and by means of the said switching member the fuel conveyed by the pump can be introduced as a pressure means for braking operation into a control pressure line leading to the associated exhaust-valve actuation device, **characterised in that** the pumping members ($K_1 - K_n$) and the control grooves and edges (5, 6) thereof for the injection pump (EP) can be adjusted to such a position, and each control pressure line ($S_1 -$

S_n) branching off from a switching member ($U_1 - U_n$) provided in an injection pressure line ($L_1 - L_n$) is connected to the actuation device (2) for the exhaust valve ($A_1 - A_n$) of that cylinder ($Z_1 - Z_n$) which is offset by at least one ignition gap within the given ignition sequence, so that during braking operation, making the greatest possible use of a pressure stroke of the injection pump, the driven exhaust valve ($A_1 - A_n$) is opened by the pumped fuel in the region of the bottom dead-centre prior to compression, is held open during the subsequent compression stroke approximately until the ignition top dead-centre and is then closed.

2. An engine brake in accordance with claim 1, **characterised in that** by means of the fuel pumped by the injection pump (EP):

a) during normal engine operation, injection into the combustion chamber is brought about at the end of the compression stroke in the region of the ignition top dead-centre via an injection valve ($E_1 - E_n$) connected to an injection pressure line ($L_1 - L_n$); and in contrast

b) during braking operation there is brought about offset opening of the exhaust valve ($A_1 - A_n$) driven by the switching member ($U_1 - U_n$) switched into braking-operation position, the opening being offset by:

- an ignition gap, consequently approximately 180° crank angle before the top dead-centre, in a 4-cylinder engine,
- an ignition gap, consequently approximately 144° crank angle before the top dead-centre, in a 5-cylinder engine,
- either by an ignition gap, consequently approximately 120° crank angle before the top dead-centre, or by two ignition gaps, consequently approximately 240° crank angle before the top dead-centre, in a 6-cylinder engine, and
- by a correspondingly reduced crank angle in engines with more than 6 cylinders.

3. An engine brake in accordance with claim 1, **characterised in that** each switching member ($U_1 - U_n$) can be installed in the injection pressure line ($L_1 - L_n$) at any point downstream of a pressure valve (3), of a constructional type which is not sealed in the direction of return flow, in order to allow pressure relief of the control pressure line ($L_1 - L_n$) [*sic* - $S_1 - S_n$] during braking operation after the end of a

pressure stroke of the injection pump.

4. An engine brake in accordance with claim 1, **characterised in that** each switching member ($U_1 - U_n$) is installed in the respective injection pressure line ($L_1 - L_n$) upstream of a pressure valve (4) of any constructional type.
5. An engine brake in accordance with one of claims 3 and 4, **characterised in that** the pressure valve (3, 4) and the switching member ($U_1 - U_n$) are arranged in each injection pressure line ($L_1 - L_n$) as near as possible to the respective pump output.
6. An engine brake in accordance with claim 5, **characterised in that** the pressure valves (3, 4) and switching members ($U_1 - U_n$) are produced as integral components of the injection pump (EP).
7. An engine brake in accordance with one of claims 1 and 2, **characterised in that** those control grooves and control edges (5, 6) on the pumping members ($K_1 - K_n$) of the injection pump (EP), which during normal engine operation control zero delivery, idling injection and load to full-load injection in connection with fuel delivery bores (7), are brought out of active connection with the fuel delivery bores (7) during braking operation by corresponding displacement of the pumping members ($K_1 - K_n$), so that the full pressure stroke of the pumping members ($K_1 - K_n$) can be used for opening and keeping open the exhaust valves ($A_1 - A_n$).
8. An engine brake in accordance with claim 1, **characterised in that** each hydromechanical actuation device (2) has a pressure cylinder (8) with a pressure chamber (9), and the said cylinder is connected to the associated control pressure line ($S_1 - S_n$) and adjoins a pressure piston (10) which, for opening the associated exhaust valve ($A_1 - A_n$) is displaceable between two end positions against the force of a restoring compression spring (11) by means of fuel introduced into the pressure chamber (9).
9. An engine brake in accordance with claim 8, **characterised in that** the end position of the pressure piston (10) determining the open position of the exhaust valve ($A_1 - A_n$) for braking operation is pre-set by a mechanical stop device (12), particularly one inside a pressure cylinder.
10. An engine brake in accordance with claim 8, **characterised in that** the end position of the

pressure piston (10) determining the open position of the exhaust valve (A1 - A_n) for braking operation is pre-set by the restoring compression spring (11).

