



19 **BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND**



**DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT**

12 **Offenlegungsschrift**
10 **DE 198 34 522 A 1**

51 Int. Cl.⁷:
H 01 F 7/00
F 01 L 9/04

21 Aktenzeichen: 198 34 522.4
22 Anmeldetag: 31. 7. 1998
43 Offenlegungstag: 3. 2. 2000

DE 198 34 522 A 1

71 Anmelder:
Hydraulik-Ring GmbH, 09212 Limbach-Oberfrohna,
DE
74 Vertreter:
Jackisch-Kohl und Kollegen, 70469 Stuttgart

72 Erfinder:
Maisch, Dieter, 72585 Riederich, DE; Tischer, Dieter,
73240 Wendlingen, DE; Trzmiel, Alfred, 72661
Grafenberg, DE

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

54 Dämpfungseinrichtung für bewegte Massen, vorzugsweise für elektromagnetische Antriebssysteme

57 Die Dämpfungseinrichtung ist insbesondere für nokkenwellenlose elektromagnetische Ventilsteuerungen in Verbrennungsmotoren vorgesehen. Sie weist ein Dämpfungselement auf, das eine der zu bewegendenden Masse entgegengerichtete Kraft ausübt.

Um die Dämpfungseinrichtung so auszubilden, daß sie geräuscharm arbeitet, eine lange Lebensdauer hat und auf kürzestem Wege zuverlässig auf Stillstand abbremst, ist das Dämpfungselement ein Dämpfungskolben, der einen Druckraum begrenzt. In diesem mündet eine Hydraulikleitung, die beim Verschieben des Dämpfungskolbens durch die bewegte Masse unter Verdrängung des Hydraulikmediums aus dem Druckraum und unter Aufbau eines Hydraulikdruckes im Druckraum verschließbar ist. Mit der Dämpfungseinrichtung wird eine hohe Geräuschdämpfung sowie eine lange Lebensdauer der Dämpfungseinrichtung bzw. des Antriebssystems erreicht.

Die Dämpfungseinrichtung eignet sich vorteilhaft für elektromagnetische Antriebssysteme, die vorzugsweise für nokkenwellenlose elektromagnetische Ventilsteuerungen in Verbrennungsmotoren eingesetzt werden.

DE 198 34 522 A 1

Die Erfindung betrifft eine Dämpfungseinrichtung für bewegte Massen, vorzugsweise für elektromagnetische Antriebssysteme, nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

Bei nockenwellenlosen elektromagnetischen Ventilsteuerungen in Verbrennungsmotoren ist es bekannt, das Ventil mittels einer Ankerachse zu öffnen. In Richtung auf die Schließstellung ist das Ventil federbelastet. Auf der Ankerachse sitzt ein Anker, der mit zwei Spulen wahlweise bewegt werden kann. Ausgehend von einer Mittelstellung wird je nach Bestromung der entsprechenden Spule der Anker in der gewünschten Richtung verschoben. Die Ankerachse wird durch Federkraft in Anlage an den Ventilschaft gehalten. Die die Ankerachse belastende Druckfeder ist so weit vorgespannt, daß bei stromlosem Zustand des Elektroantriebes der Anker in der Mittelstellung gehalten wird. Beim Verschieben trifft der Anker mit hoher Kraft und mit hoher Geschwindigkeit auf elektroantriebsseitige Anschläge, was zu einer erheblichen Geräuschentwicklung führt und die Lebensdauer des Elektroantriebes verringert. Die die Ankerachse bzw. den Ventilschaft belastenden Federn setzen der Ankerachse und dem Anker einen Widerstand entgegen, jedoch kann er nicht so hoch eingestellt werden, um das harte Anschlagen des Ankers an den Anschlägen zu dämpfen bzw. zu vermeiden.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, die gattungsgemäße Dämpfungseinrichtung so auszubilden, daß sie geräuscharm arbeitet, eine lange Lebensdauer hat und auf kürzestem Wege zuverlässig auf Stillstand abbremst.

