



STATE OF NEW YORK

COUNTY OF NEW YORK

|

)

)

)

)

ss

CERTIFICATION

This is to certify that the attached translation is to the best of my knowledge and belief a true and accurate translation from German into English of the attached German Patent DE19838862A1.

Edward J. Jacob
Divergent Language Solutions, LLC

State of New York

County of New York

Subscribed to and sworn before me this 15 day of November, 20 22

by Edward J. Jacob.

Notary Public



183 Madison Avenue, Suite 416 | New York, NY 10016 | p 917.979.4513 | f 415.525.4313
600 California Street, 11th Floor | San Francisco, CA 94108 | p 415.400.4538 | f 415.525.4313

divergent@divergentls.com | www.divergentls.com

Mercedes EX1006, Page 1 of 44

Mercedes v. Westport

IPR2023-00352

①⑨ FEDERAL REPUBLIC ①② **Unexamined Patent**
OF GERMANY ⑩ **DE 19838862 A 1**



**GERMAN PATENT
AND TRADEMARK
OFFICE**

②① Application No.: 198 38 862.4
②② Filing Date: August 26, 1998
④③ Publication Date: March 9, 2000

⑤① Int. Cl.⁷:
G 01 F 13/00
B 05 B 9/047
F 15 B 1/00
F 15 B 15/00
F 02 M 51/06
F 02 M 47/06

DE 198 38 862 A 1

⑦① Applicant:
Siemens AG, 80333 Munich, Germany

⑦② Inventor:
Kappel, Andreas, Grad. Physicist, Dr., 81369 Munich, DE; Mock,
Randolf, Grad. Physicist, Dr., 81739 Munich, DE; Meixner, Hans,
Prof. Grad. Physicist, Dr., 85540 Haar, DE; Gottlieb, Bernhard,
Grad. Physicist, Dr., 85764 Oberschleißheim, Germany

⑤⑥ Documents cited in opposition:
DE 195 19 762 A1
DE 43 06 072 A1

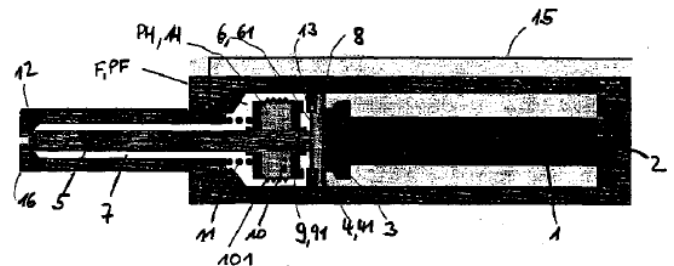
The following information is taken from documents submitted by the applicant.

Request for examination submitted in accordance with § 44 PatG

⑤④ Metering Device

⑤⑦ Metering device, comprising

- a housing (2) having a piezo actuator (1) placed in its interior space,
- a hydraulic chamber (8), which is bordered by a separating element (4, 41, 42) on the primary side and a separating element (6, 61, 62) on the secondary side and is filled with a hydraulic liquid (14) and subdivides the interior space of the housing (2) into a fluid chamber (7) filled under pressure with a fluid (F) and a space for the piezo actuator (1),
- a valve needle (5) in the fluid chamber (7), which is connected to the separating element (6, 61, 62) on the secondary side,
- a hydraulic accumulator (10), which is filled with the hydraulic liquid (14) and has an exterior wall (101), which is at least partially flexible and is connected to the valve needle (5),
- a throttled connecting line (9, 91, 92), connecting the hydraulic accumulator (10) to the hydraulic chamber (8), so that
- a rapid movement of the piezo actuator (1) can be transferred hydraulically with transformation of the lift to the separating element (6, 61, 62) on the secondary side and therefore to the valve needle (5) via the separating element (4, 41, 42) on the primary side and the hydraulic chamber (8)
- a pressure (PT) in the hydraulic chamber (8) can be adjusted relatively slowly to a resulting pressure (PH) in the hydraulic accumulator (10) by means of a throttled connecting line (9, 91, 92),
- opening and closing of a valve (16) for metered dispensing of a fluid (F) can be controlled by the movement of the valve needle (5).



DE 198 38 862 A 1

Description

The present invention relates to a device and a method for metering a fluid.

Direct injection of fuel into the combustion chamber of an engine is an effective measure for achieving a further reduction in fuel consumption and exhaust emissions. A special combustion method that can be implemented only with a greatly improved fuel injector is required to avoid the disadvantages associated with direct injection. Therefore, due to the very short time for processing the fuel mixture, high-pressure injection of fuel, even repeatedly under some circumstances, is indicated to ensure adequate processing of the mixture and stratification of the charge in the combustion chamber.

However, high-precision metering of a small amount of fuel at high injection pressure using a conventional electromagnetic injector is possible only to a limited extent due to a comparatively slow response time, for example. Therefore, there is interest in using a very fast-switching actuator, e.g., a piezoelectric, electrostrictive or magnetostrictive actuator, for operation of a fuel injector.

However, high demands are made of the metering device because of the given boundary conditions in integration of a piezoelectric drive instead of an electromagnetic drive. The following are often required, for example:

- retaining the established designs as much as possible,
- retaining a valve that opens inwardly,
- increasing the piezoelectric lift by lengthening the lift,
- sealing the piezo actuator with respect to the fluid to be metered,
- functionality over a wide temperature range (e.g., 40°C to +150°C),
- functionality over a wide range of injection pressures (e.g., 0-250 bar in the case of a gasoline injector),
- fail safety in a short circuit or a line break,
- a lifetime of $\geq 2 \cdot 10^9$ actuations.

So far there has not been a satisfactory solution to the problem points listed above, in particular for a high-pressure gasoline injector.

US Patent 4,725,002 relates to a metering valve for metering liquids and gases, comprising a device only for damping and equalizing a thermal change in length of a piezo actuator. This device consists of a damping space and an equalizing space that are connected to one another by an annular gap. The damping space is arranged between a housing and a piezo actuator on the primary side. The piezo actuator drives a valve needle directly.

The object of the present invention is to provide a metering device by means of which precise metering of even small amounts of liquid can be achieved even at a high injection pressure.

This object is achieved by the features of claims 1 and 23.

The idea of the present invention is based on the use of a fast-switching metering device, which itself uses a closed hydraulic lift transformer that largely equalizes the pressure and has an integrated hydraulic accumulator.

The primary drive is a piezoelectric actuator, which is placed in a housing and supported on the interior wall of the housing. This interior space is subdivided by a hydraulic chamber into a fluid chamber and a space for the piezoelectric actuator.

The hydraulic chamber is bordered by a separating element on the primary side and a separating element on the secondary side, e.g., a membrane, a piston or bellows. It is filled with a hydraulic liquid, e.g., synthetic or mineral fats, oils or mercury under an admission pressure.

The fluid chamber, which is pressurized with a fluid, contains a valve needle connected to the secondary membrane. Opening and closing of a valve can be controlled by the lift of the valve needle, so that fluid can be dispensed from the fluid chamber in a metered manner.

The valve needle is connected to a hydraulic accumulator, which is also filled with the hydraulic liquid and has an exterior wall that is at least partially flexible. The hydraulic accumulator and the hydraulic chamber are interconnected by a throttled connecting line, for example, by a throttle bore in the valve needle.

Movement of the piezo actuator is transferred to the separating element on the secondary side and thus to the valve needle via the separating element on the primary side and the hydraulic chamber. A pressure difference that builds up between the hydraulic chamber and the hydraulic accumulator can be equalized relatively slowly through the throttled connecting line. Therefore, if a pressure difference is established rapidly on actuation of the primary drive, it is transferred essentially without any damping from the separating element on the primary side to the separating element on the secondary side.

The connection of the hydraulic chamber to the hydraulic accumulator via the throttled connecting line advantageously yields complete compensation of temperature-induced changes in length and volume as well as settling effects of the piezo actuator, thereby enabling functionality in a broad temperature range from at least -40°C to 150°C.

Since the hydraulic liquid is under an admission pressure, it yields the advantage that the piezo actuator is under a compressive prestress. This is advantageous in particular with a ceramic or ceramic-like piezo actuator, because these actuators are destroyed especially easily by tensile stress. This results in a long lifetime of $\geq 2 \cdot 10^9$ actuations for such a metering device.

In addition, a spring element such as a tube spring or a disk spring may be provided for the compressive prestress of the piezo actuator, so that the compressive prestress of the piezo actuator is advantageously assured even when the fluid or hydraulic liquid is under a low pressure.

Use of a low-voltage PMA (PMA = piezoelectric multilayer actuator) is advantageous because of its low control voltage, its high mechanical stiffness and its short switching times, among other things.

It is also conceivable to use an electrostrictive or magnetostrictive actuator because of the rapid operating times.

Using the separating element on the primary side and that on the secondary side advantageously makes it possible to adjust any desired hydraulic lift transformation. To transform the lift (lift ratio >1) between the primary drive and the valve needle, the surface of the separating element on the primary side that is exposed to the hydraulic liquid is designed to be larger than the side of the separating element on the secondary side that is exposed to the hydraulic fluid.

A typical lift transformation between the separating element on the secondary side and the separating element on the primary side is between 1.5 : 1 and 10 : 1, in particular 6 : 1. However, it is also conceivable to have a reduction in lift (lift ratio < 1) or a transformation of lift without any change in lift ratio (lift ratio = 1).

In addition, an inverted piezo hydraulic operating mode for commutation of motion is advantageously possible with the help of the hydraulic chamber under a compressive prestress, thus making it possible to retain inwardly opening metering. However, the hydraulic metering device can also be used for actuating outwardly opening valves with a suitable design of this system.

Furthermore, control even down into the range of negative voltages (i.e., opposite the direction of polarity) is also possible due to the compressive prestress of the piezo actuator, thus advantageously yielding an improved piezo lift. The negative control voltage is typically in a range of up to 30% of the possible positive control voltage.

Parasitic force shunting of the membranes is advantageously prevented when using a piston guided in a bore.

In addition, due to its compact design, this metering device achieves the result that existing designs for metering devices can be retained.

Furthermore, very fast switching times of typically 10 μ s to 100 μ s are possible due to use of the piezo actuator.

This metering device is naturally not limited to fuel injection, e.g., gasoline injection, diesel injection or methane injection for a gasoline engine. Many other applications are also conceivable, such as controlling a hydraulic valve. For example, such a hydraulic valve can be used for controlling a brake system or for metering for an active vibration damper.

The fluid may be a liquid such as water or a gas such as compressed air. When using the metering device for fuel injection, the fluid is advantageously a liquid such as gasoline, diesel, kerosene, petroleum or alcohol or a gas such as methane or blood.

In the following exemplary embodiments, the metering device is illustrated schematically in greater detail:

Fig. 1 shows a metering device,

Fig. 2 shows an operating mode of the metering device,

Fig. 3 shows a deflection of a piezo actuator,

Fig. 4 shows another metering device,

Fig. 5 shows another metering device,

Fig. 6 shows various dynamic variables,

Fig. 7 shows the plot of dynamic variables in a typical application.

Fig. 1 illustrates a sectional diagram in a side view of one embodiment of a metering device.

A piezo actuator 1, which is supported with one end face on the bottom of the interior wall of a housing 2, serves as the drive. The piezo actuator 1 is embodied as a low-voltage PMA. With its other end face, the piezo actuator 1 is in contact via a pressure ram 3 with a separating element 4 on the primary side, which is embodied as a primary membrane 41. Use of a primary membrane 41 yields the advantage of a simple design, actuation that is largely free of wear and a strong hydraulic seal.

A separating element 6 on the secondary side in the form of a secondary membrane 61 is situated a short distance away on the primary membrane 41. The space enclosed by the primary membrane 41 and the secondary membrane 61 is referred to as the hydraulic chamber 8, to which pressure is applied with a hydraulic liquid 14. The hydraulic chamber 8 serves to transfer power between the primary membrane 1 and the secondary membrane 61.

The interior space of the housing 2 is subdivided by the hydraulic chamber 8 into a fluid chamber 7 and a space for the piezo actuator 1. The fluid chamber 7 is acted upon with fluid F, such as fuel, under pressure through a fluid feed 15.

The secondary membrane 61 is connected to a valve needle 5 situated in the fluid chamber 7. Opening and closing of the valve 16 are controlled by the lift of the valve needle 5, which is in contact with a valve sealing seat 12 in the closed state.

A hydraulic accumulator 10 is connected to the valve needle 5. The hydraulic accumulator 10 has an exterior wall 101, which is at least partially flexible, and is connected to the hydraulic chamber 8 by a throttled connecting line 9, which is embodied here in the form of a throttle bore 91 that is present in the valve needle 5.

The effect of the hydraulic accumulator 10 is that a long-term change in pressure of the hydraulic liquid 14, caused by a change in temperature, for example, does not have any significant effect on the function of the drive, because the basic pressure P0 in the hydraulic accumulator 10 is kept almost constant.

Thus, an increase in temperature leads to an increase in pressure PT in the hydraulic chamber 8, whereas a change in volume in the hydraulic accumulator 10 takes place without a significant increase in pressure due to expansion of the at least partially flexible exterior wall 101. This difference in pressure between the hydraulic chamber 8 and the hydraulic accumulator 10 results in an equalization of hydraulic liquid 14 through throttle bore 91 until the pressure PT in the hydraulic chamber 8 has dropped back to the basic pressure P0.

Due to the complete linkage of the hydraulic accumulator 10 to the valve needle 5, mechanical deformations in the hydraulic accumulator 10 caused by a variable pressure PF in the fluid F in the fluid chamber 7 and the resulting forces induced at the linkage points of the hydraulic accumulator 10 do not have a significant influence on the function (i.e., the balance of forces) of the drive.

The throttle bore 91 is calibrated so that rapid changes in pressure PT in the hydraulic chamber 8 due to the triggering of the piezo actuator 1 are reduced only gradually.

The hydraulic system consisting of the hydraulic accumulator 10, the hydraulic chamber 8 and the throttle bore 91 is hermetically sealed (in particular with respect to the fluid F) and is filled once, preferably with a synthetic oil, under pressure, preferably a basic pressure P0 in the range of 10-50 bar. The synthetic oil has the advantage that it is inert and free of wear and shows only a minor change in viscosity with an increase in temperature.

The restoring force in effect due to the basic pressure P0 on the secondary membrane 61 is suitably compensated by a spring element 11, e.g., a spiral compression spring, namely in such a way that, on the one hand, an adequate closing force is available for keeping the valve needle 5 sealed in the valve sealing seat 12 and, on the other hand, the valve seating force is limited to a level at which damage to the valve sealing seat 12 is ruled out. The lift of the valve needle 5 is limited by a stop 13.

The compressive force applied to the pressure ram **3** and the piezo65 actuator **1** due to the basic pressure P_0 of the hydraulic system (and optionally due to the pressure P_F of the fluid F) over the primary membrane **41** serves to reset the elements on the primary side **1, 3** and to prevent damage to the piezo actuator **1** due to tensile stress. In addition, a tube spring acting on the pressure ram **3** is70 advantageously used for the compressive prestress on the piezo actuator **1** and for resetting the elements on the primary side **1, 3** (not illustrated). The tube spring is attached to the housing **2** at one end and to the primary piston **42** at the other end and surrounds the piezo actuator **1**. 75

A hydraulic conversion of lift from the piezo actuator **1** to the valve needle **5** is achieved by a suitable design of the pressure-active surfaces of primary membrane **41** and secondary membrane **61**, i.e., the primary membrane **41** usually has a larger hydraulically active diameter than the secondary membrane **61**. A lift conversion80 of $6 : 1$ is preferred when the lift of the piezo actuator **1** is $40\text{ }\mu\text{m}$ and the lift of the valve needle **5** is $240\text{ }\mu\text{m}$.

However, depending on requirements, the lift may remain the same or be reduced.

When fluid chamber **7** is full, the pressure P_F of the fluid F in the85 fluid chamber **7** is superimposed additively on the basic pressure P_0 of the hydraulic accumulator **10** due to the flexibility of the at least partially flexible exterior wall **101** of the hydraulic accumulator **10**. Therefore, the pressure P_H of the hydraulic liquid **14** in the hydraulic accumulator **10** amounts to the additive pressure90 $P_0 + P_F$. On the other hand, the pressure P_H in the hydraulic accumulator **10** is also applied in the hydraulic chamber **8** via the throttle bore **91**, so the pressure difference between the hydraulic chamber **8** and the fluid chamber **7**, which drops over the secondary membrane **61**, is independent of P_F . This ensures a static hydraulic95 closing force on the valve needle **5** that is independent of P_F . At a pressure P_F of $0\text{--}250\text{ bar}$, typically 100 bar , and with the primary membrane **41** having a pressure-active surface area of more than 100 mm^2 , there is an optimal, very high and path-independent mechanical compressive prestress on the piezo actuator **1**. For100 example, when the diameter of the piezo actuator **1** is 16 mm and $P_F = 100\text{ bar}$, a compressive prestress of 2210 N is obtained on the piezo actuator **1**. This minimizes any parasitic mechanical flow mechanism due to gap suspension, for example.

Metering is performed, for example, in the following steps, which105 are explained on the basis of gasoline injection into an internal combustion engine:

The fluid chamber **7** is not under pressure in the basic state and the valve needle **5** is held with a seal in the valve seat **12** due to the basic pressure P_0 in the hydraulic chamber **8** (typically $P_0 = 25\text{ bar}$)10 acting on the secondary membrane **61**. The piezo actuator **1** is discharged and/or short-circuited.

To start an internal combustion engine, first a fluid F , gasoline here, is delivered into the fluid chamber **7** at a pressure $P_F = 3\text{ bar}$. Therefore, the pressure P_H in the hydraulic accumulator **10** and15 thus the pressure P_T in the hydraulic chamber **8** increase slightly to 28 bar . However, the differential pressure over the secondary membrane **61** between the hydraulic chamber **8** and the fluid chamber **7** remains constant.

To prepare for a metering operation, the piezo actuator **1** is20 charged to its rated operating voltage U_0 (by an electrical connection that is not shown here) and is kept in the charged state. The axial expansion of the piezo actuator **1** associated with charging (longitudinal effect in the d_{33} direction) results in a rise in pressure P_T in the hydraulic chamber **8** and consequently to a25 additive closing force on the valve needle **5**. The pulse shape of the electric signal required for charging is not critical here.

The pressure P_T in the hydraulic chamber **8** drops back to its original pressure level of $P_T = P_H = 28\text{ bar}$ within a short period of time with a time constant (typically $0.1\text{ s--}1\text{ s}$), which is determined by the geometry of the throttle bore **91** and the viscosity of the hydraulic liquid **14**. The reason for this is that the hydraulic accumulator **10** remains at the original pressure level $P_H = 28\text{ bar}$ due to a change in volume because of its partially flexible wall. However, the piezo actuator **1** and the pressure ram **3** and the primary membrane **41** driven by the ram are now in the maximum deflected position (typical lift = $20\text{--}60\text{ }\mu\text{m}$).

Starting from this position, the metering device can be opened by brief discharging of the piezo actuator **1**, where the injection time is proportional to the discharge time of the piezo actuator **1**.

Rapid discharging causes the piezo actuator **1** to contract by the amount of its deflection at no load, which results in a drop in pressure in the hydraulic chamber **8** to below the standard pressure level $P_H = P_0 + P_F$ and a corresponding pressure difference over the secondary membrane **61**. The resulting force leads to a displacement of the secondary membrane **61** and the valve needle **5** attached to it in the direction of piezo actuator **1**, so the valve needle **5** is lifted up from the valve sealing seat **12**. This causes the valve **16** to be opened, and fluid F flows out of the fluid chamber **7** through an opening in the housing **2**.

To advantageously increase the reproducibility of the injection quantity, the lift of the valve needle **5** is limited to defined amounts by a stop **13**.

During the opening time of the metering device, the pressure P_T of the hydraulic chamber **8** is gradually adapted to the pressure P_H of the hydraulic accumulator **10**, so that automatic drift-type closing of the metering device begins after a certain period of time. This ensures optimum failure behavior in the event of a short circuit or a line break to the piezo actuator **1**.

The required injection times of typically 0.05 ms to 10 ms can be achieved easily by suitable adjustment of the flow resistance in the throttle bore **91** to the viscosity of the hydraulic liquid **14** over the entire temperature range. A synthetic oil with a viscosity that has a low dependence on temperature is advantageously used here.

To actively terminate the metering operation, the piezo actuator **1** is again charged to the rated operating voltage U_0 and therefore the valve needle **5** attached to the secondary membrane **61** is moved back into the valve sealing seat **12**. Slight overfilling of the hydraulic chamber **10** due to the hydraulic liquid **14** flowing into the hydraulic chamber during the opening phase of the valve **16** advantageously supports complete closing of the valve **16** without bouncing.

After the engine has reached an idling speed, for example, by means of a mechanically driven gasoline high-pressure pump, the pressure in the fluid chamber **7** is increased through the inlet line **15**, typically to 100 bar and typically within $1\text{--}2\text{ seconds}$. Thus, the entire closed hydraulic system is charged to a pressure of $P_H = 125\text{ bar}$ by the hydraulic accumulator **10**. However, the differential pressure over the secondary membrane **61** remains constant at 25 bar .

To prevent unwanted opening of the metering device during the buildup of pressure P_F , the equalizing process between the hydraulic accumulator **10** and the hydraulic chamber **8** must proceed more rapidly than the pressure buildup in the high-pressure system. On the other hand, the throttle resistance and viscosity of the hydraulic liquid **14** must be adjusted to one another so that the required injection time is reliably achieved.

Both are possible here with no problem. There is optionally the possibility of suitably reducing the rate of pressure increase in the high-pressure system by throttling or by means of storage volume (not illustrated). The higher level of the pressure P_F and the higher differential pressure that occurs with charging and/or discharging of the piezo actuator **1** in principle permit an even faster metering operation (typically t_{on} and $t_{off} < 75 \mu s$).

When the engine is stopped, the capacitive piezo actuator **1** (typically $C \approx 2.5 \mu F$) is first kept in the charged state, i.e., the injector remains closed. The piezo actuator **1** is discharged and reset slowly by means of a high-value leak resistor (e.g., $1 M\Omega$ in parallel with the piezo actuator **1**), which can remain permanently in the signal path, so that opening of the metering device is ruled out.

Fig. 2 shows a typical operating sequence of a metering device on the basis of a voltage U (ordinate) applied to a piezo actuator **1** and plotted as a function of time t (abscissa).