11. An engine brake in accordance with one of claims 8 to 10, **characterised in that** the pressure piston (10) of each actuation device (2) acts directly either on the rear end of the exhaust valve stem or an associated rocker arm, tappet or push rod. 5
12. An engine brake in accordance with one of claims 8 to 10, **characterised in that** the pressure piston (10) of each actuation device (2) acts indirectly via a mechanical transmission member (13) either on the rear end of the exhaust valve stem or an associated rocker arm, tappet or push rod. 10 15
13. An engine brake in accordance with claim 12, **characterised in that** for opening the exhaust valve (A1 - A_n), the transmission member (13) is displaceable into an active position, rotatable or pivotable by means of the pressure piston (10), and for closure of the exhaust valve after pressure relief of the pressure chamber (9), the said transmission member is movable back into an inactive catch position by means of the restoring compression spring (11), and when the transmission member (13) is in active position the pressure piston (10) is not acted upon by the forces - more particularly gas forces - acting on the exhaust valve (A1 - A_n), and by means of corresponding formation of the transmission member (13) it is possible to effect opening of the exhaust valve (A1 - A_n), the opening being as far as possible independent of fuel pressure and of fluctuations therein brought about by engine speed and tolerance. 20 25 30 35 40
14. An engine brake in accordance with one of claims 8 to 10, **characterised in that** the pressure piston (10) of each actuation device (2) acts indirectly via hydromechanical transmission members either on the rear end of the exhaust valve stem or an associated rocker arm, tappet or push rod. 45
15. An engine brake in accordance with claim 14, **characterised in that** a second servo pressure chamber (15) is provided in the pressure cylinder (8) behind the pressure piston (10), the said chamber receiving the restoring compression spring (11) and being filled with oil at a certain pressure via a pressure-medium feed device (14), and a control pressure line (16) leads from the said chamber (15) to the pres- 50 55

sure chamber (17) in a servo pressure cylinder (18), inside which a servo piston (19) is hydraulically displaceable against the force of a restoring compression spring (20) up to an end position pre-set by a stop device (21), in order to open the exhaust valve (A1 - A_n).

Revendications

1. Frein moteur pour un moteur à combustion interne à quatre temps d'un véhicule utilitaire, selon lequel, pendant le mode de freinage, la pompe d'injection propre au moteur fonctionne comme capteur hydraulique d'organes de manoeuvre hydromécaniques par lesquels, pendant le temps de compression, les soupapes d'échappement du moteur à combustion interne sont maintenues ouvertes pendant un temps déterminé, suivant une ouverture inférieure à l'ouverture normale, et chaque conduite de pression d'injection reliée à un injecteur comprenant un organe de commutation commandé qui permet de fournir le carburant transféré du côté de la pompe comme fluide comprimé pour le mode de freinage dans une conduite de pression de commande reliée à l'organe de manoeuvre de la soupape associée, caractérisé en ce que les organes de transfert (K1-K_n) de la pompe d'injection (EP) peuvent être réglés avec leurs rainures et arêtes de commande (5, 6) dans une position telle et en ce que chaque conduite de pression de commande (S1-S_n) partant d'un organe de commutation (U1-U_n) monté dans une conduite de pression d'injection (L1-L_n) est reliée à l'organe de manoeuvre (2) de la soupape d'échappement (A1-A_n) de chaque cylindre (Z1-Z_n) qui dans l'ordre donné des allumages est décalé d'au moins un intervalle d'allumage si bien que pendant le mode de freinage, en utilisant dans la mesure la plus large la course de transfert du côté de la pompe d'injection, le carburant transféré maintient la soupape d'échappement (A1-A_n) ouverte, dans la zone du point mort bas, avant la compression, et la maintient ouverte pendant le temps de compression consécutif, sensiblement jusqu'au point mort haut d'allumage puis ferme la soupape. 10 15 20 25 30 35 40 45 50 55
2. Frein moteur selon la revendication 1, caractérisé en ce que le transfert de carburant par la pompe d'injection EP :
 - a) pendant le mode de fonctionnement normal du moteur assure une injection dans la chambre de combustion à la fin du temps de compression, au niveau du point mort haut d'allumage par un injecteur (E1-E_n) re-