Diese Aufgabe wird bei der gattungsgemäßen Dämpfungseinrichtung erfindungsgemäß mit den kennzeichnenden Merkmalen des Anspruchs 1 gelöst.

Bei der erfindungsgemäßen Dämpfungseinrichtung ist das Dämpfungselement ein Dämpfungskolben, der einen Druckraum begrenzt, in dem sich Hydraulikmedium befindet. Wird der Dämpfungskolben durch die bewegte Masse verschoben, wird das Hydraulikmedium aus dem Druckraum so lange verdrängt, bis der Durchlaßquerschnitt zur Hydraulikleitung verschlossen ist. Da sich beim Verschieben des Dämpfungskolbens der Durchlaßquerschnitt der Hydraulikleitung verringert, nimmt mit zunehmendem Verschiebeweg des Dämpfungskolbens der Hydraulikdruck zu, so daß auf diese Weise der zu bewegenden Masse ein zunehmender Widerstand entgegengesetzt wird. Dadurch wird eine hohe Geräuschdämpfung sowie eine lange Lebensdauer der Dämpfungseinrichtung bzw. des Antriebssystem erreicht.

Weitere Merkmale der Erfindung ergeben sich aus den weiteren Ansprüchen, der Beschreibung und den Zeichnungen.

Die Erfindung wird anhand einiger in den Zeichnungen dargestellter Ausführungsbeispiele näher erläutert. Es zeigen

Fig. 1 im Axialschnitt eine erfindungsgemäße Dämpfungseinrichtung,

Fig. 1a bis Fig. 1c verschiedene Stellungen eines Dämpfungskolbens der erfindungsgemäßen Dämpfungseinrichtung,

Fig. 2 ein Hub-Zeit-Diagramm der Dämpfungseinrichtung gemäß **Fig. 1**,

Fig. 3 im Axialschnitt eine weitere Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Dämpfungseinrichtung,

Fig. 3a bis Fig. 3c unterschiedliche Stellungen eines Dämpfungskolbens der Dämpfungseinrichtung gemäß **Fig. 3**,

Fig. 4 ein Hub-Zeit-Diagramm der Dämpfungseinrichtung gemäß **Fig. 3**,

Fig. 5 im Axialschnitt eine weitere Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Dämpfungseinrichtung,

Fig. 6 im Axialschnitt eine weitere Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Dämpfungseinrichtung,

Fig. 6a bis Fig. 6c verschiedene Stellungen eines Dämpfungskolbens der Dämpfungseinrichtung gemäß **Fig. 6**,

Fig. 7 eine weitere Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Dämpfungseinrichtung,

Fig. 7a bis Fig. 7c verschiedene Stellungen eines Dämpfungskolbens der Dämpfungseinrichtung gemäß **Fig. 7**,

Fig. 8 im Axialschnitt eine weitere Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Dämpfungseinrichtung,

Fig. 9 in vergrößerter Darstellung einen Teil der Dämpfungseinrichtung gemäß **Fig. 8**,

Fig. 9a einen Schnitt längs der Linie A-B in **Fig. 9**,

Fig. 9b einen Axialschnitt durch einen Teil der Dämpfungseinrichtung gemäß **Fig. 9** mit einem Fräser zur Herstellung einer Tasche in der Dämpfungseinrichtung,

Fig. 10 ein Kraft-Weg-Diagramm der Dämpfungseinrichtung gemäß **Fig. 8**,

Fig. 11 ein Hub-Zeit-Diagramm für Antriebssysteme mit und ohne Dämpfer,

Fig. 12 in einem Diagramm Ventilsteuerzyklen bei verschiedenen Motordrehzahlen einer mit einer erfindungsgemäßen Dämpfungseinrichtung ausgestatteten Ventilsteuerung eines Verbrennungsmotors.