In the basic state, the voltage is at a basic level or ground ("Grd."), for example, 0 V. To establish operational readiness ("get ready"), the voltage U is raised to a rated operating voltage U_0 . For metering ("injection"), the voltage U is returned to the basic level, e.g., by turning off the piezo actuator **1**, and then is run back up to the rated operating voltage U_0 after a holding time.

Fig. 3 shows a diagram of the deflection A of the piezo actuator **1** in μm plotted as a function of the voltage U in volts applied to it. The curve, which does not have any arrows, describes a run through the positive and negative operating voltage of the piezo actuator **1**, which is repolarized (reversal of polarization). The characteristic line used for the piezo actuator **1** is shown as loops labeled with arrows.

The relative change in length $\Delta l/l$ of a piezo actuator **1** of the length l , which is based on the piezoelectric d_{33} length effect, is typically 0.10%-0.14%. To avoid reversal of polarity, the piezo actuator **1** is traditionally operated only with a positive operating voltage in the direction of polarization (area shown in hatching). In this unipolar mode of operation, there is a positive change in length Δl_n at a voltage difference ΔU_n .

On the other hand, the expanded operating range of the piezo actuator **1**, which is under a compressive prestress, permits brief modulation into the negative voltage range. Therefore, a much greater relative change in length Δl_i up to $0.3 \Delta l_n$ is achieved with a corresponding voltage difference ΔU_i . Before repolarization, however, the operating voltage is run up again. The expanded operating range yields an advantage with regard to the size of the actuator and the manufacturing costs. Such a type of operation is allowed because the piezo actuator **1** is being repolarized most of the time (during the injection pauses) due to the applied rated operating voltage U_0 .

Fig. 4 shows another embodiment of the metering device as a side view in a sectional diagram.

The separating element **4** on the primary side and the separating element **6** on the secondary side are embodied here in the form of a primary piston **42** and secondary piston **62**, which are guided in the bore in the housing **1**.

The primary piston **42** sits with one end face in contact with the piezo actuator **1** and with its end face opposite the piezo actuator **1** in contact with the hydraulic chamber **8**.

On the side opposite the primary piston **42**, the hydraulic chamber

8 is bordered by the secondary piston **62**. The hydraulic accumulator **10** is formed by the flexible exterior wall **101** and the housing. The valve needle **5** extends through the hydraulic chamber **8**, the fit **92** between the housing **2** and the secondary piston **62**, throttled and hydraulically connected to the hydraulic chamber **8**. The fit **92** in the form of an annular gap has the function of a flow resistor. It corresponds to the function of the throttle bore **91**.

The partially flexible exterior wall **101** of the hydraulic accumulator **10** is secured on the housing **2** and on the valve needle **5**. The force exerted by the pressure P_0 and/or P_H in the hydraulic accumulator **10** on the at least partially flexible exterior wall **101** is compensated by a spring element **11**, preferably a spiral compression spring, to the extent that there remains a closing force sufficient to hold the valve **16** tightly. This is accomplished by the fact that the spring element **11**, which is under pressure, is supported on the housing **2** and on the valve needle **5**.

In contrast with the use of a membrane, the double piston drive advantageously does not have any parasitic force shunting, so the hydraulic efficiency is higher.

The fit between the housing **2** and the primary piston **42** is preferably sealed hydraulically by a gasket **17**, preferably made of an elastomer material, so that no hydraulic liquid **14** reaches the piezo actuator **1**. The gasket **17** is installed with a high degree of pressing in a groove on the primary piston **42** to ensure a high hydraulic stiffness. Due to the small lift of the piezo actuator **1**, the gasket **17** merely undergoes elastic deformation, so that advantageously there is no sliding friction that could cause wear on the gasket **17**. In addition to a gasket **17**, a bead of metal or rubber, for example, may also be used.

The primary piston **42** is fitted into the housing **2** with a very small lateral play (typically with a gap in the range of a few micrometers). This minimizes the effect of the pressure peaks occurring in the hydraulic chamber **8** on the gasket **17**. To prevent migration of the gasket **17** into the gap, an additional supporting ring may also be provided (not illustrated). Likewise, the secondary piston **62** is also fitted into the housing with a small lateral play.

The position of the piezo actuator **1** can be adjusted on the housing side by means of a washer **18** that is displaceable along the bore and by a displacement device **19**, e.g., a screw in contact with the former.

The functioning of this exemplary embodiment is basically similar to the operation of the exemplary embodiment illustrated in **Fig. 1**. Bending of the membranes **41**, **61** here is replaced by a displacement of the pistons **42**, **62**. The pressure ram **3** is omitted in this exemplary embodiment.

Fig. 5 shows another exemplary embodiment of the metering device as a sectional diagram in a side view. A combined piston and membrane hydraulic transformation of lift is used here.

The elements on the primary side, i.e., the piezo actuator **1**, the pressure ram **3** and the primary membrane **41** correspond to the elements shown in **Fig. 1**. The elements on the secondary side, such as the secondary piston **62**, the hydraulic accumulator **10** and the fit **92** correspond to the respective elements from **Fig. 4**. The operation of this exemplary embodiment corresponds to that of the elements described with respect to **Fig. 1** and **Fig. 4**.

Any other combination of suitable separating elements **4**, **6** may also be used, e.g., by means of metal bellows or tubing. 65

Fig. 6 shows state variables of the metering device, plotted as a function of time t , in establishing operational readiness (**Fig. 6a** and **6b**) and during a prolonged voltage drop on the piezo actuator **1** (**Fig. 6c** and **6d**).

Fig. 6a shows the voltage U which is applied to the piezo actuator **1**, and which rises from a base level $U = 0$ V from a time $t = 0$ s to the rated operating voltage U_0 .

Fig. 6b shows the closing force F_N (max. approx. 88 N) additionally acting on the valve needle **5** due to the actuation of the piezo actuator **1** in **Fig. 6a** in the initial charging of the piezo actuator **1**. This closing force F_N drops to less than 10% of the maximum value within 20 ms.

Fig. 6c shows the voltage U applied to the piezo actuator **1**, plotted as a function of the time t for a prolonged voltage drop.

The voltage U drops from the rated operating voltage U_0 to the base level, for example, for opening the valve **16** or in a failure of the voltage U on the piezo actuator **1**, and then rises back to U_0 at $t = 0.25$ s.

Fig. 6d shows the diagram of the lift uV of the valve needle **5** belonging to **Fig. 6c**, plotted as a function of time t . One can see clearly the automatic drift of the valve needle **5** back within 140 ms in the case of an extremely long operating time, as would occur in a malfunction of the piezo actuator, for example.

Fig. 7 illustrates the expected switching behavior on the basis of the pressure PT in Mpa occurring in the hydraulic chamber **8** (**Fig. 7a**) and the corresponding force F_N on the valve needle **5** in any units (**Fig. 7b**), each plotted as a function of the same time

Fig. 7a shows at the beginning of the plot a pressure PT corresponding to the basic pressure P_0 in the hydraulic chamber **8** of approx. 3 MPa (at the left), where the fluid chamber **7** is operated without pressure (section I). A first pressure peak a with a pressure increase to PT of 13 MPa and a following pressure drop are created based on the initial charging of the piezo actuator **1**.

As the time t progresses further (in the direction toward the right), pressure fluctuations for metering processes Z in a pressureless state of the fluid chamber **7** (section I) and metering processes L , M during a pressure buildup (section II) in the fluid chamber **7** are shown. When a desired high pressure state (section III) has been reached in the fluid chamber **7**, there is a greater load on the hydraulic chamber **8**, for example, in that the piezo actuator **1** is subjected to a higher voltage or is triggered more rapidly. In the high-pressure state, the risk of cavitation in the hydraulic chamber **8** is of course not negligible. It can be seen that the size of the pressure fluctuations in sections I and II is kept essentially constant.

After turning off the engine, there is a pressure drop c down to the basic pressure $P_0 = 3$ Mpa in the hydraulic chamber **8**.

Fig. 7b shows the force F_N on the valve needle **5**, plotted in a manner similar to the plot in **Fig. 7a**.

After an initial closing force $F_{N,0}$ on the valve needle **5**, there is a force peak d , which is similar to the pressure peak a of the pressure PT in the initial charging of the piezo actuator **1**.

The subsequent fluctuations in the force F_N are in turn similar and correspond to the pressure fluctuations in the pressure PT . The plus or minus sign with F_N corresponds to opening and closing of the valve **16**. In contrast with the pressure PT , the force F_N is independent of the pressure PF of the fluid F in the fluid chamber **7**. This shows clearly the advantageous effect of the hydraulic accumulator **10** for rapid and precise control of the metering of fluid. After turning off the internal combustion engine, the force F_N on the valve needle **5** drops back to the initial closing force $F_{N,0}$.

The primary drive of the metering device is of course not limited to a piezo actuator. A suitable electrostrictive or magnetostrictive actuator may also be used.

The shape of the metering device is not limited to the shape illustrated in the exemplary embodiments. For example, it is possible to deviate from a shape that is mostly axially symmetrical, but this usually means that a loss of efficiency must be accepted.

For example, the piezo actuator may be arranged obliquely on the separating device on the primary side (**4**, **41**, **42**), or the separating device on the primary side (**4**, **41**, **42**), and the separating device on the secondary side (**6**, **61**, **62**) may be offset laterally to one another or arranged at an angle.

Patent Claims

1. A metering device, comprising
 - a housing (**2**) having an actuating drive in its interior space,
 - a hydraulic chamber (**8**), which is bordered by a separating element on the primary side (**4**, **41**, **42**) and a separating element on the secondary side (**6**, **61**, **62**) and is filled with a hydraulic liquid (**14**) and separates the interior space of the housing (**2**) into a fluid chamber (**7**) that can be filled with a fluid (F) under pressure and a space for the actuating drive,
 - a valve needle (**5**) in the fluid chamber (**7**), which is connected to the separating element on the secondary side (**6**, **61**, **62**),
 - a hydraulic accumulator (**10**) that is filled with the hydraulic liquid (**14**) and has an at least partially flexible exterior wall (**101**) connected to the valve needle (**5**),
 - a throttled connecting line (**9**, **91**, **92**), which connects the hydraulic accumulator (**10**) to the hydraulic chamber (**8**),
 - a rapid movement of the actuating drive can be transferred hydraulically via the separating element on the primary side (**4**, **41**, **42**) and the hydraulic chamber (**8**) to the separating element on the secondary side (**6**, **61**, **62**) and thus to the valve needle (**5**),
 - a pressure (PT) in the hydraulic chamber (**8**) can be adapted gradually to a pressure (PH) in the hydraulic accumulator (**10**) by means of the throttled connecting line (**9**, **91**, **92**),
 - opening and closing of a valve (**16**) can be controlled by the movement of the valve needle (**5**) for metered dispensing of the fluid (F).
2. The device according to claim 1, wherein the rapid movement of the actuating drive can be transferred hydraulically to the separating element on the secondary side (**6**, **61**, **62**) with transformation of the lift.
3. The device according to any one of claims 1 to 2, wherein the actuating drive is a piezo actuator (**1**), an electrostrictive actuator or a magnetostrictive actuator.
4. The device according to any one of claims 1 to 3, wherein the separating element on the primary side (**4**) is a primary membrane (**41**).
5. The device according to claim 4, wherein a pressure ram (**3**) is mounted between the actuating drive and the primary membrane (**41**).
6. The device according to any one of claims 1 to 3, wherein the separating element on the primary side (**4**) is a primary piston (**42**), which is mounted displaceably in a bore in the housing (**2**).

7. The device according to claim 6, wherein the fit between the primary piston (42) and the housing (2) can be sealed hydraulically by means of a gasket (17).

8. The device according to any one of the preceding claims, wherein the separating element on the secondary side (6) is a secondary membrane (61).

9. The device according to claim 8, wherein the throttled connecting line (9) can be implemented in the form of a throttle bore (91) that is passed through the valve needle (5).

10. The device according to any one of claims 8 to 9, wherein the hydraulic accumulator (10)

- is formed by the flexible exterior wall (101) and a part of the valve needle (5) and

- is situated inside the fluid chamber (7).

11. The device according to any one of claims 1 to 9, wherein the separating element on the secondary side (6) is a secondary piston (62), which is mounted displaceably in another bore in the housing (2).

12. The device according to claim 11, wherein the throttled connecting line (9) can be implemented in the form of a fit (92) that is subject to leakage between the secondary piston (62) and the housing (1).

13. The device according to any one of claims 11 to 12, wherein the hydraulic accumulator (10)

- is formed by the flexible exterior wall (101), a part of the wall of the fluid chamber (7) and a part of the valve needle (5), and

- is mounted on the housing (2) and the valve needle (5).

14. The device according to any one of the preceding claims, wherein a force exerted on the valve needle (5) by the separating element on the secondary side (6) can be at least partially compensated by means of at least one spring element (11).

15. The device according to claim 14, wherein the spring element (11) is mounted in the fluid space (7) and is supported on the housing (2) on the one hand and on the exterior wall of the hydraulic accumulator (10) on the other hand.

16. The device according to any one of the preceding claims, wherein a tube spring or disk spring is provided for compressive prestressing of the actuating drive.

17. The device according to any one of the preceding claims, wherein the hydraulic liquid (14) is a synthetic oil.

18. The device according to any one of the preceding claims, wherein the valve needle (5) is in sealing contact with a valve sealing seat when in the closed state, so that the fluid chamber (7) can be sealed with respect to an exterior space.

19. The device according to any one of the preceding claims, wherein the actuating drive is a multilayer piezo actuator (1).

20. The device according to any one of the preceding claims, wherein the lift of the valve needle (5) can be limited by a stop (13).

21. The device according to any one of the preceding claims for fuel injection.

22. The device according to claim 21, wherein the fluid (F) is gasoline, diesel, kerosene, petroleum, alcohol or methane.

23. A method for metering fluid, wherein

- the interior space of a housing (2) is subdivided by a hydraulic chamber (8) into a fluid chamber (7) and a space for an actuating drive, wherein the hydraulic chamber (8) is bordered by a separating element on the primary side (4, 41, 42) and a separating element on the secondary side (6, 61, 62) and is acted upon by a hydraulic liquid (14) under pressure,

- a valve needle (5) situated in the fluid chamber (7) is connected to the separating element on the secondary side (6, 61, 62),

- a hydraulic accumulator (10) that is provided with a partially flexible exterior wall is filled with the hydraulic liquid (14) and is connected to the valve needle (5),

- the hydraulic accumulator (10) is connected hydraulically to the hydraulic chamber (8) by a throttled connecting line (9, 91, 92),

- a rapid movement of the actuating drive is transmitted hydraulically to the separating element on the secondary side (6, 61, 62) and thus to the valve needle (5) by means of the separating element on the primary side (4, 41, 42) and the hydraulic chamber (8),

- a pressure (PT) in the hydraulic chamber (8) is adjusted relatively slowly to a resulting pressure (PH) in the hydraulic accumulator (10) via the throttled connecting line (9, 91, 92),

- opening and closing of a valve (16) for metered dispensing of fluid (F) is controlled by means of the movement of the valve needle (5).

24. The method according to claim 23, wherein

- the actuating drive is elongated in the resting position, so that the hydraulic chamber (8) is compressed, and the separating element on the secondary side (6, 61, 62) is moved in the direction of the fluid chamber (7), so that the valve needle (5) closes the valve (16),

- at the start of a metering operation, the actuating drive is contracted, so that the pressure on the hydraulic chamber (8) is released, so that the separating element on the secondary side (6, 61, 62) is moved in the direction of the hydraulic chamber (8), thereby causing the valve needle (5) to open the valve (16) and fluid (F) to be dispensed in a metered fashion from the fluid chamber (7) into the exterior space,

- to terminate the metering operation, the actuating drive is elongated, thereby compressing the hydraulic chamber (8) again, so that the separating element on the secondary side (6, 61, 62) is moved in the direction of the fluid chamber (7), and therefore the valve needle (5) closes the valve (16).

25. The method according to claim 23 or 24, wherein the rapid movement of the piezo actuator (1) is transferred hydraulically to the separating element on the secondary side (6, 61, 62) with a transformed lift.

26. The method according to any one of claims 23 to 25, wherein a piezo actuator (1), an electrostrictive actuator or a magnetostrictive actuator is used as the actuating drive.

27. The method according to any one of claims 23 to 26, wherein the separating element on the primary side (4) is a primary membrane (41), whose deflection is controlled by the movement of the actuating drive.

28. The method according to any one of claims 23 to 26, wherein the separating element on the primary side (4) is a primary piston (41), whose displacement is controlled by the movement of the actuating drive.

29. The method according to any one of claims 23 to 28, wherein the separating element on the secondary side (6) is a secondary membrane (61), whose deflection is controlled by the pressure of the hydraulic liquid (14) in the hydraulic chamber (8).

30. The method according to any one of claims 23 to 28,
wherein the separating element on the secondary side **(6)** is a
secondary piston **(62)**, whose deflection is controlled by the
pressure of the hydraulic liquid **(14)** in the hydraulic chamber
(8).

31. The method according to any one of claims 23 to 30,
wherein a basic pressure (P0) of the hydraulic liquid **(14)** is 10
to 50 bar.

32. The method according to any one of claims 23 to 31,
wherein a pressure (PF) of the fluid (F) is 0 to 250 bar.

33. The method according to any one of claims 23 to 32,
wherein the piezo actuator **(1)** is deflected by 20 µm to 60 µm.

34. The method according to any one of claims 23 to 33,
wherein the valve needle **(5)** is deflected by 60 µm to 360 µm.