- lié à une conduite de pression d'injection (L1-L_n),
- b) alors que pendant le mode de freinage on a une ouverture décalée de la soupape d'échappement (A1-A_n) commandée par l'organe de commutation (U1-U_n) passé en position de mode de freinage, le décalage étant défini comme suit :
- pour un moteur à 4 cylindres, le décalage correspond à un intervalle d'allumage de l'ordre de 180° d'angle de vilebrequin avant le point mort haut,
 - pour un moteur à 5 cylindres, il s'agit d'un intervalle d'allumage d'environ 144° d'angle de vilebrequin avant le point mort haut,
 - pour un moteur à 6 cylindres il s'agit soit d'un intervalle d'allumage de l'ordre de 120° d'angle de vilebrequin avant le point mort haut ou de deux intervalles d'allumage, c'est-à-dire d'environ 240° d'angle de vilebrequin avant le point mort haut et
 - pour des moteurs à plus de 6 cylindres on a un angle de vilebrequin réduit de manière correspondante.
3. Frein moteur selon la revendication 1, caractérisé en ce que chaque organe de commutation (U1-U_n) est monté dans la conduite d'injection (L1-L_n) à un endroit quelconque mais en aval d'une soupape de pression (3), cette soupape (3) permettant une décharge en pression de la conduite de pression de commande (L1-L_n) en mode de freinage, à la fin de la course de transfert du côté de la pompe d'injection, pour une construction non étanche dans le sens d'un écoulement en retour.
 4. Frein moteur selon la revendication 1, caractérisé en ce que chaque organe de commutation (U1-U_n) est monté dans la conduite de pression d'injection respective (L1-L_n), avant la soupape de pression (4) de construction quelconque.
 5. Frein moteur selon l'une des revendications 3 et 4, caractérisé en ce que la soupape de pression (3, 4) et l'organe de commutation (U1-U_n) sont montés dans la conduite de pression d'injection (L1-L_n) aussi près que possible de la sortie de pompe respective.
 6. Frein moteur selon la revendication 5, caractérisé en ce que les soupapes de pression (3, 4) et les organes de commutation (U1-U_n) sont réalisés sous la forme de composants intégrés à la pompe d'injection (EP).
 7. Frein moteur selon l'une des revendications 1 et 2, caractérisé en ce que chaque rainure et arête de commande (5, 6) des organes de transfert (K1-K_n) de la pompe d'injection (EP) qui commande en mode de fonctionnement normal du moteur, le transfert zéro, l'injection de ralenti et l'injection de charge jusqu'à l'injection de pleine charge en liaison avec les perçages d'alimentation de carburant (7), sont mis hors de coopération avec les perçages d'alimentation en carburant (7) par un déplacement correspondant des organes de transfert (K1-K_n) pendant le fonctionnement en mode de freinage, pour que toute la course de transfert des organes de transfert (K1-K_n) serve à l'ouverture et au maintien ouvert des soupapes d'échappement (A1-A_n).
 8. Frein moteur selon la revendication 1, caractérisé en ce que chaque installation de manoeuvre (2) hydromécanique comprend un cylindre de pression (8) avec une chambre de pression (9) à laquelle est reliée la conduite de pression de commande (S1-S_n) correspondante et à laquelle est adjacent un piston de pression (10) qui peut coulisser entre deux positions de fin de course pour l'ouverture de la soupape d'échappement (A1-A_n) correspondante contre la force développée par un ressort de rappel (11), par le carburant introduit dans la chambre de pression (9).
 9. Frein moteur selon la revendication 8, caractérisé en ce que la position de fin de course du piston de pression (10) définissant la position d'ouverture du mode de freinage de la soupape d'échappement (A1-A_n) est prédéterminée par une butée mécanique (12), notamment interne au cylindre de pression.
 10. Frein moteur selon la revendication 8, caractérisé en ce que la position de fin de course du piston de pression (10) définissant la position d'ouverture du mode de freinage de la soupape d'échappement (A1-A_n) est prédéterminée par le ressort de compression de rappel (11).
 11. Frein moteur selon l'une des revendications 8 à 10, caractérisé en ce que le piston de pression (10) de chaque organe de manoeuvre (2) agit soit directement sur l'extrémité arrière de la tige de la soupape d'échappement, soit sur un culbuteur, poussoir ou tige de poussée correspondants.
 12. Frein moteur selon l'une des revendications 8 à 10, caractérisé en ce que le piston de pression (10) de chaque organe de manoeuvre (2)