Die im folgenden beschriebenen Dämpfungseinrichtungen sind für bewegte Massen, vorzugsweise für elektromagnetische Antriebssysteme, vorgesehen. Solche elektromagnetischen Antriebssysteme werden vorzugsweise für nockenwellenlose elektromagnetische Ventilsteuerungen in Verbrennungsmotoren eingesetzt.

Die Dämpfungseinrichtung gemäß **Fig. 1** hat einen Elektroantrieb **1** mit einem Gehäuse **2**, in dem eine Spule **3** untergebracht ist. Sie umgibt einen Kern **4**, durch den eine Achse **5** ragt, auf der ein Anker **6** befestigt ist. Im Hinblick auf eine kompakte Ausbildung ist der Anker **6** vorteilhaft als Flachanker ausgebildet. Er kann aber auch zylinderförmig ausgebildet sein. Der Anker **6** ist zwischen dem Kern und einem Boden **7** des Gehäuses **2** mittels der Achse **5** verschiebbar. Die Ankerachse **5** ragt durch den Boden **7**. Auf dem außerhalb des Gehäuses **2** befindlichen Ende der Ankerstange **5** sitzt ein Federteller **8**, an dem sich eine Druckfeder **9** abstützt. Sie umgibt außerhalb des Gehäuses **2** mit Abstand die Ankerachse **5** und stützt sich an der Außenseite des Gehäusebodens **7** ab. Unter der Kraft der Druckfeder **9** liegt die Ankerachse **5** an einem (nicht dargestellten) Schaft eines Ventiles an. Innerhalb des Kerns **4** ist die Ankerachse **5** durch wenigstens ein Lager **10** axial geführt.

An einen stirnseitigen zylindrischen Flansch **11** des Gehäuses **2** ist ein Gehäuseteil **12** angesetzt, in dem sich fluchtend zur Ankerachse **5** ein Dämpfungskolben **13** befindet. Er steht unter der Kraft wenigstens einer Rückstellfeder **14**, die vorzugsweise eine Tellerfeder ist, die nur wenig Einbauraum, insbesondere in axialer Richtung, benötigt. Auf der von der Ankerachse **5** abgewandten Seite des Dämpfungskolbens **13** ist ein Druckraum **15** vorgesehen, in den eine Nachsaugeleitung **16** mündet. In ihr sitzt ein Rückschlagventil **17**, das den Druckraum **15** von einem Reservoir **18** für Hydraulikmedium trennt. Das Reservoir **18** ist durch einen Schraubdeckel **19** geschlossen, der in den Gehäuseteil **12** geschraubt ist.

Der Dämpfungskolben **13** ist abgedichtet in einer Bohrung **20** des Gehäuseteiles **12** geführt.

Ist die Spule **3** stromlos, nehmen die Bauteile die in **Fig. 1** dargestellte Lage ein. Die Ankerachse **5** wird durch die Druckfeder **9** in die Anschlagstellung gezogen, in der der Anker **6** am Gehäuseboden **7** anschlügt. Der Dämpfungskol-

ben **13** liegt unter der Kraft der Rückstellfeder **14** an einer gehäuseseitigen Anschlagfläche **21** an. Die Ankerachse **5** hat in dieser Stellung axialen Abstand vom Dämpfungskolben **13**. Beim Zurückschieben des Dämpfungskolbens **13** unter der Kraft der Rückstellfeder **14** in die in **Fig. 1** dargestellte Lage entsteht im Druckraum **15** ein Unterdruck, durch den das Rückschlagventil **17** geöffnet wird. Dadurch wird ein Teil des im Reservoir **18** befindlichen Hydraulikmediums rasch in den Druckraum **15** nachgezogen bzw. nachgesaugt. Die den Druckraum **15** begrenzende Stirnseite **22** des Dämpfungskolbens **13** weist eine im Querschnitt dreieckförmige, diametral sich erstreckende Vertiefung **23** auf. In der Wandung **24** der Bohrung **20** befindet sich ein Ringkanal **25**, der über eine im Gehäuseteil **12** vorgesehene Bohrung **26** mit dem Reservoir **18** leitungsverbunden ist. Beim Zurückschieben des Dämpfungskolbens **13** in die in **Fig. 1** dargestellte Anschlagstellung gelangt die einen Steuerquerschnitt bildende Vertiefung **23** in den Bereich des Ringkanals **25**, so daß über ihn und die daran anschließende Bohrung **26** ebenfalls Hydraulikmedium aus dem Reservoir **18** angesaugt wird. Aufgrund der dreieckförmigen Querschnittsausbildung der Vertiefung **23** wird der Öffnungsquerschnitt beim Zurückschieben des Dämpfungskolbens **13** in die Anschlagstellung stetig vergrößert, so daß der Druckraum **15** sowohl über den Ringkanal **25** als auch über das geöffnete Rückschlagventil **17** rasch mit Hydraulikmedium gefüllt wird.