Plus 5 pages of drawings

- Blank page -

FIG 1

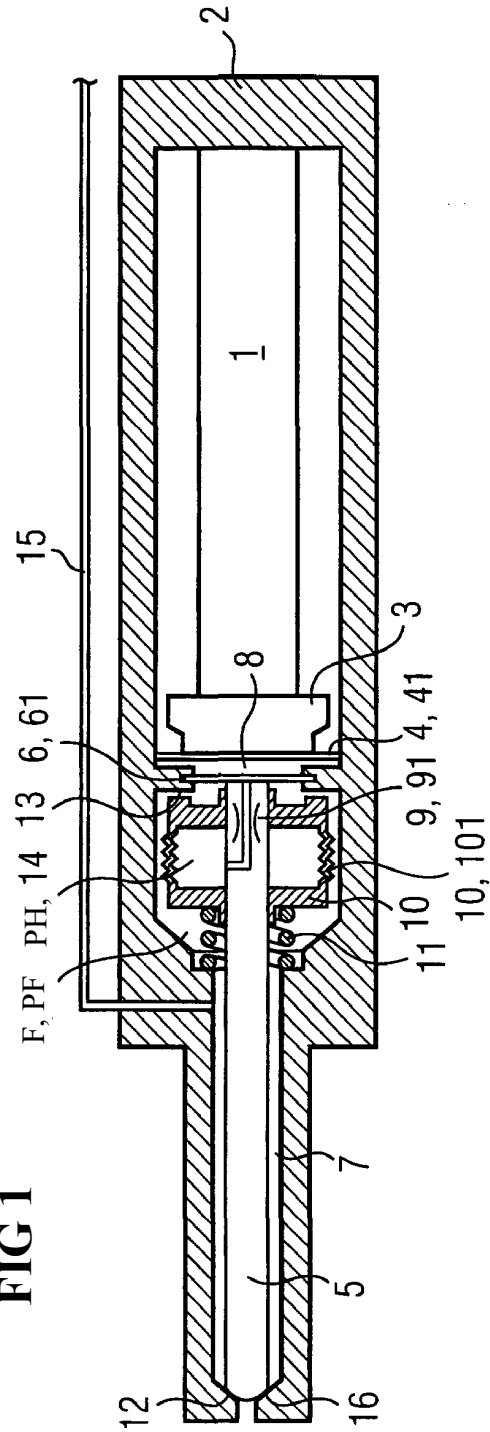


FIG 2

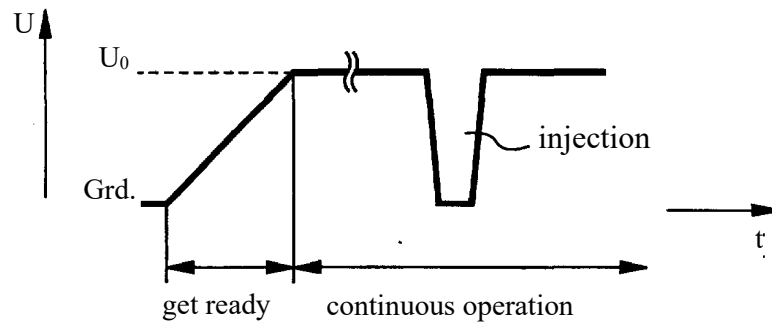


FIG 3

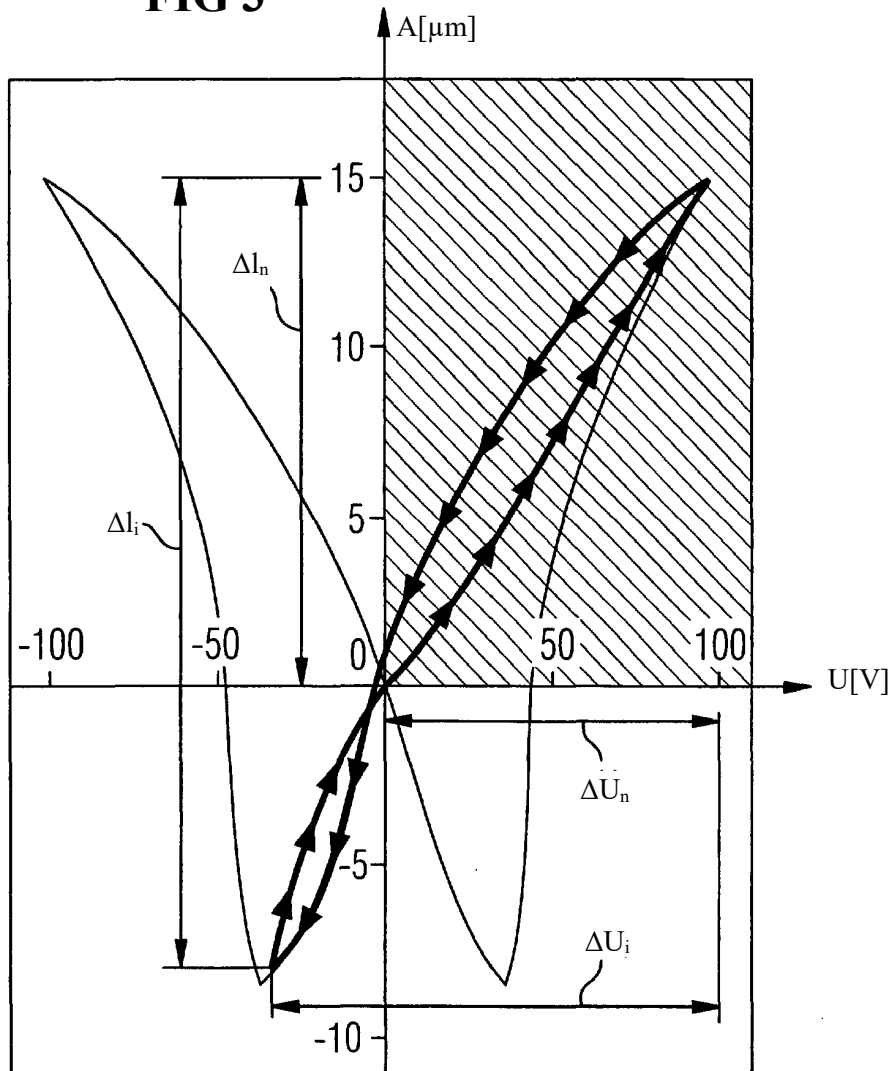


FIG 6a

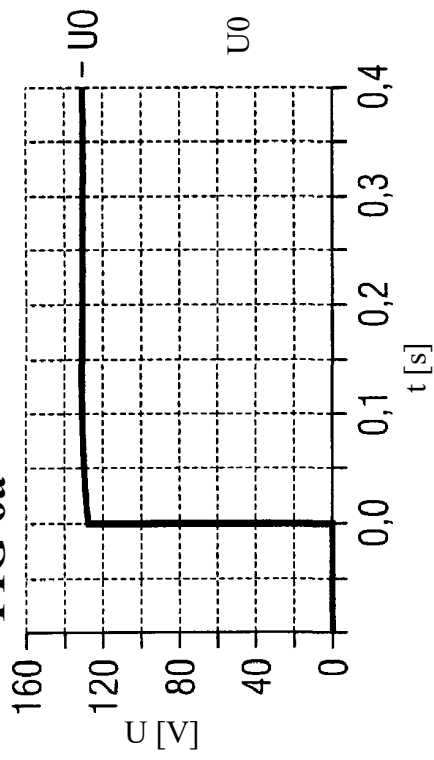


FIG 6c

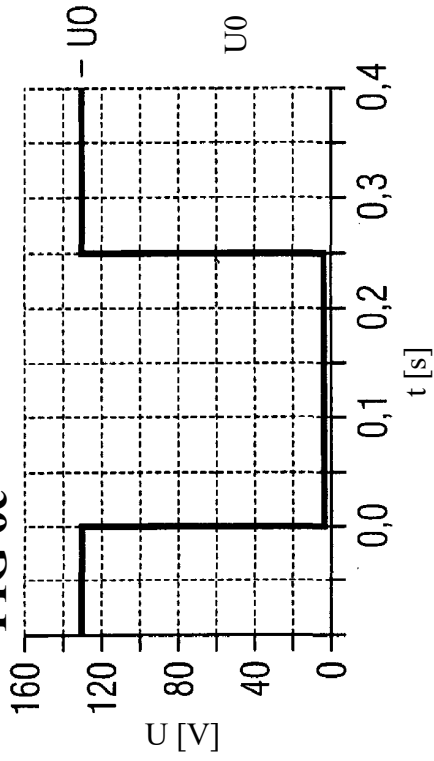


FIG 6b

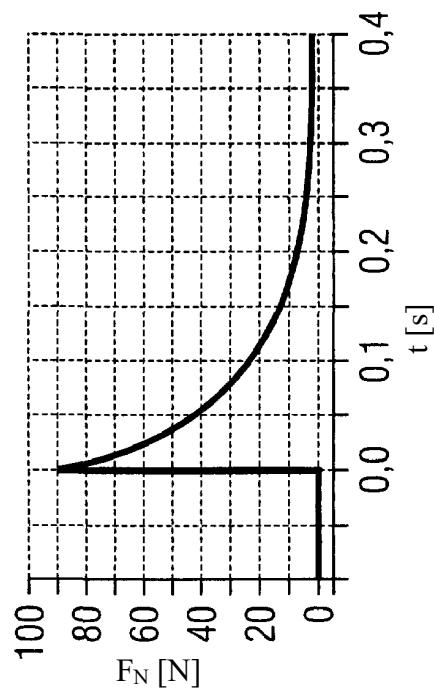
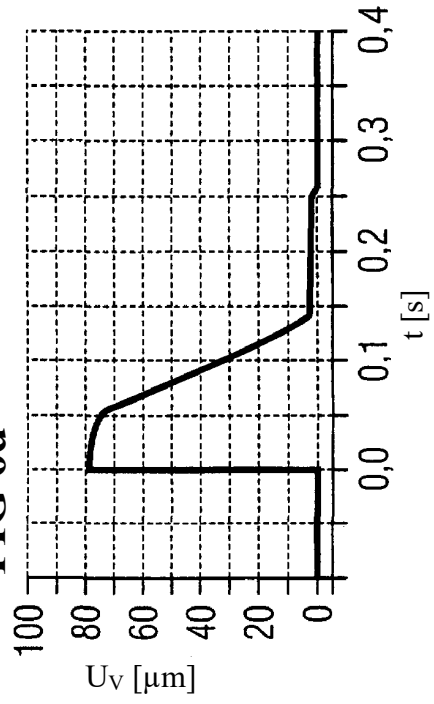
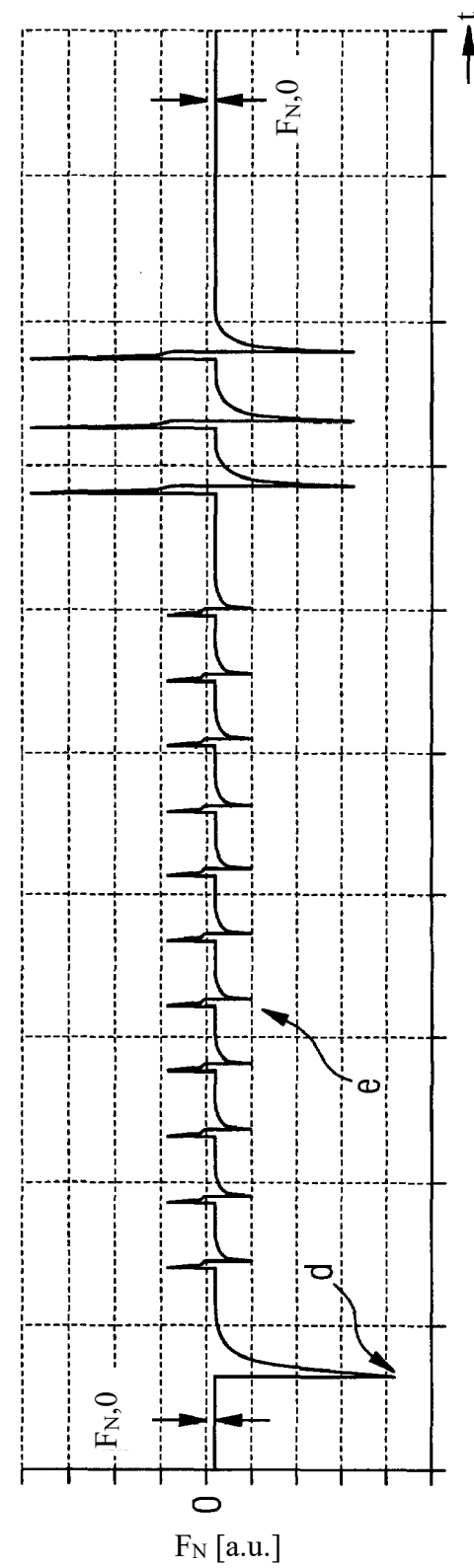
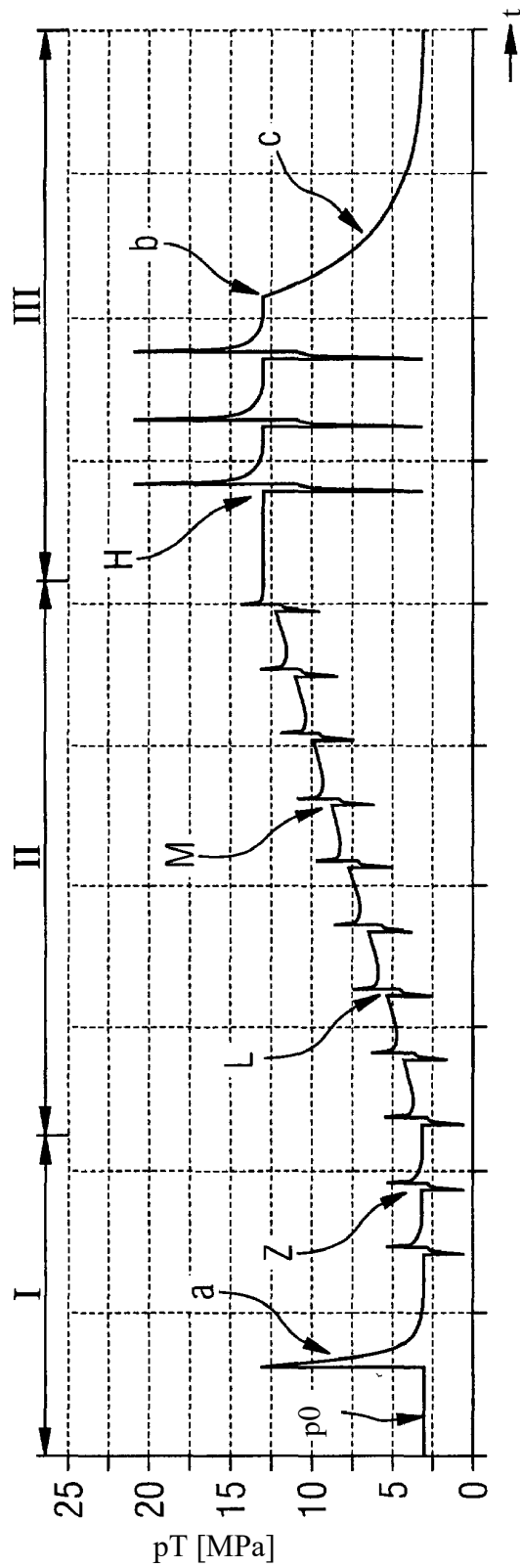


FIG 6d







19 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

12 Offenlegungsschrift
10 DE 198 38 862 A 1

21 Aktenzeichen: 198 38 862.4
22 Anmeldetag: 26. 8. 1998
43 Offenlegungstag: 9. 3. 2000

51 Int. Cl.⁷:
G 01 F 13/00
B 05 B 9/047
F 15 B 1/00
F 15 B 15/00
F 02 M 51/06
F 02 M 47/06

DE 198 38 862 A 1

71 Anmelder:
Siemens AG, 80333 München, DE

72 Erfinder:
Kappel, Andreas, Dipl.-Phys. Dr., 81369 München, DE;
Mock, Randolph, Dipl.-Phys. Dr., 81739 München, DE;
Meixner, Hans, Prof. Dipl.-Phys. Dr., 85540 Haar, DE;
Gottlieb, Bernhard, Dipl.-Phys. Dr., 85764 Oberschleißheim, DE

56 Entgegenhaltungen:
DE 195 19 762 A1
DE 43 06 072 A1

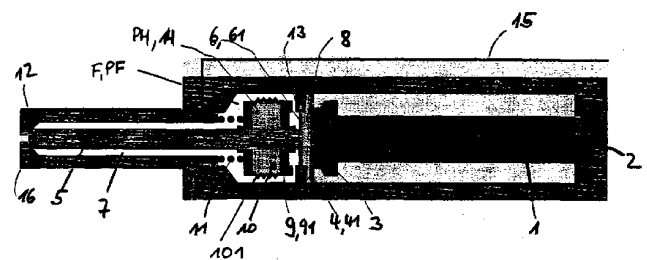
Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

54 Dosiervorrichtung

57 Dosiervorrichtung, aufweisend

- ein Gehäuse (2) mit einem in dessen Innenraum platzierten Piezoaktor (1),
- eine von einem primärseitigen Trennelement (4, 41, 42) und einem sekundärseitigen Trennelement (6, 61, 62) begrenzte Hydraulikkammer (8), die mit einer Hydraulikflüssigkeit (14) gefüllt ist und die den Innenraum des Gehäuses (2) in eine mit einem Fluid (F) druckbefüllte Fluidkammer (7) und einen Raum für den Piezoaktor (1) unterteilt,
- eine Ventalnadel (5) in der Fluidkammer (7), die mit dem sekundärseitigen Trennelement (6, 61, 62) verbunden ist,
- einen mit der Hydraulikflüssigkeit (14) gefüllten Hydrospeicher (10) mit einer mindestens teilweise flexiblen Außenwand (101), der mit der Ventalnadel (5) verbunden ist,
- eine gedrosselte Verbindungsleitung (9, 91, 92), die den Hydrospeicher (10) mit der Hydraulikkammer (8) verbindet, so daß
- eine schnelle Bewegung des Piezoaktors (1) über das primärseitige Trennelement (4, 41, 42) und die Hydraulikkammer (8) auf das sekundärseitige Trennelement (6, 61, 62) und damit auf die Ventalnadel (5) hydraulisch hubtransformiert übertragbar ist,
- über eine gedrosselte Verbindungsleitung (9, 91, 92) ein Druck (PT) in der Hydraulikkammer (8) vergleichsweise langsam an einen resultierenden Druck (PH) im Hydrospeicher (10) angleichbar ist,
- durch die Bewegung der Ventalnadel (5) ein Öffnen und Schließen eines Ventils (16) zur dosierten Abgabe des Fluid (F) steuerbar ist.



DE 198 38 862 A 1

Die Erfindung betrifft eine Vorrichtung und ein Verfahren zur Dosierung eines Fluids.

Die Direkteinspritzung von Kraftstoff in den Brennraum eines Motors stellt eine wirkungsvolle Maßnahme zur weiteren Absenkung des Verbrauch und der Abgasemission dar. Zur Vermeidung der mit der Direkteinspritzung verbundenen Nachteile ist ein spezielles Brennverfahren erforderlich, das sich nur mit einem stark verbesserten Kraftstoffeinspritzer umsetzen läßt. Aufgrund der sehr kurzen Aufbereitungszeit des Kraftstoffgemisches ist zur Sicherstellung einer ausreichenden Gemischaufbereitung und Ladungsschichtung im Brennraum deshalb eine, unter Umständen sogar mehrfache, Hochdruckeinspritzung von Kraftstoff geboten.

Die hochpräzise Dosierung einer kleinen Kraftstoffmenge bei einem hohen Einspritzdruck ist jedoch mit einem konventionellen elektromagnetischen Einspritzer nur bedingt möglich, beispielsweise aufgrund einer vergleichsweise langen Ansprechdauer. Deshalb ist der Einsatz eines sehr schnell schaltenden Stellantriebs, z. B. eines piezoelektrischen, elektrostriktiven oder magnetostriktiven Aktors, zum Betrieb eines Kraftstoff-Einspritzventils interessant.

Allerdings wird bei der Integration eines piezoelektrischen anstelle eines elektromagnetischen Antriebs wegen der vorgegebenen Randbedingungen eine hohe Anforderung an die Dosiervorrichtung gestellt. Beispielsweise werden oft gefordert:

- eine möglichst weitgehende Beibehaltung der etablierten Bauformen,
- eine Beibehaltung eines nach innen öffnenden Ventils,
- eine Vergrößerung des Piezohubs durch Hubübersetzung,
- eine Abdichtung des Piezoaktors gegenüber dem zu dosierenden Fluid,
- eine Funktionsfähigkeit über einen weiten Temperaturbereich (z. B. -40°C bis $+150^{\circ}\text{C}$),
- eine Funktionsfähigkeit über einen weiten Einspritzdruckbereich (z. B. 0–250 bar bei einem Benzin-Injektor),
- eine Versagenssicherheit bei Kurzschluß oder Leitungsunterbrechung,
- eine Lebensdauer $\geq 2 \cdot 10^9$ Betätigungen.

Eine befriedigende Lösung der oben angegebenen Problempunkte, insbesondere für einen Benzin-Hochdruckinjektor, existiert bisher nicht.

Aus US-PS 4 725 002 ist ein Dosierventil zur Dosierung von Flüssigkeiten und Gasen bekannt, das eine Vorrichtung lediglich zur Dämpfung und zum Ausgleich einer thermischen Längenänderung eines Piezoaktors enthält. Die Vorrichtung besteht aus einem Dämpfungsraum und einem Ausgleichsraum, die über einen Ringspalt miteinander verbunden sind. Der Dämpfungsraum ist zwischen einem Gehäuse und einem primärseitigen Piezoaktor angebracht. Der Piezoaktor treibt eine Ventilmadel direkt an.

Die Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es, eine Dosiervorrichtung bereitzustellen, mittels der eine präzise Dosierung auch einer kleinen Fluidmenge, auch bei einem hohen Einspritzdruck, realisierbar ist.

Diese Aufgabe wird durch die Merkmale der Ansprüche 1 und 23 gelöst.

Die Idee der Erfindung basiert darauf, eine schnell schaltbare Dosiervorrichtung zu verwenden, die einen geschlossenen und weitgehend druckausgeglichene hydraulischen Hubtransformator mit integriertem Hydrospeicher verwenden.

det.

Dabei dient als Primär Antrieb ein Piezoaktor, der in einem Gehäuse plaziert ist und der sich an der Innenwand des Gehäuses abstützt. Dieser Innenraum wird durch eine Hydraulikkammer in eine Fluidkammer und einen Raum für den Piezoaktor unterteilt.

Die Hydraulikkammer wird von einem primärseitigen und einem sekundärseitigen Trennelement begrenzt, beispielsweise einer Membran, einem Kolben oder einem Balg. Sie ist mit einer unter einem Vordruck stehenden Hydraulikflüssigkeit, z. B. mit synthetischen oder mineralischen Ölen, Fetten oder Quecksilber gefüllt.

In der mit einem Fluid druckbeaufschlagten Fluidkammer befindet sich eine Ventilmadel, die mit der Sekundärmembran verbunden ist. Durch den Hub der Ventilmadel ist ein Öffnen und Schließen eines Ventils steuerbar, wodurch Fluid dosiert aus der Fluidkammer abgebar ist.

Mit der Ventilmadel ist ein Hydrospeicher verbunden, welcher eine wenigstens teilweise flexible Außenwand aufweist und der ebenfalls mit der Hydraulikflüssigkeit gefüllt ist. Der Hydrospeicher und die Hydraulikkammer sind über eine gedrosselte Verbindungsleitung miteinander verbunden, beispielsweise durch eine sich in der Ventilmadel befindliche Drosselbohrung.

Eine Bewegung des Piezoaktors wird über das primärseitige Trennelement und die Hydraulikkammer auf das sekundärseitige Trennelement und damit auf die Ventilmadel übertragen. Durch die gedrosselte Verbindungsleitung ist ein sich aufbauender Druckunterschied zwischen Hydraulikkammer und Hydrospeicher vergleichsweise langsam ausgleichbar. Ein schneller hergestellter Druckunterschied, beispielsweise bei einer Betätigung des Primärtriebs, wird daher im wesentlichen ungedämpft vom primärseitigen Trennelement auf das sekundärseitige Trennelement übertragen.

Durch die Verbindung der Hydraulikkammer über die gedrosselte Verbindungsleitung mit dem Hydrospeicher ergibt sich vorteilhafterweise eine vollständige Kompensation temperaturbedingter Längen- und Volumenänderungen sowie von Setzeffekten des Piezoaktors. Dadurch ist die Funktionsfähigkeit in einem weiten Temperaturbereich von mindestens -40°C bis 150°C möglich.

Durch die unter einem Vordruck stehende Hydraulikflüssigkeit ergibt sich der Vorteil, daß der Piezoaktor unter einer Druckvorspannung steht. Dies ist besonders vorteilhaft bei einem keramischen oder keramikähnlichen Piezoaktor, weil dieser durch eine Zugspannung leicht zerstört wird. Es folgt eine hohe Lebensdauer der Dosiervorrichtung $\geq 2 \cdot 10^9$ Betätigungen.

Zusätzlich kann zur Druckvorspannung des Piezoaktors ein Federelement, z. B. eine Rohrfeder oder eine Tellerfeder, vorgesehen sein, so daß vorteilhafterweise die Druckvorspannung des Piezoaktors auch bei einem niedrigen Druck des Fluids oder der Hydraulikflüssigkeit gewährleistet ist.

Die Verwendung eines Niederspannungs-PMA's ("PMA" = "Piezoelectric Multilayer Actor" = Vielschicht-Piezoaktor) ist unter anderem wegen seiner niedrigen Ansteuerspannung, seiner hohen mechanischen Steifigkeit und seinen kurzen Schaltzeiten vorteilhaft.

Auch die Verwendung eines elektrostriktiver oder magnetostriktiven Aktors ist aufgrund der schnellen Betätigungsdauer denkbar.

Durch eine Verwendung des primärseitigen und des sekundärseitigen Trennelementes ist günstigerweise eine beliebige hydraulische Hubtransformation einstellbar. Zur Hubübersetzung (Hubverhältnis > 1) zwischen Primärtrieb und Ventilmadel wird die der Hydraulikflüssigkeit ausgesetzte Oberfläche des primärseitigen Trennelementes bei-

spielsweise größer ausgelegt als die der Hydraulikflüssigkeit ausgesetzte Seite des sekundärseitigen Trennelementes. Eine typische Hubübersetzung zwischen sekundärseitigem und primärseitigem Trennelement liegt zwischen 1,5 : 1 und 10 : 1, insbesondere bei 6 : 1. Es ist aber auch eine Hubuntersetzung (Hubverhältnis < 1) oder eine Hubtransformation ohne Hubänderung (Hubverhältnis = 1) denkbar.

Mit Hilfe der unter einem Vordruck stehenden Hydraulikkammer ist weiterhin ein invertierter piezohydraulischer Betriebsmodus zur Bewegungskommütierung vorteilhafterweise möglich, wodurch die nach innen öffnende Dosierung beibehaltbar ist. Durch eine entsprechende Auslegung dieses Systems kann die hydraulische Dosiervorrichtung aber auch zum Betätigen nach außen öffnender Ventile verwendet werden.

Auch ist durch eine Druckvorspannung des Piezoaktors eine Ansteuerung bis in den Bereich negativer (d. h. der Polungsrichtung entgegengesetzter) Spannungen möglich, wodurch sich günstigerweise ein verbesserter Piezohub ergibt. Die negative Ansteuerspannung liegt dabei typischerweise in einem Bereich von bis zu 30% der möglichen positiven Ansteuerspannung.