agit indirectement par un organe de transmission mécanique (13) soit sur l'extrémité arrière de la tige de la soupape d'échappement, soit sur un culbuteur, poussoir ou tige de poussée correspondants.

5

- 13.** Frein moteur selon la revendication 12, caractérisé en ce que l'organe de transmission (13) peut être coulissé, tourné ou basculé en position active pour l'ouverture de la soupape d'échappement (A1-A_n) par le piston de pression (10) et pour la position de fermeture de la soupape d'échappement après décharge en pression de la chambre de pression (9) être rappelé par le ressort de compression de rappel (11) qui le met dans une position de repos, non active, et en position active de l'organe de transmission (13), le piston de pression (10) n'est pas sollicité par les efforts et en particulier les forces développées par le gaz agissant sur la soupape d'échappement (A1-A_n) et par une conception correspondante de l'organe de transmission (13) on assure une ouverture de la soupape d'échappement (A1-A_n) très largement indépendante de la pression du carburant et de ses variations provoquées par la vitesse de rotation ou par les tolérances.

10

15

20

25

- 14.** Frein moteur selon l'une des revendications 8 à 10, caractérisé en ce que le piston de pression (10) de chaque organe de manoeuvre (2) agit soit indirectement par des organes de transmission hydromécaniques sur l'extrémité arrière de la tige de la soupape d'échappement, soit sur un culbuteur poussoir ou tige de poussée correspondante.