Wird die Spule **3** bestromt, wird der Anker **6** gegen die Kraft der Druckfeder **9** verschoben. Zu Beginn dieser Verschiebewegung hat die Ankerachse **5** Abstand vom Dämpfungskolben **13**. Dadurch ist zum Verschieben des Ankers **6** zunächst nur eine geringe Kraft erforderlich. Der Abstand **27** zwischen der Ankerachse **5** und dem Dämpfungskolben **13** bildet eine Freiflugstrecke, nach deren Überwinden die Ankerachse **5** auf den Dämpfungskolben **13** trifft und ihn nunmehr gegen die Kraft der Rückstellfeder **14** sowie gegen den sich im Druckraum **15** aufbauenden Hydraulikdruck verschiebt. Die Entstehung dieses Drucks im Druckraum **15** wird im folgenden anhand der **Fig. 1a** bis **1c** näher erläutert.

Fig. 1a zeigt den Dämpfungskolben in der Stellung entsprechend **Fig. 1**, bei der die Spule **3** stromlos ist. Über die Vertiefung **23** in der Stirnseite **22** des Dämpfungskolbens **13** besteht eine Verbindung zum Ringkanal **25** und zur Bohrung **26**. Wird der Dämpfungskolben **13** durch die Ankerachse **5** gegen die Kraft der Rückstellfeder **14** verschoben, wird der Durchlaßquerschnitt zwischen der Vertiefung **23** und dem Ringkanal **25** infolge der dreieckförmigen Querschnittsausbildung der Vertiefung stetig kleiner. **Fig. 1b** zeigt die Situation, in der der Durchlaßquerschnitt gerade zu Null geworden ist. In dieser Stellung des Dämpfungskolbens **13** kann kein Hydraulikmedium mehr aus dem Druckraum **15** über die Vertiefung **23** des Dämpfungskolbens in den Ringraum **25** strömen. Das Rückschlagventil **17** (**Fig. 1**) wird bei dieser Bewegung des Dämpfungskolbens **13** geschlossen. Sobald der Dämpfungskolben **13** die Stellung gemäß **Fig. 1b** einnimmt und damit der Durchlaßquerschnitt zum Ringkanal **25** geschlossen ist, wird die Geschwindigkeit des Dämpfungskolbens **13** auf Null abgebremst. Die Abbremsung der Ankerachse **5** beginnt zu dem Zeitpunkt, an dem die Ankerachse **5** auf den Dämpfungskolben **13** trifft. **Fig. 1c** zeigt den Endzustand des Dämpfungskolbens **13**, bei dem keine Verbindung zwischen dem Ringkanal **25** und der Vertiefung **23** in der Stirnseite **22** des Dämpfungskolbens besteht.