Bei einer Verwendung eines in einer Bohrung geführten Kolbens wird vorteilhafterweise der parasitäre Kraftneben-schluß der Membranen vermieden.

Diese Dosiervorrichtung erreicht zudem durch ihre kompakte Bauweise, daß bestehende Bauformen für Dosiervorrichtungen beibehaltbar sind.

Durch den Einsatz des Piezoaktors sind zudem eine sehr schnelle Schaltzeit von typischerweise 10 µs bis 100 µs möglich.

Natürlich ist diese Dosiervorrichtung nicht auf eine Kraftstoff-Einspritzung beschränkt, z. B. auf eine Benzin-Einspritzung, eine Diesel-Einspritzung oder eine Methan-Einspritzung für einen Gasmotor. Es sind vielmehr andere Anwendungen denkbar, z. B. eine Steuerung eines Hydraulikventils. So kann ein solches Hydraulikventil zur Steuerung eines Bremskreislaufer oder zur Dosierung eines aktiven Schwingungsdämpfers verwendet werden.

Das Fluid kann eine Flüssigkeit sein, z. B. Wasser, oder ein Gas, z. B. Druckluft. Bei einer Verwendung der Dosiervorrichtung zur Kraftstoff-Einspritzung ist das Fluid vorteilhafterweise eine Flüssigkeit wie Benzin, Diesel, Kerosin, Petroleum oder Alkohol oder ein Gas wie Methan oder Butan.

In den folgenden Ausführungsbeispielen wird die Dosiervorrichtung schematisch näher ausgeführt:

Fig. 1 zeigt eine Dosiervorrichtung,

Fig. 2 zeigt einen Betriebsmodus der Dosiervorrichtung,

Fig. 3 zeigt eine Auslenkung eines Piezoaktors,

Fig. 4 zeigt eine weitere Dosiervorrichtung,

Fig. 5 zeigt eine weitere Dosiervorrichtung,

Fig. 6 zeigt verschiedene dynamische Variablen,

Fig. 7 zeigt den Verlauf von dynamischen Variablen bei einer typischen Anwendung.

In **Fig. 1** ist als Schnittdarstellung in Seitenansicht ein Ausführungsbeispiel einer Dosiervorrichtung dargestellt.

Als Antrieb dient ein Piezoaktor **1**, der sich mit einer Stirnseite am Boden der Innenwand eines Gehäuses **2** abstützt. Der Piezoaktor **1** ist als Niederspannungs-PMA ausgeführt. Mit seiner anderen Stirnseite liegt der Piezoaktor **1** über einem Druckstempel **3** an einem primärseitigen Trennelement **4** an, das als Primärmembran **41** ausgeführt ist. Die Verwendung einer Primärmembran **41** ergibt den Vorteil eines einfachen Aufbaus, einer weitgehend verschleißfreien Betätigung und einer hohen hydraulischen Dichtigkeit.

In geringem Abstand zur Primärmembran **41** befindet sich ein sekundärseitiges Trennelement **6** in Form einer Se-

kundärmembran **61**. Der von der Primärmembran **41** und der Sekundärmembran **61** eingeschlossene Raum wird als Hydraulikkammer **8** bezeichnet, die mit einer Hydraulikflüssigkeit **14** druckbeaufschlagt ist. Die Hydraulikkammer **8** dient der hydraulischen Kraftübertragung zwischen der Primärmembran **41** und der Sekundärmembran **61**.

Durch die Hydraulikkammer **8** wird der Innenraum des Gehäuses **2** in eine Fluidkammer **7** und in einen Raum für den Piezoaktor **1** untertrennt. Die Fluidkammer **7** wird über eine Fluidzufuhr **15** mit Fluid F, beispielsweise Kraftstoff, druckbeaufschlagt.

Die Sekundärmembran **61** ist mit einer sich in der Fluidkammer **7** befindlichen Ventilnadel **5** verbunden. Über den Hub der Ventilnadel **5**, die im geschlossenen Zustand auf einem Ventildichtsitz **12** aufliegt, wird das Öffnen und Schließen des Ventils **16** gesteuert.

Mit der Ventilnadel **5** ist ein Hydrospeicher **10** verbunden. Der Hydrospeicher **10** besitzt eine zumindest teilweise flexible Außenwand **101** und ist über eine gedrosselte Verbindungsleitung **9**, die hier in Form einer in der Ventilnadel **5** vorhandenen Drosselbohrung **91** ausgeführt ist, mit der Hydraulikkammer **8** verbunden.

Der Hydrospeicher **10** bewirkt, daß sich eine langfristige, z. B. durch eine Temperaturänderung bewirkte, Druckänderung der Hydraulikflüssigkeit **14** nicht wesentlich auf die Funktion des Antriebs auswirkt, da der Grunddruck P0 im Hydrospeicher **10** nahezu konstant gehalten wird.

So führt eine Temperaturerhöhung zu einer Erhöhung des Drucks PT in der Hydraulikkammer **8**, während im Hydrospeicher **10** durch eine Ausdehnung der mindestens teilweise flexiblen Außenwand **101** eine Volumenänderung ohne wesentliche Druckerhöhung stattfindet. Diese Druckdifferenz zwischen Hydraulikkammer **8** und Hydrospeicher **10** führt wiederum solange zu einem Ausgleich von Hydraulikflüssigkeit **14** durch die Drosselbohrung **91**, bis der Druck PT in der Hydraulikkammer **8** wieder auf den Grunddruck P0 abgesunken ist.

Durch die vollständige Anlenkung des Hydrospeichers **10** an der Ventilnadel **5** haben auch durch einen wechselnden Druck PF des Fluids F in der Fluidkammer **7** bedingte mechanische Deformationen des Hydrospeichers **10** und die dadurch an den Anlenkpunkten des Hydrospeichers **10** hervorgerufenen Kräfte keinen signifikanten Einfluß auf die Funktion (d. h. die Kräftebilanz) des Antriebs.

Die Drosselbohrung **91** ist so abgestimmt, daß sich eine schnelle, durch die Ansteuerung des Piezoaktors **1** hervorgerufenen Änderungen des Drucks PT in der Hydraulikkammer **8** nur langsam abbauen.

Das hydraulische System, bestehend u. a. aus dem Hydrospeicher **10**, der Hydraulikkammer **8** und der Drosselbohrung **91**, ist hermetisch abgedichtet (insbesondere gegenüber dem Fluid F) und wird einmalig druckbefüllt, bevorzugt bei einem Grunddruck P0 im Bereich von 10–50 bar, bevorzugt mit einem synthetischen Öl. Das synthetische Öl besitzt den Vorteil, daß es inert und verschleißfrei ist und bei einer Temperaturänderung eine nur geringe Änderung seiner Viskosität erfährt.

Die durch den Grunddruck P0 auf die Sekundärmembran **61** wirkende rückstellende Kraft wird durch ein Federelement **11**, z. B. eine Spiraldruckfeder, geeignet kompensiert und zwar so, daß einerseits eine ausreichende Schließkraft zum Dichthalten der Ventilnadel **5** im Ventildichtsitz **12** zur Verfügung steht und andererseits die Ventilsitzkraft auf einen Wert begrenzt ist, bei dem eine Beschädigung des Ventildichtsitzes **12** ausgeschlossen ist. Der Hub der Ventilnadel **5** wird durch einen Anschlag **13** begrenzt.

Die durch den Grunddruck P0 des hydraulischen Systems (und gegebenenfalls durch den Druck PF des Fluids F) über

die Primärmembran **41** auf den Druckstempel **3** und den Piezoaktor **1** ausgeübte Druckkraft dient zur Rückstellung der primärseitigen Elemente **1**, **3** und zur Vermeidung einer Schädigung des Piezoaktors **1** durch eine Zugspannung. Zur Druckvorspannung des Piezoaktors **1** und zur Rückstellung der primärseitigen Elemente **1**, **3** wird vorteilhafterweise ergänzend eine am Druckstempel **3** angreifende Rohrfeder eingesetzt (ohne Abbildung). Die Rohrfeder wird an einem Ende am Gehäuse **2** und am anderen Ende am Primärkolben **42** befestigt und umschließt den Piezoaktor **1**.

Eine hydraulische Hubübersetzung vom Piezoaktor **1** auf die Ventilnadel **5** und wird durch eine geeignete Ausgestaltung der druckwirksamen Flächen von Primärmembran **41** und Sekundärmembran **61** erreicht, d. h. daß im Regelfall die Primärmembran **41** einen größeren hydraulisch wirksamen Durchmesser aufweist als die Sekundärmembran **61**. Bevorzugt ist eine Hubübersetzung von 6 : 1, bei einem Hub des Piezoaktors **1** von 40 µm und einem Hub der Ventilnadel **5** von 240 µm.

Je nach Anforderung kann aber auch eine Hubgleichheit oder -untersetzung eingestellt werden.

Bei einer gefüllten Fluidkammer **7** überlagert sich durch die Nachgiebigkeit der mindestens teilweise flexiblen Außenwand **101** des Hydrospeichers **10** der Druck PF des Fluids F in der Fluidkammer **7** dem Grunddruck P0 des Hydrospeichers **10** additiv. Somit beträgt der resultierende Druck PH der Hydraulikflüssigkeit **14** im Hydrospeicher **10** dem additiven Druck $P_0 + P_F$. Da der Druck PH im Hydrospeicher **10** andererseits über die Drosselbohrung **91** auch in der Hydraulikkammer **8** ansteht, ist die über der Sekundärmembran **61** abfallende Druckdifferenz zwischen Hydraulikkammer **8** und Fluidkammer **7** unabhängig von PF. Hierdurch wird eine von PF unabhängige statische hydraulische Schließkraft auf die Ventilnadel **5** gewährleistet. Bei einem Druck PF von 0–250 bar, typischerweise 100 bar, und einer druckwirksamen Fläche der Primärmembran **41** von mehr als 100 mm² ist eine optimale, sehr hohe und wegunabhängige mechanische Druckvorspannung des Piezoaktors **1** gegeben. Beispielsweise folgt aus einem Durchmesser des Piezoaktors **1** von 16 mm, und $P_F = 100$ bar eine Druckvorspannung am Piezoaktor **1** von 2210 N. Dadurch wird ein parasitärer mechanischer Flußmechanismus, beispielsweise durch eine Spaltfederung, minimiert.

Eine Dosierung erfolgt beispielsweise in folgenden, anhand einer Benzin-Einspritzung in einen Verbrennungsmotor dargelegten Schritten:

Im Grundzustand ist die Fluidkammer **7** drucklos und die Ventilnadel **5** wird durch den auf die Sekundärmembran **61** wirkenden Grunddruck P0 in der Hydraulikkammer **8** (typischerweise $P_0 = 25$ bar) dichtend im Ventilsitz **12** gehalten. Der Piezoaktor **1** ist entladen bzw. kurzgeschlossen.

Zum Starten des Verbrennungsmotors wird zunächst Fluid F, hier Benzin, unter einem Druck $P_F = 3$ bar in die Fluidkammer **7** gefördert. Hierdurch steigen der Druck PH im Hydrospeicher **10** und damit der Druck PT in der Hydraulikkammer **8** geringfügig auf 28 bar an. Der Differenzdruck zwischen Hydraulikkammer **8** und Fluidkammer **7** über der Sekundärmembran **61** bleibt jedoch konstant.

Zur Vorbereitung eines Dosiervorgangs wird der Piezoaktor **1** (über einen hier nicht abgebildeten elektrischen Anschluß) auf seine Nennbetriebsspannung U0 aufgeladen und im geladenen Zustand gehalten. Die mit dem Aufladen verbundene axiale Ausdehnung des Piezoaktors **1** (Längseffekt in die d₃₃-Richtung) führt zu einem Anstieg des Drucks PT in der Hydraulikkammer **8** und folglich zu einer additiven Schließkraft auf die Ventilnadel **5**. Die zum Aufladen benötigte Pulsform des elektrischen Signals ist dabei unkritisch.

Mit einer durch die Geometrie der Drosselbohrung **91**

und der Viskosität der Hydraulikflüssigkeit **14** gegebenen Zeitkonstante (typischerweise 0,1 s–1 s) sinkt der Druck PT in der Hydraulikkammer **8** innerhalb kurzer Zeit wieder auf sein ursprüngliches Druckniveau von $P_T = P_H = 28$ bar. Der Grund dafür ist, daß der Hydrospeicher **10** aufgrund seiner teilweise flexiblen Außenwand **101** durch eine Volumenänderung das ursprüngliche Druckniveau $P_H = 28$ bar beibehält. Der Piezoaktor **1** und die von ihm angetriebenen Druckstempel **3** und Primärmembran **41** befinden sich nun jedoch in der maximal ausgelenkten Position (typischer Hub = 20–60 µm).

Ausgehend von dieser Position kann die Dosiervorrichtung durch eine kurzzeitige Entladung des Piezoaktors **1** geöffnet werden, wobei die Einspritzdauer proportional zur Entladedauer des Piezoaktors **1** ist.

Durch das schnelle Entladen kontrahiert der Piezoaktor **1** um den Betrag seiner Leerlauf-Auslenkung, was einen Druckabfall in der Hydraulikkammer **8** unter das Standarddruckniveau $P_H = P_0 + P_F$ und eine entsprechende Druckdifferenz über der Sekundärmembran **61** zur Folge hat. Die dadurch hervorgerufene Kraft führt zu einer Verschiebung der Sekundärmembran **61** und der an dieser befestigten Ventilnadel **5** in Richtung des Piezoaktors **1**, wodurch sich die Ventilnadel **5** vom Ventildichtsitz **12** abhebt. Dadurch wird das Ventil **16** geöffnet und es fließt Fluid F aus der Fluidkammer **7** durch eine Öffnung des Gehäuses **2** ab.

Zur vorteilhaften Steigerung der Reproduzierbarkeit der Einspritzmenge wird der Hub der Ventilnadel **5** durch einen Anschlag **13** auf definierte Werte begrenzt.

Während der Öffnungsdauer der Dosiervorrichtung gleicht sich der Druck PT der Hydraulikkammer **8** allmählich wieder an den Druck PH des Hydrospeichers **10** an, wodurch nach einer gewissen Zeit ein selbsttätiges, driftartiges Schließen der Dosiervorrichtung einsetzt. Dadurch ist im Falle eines Kurzschlusses oder einer Leitungsunterbrechung zum Piezoaktor **1** ein optimales Versagensverhalten gewährleistet.

Die erforderlichen Einspritzdauern von typischerweise 0,05 ms bis 10 ms lassen sich durch eine geeignete Abstimmung des Strömungswiderstandes in der Drosselbohrung **91** auf die Viskosität der Hydraulikflüssigkeit **14** über den gesamten Temperaturbereich auf einfache Weise erreichen. Dabei wird vorteilhafterweise ein synthetisches Öl mit einer geringen Temperaturabhängigkeit der Viskosität verwendet.

Zum aktiven Beenden des Dosiervorgangs wird der Piezoaktor **1** wieder auf die Nennbetriebsspannung U0 geladen und dadurch die an der Sekundärmembran **61** befestigte Ventilnadel **5** in den Ventildichtsitz **12** zurückbewegt. Die leichte Überfüllung der Hydraulikkammer **10** durch das während der Öffnungsphase des Ventils **16** in diese hineinströmende Hydraulikflüssigkeit **14** unterstützt vorteilhafterweise ein vollständiges und prellfreies Schließen des Ventils **16**.

Nach Erreichen einer Leerlaufdrehzahl des Motors wird, beispielsweise mittels einer mechanisch angetriebenen Benzin-Hochdruckpumpe, über die Zuleitung **15** der Druck in der Fluidkammer **7** hochgefahren, typischerweise innerhalb von 1–2 Sek auf typischerweise 100 bar. Über den Hydrospeicher **10** wird somit das gesamte geschlossene hydraulische System auf einen Druck von $P_H = 125$ bar aufgeladen. Der Differenzdruck über der Sekundärmembran **61** bleibt jedoch weiterhin konstant bei 25 bar.

Zur Unterbindung eines ungewollten Öffnens der Dosiervorrichtung beim Aufbau des Drucks PF muß der Ausgleichsvorgang zwischen Hydrospeicher **10** und Hydraulikkammer **8** schneller vonstatten gehen als der Druckaufbau im Hochdrucksystem. Andererseits müssen Drosselwiderstand und Viskosität der Hydraulikflüssigkeit **14** so aufein-

ander abgestimmt sein, daß die geforderte Einspritzdauer sicher erreicht wird. Beides ist problemlos möglich. Gegebenenfalls besteht die Möglichkeit, die Geschwindigkeit des Druckanstiegs im Hochdrucksystem durch Drosseln oder Speichervolumina geeignet zu reduzieren (ohne Abbildung). Das höhere Niveau des Drucks P_F und der beim Laden bzw. Entladen des Piezoaktors **1** dann auftretende höhere Differenzdruck ermöglicht prinzipiell einen noch schnelleren Dosiervorgang (typischerweise t_{ein} und $t_{\text{aus}} < 75 \mu\text{s}$).

Beim Abstellen des Motors wird der kapazitive Piezoaktor **1** (typischerweise $C \approx 2,5 \mu\text{F}$) zunächst im geladenen Zustand gehalten, d. h. daß der Injektor weiter geschlossen bleibt. Durch einen hochohmigen Ableitwiderstand (z. B. $1 \text{ M}\Omega$ parallel zum Piezoaktor **1**), der dauerhaft im Signalweg verbleiben kann, wird der Piezoaktor **1** so langsam entladen und damit zurückgestellt, daß ein ungewolltes Öffnen der Dosiervorrichtung ausgeschlossen ist.

Fig. 2 zeigt einen typischen Betriebsablauf einer Dosier- vorrichtung anhand einer am Piezoaktor **1** anliegenden Spannung U (Ordinate), aufgetragen gegen eine Zeit t (Abszisse).

Im Grundzustand befindet sich die Spannung auf Grundniveau ("Grd."), beispielsweise 0 V . Zur Herstellung einer Betriebsbereitschaft ("get ready") wird die Spannung U auf eine Nennbetriebsspannung U_0 erhöht. Zur Dosierung ("injection") wird die Spannung U auf das Grundniveau zurückgefahren, z. B. durch Ausschalten des Piezoaktors **1**, und nach einer Haltezeit wieder auf die Nennbetriebsspannung U_0 hochgefahren.

Fig. 3 zeigt ein Diagramm der Auslenkung A des druckvorgespannten Piezoaktors **1** in μm gegen die an ihn angelegte Spannung U in Volt. Die ohne Pfeile versehene Kurve beschreibt ein Durchfahren der positiven und negativen Betriebsspannung des Piezoaktors **1**. Dieser wird dabei wechselseitig umgepolt (Umklappen der Polarisierung). Die verwendete Kennlinie des vorgespannten Piezoaktors **1** ist als eine mit Pfeilen gekennzeichnete Schleife dargestellt.

Die relative Längenänderung $\Delta l/l$ eines auf dem piezoelektrischen d_{33} -Längseffekt basierenden Piezoaktors **1** der Länge l beträgt typischerweise $0,10\% - 0,14\%$. Zur Vermeidung einer Umpolung wird der Piezoaktor **1** herkömmlicherweise ausschließlich mit einer positiven Betriebsspannung in Polungsrichtung betrieben (schraffierter Bereich). Es ergibt sich in dieser unipolaren Betriebsart eine positive Längenänderung Δl_n bei einer Spannungsdifferenz ΔU_n .

Der erweiterte Betriebsbereich des druckvorgespannten Piezoaktors **1** ermöglicht demgegenüber eine kurzzeitige Aussteuerung bis in den negativen Spannungsbereich. Dadurch wird eine deutlich höhere relative Längenänderung Δl_i bis zu $0,3 \Delta l_n$ bei einer entsprechenden Spannungsdifferenz ΔU_i erreicht. Vor einer Umpolarisation wird die Betriebsspannung jedoch wieder hochgefahren. Der erweiterte Betriebsbereich ergibt einen Vorteil hinsichtlich der Aktorbaugröße und der Herstellungskosten. Eine solche Betriebsweise ist zulässig, weil der Piezoaktor **1** die überwiegende Zeit (während der Einspritzpausen) durch die anliegende Nennbetriebsspannung U_0 jeweils nachpolarisiert wird.

Fig. 4 zeigt eine weitere Ausführungsform der Dosiervorrichtung als Seitenansicht in Schnittdarstellung.

Hier sind das primärseitige Trennelement **4** bzw. das sekundärseitige Trennelement **6** in Form eines in einer Bohrung des Gehäuses **1** geführten Primärkolbens **42** bzw. Sekundärkolbens **62** ausgeführt.

Der Primärkolben **42** liegt mit einer Stirnseite auf Anlage mit dem Piezoaktor **1** und begrenzt mit seiner dem Piezoaktor **1** entgegengesetzten Stirnseite die Hydraulikkammer **8**.

Auf der dem Primärkolben **42** gegenüberliegenden Seite

wird die Hydraulikkammer **8** durch einen Sekundärkolben **62** begrenzt. Der Hydrospeicher **10** wird durch die flexible Außenwand **101** und das Gehäuse gebildet. Die Ventilschraube **5** reicht durch Hydraulikkammer **8**, die über die Passung **92** zwischen Gehäuse **2** und Sekundärkolben **62** gedrosselt mit der Hydraulikkammer **8** hydraulisch in Verbindung steht. Die Passung **92** in Form eines Ringspaltes übt die Funktion eines Strömungswiderstandes aus. Sie entspricht der Funktion der Drosselbohrung **91**.

Die teilweise flexible Außenwand **101** des Hydrospeichers **10** ist am Gehäuse **2** und an der Ventilschraube **5** fixiert. Die durch den Druck P_0 bzw. P_H im Hydrospeicher **10** auf die mindestens teilweise flexible Außenwand **101** ausgeübte Kraft wird durch ein Federelement **11**, bevorzugt eine Spiralfeder, soweit kompensiert, daß eine zum Dichthalten des Ventils **16** noch ausreichende Schließkraft übrig bleibt. Dies geschieht dadurch, daß das unter einem Druck stehende Federelement **11** sich am Gehäuse **2** und an der Ventilschraube **5** abstützt.

Der Doppelkolbenantrieb besitzt günstigerweise im Unterschied zur Verwendung einer Membran keinen parasitären Kraftnebenschluß, wodurch der hydraulische Wirkungsgrad höher liegt.