30

35

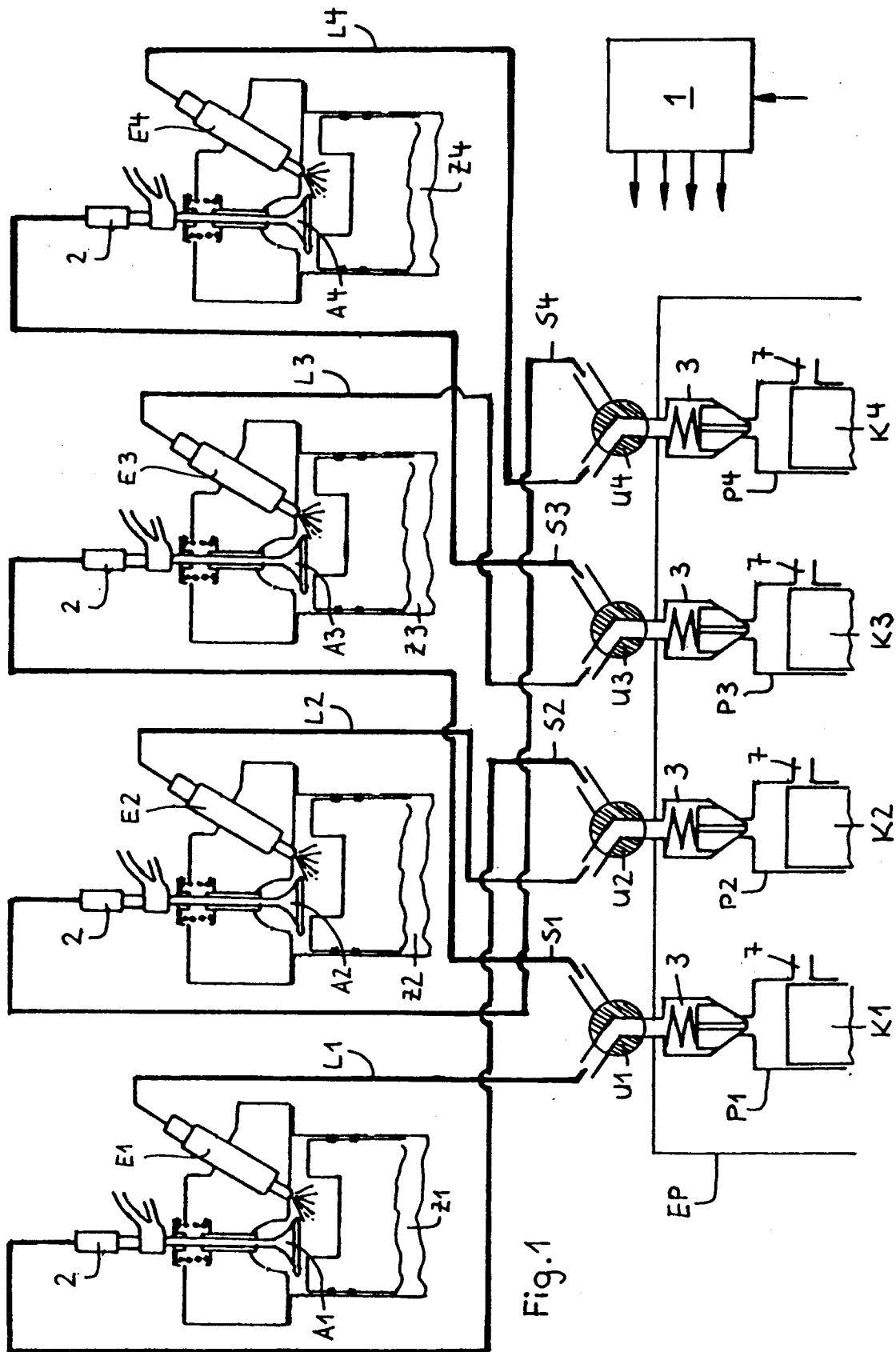
- 15.** Frein moteur selon la revendication 14, caractérisé en ce que dans le cylindre de compression (8), derrière le piston de compression (10), il y a une seconde chambre de pression d'asservissement (15) remplie d'huile à une certaine pression, par une installation d'alimentation en fluide sous pression (14), et recevant le ressort de compression de rappel (11) et une conduite de pression de commande (16) relie la chambre de pression d'asservissement à la chambre de pression (17) d'un cylindre de pression d'asservissement (18) dans lequel un piston d'asservissement (19) est coulissé contre la force d'un ressort de compression de rappel (20) pour l'ouverture de la soupape d'échappement (A1-A_n), hydrauliquement jusqu'à une position de fin de course prédéterminée par une butée (21).