Auf die beschriebene Weise wird die Bewegung des Ankers **6** optimal abgedämpft, da das im Druckraum **15** befindliche Hydraulikmedium während des Verschiebens des Dämpfungskolbens **13** durch einen stetig kleiner werdenden

Durchlaßquerschnitt über die kolbenseitige Vertiefung **23** in den Ringkanal **25** strömen kann. Das Hydraulikmedium wird dann über die Bohrung **26** zum Reservoir **18** zurückgeführt. Sobald die Verbindung zwischen der kolbenseitigen Vertiefung **23** und dem Ringkanal **25** geschlossen ist, läßt sich der Dämpfungskolben **13** aufgrund des nun im geschlossenen Druckraum **15** befindlichen Hydraulikmediums nicht mehr weiter verschieben.

Fig. 2 zeigt die zugehörige Hub-Zeit-Kennlinie der Einrichtung gemäß **Fig. 1**. Der Hub des Ankers **6** ändert sich, sobald der Elektroantrieb **1** bestromt wird, linear. Da die Ankerachse **5** zunächst Abstand vom Dämpfungskolben **13** hat (**Fig. 1**), wird der Anker **6** bzw. die Ankerachse **5** mit geringer Kraft verschoben. Die Ankerachse **5** durchläuft eine Freiflugphase **28**, bis sie auf den Dämpfungskolben **13** trifft. Dann muß die Ankerachse **5** den Dämpfungskolben **13** gegen die Kraft der Rückstellfeder **14** und den Hydraulikdruck verschieben. Dadurch wird die Freifluggeschwindigkeit der Ankerachse **5** und damit des Ankers **6** entsprechend der abbiegenden Hubkennlinie stark verringert und innerhalb kürzester Zeit auf Null gebracht. Die Abbremsung des Ankers **6** erfolgt innerhalb der Abbremszeit **29** (**Fig. 2**).

In diesem Diagramm ist auch die Druckkennlinie dargestellt, die sich aufgrund des Druckaufbaus im Druckraum **15** (**Fig. 1**) ergibt. Der Druck beginnt zu steigen, sobald die Ankerachse **5** auf den Dämpfungskolben **13** trifft. Dementsprechend beginnt der Druck in dem Augenblick zu steigen, in dem auch die Abbremszeit **29** beginnt. Der Druck steigt innerhalb kürzester Zeit bis zu einem Maximalwert an. Er ist erreicht, kurz bevor die Verschiebung des Dämpfungskolbens **13** beendet wird. Dann bleibt der Druck auf dem hohen Maximalwert, der den entsprechenden Hydraulikdruck im Druckraum **15** kennzeichnet, der sich einstellt, wenn der Dämpfungskolben **13** entsprechend **Fig. 1c** durch die Ankerachse **5** maximal verschoben ist.

Wird die Spule **3** nach einer Haltezeit stromlos gemacht, wird der Dämpfungskolben **13** unter der Kraft der Rückstellfeder **14** und dem im Druckraum **15** aufgebauten Hydraulikdruck schlagartig zurückbewegt. Der Dämpfungskolben **13** nimmt dabei über die Ankerachse **5** den Anker **6** mit. Die Verschiebewegung der Ankerachse **5** und des Ankers **6** wird durch die Druckfeder **9** unterstützt, die, sobald der Dämpfungskolben **13** an der Anschlagfläche **21** des Gehäuses **1** anschlägt, die Ankerachse **5** in die in **Fig. 1** dargestellte Ausgangslage zurückschiebt, in der die Ankerachse **5** den Abstand **27** vom Dämpfungskolben **13** hat.