Die Passung zwischen Gehäuse **2** und Primärkolben **42** wird bevorzugt durch einen Dichtring **17**, vorzugsweise aus Elastomermaterial, hydraulisch abgedichtet, so daß keine Hydraulikflüssigkeit **14** an den Piezoaktor **1** gelangt. Der Dichtring **17** wird zur Gewährleistung einer hohen hydraulischen Steifigkeit mit hohem Verpreßgrad in eine Nut des Primärkolbens **42** eingebaut. Bedingt durch den geringen Hub des Piezoaktors **1** wird der Dichtring **17** lediglich elastisch verformt, so daß vorteilhafterweise keine Gleitreibung auftritt, die zu einem Verschleiß des Dichtrings **17** führen könnte. Außer einem Dichtring **17** kann beispielsweise auch eine Sicke aus Metall oder Gummi verwendet werden.

Der Primärkolben **42** ist mit einem sehr geringen lateralen Spiel in das Gehäuse **2** eingepaßt (typischerweise mit einem Spaltmaß im Bereich einiger Mikrometer). Hierdurch wird die Einwirkung der in der Hydraulikkammer **8** auftretenden Druckspitze auf den Dichtring **17** gering gehalten. Zur Verhinderung einer Spalteinwanderung des Dichtrings **17** kann ein zusätzlicher Stützring vorgesehen werden (ohne Abbildung). Ebenso ist der Sekundärkolben **62** mit nur geringem lateralen Spiel in das Gehäuse **2** eingepaßt.

Die Position des Piezoaktors **1** kann gehäuseseitig über eine entlang der Bohrung verschiebbare Scheibe **18** und eine daran anliegende Verschiebevorrichtung **19**, beispielsweise eine Schraube, verstellt werden.

Die Funktionsweise dieses Ausführungsbeispiels ist der Arbeitsweise des in **Fig. 1** dargestellten Ausführungsbeispiels grundsätzlich analog. Eine Biegung der Membranen **41**, **61** wird hier durch eine Verschiebung der Kolben **42**, **62** ersetzt. In diesem Ausführungsbeispiel fällt der Druckstempel **3** weg.

Fig. 5 zeigt ein weiteres Ausführungsbeispiel der Dosiervorrichtung als Schnittdarstellung in Seitenansicht. Hier wird eine kombinierte kolben- und membranhydraulische Hubübertragung verwendet.

Die primärseitigen Elemente Piezoaktor **1**, Druckstempel **3** und Primärmembran **41** entsprechen den in **Fig. 1** aufzeichneten Elementen. Die sekundärseitigen Elemente wie beispielsweise der Sekundärkolben **62**, Hydrospeicher **10** und Passung **92** entsprechen dabei den entsprechenden Elementen aus **Fig. 4**. Der Betrieb dieses Ausführungsbeispiels geschieht entsprechend der Wirkweise der in **Fig. 1** und **Fig. 4** beschriebenen Elemente.

Es kann auch eine beliebige andere Kombination geeigneter Trennelemente **4**, **6** verwendet werden, z. B. mittels

Metallbälgen oder Schläuchen.

Fig. 6 zeigt Zustandsgrößen der Dosiervorrichtung, aufgetragen gegen die Zeit t , bei der Herstellung einer Betriebsbereitschaft (**Fig. 6a** und **6b**) sowie während eines längeren Spannungsabfalls am Piezoaktor **1** (**Fig. 6c** und **6d**).

Fig. 6a zeigt die am Piezoaktor **1** anliegende Spannung U , die von einem Grundniveau $U = 0$ V ab einer Zeit $t = 0$ s auf die Nennbetriebsspannung U_0 ansteigt.

Fig. 6b zeigt die auf die Ventilmadel **5** durch die Betätigung des Piezoaktors **1** in **Fig. 6a** zusätzlich wirkende Schließkraft F_N (maximal ca. 88 N) beim initialen Laden des Piezoaktors **1**. Diese Schließkraft F_N klingt innerhalb von 20 ms auf unter 10% des maximalen Wertes ab.

Fig. 6c zeigt die am Piezoaktor **1** angelegte Spannung U an, aufgetragen gegen die Zeit t für einen längeren Spannungsabfall.

Die Spannung U sinkt von der Nennbetriebsspannung U_0 auf das Grundniveau ab, beispielsweise zum Öffnen des Ventils **16** oder bei einem Ausfall der am Piezoaktor **1** anliegenden Spannung U , und steigt danach bei $t = 0,25$ s wieder auf U_0 an.

Fig. 6d zeigt das zu **Fig. 6c** gehörige Diagramm des Hubs u_V der Ventilmadel **5**, aufgetragen gegen die Zeit t . Man erkennt deutlich das selbsttätige Zurückdriften der Ventilmadel **5** innerhalb von 140 ms bei einer extrem langen Betätigungsdauer, wie sie z. B. bei einer Fehlfunktion des Piezoaktors auftritt.

Fig. 7 illustriert das erwartete Schaltverhalten anhand des in der Hydraulikkammer **8** auftretenden Drucks PT in MPa (**Fig. 7a**) und der dazu korrespondierenden Kraft F_N auf die Ventilmadel **5** in beliebigen Einheiten (**Fig. 7b**), aufgetragen jeweils gegen die gleiche Zeit t .

Fig. 7a zeigt zu Beginn der Auftragung einen Druck PT entsprechend dem Grunddruck P_0 in der Hydraulikkammer **8** von ca. 3 MPa (links) an, wobei die Fluidkammer **7** drucklos betrieben wird (Abschnitt I). Eine erste Druckspitze a mit einem Druckanstieg auf $PT \approx 13$ MPa und einem folgenden Druckabfall wird aufgrund des anfänglichen Aufladens des Piezoaktors **1** erzeugt.

Mit weiter fortschreitender Zeit t (in Richtung nach rechts) werden Druckschwankungen für Dosiervorgänge Z im drucklosen Zustand der Fluidkammer **7** (Abschnitt I) und Dosiervorgänge L , M während eines Druckaufbaus (Abschnitt II) in der Fluidkammer **7** gezeigt. Wenn in der Fluidkammer **7** ein gewünschter Hochdruckzustand (Abschnitt III) erreicht ist, wird die Hydraulikkammer **8** stärker belastet, beispielsweise indem der Piezoaktor **1** mit einer höheren Spannung beaufschlagt wird oder schneller angesteuert wird. Im Hochdruckzustand ist die Gefahr einer Kavitation in der Hydraulikkammer **8** vernachlässigbar. Man erkennt, daß die Höhe der Druckschwankungen in den Abschnitten I und II im wesentlichen konstant gehalten wird.

Nach einem Ausschalten b des Motors tritt ein Druckabfall c in der Hydraulikkammer **8** bis auf den Grunddruck $P_0 = 3$ MPa auf.

In **Fig. 7b** ist die dem Verlauf von **Fig. 7a** analoge Kraft F_N auf die Ventilmadel **5** aufgetragen.

Nach einer anfänglichen Schließkraft $F_{N,0}$ auf die Ventilmadel **5** kommt es beim anfänglichen Aufladen des Piezoaktors **1** zu einer Kraftspitze d , die analog zur Druckspitze a des Drucks PT ist.

Die darauf folgenden Schwankungen der Kraft F_N sind wiederum analog und korrespondieren mit den Druckschwankungen des Drucks PT . Das Vorzeichen von F_N entspricht einem Öffnen und Schließen des Ventils **16**. Im Gegensatz zum Druck PT ist die Kraft F_N unabhängig vom Druck PF des Fluids F in der Fluidkammer **7**. Dies zeigt deutlich die vorteilhafte Wirkung des Hydrospeichers **10** zur

schnellen und präzisen Steuerung der Dosierung von Fluid.

Nach dem Ausschalten des Verbrennungsmotors fällt die Kraft F_N auf die Ventilmadel **5** wieder auf die anfängliche Schließkraft $F_{N,0}$ zurück.

Der Primärtrieb der Dosiervorrichtung in ist selbstverständlich nicht auf einen piezoelektrischen Aktor beschränkt. Vielmehr kann auch ein geeigneter elektro- oder magnetostriktiver Aktor eingesetzt werden.

Die Form der Dosiervorrichtung ist nicht auf die in den Ausführungsbeispielen dargestellte Form beschränkt. Es kann beispielsweise von der weitgehend axialsymmetrischen Form abgewichen werden, wobei aber meist ein Verlust des Wirkungsgrades hingenommen werden muß.

Beispielsweise kann der Piezoaktor schräg auf die primärseitige Trennvorrichtung (**4**, **41**, **42**) auftreffen, oder die primärseitige Trennvorrichtung (**4**, **41**, **42**) und die sekundärseitige Trennvorrichtung (**6**, **61**, **62**) sind seitlich zueinander versetzt oder angewinkelt.

Patentansprüche

1. Dosiervorrichtung, aufweisend

- ein Gehäuse (**2**) mit einem in dessen Innenraum platzierten Stellantrieb,
- eine von einem primärseitigen Trennelement (**4**, **41**, **42**) und einem sekundärseitigen Trennelement (**6**, **61**, **62**) begrenzte Hydraulikkammer (**8**), die mit einer Hydraulikflüssigkeit (**14**) gefüllt ist und die den Innenraum des Gehäuses (**2**) in eine mit einem Fluid (F) druckbefüllbare Fluidkammer (**7**) und einen Raum für den Stellantrieb trennt,
- eine Ventilmadel (**5**) in der Fluidkammer (**7**), die mit dem sekundärseitigen Trennelement (**6**, **61**, **62**) verbunden ist,
- einen mit der Hydraulikflüssigkeit (**14**) gefüllten Hydrospeicher (**10**) mit einer mindestens teilweise flexiblen Außenwand (**101**), der mit der Ventilmadel (**5**) verbunden ist,
- eine gedrosselte Verbindungsleitung (**9**, **91**, **92**), die den Hydrospeicher (**10**) mit der Hydraulikkammer (**8**) verbindet, so daß
- eine schnelle Bewegung des Stellantriebs über das primärseitige Trennelement (**4**, **41**, **42**) und die Hydraulikkammer (**8**) auf das sekundärseitige Trennelement (**6**, **61**, **62**) und damit auf die Ventilmadel (**5**) hydraulisch übertragbar ist,
- über die gedrosselte Verbindungsleitung (**9**, **91**, **92**) ein Druck (PT) in der Hydraulikkammer (**8**) langsam an einen Druck (PH) im Hydrospeicher (**10**) angleichbar ist,
- durch die Bewegung der Ventilmadel (**5**) ein Öffnen und Schließen eines Ventils (**16**) zur dosierten Abgabe des Fluid (F) steuerbar ist.

2. Vorrichtung nach Anspruch 1, bei der die schnelle Bewegung des Stellantriebs hydraulisch hubtransformiert auf das sekundärseitige Trennelement (**6**, **61**, **62**) übertragbar ist.

3. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 2, bei der der Stellantrieb ein Piezoaktor (**1**), ein elektrostriktiver Aktor oder ein magnetostriktiver Aktor ist.

4. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, bei der das primärseitige Trennelement (**4**) eine Primärmembran (**41**) ist.

5. Vorrichtung nach Anspruch 4, bei der zwischen Stellantrieb und Primärmembran (**41**) ein Druckstempel (**3**) angebracht ist.

6. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, bei

- der das primärseitige Trennelement (4) ein Primärkolben (42) ist, welcher in einer Bohrung des Gehäuses (2) verschiebbar angebracht ist.
7. Vorrichtung nach Anspruch 6, bei der die Passung zwischen Primärkolben (42) und Gehäuse (2) mittels eines Dichtringes (17) hydraulisch abdichtbar ist.
8. Vorrichtung nach einem vorhergehenden Ansprüche, bei der das sekundärseitige Trennelement (6) eine Sekundärmembran (61) ist.
9. Vorrichtung nach Anspruch 8, bei der die gedrosselte Verbindungsleitung (9) in Form einer durch die Ventilnadel (5) geführten Drosselbohrung (91) realisierbar ist.
10. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 8 bis 9, bei der der Hydrospeicher (10)
- durch die flexible Außenwand (101) und einen Teil der Ventilnadel (5) gebildet wird und
 - sich innerhalb der Fluidkammer (7) befindet.
11. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 9, bei der das sekundärseitige Trennelement (6) ein Sekundärkolben (62) ist, welcher in einer weiteren Bohrung des Gehäuses (2) verschiebbar angebracht ist.
12. Vorrichtung nach Anspruch 11, bei der die gedrosselte Verbindungsleitung (9) in Form einer leckagebehafteten Passung (92) zwischen Sekundärkolben (62) und Gehäuse (1) realisierbar ist.
13. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 11 bis 12, bei der der Hydrospeicher (10)
- durch die flexible Außenwand (101), einen Teil der Wand der Fluidkammer (7) und einen Teil der Ventilnadel (5) gebildet wird und
 - am Gehäuse (2) und der Ventilnadel (5) befestigt ist.
14. Vorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, bei der mittels mindestens eines Federelementes (11) eine von dem sekundärseitigen Trennelement (6) auf die Ventilnadel (5) ausgeübte Kraft mindestens teilweise kompensierbar ist.
15. Vorrichtung nach Anspruch 14, bei der das Federelement (11) im Fluidraum (7) angebracht ist und sich einerseits am Gehäuse (2) und andererseits an der Außenwand des Hydrospeichers (10) abstützt.
16. Vorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, bei der zur Druckvorspannung des Stellantriebs eine Rohrfeder oder Tellerfeder vorhanden ist.
17. Vorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, bei der die Hydraulikflüssigkeit (14) ein synthetisches Öl ist.
18. Vorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, bei der die Ventilnadel (5) im geschlossenen Zustand dichtend auf einem Ventildichtsitz aufliegt, so daß die Fluidkammer (7) gegen einen Außenraum abdichtbar ist.
19. Vorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, bei der der Stellantrieb ein Vielschicht-Piezomotor (1) ist.
20. Vorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, bei der der Hub der Ventilnadel (5) durch einen Anschlag (13) begrenzt ist.
21. Vorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche zur Kraftstoff-Einspritzung.
22. Vorrichtung nach Anspruch 21, wobei das Fluid (F) Benzin, Diesel, Kerosin, Petroleum Alkohol oder Methan ist.
23. Verfahren zur Dosierung von Fluid, bei dem
- der Innenraum eines Gehäuses (2) durch eine Hydraulikkammer (8) in eine Fluidkammer (7) und einen Raum für einen Stellantrieb unterteilt

- wird, wobei die Hydraulikkammer (8) von einem primärseitigen Trennelement (4, 41, 42) und einem sekundärseitigen Trennelement (6, 61, 62) begrenzt wird und mit einer Hydraulikflüssigkeit (14) druckbeaufschlagt wird,
- eine in der Fluidkammer (7) befindliche Ventilnadel (5) mit dem sekundärseitigen Trennelement (6, 61, 62) verbunden wird,
 - ein mit einer teilweise flexiblen Außenwand versehener Hydrospeicher (10) mit der Hydraulikflüssigkeit (14) gefüllt und mit der Ventilnadel (5) verbunden wird,
 - der Hydrospeicher (10) über eine gedrosselte Verbindungsleitung (9, 91, 92) mit der Hydraulikkammer (8) hydraulisch verbunden wird, so daß
 - eine schnelle Bewegung des Stellantriebs über das primärseitige Trennelement (4, 41, 42) und die Hydraulikkammer (8) auf das sekundärseitige Trennelement (6, 61, 62) und damit auf die Ventilnadel (5) hydraulisch übertragen wird,
 - über die gedrosselte Verbindungsleitung (9, 91, 92) ein Druck (PT) in der Hydraulikkammer (8) vergleichsweise langsam an einen resultierenden Druck (PH) im Hydrospeicher (10) angeglichen wird,
 - über die Bewegung der Ventilnadel (5) ein Öffnen und Schließen eines Ventils (16) zur dosierten Abgabe von Fluid (F) gesteuert wird.
24. Verfahren nach Anspruch 23, bei dem
- in Ruhestellung der Stellantrieb elongiert wird, wodurch die Hydraulikkammer (8) zusammengedrückt wird, und das sekundärseitige Trennelement (6, 61, 62) so in Richtung der Fluidkammer (7) bewegt wird, daß die Ventilnadel (5) das Ventil (16) verschließt,
 - zu Beginn eines Dosiervorgangs der Stellantrieb kontrahiert wird, wodurch die Hydraulikkammer (8) entlastet wird, so daß das sekundärseitige Trennelement (6, 61, 62) in Richtung der Hydraulikkammer (8) bewegt wird, wodurch die Ventilnadel (5) das Ventil (16) öffnet, und Fluid (F) dosiert aus der Fluidkammer (7) in den Außenraum abgegeben wird,
 - zur Beendigung des Dosiervorgangs der Stellantrieb elongiert wird, wodurch die Hydraulikkammer (8) wieder zusammengedrückt wird, so daß das sekundärseitige Trennelement (6, 61, 62) in Richtung der Fluidkammer (7) bewegt wird, wodurch die Ventilnadel (5) das Ventil (16) schließt.
25. Verfahren nach Anspruch 23 oder 24, bei der die schnelle Bewegung des Piezoaktors (1) hydraulisch hubtransformiert auf das sekundärseitige Trennelement (6, 61, 62) übertragen wird.
26. Verfahren nach einem der Ansprüche 23 bis 25, bei der als Stellantrieb ein Piezoaktor (1), ein elektrostriktiver Aktor oder ein magnetostriktiver Aktor eingesetzt wird.
27. Verfahren nach einem der Ansprüche 23 bis 26, bei dem das primärseitige Trennelement (4) eine Primärmembran (41) ist, deren Auslenkung durch die Bewegung des Stellantriebs gesteuert wird.
28. Verfahren nach einem der Ansprüche 23 bis 26, bei dem das primärseitige Trennelement (4) ein Primärkolben (41) ist, dessen Verschiebung durch die Bewegung des Stellantriebs gesteuert wird.
29. Verfahren nach einem der Ansprüche 23 bis 28, bei

dem das sekundärseitige Trennelement (6) eine Sekundärmembran (61) ist, deren Auslenkung durch den Druck der Hydraulikflüssigkeit (14) in der Hydraulikkammer (8) gesteuert wird.

30. Verfahren nach einem der Ansprüche 23 bis 28, bei dem das sekundärseitige Trennelement (6) ein Sekundärkolben (62) ist, dessen Auslenkung durch den Druck der Hydraulikflüssigkeit (14) in der Hydraulikkammer (8) gesteuert wird.

31. Verfahren nach einem der Ansprüche 23 bis 30, bei dem ein Grunddruck (P0) der Hydraulikflüssigkeit (14) 10 bis 50 bar beträgt.

32. Verfahren nach einem der Ansprüche 23 bis 31, bei dem ein Druck (PF) des Fluids (F) 0 bis 250 bar beträgt.

33. Verfahren nach einem der Ansprüche 23 bis 32, bei dem der Piezoaktor (1) 20 µm bis 60 µm ausgelenkt wird.

34. Verfahren nach einem der Ansprüche 23 bis 33, bei dem die Ventalnadel (5) 60 µm bis 360 µm ausgelenkt wird.

Hierzu 5 Seite(n) Zeichnungen

25

30

35

40

45

50

55

60

65

- Leerseite -

FIG 1

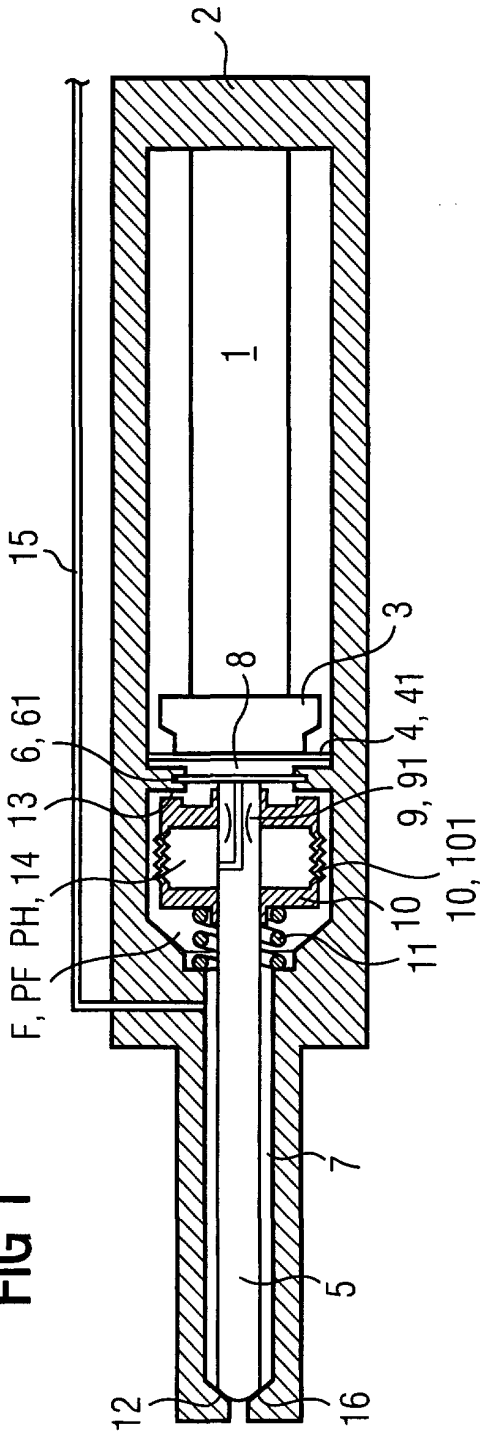


FIG 2

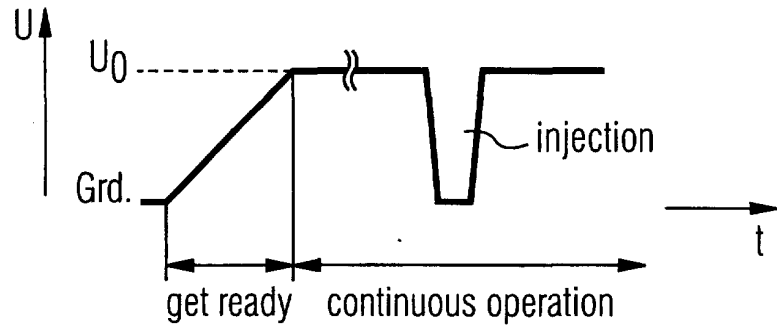
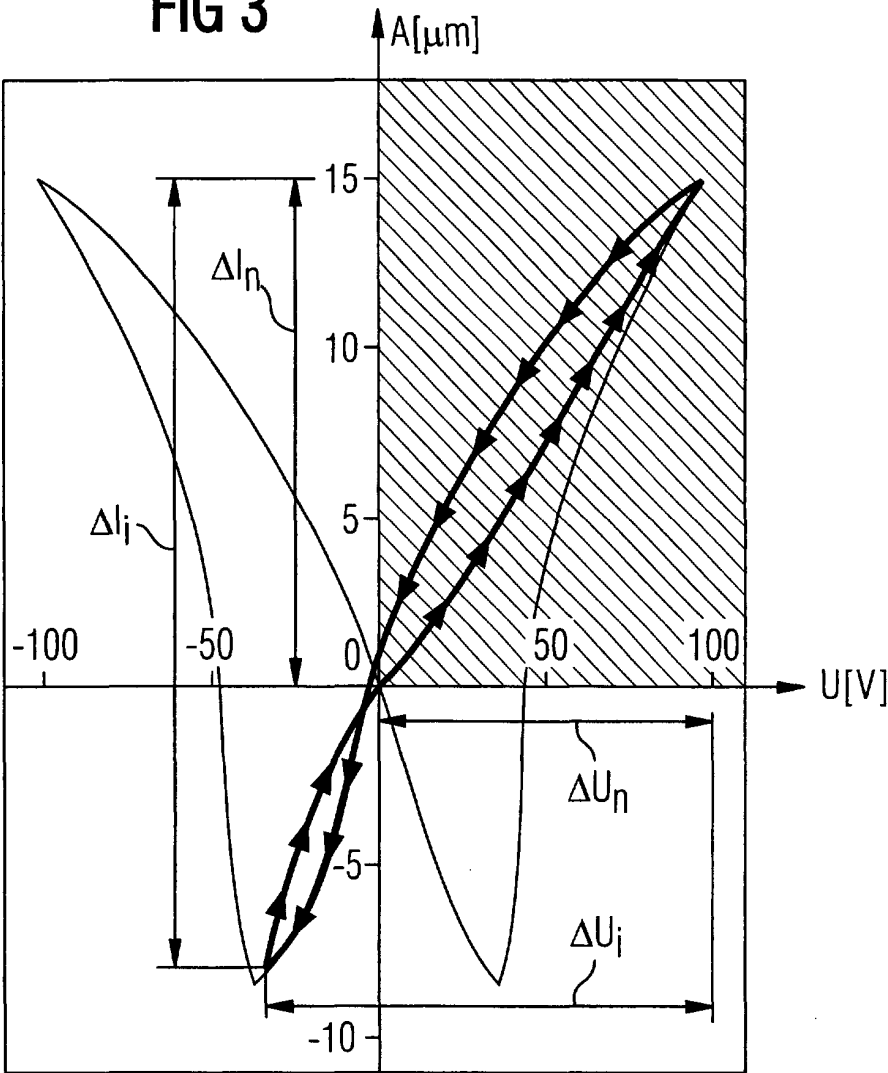