40

45

50

55



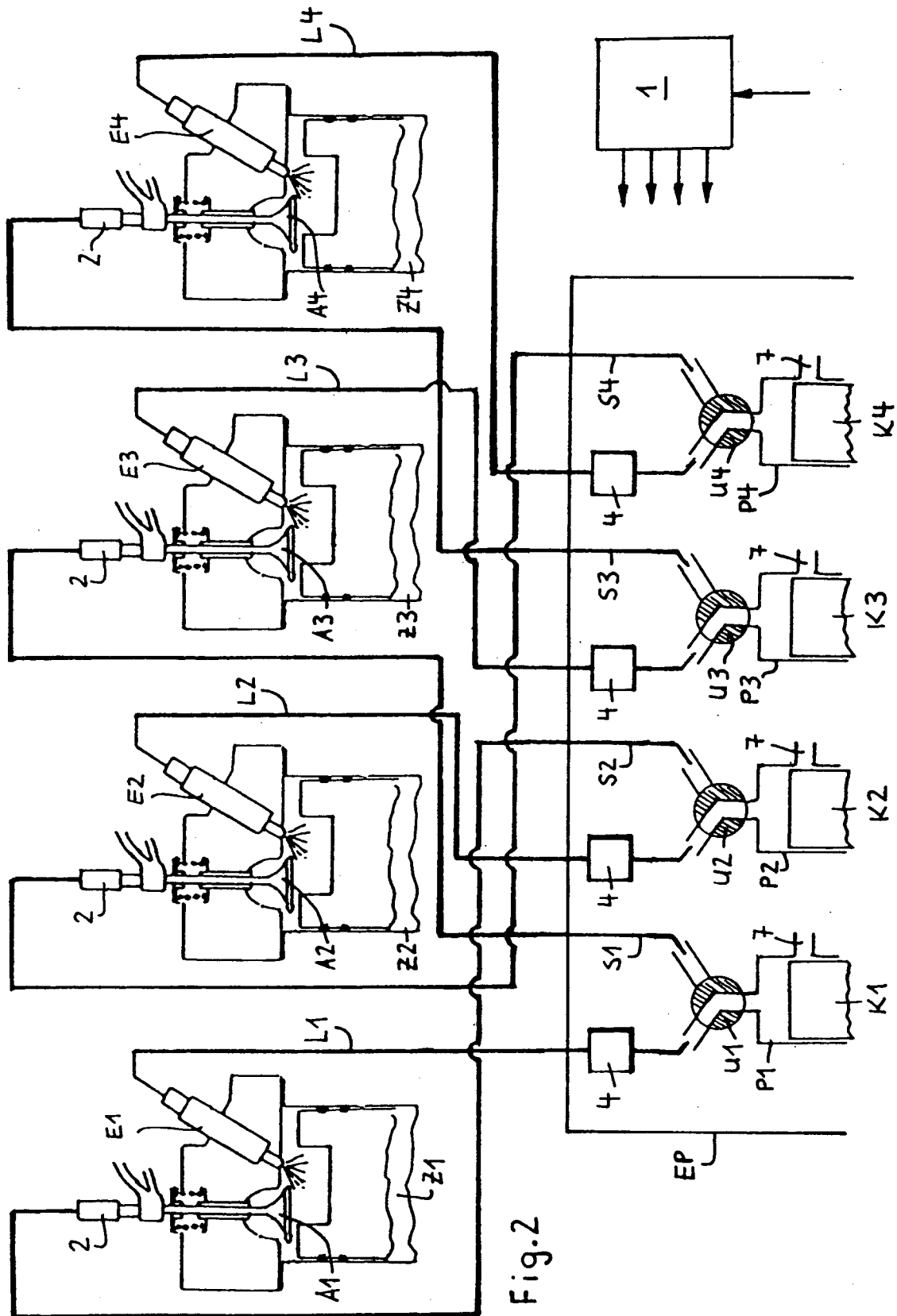


Fig. 2

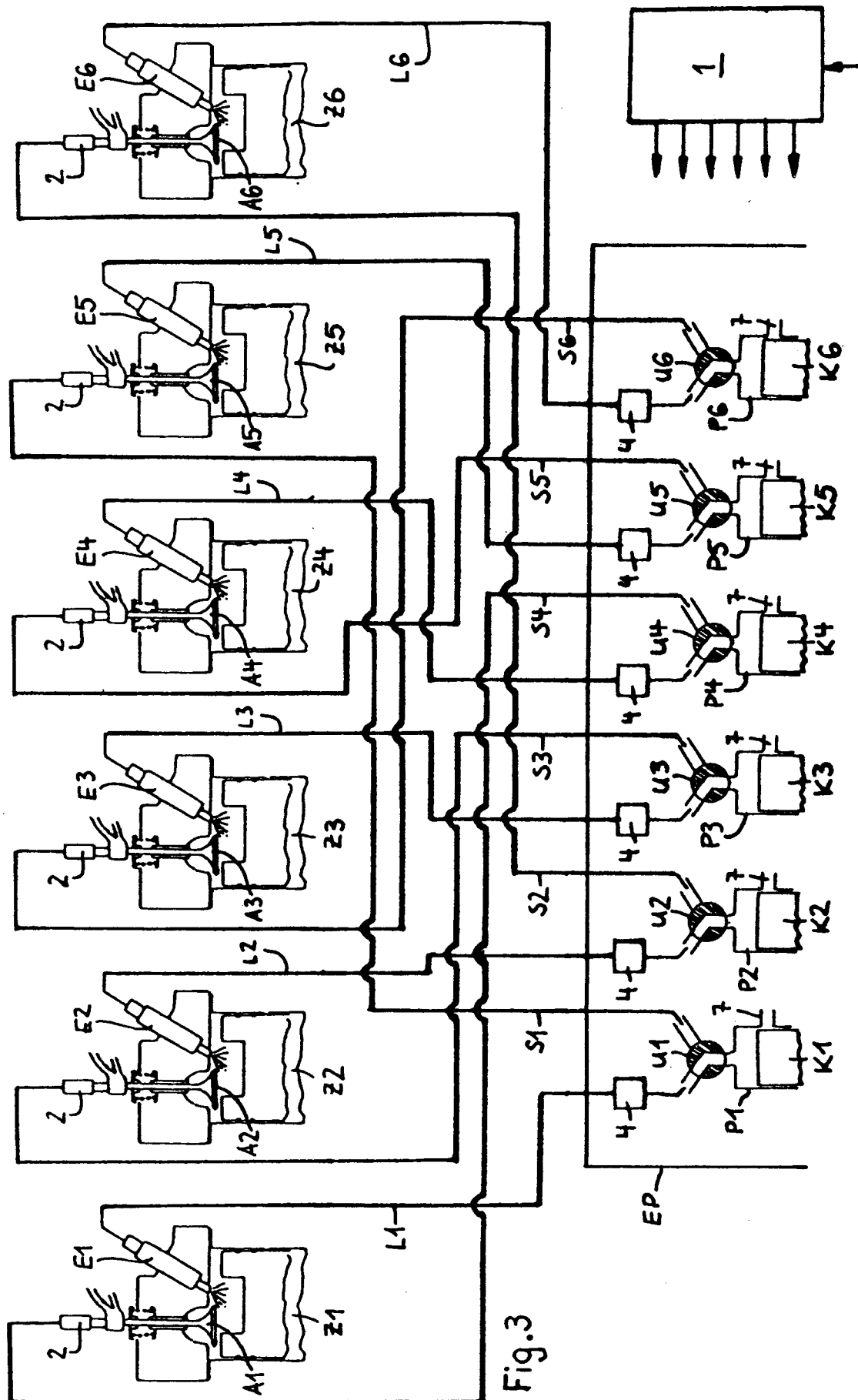


Fig. 3

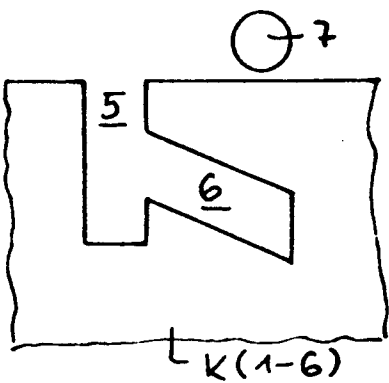