Das Ausführungsbeispiel gemäß **Fig. 3** ist im wesentlichen gleich ausgebildet wie das vorige Ausführungsbeispiel. Der Dämpfungskolben **13** ist zusätzlich zur diametralen Vertiefung **23** in der Stirnseite **22** mit einem ihn radial durchsetzenden Steuerquerschnitt **30** versehen, der im Ausführungsbeispiel rechteckigen Querschnitt hat. Er ist über eine axial verlaufende, Bohrung **31** (**Fig. 3a**) mit dem Druckraum **15** verbunden. Zwischen dem Dämpfungskolben **27** und der Wandung **24** der den Dämpfungskolben **13** aufnehmenden Bohrung **20** ist eine Drosselstelle **32** in Form eines Ringspaltes vorgesehen. Über diese Drosselstelle **32** kann das im Druckraum **15** befindliche Hydraulikmedium beim noch zu beschreibenden Verschieben des Dämpfungskolbens **13** in den Ringkanal **25** und von dort über die Bohrung **26** in das Reservoir **18** (**Fig. 3**) verdrängt werden. Die Drosselstelle kann selbstverständlich auch durch andere geeignete bauliche Maßnahmen gebildet werden, beispielsweise durch eine zusätzliche Drosseldüse.

Fig. 3a zeigt den Dämpfungskolben **13** in seiner Ausgangslage, in der die Spule **3** (**Fig. 3**) nicht bestromt ist. Die Ankerachse **5** hat in dieser Stellung Abstand vom Dämpfungskolben **13**. Die Vertiefung **23** im Dämpfungskolben **13**

steht in Verbindung mit dem Ringkanal 25. Wird die Spule 3 bestromt, wird die Ankerachse 5 und damit der Anker 6 gegen die Kraft der Druckfeder 9 verschoben. Nach Überwinden der Freiflugstrecke 27 (Fig. 3) trifft die Ankerachse 5 auf den Dämpfungskolben 13 und nimmt ihn mit. Hierbei wird der Durchlaßquerschnitt zwischen der Vertiefung 23 und dem Ringkanal 25 mit zunehmendem Verschiebeweg des Dämpfungskolbens 13 allmählich geschlossen. In Fig. 3b ist diejenige Lage des Dämpfungskolbens 13 dargestellt, bei der dieser Durchlaßquerschnitt gerade geschlossen ist. Aufgrund des mit zunehmendem Verschiebeweg abnehmenden Durchlaßquerschnitts tritt die gewünschte Dämpfung beim Verschieben auf. In der Stellung gemäß Fig. 3b liegt die rechte Steuerkante 33 deckungsgleich zur linken Steuerkante 34 des Ringkanals 25. Vorteilhaft ist in dieser Stellung der Steuerquerschnitt 30 aufgrund einer Überdeckung noch geschlossen. Dennoch kann der Dämpfungskolben 13 aus dieser Mittelstellung weiter verschoben werden, da das im Druckraum 15 befindliche Hydraulikmedium über die Drosselstelle 32 aus dem Druckraum 15 zum Ringkanal 25 und von dort über die Bohrung 26 in das Reservoir 18 strömen kann.

Sobald der Dämpfungskolben 13 aus der Mittelstellung gemäß Fig. 3b durch die Ankerachse 5 weiter in die Stellung gemäß Fig. 3c verschoben wird, überdeckt der Steuerquerschnitt 30 teilweise den Ringkanal 25. Dadurch kann bei diesem weiteren Verschieben des Dämpfungskolbens 13 das Hydraulikmedium aus dem Druckraum 15 über die axiale Bohrung 31 und den Steuerquerschnitt 30 in den Ringkanal 25 verdrängt werden. Von hier aus kann das Hydraulikmedium über die Bohrung 26 zurück zum Reservoir 18 strömen.