FIG 3



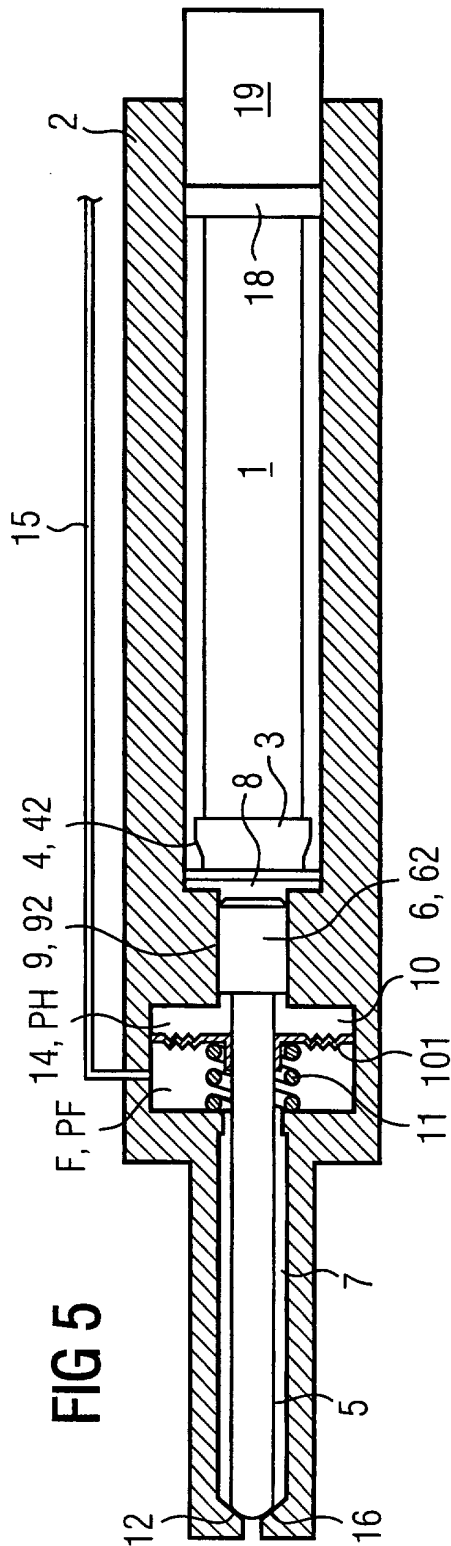
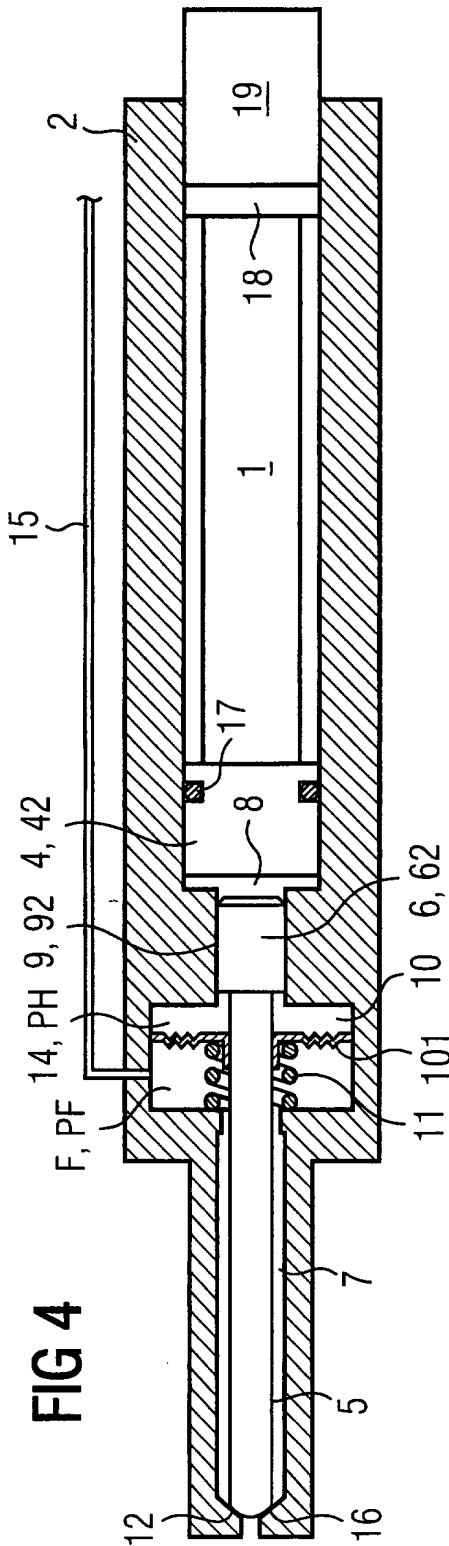


FIG 6a

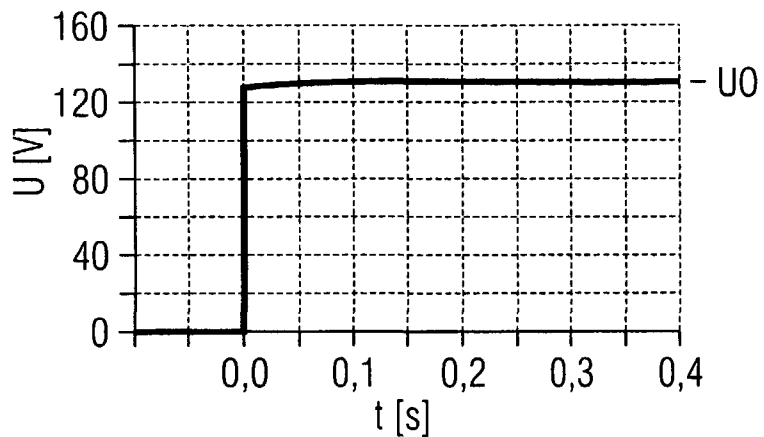


FIG 6c

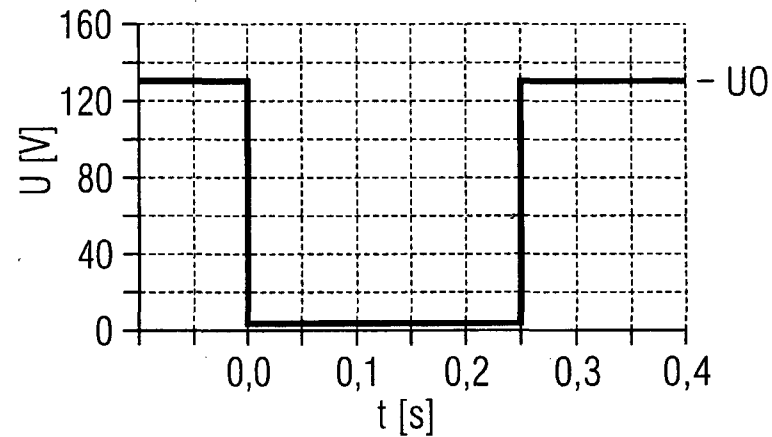


FIG 6b

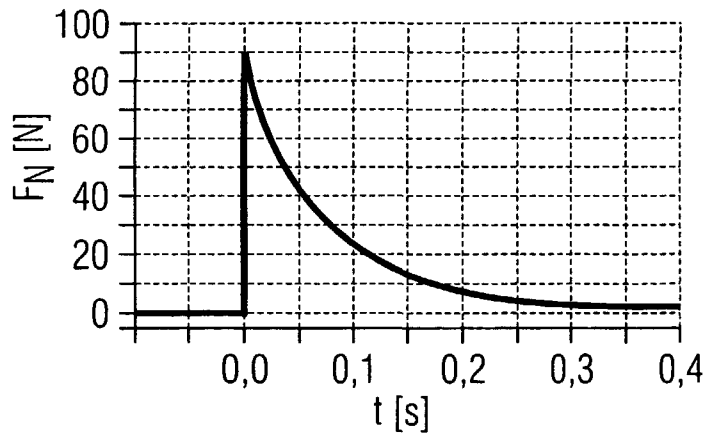
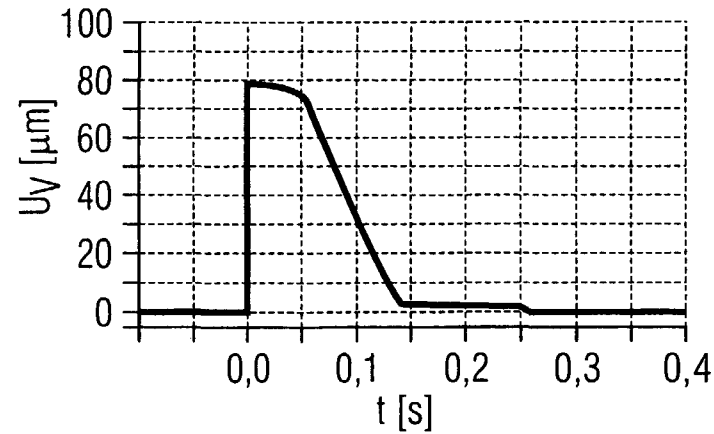
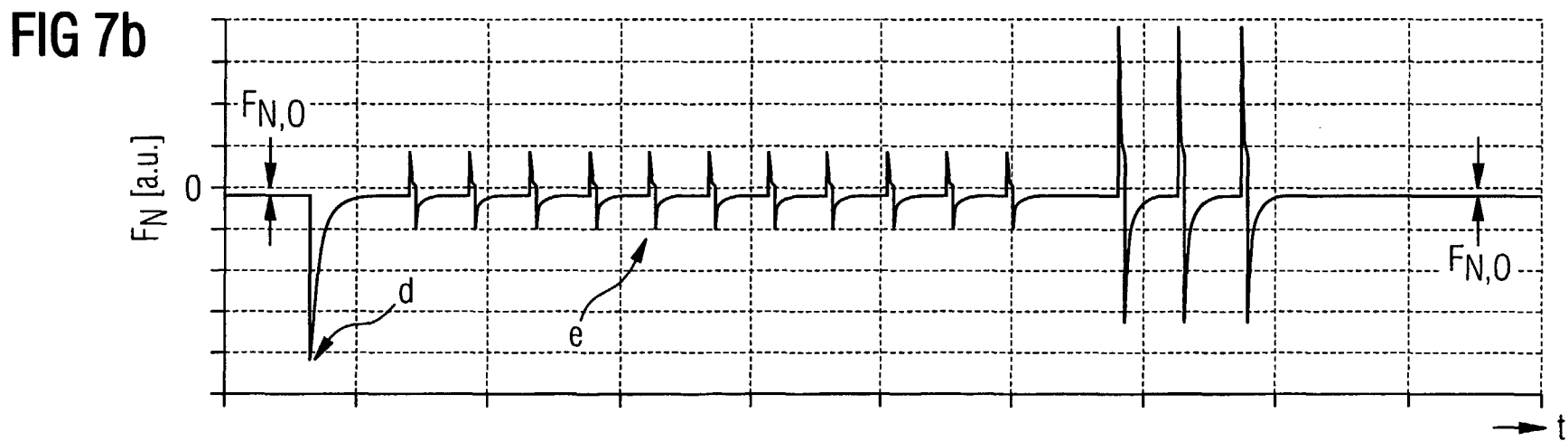
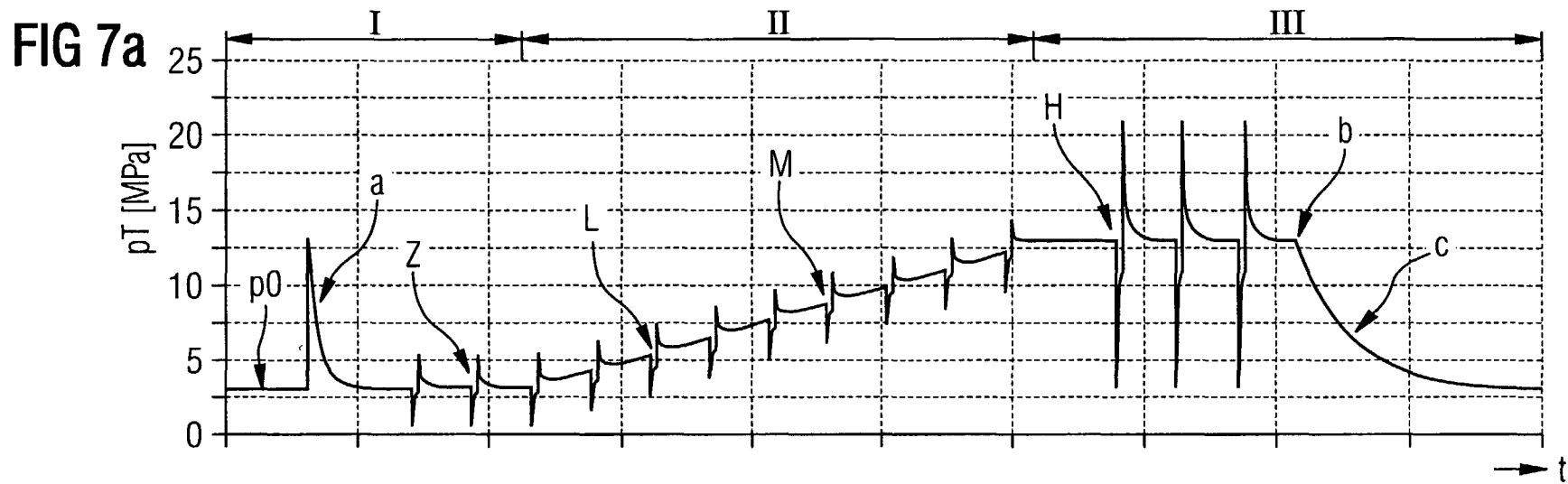


FIG 6d





①⑨ FEDERAL REPUBLIC ①② **Unexamined Patent**
OF GERMANY ⑩ **DE 19838862 A 1**



**GERMAN PATENT
AND TRADEMARK
OFFICE**

②① Application No.: 198 38 862.4
②② Filing Date: August 26, 1998
④③ Publication Date: March 9, 2000

⑤① Int. Cl.⁷:
G 01 F 13/00
B 05 B 9/047
F 15 B 1/00
F 15 B 15/00
F 02 M 51/06
F 02 M 47/06

DE 198 38 862 A 1

⑦① Applicant:
Siemens AG, 80333 Munich, Germany

⑦② Inventor:
Kappel, Andreas, Grad. Physicist, Dr., 81369 Munich, DE; Mock,
Randolf, Grad. Physicist, Dr., 81739 Munich, DE; Meixner, Hans,
Prof. Grad. Physicist, Dr., 85540 Haar, DE; Gottlieb, Bernhard,
Grad. Physicist, Dr., 85764 Oberschleißheim, Germany

⑤⑥ Documents cited in opposition:
DE 195 19 762 A1
DE 43 06 072 A1

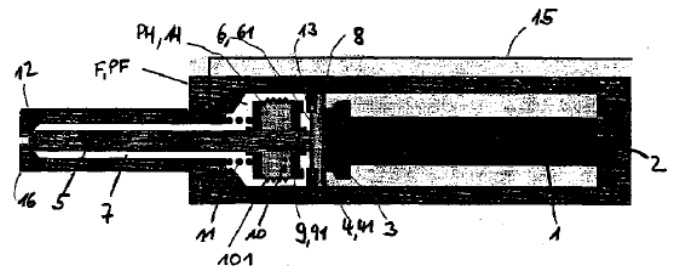
The following information is taken from documents submitted by the applicant.

Request for examination submitted in accordance with § 44 PatG

⑤④ Metering Device

⑤⑦ Metering device, comprising

- a housing (2) having a piezo actuator (1) placed in its interior space,
- a hydraulic chamber (8), which is bordered by a separating element (4, 41, 42) on the primary side and a separating element (6, 61, 62) on the secondary side and is filled with a hydraulic liquid (14) and subdivides the interior space of the housing (2) into a fluid chamber (7) filled under pressure with a fluid (F) and a space for the piezo actuator (1),
- a valve needle (5) in the fluid chamber (7), which is connected to the separating element (6, 61, 62) on the secondary side,
- a hydraulic accumulator (10), which is filled with the hydraulic liquid (14) and has an exterior wall (101), which is at least partially flexible and is connected to the valve needle (5),
- a throttled connecting line (9, 91, 92), connecting the hydraulic accumulator (10) to the hydraulic chamber (8), so that
- a rapid movement of the piezo actuator (1) can be transferred hydraulically with transformation of the lift to the separating element (6, 61, 62) on the secondary side and therefore to the valve needle (5) via the separating element (4, 41, 42) on the primary side and the hydraulic chamber (8)
- a pressure (PT) in the hydraulic chamber (8) can be adjusted relatively slowly to a resulting pressure (PH) in the hydraulic accumulator (10) by means of a throttled connecting line (9, 91, 92),
- opening and closing of a valve (16) for metered dispensing of a fluid (F) can be controlled by the movement of the valve needle (5).



DE 198 38 862 A 1

Description

The present invention relates to a device and a method for metering a fluid.

Direct injection of fuel into the combustion chamber of an engine is an effective measure for achieving a further reduction in fuel consumption and exhaust emissions. A special combustion method that can be implemented only with a greatly improved fuel injector is required to avoid the disadvantages associated with direct injection. Therefore, due to the very short time for processing the fuel mixture, high-pressure injection of fuel, even repeatedly under some circumstances, is indicated to ensure adequate processing of the mixture and stratification of the charge in the combustion chamber.

However, high-precision metering of a small amount of fuel at high injection pressure using a conventional electromagnetic injector is possible only to a limited extent due to a comparatively slow response time, for example. Therefore, there is interest in using a very fast-switching actuator, e.g., a piezoelectric, electrostrictive or magnetostrictive actuator, for operation of a fuel injector.

However, high demands are made of the metering device because of the given boundary conditions in integration of a piezoelectric drive instead of an electromagnetic drive. The following are often required, for example:

- retaining the established designs as much as possible,
- retaining a valve that opens inwardly,
- increasing the piezoelectric lift by lengthening the lift,
- sealing the piezo actuator with respect to the fluid to be metered,
- functionality over a wide temperature range (e.g., 40°C to +150°C),
- functionality over a wide range of injection pressures (e.g., 0-250 bar in the case of a gasoline injector),
- fail safety in a short circuit or a line break,
- a lifetime of $\geq 2 \cdot 10^9$ actuations.

So far there has not been a satisfactory solution to the problem points listed above, in particular for a high-pressure gasoline injector.

US Patent 4,725,002 relates to a metering valve for metering liquids and gases, comprising a device only for damping and equalizing a thermal change in length of a piezo actuator. This device consists of a damping space and an equalizing space that are connected to one another by an annular gap. The damping space is arranged between a housing and a piezo actuator on the primary side. The piezo actuator drives a valve needle directly.

The object of the present invention is to provide a metering device by means of which precise metering of even small amounts of liquid can be achieved even at a high injection pressure.

This object is achieved by the features of claims 1 and 23.

The idea of the present invention is based on the use of a fast-switching metering device, which itself uses a closed hydraulic lift transformer that largely equalizes the pressure and has an integrated hydraulic accumulator.

The primary drive is a piezoelectric actuator, which is placed in a housing and supported on the interior wall of the housing. This interior space is subdivided by a hydraulic chamber into a fluid chamber and a space for the piezoelectric actuator.

The hydraulic chamber is bordered by a separating element on the primary side and a separating element on the secondary side, e.g., a membrane, a piston or bellows. It is filled with a hydraulic liquid, e.g., synthetic or mineral fats, oils or mercury under an admission pressure.

The fluid chamber, which is pressurized with a fluid, contains a valve needle connected to the secondary membrane. Opening and closing of a valve can be controlled by the lift of the valve needle, so that fluid can be dispensed from the fluid chamber in a metered manner.