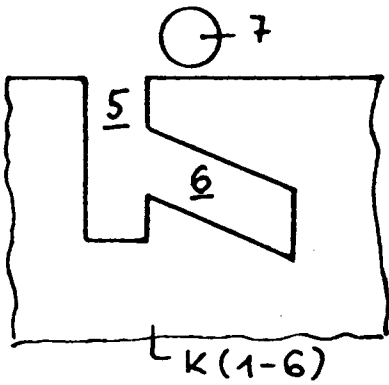
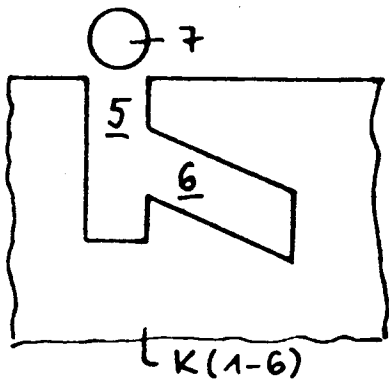
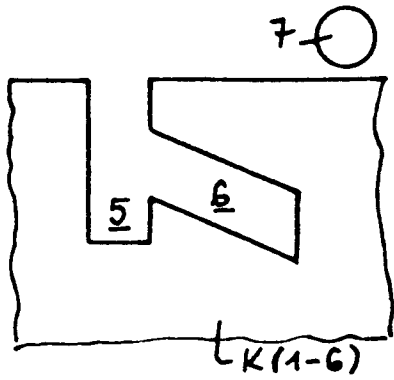


Fig. 4

Fig. 5