The valve needle is connected to a hydraulic accumulator, which is also filled with the hydraulic liquid and has an exterior wall that is at least partially flexible. The hydraulic accumulator and the hydraulic chamber are interconnected by a throttled connecting line, for example, by a throttle bore in the valve needle.

Movement of the piezo actuator is transferred to the separating element on the secondary side and thus to the valve needle via the separating element on the primary side and the hydraulic chamber. A pressure difference that builds up between the hydraulic chamber and the hydraulic accumulator can be equalized relatively slowly through the throttled connecting line. Therefore, if a pressure difference is established rapidly on actuation of the primary drive, it is transferred essentially without any damping from the separating element on the primary side to the separating element on the secondary side.

The connection of the hydraulic chamber to the hydraulic accumulator via the throttled connecting line advantageously yields complete compensation of temperature-induced changes in length and volume as well as settling effects of the piezo actuator, thereby enabling functionality in a broad temperature range from at least -40°C to 150°C.

Since the hydraulic liquid is under an admission pressure, it yields the advantage that the piezo actuator is under a compressive prestress. This is advantageous in particular with a ceramic or ceramic-like piezo actuator, because these actuators are destroyed especially easily by tensile stress. This results in a long lifetime of $\geq 2 \cdot 10^9$ actuations for such a metering device.

In addition, a spring element such as a tube spring or a disk spring may be provided for the compressive prestress of the piezo actuator, so that the compressive prestress of the piezo actuator is advantageously assured even when the fluid or hydraulic liquid is under a low pressure.

Use of a low-voltage PMA (PMA = piezoelectric multilayer actuator) is advantageous because of its low control voltage, its high mechanical stiffness and its short switching times, among other things.

It is also conceivable to use an electrostrictive or magnetostrictive actuator because of the rapid operating times.

Using the separating element on the primary side and that on the secondary side advantageously makes it possible to adjust any desired hydraulic lift transformation. To transform the lift (lift ratio >1) between the primary drive and the valve needle, the surface of the separating element on the primary side that is exposed to the hydraulic liquid is designed to be larger than the side of the separating element on the secondary side that is exposed to the hydraulic fluid.

A typical lift transformation between the separating element on the secondary side and the separating element on the primary side is between 1.5 : 1 and 10 : 1, in particular 6 : 1. However, it is also conceivable to have a reduction in lift (lift ratio < 1) or a transformation of lift without any change in lift ratio (lift ratio = 1).

In addition, an inverted piezo hydraulic operating mode for commutation of motion is advantageously possible with the help of the hydraulic chamber under a compressive prestress, thus making it possible to retain inwardly opening metering. However, the hydraulic metering device can also be used for actuating outwardly opening valves with a suitable design of this system.

Furthermore, control even down into the range of negative voltages (i.e., opposite the direction of polarity) is also possible due to the compressive prestress of the piezo actuator, thus advantageously yielding an improved piezo lift. The negative control voltage is typically in a range of up to 30% of the possible positive control voltage.

Parasitic force shunting of the membranes is advantageously prevented when using a piston guided in a bore.

In addition, due to its compact design, this metering device achieves the result that existing designs for metering devices can be retained.

Furthermore, very fast switching times of typically 10 μ s to 100 μ s are possible due to use of the piezo actuator.

This metering device is naturally not limited to fuel injection, e.g., gasoline injection, diesel injection or methane injection for a gasoline engine. Many other applications are also conceivable, such as controlling a hydraulic valve. For example, such a hydraulic valve can be used for controlling a brake system or for metering for an active vibration damper.

The fluid may be a liquid such as water or a gas such as compressed air. When using the metering device for fuel injection, the fluid is advantageously a liquid such as gasoline, diesel, kerosene, petroleum or alcohol or a gas such as methane or blood.

In the following exemplary embodiments, the metering device is illustrated schematically in greater detail:

Fig. 1 shows a metering device,

Fig. 2 shows an operating mode of the metering device,

Fig. 3 shows a deflection of a piezo actuator,

Fig. 4 shows another metering device,

Fig. 5 shows another metering device,

Fig. 6 shows various dynamic variables,

Fig. 7 shows the plot of dynamic variables in a typical application.

Fig. 1 illustrates a sectional diagram in a side view of one embodiment of a metering device.

A piezo actuator 1, which is supported with one end face on the bottom of the interior wall of a housing 2, serves as the drive. The piezo actuator 1 is embodied as a low-voltage PMA. With its other end face, the piezo actuator 1 is in contact via a pressure ram 3 with a separating element 4 on the primary side, which is embodied as a primary membrane 41. Use of a primary membrane 41 yields the advantage of a simple design, actuation that is largely free of wear and a strong hydraulic seal.

A separating element 6 on the secondary side in the form of a secondary membrane 61 is situated a short distance away on the primary membrane 41. The space enclosed by the primary membrane 41 and the secondary membrane 61 is referred to as the hydraulic chamber 8, to which pressure is applied with a hydraulic liquid 14. The hydraulic chamber 8 serves to transfer power between the primary membrane 1 and the secondary membrane 61.

The interior space of the housing 2 is subdivided by the hydraulic chamber 8 into a fluid chamber 7 and a space for the piezo actuator 1. The fluid chamber 7 is acted upon with fluid F, such as fuel, under pressure through a fluid feed 15.

The secondary membrane 61 is connected to a valve needle 5 situated in the fluid chamber 7. Opening and closing of the valve 16 are controlled by the lift of the valve needle 5, which is in contact with a valve sealing seat 12 in the closed state.

A hydraulic accumulator 10 is connected to the valve needle 5. The hydraulic accumulator 10 has an exterior wall 101, which is at least partially flexible, and is connected to the hydraulic chamber 8 by a throttled connecting line 9, which is embodied here in the form of a throttle bore 91 that is present in the valve needle 5.

The effect of the hydraulic accumulator 10 is that a long-term change in pressure of the hydraulic liquid 14, caused by a change in temperature, for example, does not have any significant effect on the function of the drive, because the basic pressure P0 in the hydraulic accumulator 10 is kept almost constant.

Thus, an increase in temperature leads to an increase in pressure PT in the hydraulic chamber 8, whereas a change in volume in the hydraulic accumulator 10 takes place without a significant increase in pressure due to expansion of the at least partially flexible exterior wall 101. This difference in pressure between the hydraulic chamber 8 and the hydraulic accumulator 10 results in an equalization of hydraulic liquid 14 through throttle bore 91 until the pressure PT in the hydraulic chamber 8 has dropped back to the basic pressure P0.

Due to the complete linkage of the hydraulic accumulator 10 to the valve needle 5, mechanical deformations in the hydraulic accumulator 10 caused by a variable pressure PF in the fluid F in the fluid chamber 7 and the resulting forces induced at the linkage points of the hydraulic accumulator 10 do not have a significant influence on the function (i.e., the balance of forces) of the drive.

The throttle bore 91 is calibrated so that rapid changes in pressure PT in the hydraulic chamber 8 due to the triggering of the piezo actuator 1 are reduced only gradually.

The hydraulic system consisting of the hydraulic accumulator 10, the hydraulic chamber 8 and the throttle bore 91 is hermetically sealed (in particular with respect to the fluid F) and is filled once, preferably with a synthetic oil, under pressure, preferably a basic pressure P0 in the range of 10-50 bar. The synthetic oil has the advantage that it is inert and free of wear and shows only a minor change in viscosity with an increase in temperature.

The restoring force in effect due to the basic pressure P0 on the secondary membrane 61 is suitably compensated by a spring element 11, e.g., a spiral compression spring, namely in such a way that, on the one hand, an adequate closing force is available for keeping the valve needle 5 sealed in the valve sealing seat 12 and, on the other hand, the valve seating force is limited to a level at which damage to the valve sealing seat 12 is ruled out. The lift of the valve needle 5 is limited by a stop 13.

The compressive force applied to the pressure ram **3** and the piezo65 actuator **1** due to the basic pressure P_0 of the hydraulic system (and optionally due to the pressure P_F of the fluid F) over the primary membrane **41** serves to reset the elements on the primary side **1, 3** and to prevent damage to the piezo actuator **1** due to tensile stress. In addition, a tube spring acting on the pressure ram **3** is70 advantageously used for the compressive prestress on the piezo actuator **1** and for resetting the elements on the primary side **1, 3** (not illustrated). The tube spring is attached to the housing **2** at one end and to the primary piston **42** at the other end and surrounds the piezo actuator **1**. 75

A hydraulic conversion of lift from the piezo actuator **1** to the valve needle **5** is achieved by a suitable design of the pressure-active surfaces of primary membrane **41** and secondary membrane **61**, i.e., the primary membrane **41** usually has a larger hydraulically active diameter than the secondary membrane **61**. A lift conversion80 of $6 : 1$ is preferred when the lift of the piezo actuator **1** is $40\text{ }\mu\text{m}$ and the lift of the valve needle **5** is $240\text{ }\mu\text{m}$.

However, depending on requirements, the lift may remain the same or be reduced.

When fluid chamber **7** is full, the pressure P_F of the fluid F in the85 fluid chamber **7** is superimposed additively on the basic pressure P_0 of the hydraulic accumulator **10** due to the flexibility of the at least partially flexible exterior wall **101** of the hydraulic accumulator **10**. Therefore, the pressure P_H of the hydraulic liquid **14** in the hydraulic accumulator **10** amounts to the additive pressure90 $P_0 + P_F$. On the other hand, the pressure P_H in the hydraulic accumulator **10** is also applied in the hydraulic chamber **8** via the throttle bore **91**, so the pressure difference between the hydraulic chamber **8** and the fluid chamber **7**, which drops over the secondary membrane **61**, is independent of P_F . This ensures a static hydraulic95 closing force on the valve needle **5** that is independent of P_F . At a pressure P_F of $0\text{--}250\text{ bar}$, typically 100 bar , and with the primary membrane **41** having a pressure-active surface area of more than 100 mm^2 , there is an optimal, very high and path-independent mechanical compressive prestress on the piezo actuator **1**. For100 example, when the diameter of the piezo actuator **1** is 16 mm and $P_F = 100\text{ bar}$, a compressive prestress of 2210 N is obtained on the piezo actuator **1**. This minimizes any parasitic mechanical flow mechanism due to gap suspension, for example.

Metering is performed, for example, in the following steps, which105 are explained on the basis of gasoline injection into an internal combustion engine:

The fluid chamber **7** is not under pressure in the basic state and the valve needle **5** is held with a seal in the valve seat **12** due to the basic pressure P_0 in the hydraulic chamber **8** (typically $P_0 = 25\text{ bar}$)10 acting on the secondary membrane **61**. The piezo actuator **1** is discharged and/or short-circuited.

To start an internal combustion engine, first a fluid F , gasoline here, is delivered into the fluid chamber **7** at a pressure $P_F = 3\text{ bar}$. Therefore, the pressure P_H in the hydraulic accumulator **10** and15 thus the pressure P_T in the hydraulic chamber **8** increase slightly to 28 bar . However, the differential pressure over the secondary membrane **61** between the hydraulic chamber **8** and the fluid chamber **7** remains constant.

To prepare for a metering operation, the piezo actuator **1** is20 charged to its rated operating voltage U_0 (by an electrical connection that is not shown here) and is kept in the charged state. The axial expansion of the piezo actuator **1** associated with charging (longitudinal effect in the d_{33} direction) results in a rise in pressure P_T in the hydraulic chamber **8** and consequently to a25 additive closing force on the valve needle **5**. The pulse shape of the electric signal required for charging is not critical here.

The pressure P_T in the hydraulic chamber **8** drops back to its original pressure level of $P_T = P_H = 28\text{ bar}$ within a short period of time with a time constant (typically $0.1\text{ s--}1\text{ s}$), which is determined by the geometry of the throttle bore **91** and the viscosity of the hydraulic liquid **14**. The reason for this is that the hydraulic accumulator **10** remains at the original pressure level $P_H = 28\text{ bar}$ due to a change in volume because of its partially flexible wall. However, the piezo actuator **1** and the pressure ram **3** and the primary membrane **41** driven by the ram are now in the maximum deflected position (typical lift = $20\text{--}60\text{ }\mu\text{m}$).

Starting from this position, the metering device can be opened by brief discharging of the piezo actuator **1**, where the injection time is proportional to the discharge time of the piezo actuator **1**.

Rapid discharging causes the piezo actuator **1** to contract by the amount of its deflection at no load, which results in a drop in pressure in the hydraulic chamber **8** to below the standard pressure level $P_H = P_0 + P_F$ and a corresponding pressure difference over the secondary membrane **61**. The resulting force leads to a displacement of the secondary membrane **61** and the valve needle **5** attached to it in the direction of piezo actuator **1**, so the valve needle **5** is lifted up from the valve sealing seat **12**. This causes the valve **16** to be opened, and fluid F flows out of the fluid chamber **7** through an opening in the housing **2**.

To advantageously increase the reproducibility of the injection quantity, the lift of the valve needle **5** is limited to defined amounts by a stop **13**.

During the opening time of the metering device, the pressure P_T of the hydraulic chamber **8** is gradually adapted to the pressure P_H of the hydraulic accumulator **10**, so that automatic drift-type closing of the metering device begins after a certain period of time. This ensures optimum failure behavior in the event of a short circuit or a line break to the piezo actuator **1**.

The required injection times of typically 0.05 ms to 10 ms can be achieved easily by suitable adjustment of the flow resistance in the throttle bore **91** to the viscosity of the hydraulic liquid **14** over the entire temperature range. A synthetic oil with a viscosity that has a low dependence on temperature is advantageously used here.

To actively terminate the metering operation, the piezo actuator **1** is again charged to the rated operating voltage U_0 and therefore the valve needle **5** attached to the secondary membrane **61** is moved back into the valve sealing seat **12**. Slight overfilling of the hydraulic chamber **10** due to the hydraulic liquid **14** flowing into the hydraulic chamber during the opening phase of the valve **16** advantageously supports complete closing of the valve **16** without bouncing.

After the engine has reached an idling speed, for example, by means of a mechanically driven gasoline high-pressure pump, the pressure in the fluid chamber **7** is increased through the inlet line **15**, typically to 100 bar and typically within $1\text{--}2\text{ seconds}$. Thus, the entire closed hydraulic system is charged to a pressure of $P_H = 125\text{ bar}$ by the hydraulic accumulator **10**. However, the differential pressure over the secondary membrane **61** remains constant at 25 bar .

To prevent unwanted opening of the metering device during the buildup of pressure P_F , the equalizing process between the hydraulic accumulator **10** and the hydraulic chamber **8** must proceed more rapidly than the pressure buildup in the high-pressure system. On the other hand, the throttle resistance and viscosity of the hydraulic liquid **14** must be adjusted to one another so that the required injection time is reliably achieved.

Both are possible here with no problem. There is optionally the possibility of suitably reducing the rate of pressure increase in the high-pressure system by throttling or by means of storage volume (not illustrated). The higher level of the pressure P_F and the higher differential pressure that occurs with charging and/or discharging of the piezo actuator **1** in principle permit an even faster metering operation (typically t_{on} and $t_{off} < 75 \mu s$).

When the engine is stopped, the capacitive piezo actuator **1** (typically $C \approx 2.5 \mu F$) is first kept in the charged state, i.e., the injector remains closed. The piezo actuator **1** is discharged and reset slowly by means of a high-value leak resistor (e.g., $1 M\Omega$ in parallel with the piezo actuator **1**), which can remain permanently in the signal path, so that opening of the metering device is ruled out.

Fig. 2 shows a typical operating sequence of a metering device on the basis of a voltage U (ordinate) applied to a piezo actuator **1** and plotted as a function of time t (abscissa).

In the basic state, the voltage is at a basic level or ground ("Grd."), for example, $0 V$. To establish operational readiness ("get ready"), the voltage U is raised to a rated operating voltage U_0 . For metering ("injection"), the voltage U is returned to the basic level, e.g., by turning off the piezo actuator **1**, and then is run back up to the rated operating voltage U_0 after a holding time.

Fig. 3 shows a diagram of the deflection A of the piezo actuator **1** in μm plotted as a function of the voltage U in volts applied to it. The curve, which does not have any arrows, describes a run through the positive and negative operating voltage of the piezo actuator **1**, which is repolarized (reversal of polarization). The characteristic line used for the piezo actuator **1** is shown as loops labeled with arrows.

The relative change in length $\Delta l/l$ of a piezo actuator **1** of the length l , which is based on the piezoelectric d_{33} length effect, is typically $0.10\%-0.14\%$. To avoid reversal of polarity, the piezo actuator **1** is traditionally operated only with a positive operating voltage in the direction of polarization (area shown in hatching). In this unipolar mode of operation, there is a positive change in length Δl_n at a voltage difference ΔU_n .

On the other hand, the expanded operating range of the piezo actuator **1**, which is under a compressive prestress, permits brief modulation into the negative voltage range. Therefore, a much greater relative change in length Δl_i up to $0.3 \Delta l_n$ is achieved with a corresponding voltage difference ΔU_i . Before repolarization, however, the operating voltage is run up again. The expanded operating range yields an advantage with regard to the size of the actuator and the manufacturing costs. Such a type of operation is allowed because the piezo actuator **1** is being repolarized most of the time (during the injection pauses) due to the applied rated operating voltage U_0 .

Fig. 4 shows another embodiment of the metering device as a side view in a sectional diagram.

The separating element **4** on the primary side and the separating element **6** on the secondary side are embodied here in the form of a primary piston **42** and secondary piston **62**, which are guided in the bore in the housing **1**.

The primary piston **42** sits with one end face in contact with the piezo actuator **1** and with its end face opposite the piezo actuator **1** in contact with the hydraulic chamber **8**.

On the side opposite the primary piston **42**, the hydraulic chamber

8 is bordered by the secondary piston **62**. The hydraulic accumulator **10** is formed by the flexible exterior wall **101** and the housing. The valve needle **5** extends through the hydraulic chamber **8**, the fit **92** between the housing **2** and the secondary piston **62**, throttled and hydraulically connected to the hydraulic chamber **8**. The fit **92** in the form of an annular gap has the function of a flow resistor. It corresponds to the function of the throttle bore **91**.

The partially flexible exterior wall **101** of the hydraulic accumulator **10** is secured on the housing **2** and on the valve needle **5**. The force exerted by the pressure P_0 and/or P_H in the hydraulic accumulator **10** on the at least partially flexible exterior wall **101** is compensated by a spring element **11**, preferably a spiral compression spring, to the extent that there remains a closing force sufficient to hold the valve **16** tightly. This is accomplished by the fact that the spring element **11**, which is under pressure, is supported on the housing **2** and on the valve needle **5**.

In contrast with the use of a membrane, the double piston drive advantageously does not have any parasitic force shunting, so the hydraulic efficiency is higher.

The fit between the housing **2** and the primary piston **42** is preferably sealed hydraulically by a gasket **17**, preferably made of an elastomer material, so that no hydraulic liquid **14** reaches the piezo actuator **1**. The gasket **17** is installed with a high degree of pressing in a groove on the primary piston **42** to ensure a high hydraulic stiffness. Due to the small lift of the piezo actuator **1**, the gasket **17** merely undergoes elastic deformation, so that advantageously there is no sliding friction that could cause wear on the gasket **17**. In addition to a gasket **17**, a bead of metal or rubber, for example, may also be used.

The primary piston **42** is fitted into the housing **2** with a very small lateral play (typically with a gap in the range of a few micrometers). This minimizes the effect of the pressure peaks occurring in the hydraulic chamber **8** on the gasket **17**. To prevent migration of the gasket **17** into the gap, an additional supporting ring may also be provided (not illustrated). Likewise, the secondary piston **62** is also fitted into the housing with a small lateral play.

The position of the piezo actuator **1** can be adjusted on the housing side by means of a washer **18** that is displaceable along the bore and by a displacement device **19**, e.g., a screw in contact with the former.

The functioning of this exemplary embodiment is basically similar to the operation of the exemplary embodiment illustrated in **Fig. 1**. Bending of the membranes **41**, **61** here is replaced by a displacement of the pistons **42**, **62**. The pressure ram **3** is omitted in this exemplary embodiment.

Fig. 5 shows another exemplary embodiment of the metering device as a sectional diagram in a side view. A combined piston and membrane hydraulic transformation of lift is used here.

The elements on the primary side, i.e., the piezo actuator **1**, the pressure ram **3** and the primary membrane **41** correspond to the elements shown in **Fig. 1**. The elements on the secondary side, such as the secondary piston **62**, the hydraulic accumulator **10** and the fit **92** correspond to the respective elements from **Fig. 4**. The operation of this exemplary embodiment corresponds to that of the elements described with respect to **Fig. 1** and **Fig. 4**.

Any other combination of suitable separating elements **4**, **6** may also be used, e.g., by means of metal bellows or tubing. 65

Fig. 6 shows state variables of the metering device, plotted as a function of time t , in establishing operational readiness (**Fig. 6a** and **6b**) and during a prolonged voltage drop on the piezo actuator **1** (**Fig. 6c** and **6d**).

Fig. 6a shows the voltage U which is applied to the piezo actuator **1**, and which rises from a base level $U = 0$ V from a time $t = 0$ s to the rated operating voltage U_0 .

Fig. 6b shows the closing force F_N (max. approx. 88 N) additionally acting on the valve needle **5** due to the actuation of the piezo actuator **1** in **Fig. 6a** in the initial charging of the piezo actuator **1**. This closing force F_N drops to less than 10% of the maximum value within 20 ms.

Fig. 6c shows the voltage U applied to the piezo actuator **1**, plotted as a function of the time t for a prolonged voltage drop.

The voltage U drops from the rated operating voltage U_0 to the base level, for example, for opening the valve **16** or in a failure of the voltage U on the piezo actuator **1**, and then rises back to U_0 at $t = 0.25$ s.

Fig. 6d shows the diagram of the lift uV of the valve needle **5** belonging to **Fig. 6c**, plotted as a function of time t . One can see clearly the automatic drift of the valve needle **5** back within 140 ms in the case of an extremely long operating time, as would occur in a malfunction of the piezo actuator, for example.

Fig. 7 illustrates the expected switching behavior on the basis of the pressure PT in Mpa occurring in the hydraulic chamber **8** (**Fig. 7a**) and the corresponding force F_N on the valve needle **5** in any units (**Fig. 7b**), each plotted as a function of the same time

Fig. 7a shows at the beginning of the plot a pressure PT corresponding to the basic pressure P_0 in the hydraulic chamber **8** of approx. 3 MPa (at the left), where the fluid chamber **7** is operated without pressure (section I). A first pressure peak a with a pressure increase to PT of 13 MPa and a following pressure drop are created based on the initial charging of the piezo actuator **1**.

As the time t progresses further (in the direction toward the right), pressure fluctuations for metering processes Z in a pressureless state of the fluid chamber **7** (section I) and metering processes L , M during a pressure buildup (section II) in the fluid chamber **7** are shown. When a desired high pressure state (section III) has been reached in the fluid chamber **7**, there is a greater load on the hydraulic chamber **8**, for example, in that the piezo actuator **1** is subjected to a higher voltage or is triggered more rapidly. In the high-pressure state, the risk of cavitation in the hydraulic chamber **8** is of course not negligible. It can be seen that the size of the pressure fluctuations in sections I and II is kept essentially constant.

After turning off the engine, there is a pressure drop c down to the basic pressure $P_0 = 3$ Mpa in the hydraulic chamber **8**.

Fig. 7b shows the force F_N on the valve needle **5**, plotted in a manner similar to the plot in **Fig. 7a**.

After an initial closing force $F_{N,0}$ on the valve needle **5**, there is a force peak d , which is similar to the pressure peak a of the pressure PT in the initial charging of the piezo actuator **1**.

The subsequent fluctuations in the force F_N are in turn similar and correspond to the pressure fluctuations in the pressure PT . The plus or minus sign with F_N corresponds to opening and closing of the valve **16**. In contrast with the pressure PT , the force F_N is independent of the pressure PF of the fluid F in the fluid chamber **7**. This shows clearly the advantageous effect of the hydraulic accumulator **10** for rapid and precise control of the metering of fluid. After turning off the internal combustion engine, the force F_N on the valve needle **5** drops back to the initial closing force $F_{N,0}$. 125

The primary drive of the metering device is of course not limited to a piezo actuator. A suitable electrostrictive or magnetostrictive actuator may also be used.

The shape of the metering device is not limited to the shape illustrated in the exemplary embodiments. For example, it is possible to deviate from a shape that is mostly axially symmetrical, but this usually means that a loss of efficiency must be accepted.

For example, the piezo actuator may be arranged obliquely on the separating device on the primary side (**4**, **41**, **42**), or the separating device on the primary side (**4**, **41**, **42**), and the separating device on the secondary side (**6**, **61**, **62**) may be offset laterally to one another or arranged at an angle.

Patent Claims

1. A metering device, comprising
 - a housing (**2**) having an actuating drive in its interior space,
 - a hydraulic chamber (**8**), which is bordered by a separating element on the primary side (**4**, **41**, **42**) and a separating element on the secondary side (**6**, **61**, **62**) and is filled with a hydraulic liquid (**14**) and separates the interior space of the housing (**2**) into a fluid chamber (**7**) that can be filled with a fluid (F) under pressure and a space for the actuating drive,
 - a valve needle (**5**) in the fluid chamber (**7**), which is connected to the separating element on the secondary side (**6**, **61**, **62**),
 - a hydraulic accumulator (**10**) that is filled with the hydraulic liquid (**14**) and has an at least partially flexible exterior wall (**101**) connected to the valve needle (**5**),
 - a throttled connecting line (**9**, **91**, **92**), which connects the hydraulic accumulator (**10**) to the hydraulic chamber (**8**),
 - a rapid movement of the actuating drive can be transferred hydraulically via the separating element on the primary side (**4**, **41**, **42**) and the hydraulic chamber (**8**) to the separating element on the secondary side (**6**, **61**, **62**) and thus to the valve needle (**5**),
 - a pressure (PT) in the hydraulic chamber (**8**) can be adapted gradually to a pressure (PH) in the hydraulic accumulator (**10**) by means of the throttled connecting line (**9**, **91**, **92**),
 - opening and closing of a valve (**16**) can be controlled by the movement of the valve needle (**5**) for metered dispensing of the fluid (F).
2. The device according to claim 1, wherein the rapid movement of the actuating drive can be transferred hydraulically to the separating element on the secondary side (**6**, **61**, **62**) with transformation of the lift.
3. The device according to any one of claims 1 to 2, wherein the actuating drive is a piezo actuator (**1**), an electrostrictive actuator or a magnetostrictive actuator.
4. The device according to any one of claims 1 to 3, wherein the separating element on the primary side (**4**) is a primary membrane (**41**).
5. The device according to claim 4, wherein a pressure ram (**3**) is mounted between the actuating drive and the primary membrane (**41**).
6. The device according to any one of claims 1 to 3, wherein the separating element on the primary side (**4**) is a primary piston (**42**), which is mounted displaceably in a bore in the housing (**2**).

7. The device according to claim 6, wherein the fit between the primary piston (42) and the housing (2) can be sealed hydraulically by means of a gasket (17).

8. The device according to any one of the preceding claims, wherein the separating element on the secondary side (6) is a secondary membrane (61).

9. The device according to claim 8, wherein the throttled connecting line (9) can be implemented in the form of a throttle bore (91) that is passed through the valve needle (5).

10. The device according to any one of claims 8 to 9, wherein the hydraulic accumulator (10)

- is formed by the flexible exterior wall (101) and a part of the valve needle (5) and

- is situated inside the fluid chamber (7).

11. The device according to any one of claims 1 to 9, wherein the separating element on the secondary side (6) is a secondary piston (62), which is mounted displaceably in another bore in the housing (2).

12. The device according to claim 11, wherein the throttled connecting line (9) can be implemented in the form of a fit (92) that is subject to leakage between the secondary piston (62) and the housing (1).

13. The device according to any one of claims 11 to 12, wherein the hydraulic accumulator (10)

- is formed by the flexible exterior wall (101), a part of the wall of the fluid chamber (7) and a part of the valve needle (5), and

- is mounted on the housing (2) and the valve needle (5).

14. The device according to any one of the preceding claims, wherein a force exerted on the valve needle (5) by the separating element on the secondary side (6) can be at least partially compensated by means of at least one spring element (11).

15. The device according to claim 14, wherein the spring element (11) is mounted in the fluid space (7) and is supported on the housing (2) on the one hand and on the exterior wall of the hydraulic accumulator (10) on the other hand.

16. The device according to any one of the preceding claims, wherein a tube spring or disk spring is provided for compressive prestressing of the actuating drive.

17. The device according to any one of the preceding claims, wherein the hydraulic liquid (14) is a synthetic oil.

18. The device according to any one of the preceding claims, wherein the valve needle (5) is in sealing contact with a valve sealing seat when in the closed state, so that the fluid chamber (7) can be sealed with respect to an exterior space.

19. The device according to any one of the preceding claims, wherein the actuating drive is a multilayer piezo actuator (1).

20. The device according to any one of the preceding claims, wherein the lift of the valve needle (5) can be limited by a stop (13).

21. The device according to any one of the preceding claims for fuel injection.

22. The device according to claim 21, wherein the fluid (F) is gasoline, diesel, kerosene, petroleum, alcohol or methane.

23. A method for metering fluid, wherein

- the interior space of a housing (2) is subdivided by a hydraulic chamber (8) into a fluid chamber (7) and a space for an actuating drive, wherein the hydraulic chamber (8) is bordered by a separating element on the primary side (4, 41, 42) and a separating element on the secondary side (6, 61, 62) and is acted upon by a hydraulic liquid (14) under pressure,

- a valve needle (5) situated in the fluid chamber (7) is connected to the separating element on the secondary side (6, 61, 62),

- a hydraulic accumulator (10) that is provided with a partially flexible exterior wall is filled with the hydraulic liquid (14) and is connected to the valve needle (5),

- the hydraulic accumulator (10) is connected hydraulically to the hydraulic chamber (8) by a throttled connecting line (9, 91, 92),

- a rapid movement of the actuating drive is transmitted hydraulically to the separating element on the secondary side (6, 61, 62) and thus to the valve needle (5) by means of the separating element on the primary side (4, 41, 42) and the hydraulic chamber (8),

- a pressure (PT) in the hydraulic chamber (8) is adjusted relatively slowly to a resulting pressure (PH) in the hydraulic accumulator (10) via the throttled connecting line (9, 91, 92),

- opening and closing of a valve (16) for metered dispensing of fluid (F) is controlled by means of the movement of the valve needle (5).

24. The method according to claim 23, wherein

- the actuating drive is elongated in the resting position, so that the hydraulic chamber (8) is compressed, and the separating element on the secondary side (6, 61, 62) is moved in the direction of the fluid chamber (7), so that the valve needle (5) closes the valve (16),

- at the start of a metering operation, the actuating drive is contracted, so that the pressure on the hydraulic chamber (8) is released, so that the separating element on the secondary side (6, 61, 62) is moved in the direction of the hydraulic chamber (8), thereby causing the valve needle (5) to open the valve (16) and fluid (F) to be dispensed in a metered fashion from the fluid chamber (7) into the exterior space,

- to terminate the metering operation, the actuating drive is elongated, thereby compressing the hydraulic chamber (8) again, so that the separating element on the secondary side (6, 61, 62) is moved in the direction of the fluid chamber (7), and therefore the valve needle (5) closes the valve (16).

25. The method according to claim 23 or 24, wherein the rapid movement of the piezo actuator (1) is transferred hydraulically to the separating element on the secondary side (6, 61, 62) with a transformed lift.

26. The method according to any one of claims 23 to 25, wherein a piezo actuator (1), an electrostrictive actuator or a magnetostrictive actuator is used as the actuating drive.

27. The method according to any one of claims 23 to 26, wherein the separating element on the primary side (4) is a primary membrane (41), whose deflection is controlled by the movement of the actuating drive.

28. The method according to any one of claims 23 to 26, wherein the separating element on the primary side (4) is a primary piston (41), whose displacement is controlled by the movement of the actuating drive.

29. The method according to any one of claims 23 to 28, wherein the separating element on the secondary side (6) is a secondary membrane (61), whose deflection is controlled by the pressure of the hydraulic liquid (14) in the hydraulic chamber (8).

30. The method according to any one of claims 23 to 28,
wherein the separating element on the secondary side **(6)** is a
secondary piston **(62)**, whose deflection is controlled by the
pressure of the hydraulic liquid **(14)** in the hydraulic chamber
(8).

31. The method according to any one of claims 23 to 30,
wherein a basic pressure (P0) of the hydraulic liquid **(14)** is 10
to 50 bar.

32. The method according to any one of claims 23 to 31,
wherein a pressure (PF) of the fluid (F) is 0 to 250 bar.

33. The method according to any one of claims 23 to 32,
wherein the piezo actuator **(1)** is deflected by 20 µm to 60 µm.

34. The method according to any one of claims 23 to 33,
wherein the valve needle **(5)** is deflected by 60 µm to 360 µm.

Plus 5 pages of drawings

- Blank page -

FIG. 1

E, PF PH, 14 13 6, 61 15

1

2

3

4, 41

5

6, 61

7

8

9, 91

10, 101

11 10

12

13

14

15

16

FIG 2

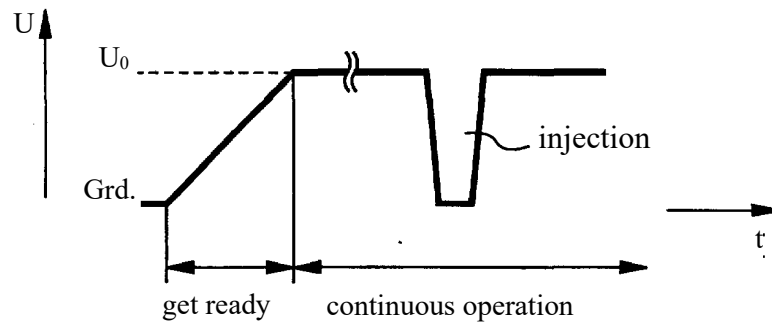


FIG 3

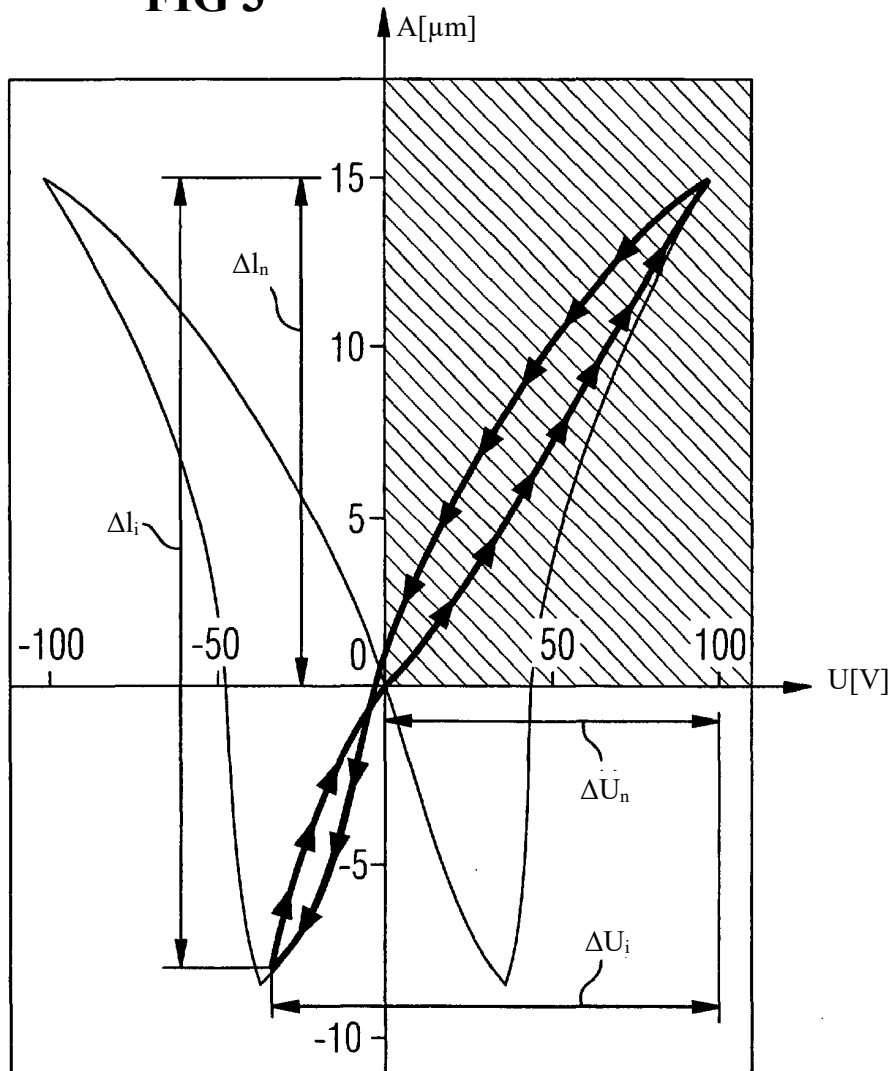


FIG 4

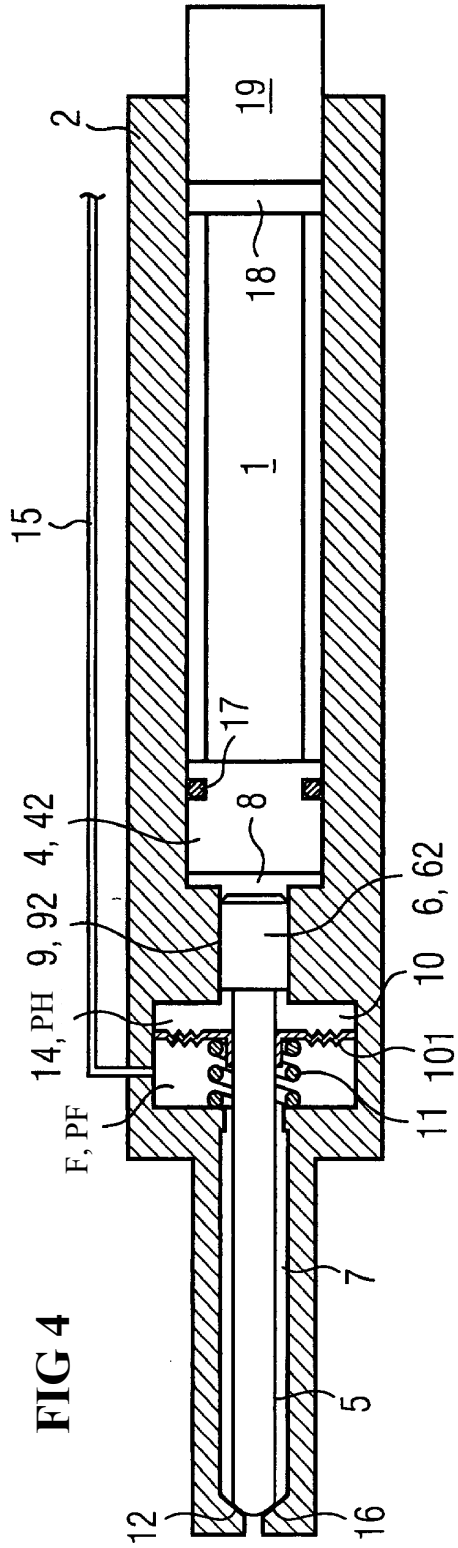


FIG 5

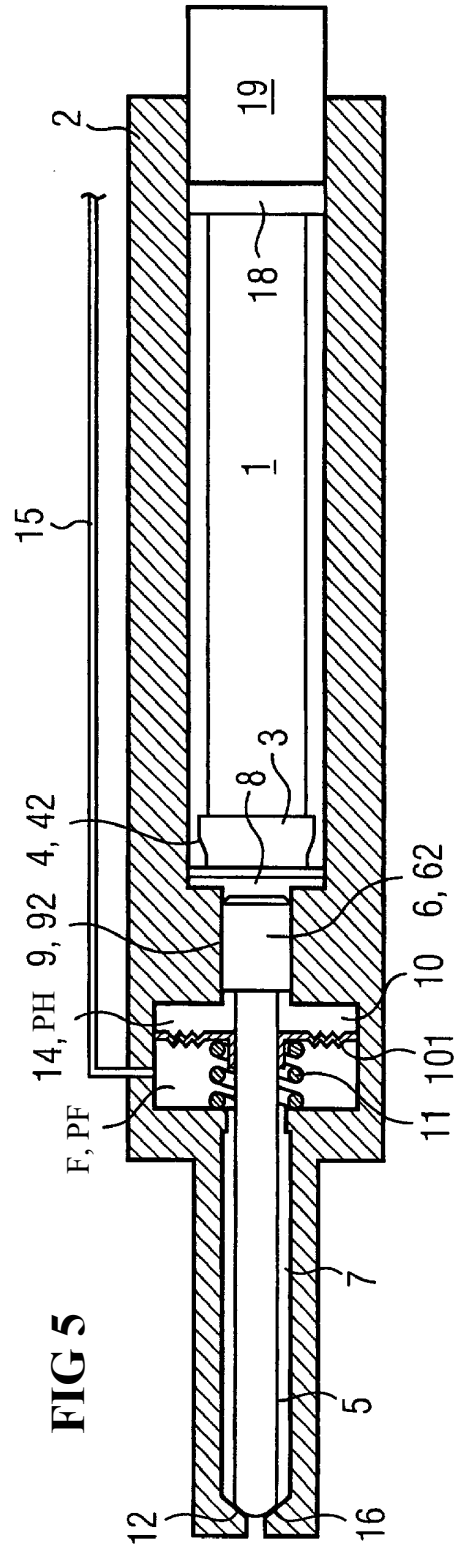


FIG 6a

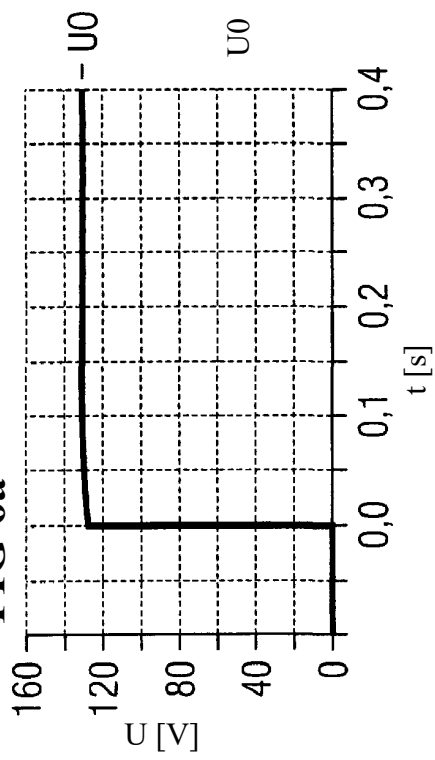


FIG 6c

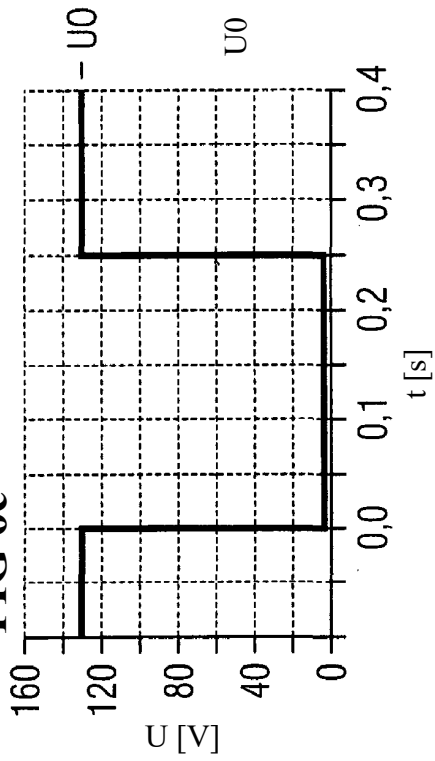


FIG 6b

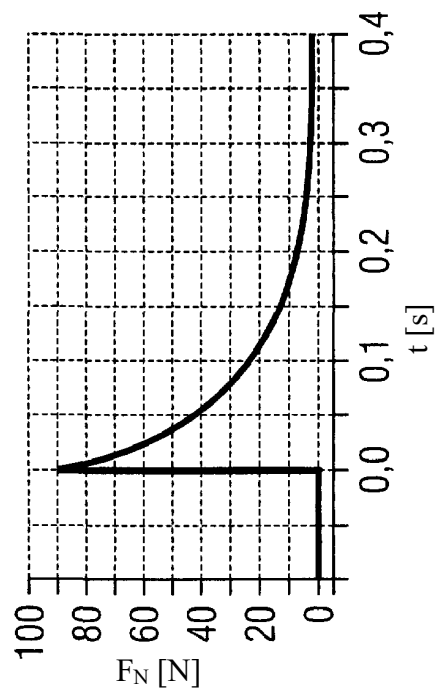


FIG 6d