Aufgrund des Steuerquerschnitts 30 ergibt sich ein anderes Kennlinienverhalten in bezug auf den im Druckraum 15 herrschenden Hydraulikdruck. Sobald die Ankerachse 5 beim Bestromen der Spule 3 verschoben wird, nimmt der Hub des Ankers 6 zunächst linear während der Freiflugphase 28 zu. Sobald die Ankerachse 5 am Ende der Freiflugphase 28 auf den Dämpfungskolben 23 trifft, wird die Freifluggeschwindigkeit des Ankers 6 entsprechend der abbiegenden Hubkennlinie stark verringert und innerhalb kürzester Zeit auf Null gebracht. Entsprechend nimmt der Druck des Hydraulikmediums im Druckraum 15 zu, sobald der Dämpfungskolben 23 von der Ankerachse 5 verschoben wird. Der Druckanstieg erfolgt rasch innerhalb kürzester Zeit bis zu einem Maximum. Im Gegensatz zur vorigen Ausführungsform nimmt der Druck des Hydraulikmediums im Druckraum 15 innerhalb kürzester Zeit nahezu schlagartig ab, sobald der Dämpfungskolben 23 seine Endlage erreicht hat. In dieser Endstellung ist, wie anhand von Fig. 3c erläutert worden ist, der Druckraum 15 über die axiale Bohrung 31, den Steuerquerschnitt 30, den Ringkanal 25 und die Bohrung 26 mit dem Reservoir 18 leitungsverbunden. Das Hydraulikmedium kann darum in der Endstellung des Dämpfungskolbens 23 zum Reservoir 18 abfließen. Auf diese Weise wird erreicht, daß der elektromagnetischen Haltekraft des Elektroantriebes 1 nur eine sehr geringe hydraulische Gegenkraft entgegenwirkt. Aufgrund der Entlastung über die beiden Bohrungen 30, 31 ist zum Halten des Ankers 6 in der Endstellung bei bestromter Spule 3 eine wesentlich niedrigere Magnetkraft notwendig als beim Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 1. Die Kennlinie des Magneten selbst kann unverändert bleiben. Bis zum Maximum des Drucks des Hydraulikmediums erfolgt in der Zeit 35 der Druckaufbau, während der Druckabbau bei Öffnen der Leitungsverbindung zwischen dem Druckraum 15 und dem Reservoir 18 über die Bohrungen 30, 31 innerhalb der Zeit 36 wieder abgebaut wird.

Während bei den vorigen Ausführungsbeispielen die Kolbenachse 5 nur in einer Verschieberichtung eine Freiflugstrecke 27 aufweist, sind bei der Ausführungsform nach Fig. 5 zwei solcher Freiflugstrecken 27 vorgesehen. Ein Übertragungselement 42 ist an ein Bauteil 37 angeschlossen, das ein Anker sein kann, aber auch jedes andere geeignete, beispielsweise hydraulisch, pneumatisch oder auch mechanisch angetriebene Element sein kann. Es ist in einem Gehäuseteil 38 verschiebbar gelagert. In halber Länge ist das Antriebselement 37 mit einem radial abstehenden Steg 39 versehen, der durch einen Längsschlitz 40 in der Wandung des Gehäuseteiles 38 ragt und an dem das Übertragungselement 42 befestigt ist. Der Längsschlitz 40 hat eine solche Länge, daß der Betätigungskolben im gewünschten Maße verschoben werden kann. Auf der dem Längsschlitz 40 gegenüberliegenden Seite ist der Gehäuseteil 12 mit einem weiteren Längsschlitz 41 versehen. Dadurch besteht eine Verbindung zwischen dem das Übertragungselement 42 aufnehmendem Raum 20 und dem Umgebungsraum.

Zu beiden Seiten des Übertragungselementes 42 ist jeweils ein Dämpfungskolben 13 vorgesehen. Der in Fig. 5 linke Dämpfungskolben ist entsprechend Fig. 1 und der in Fig. 5 rechte Dämpfungskolben entsprechend Fig. 3 ausgebildet. Die beiden Dämpfungskolben können auch gleich entsprechend Fig. 1 oder Fig. 3 ausgebildet sein. Auch die zugehörigen Dämpfungseinrichtungen sind entsprechend ausgebildet.

Wird das Antriebselement 37 beispielsweise aus der in Fig. 5 dargestellten Mittelstellung nach rechts verschoben, trifft das Übertragungselement 42 nach Überwinden der Freiflugstrecke 27 auf den Dämpfungskolben 13. Er wird dann gegen, die Kraft der Rückstellfeder 14 und den im Druckraum 15 sich aufbauenden Druck mitgenommen. Der Druckaufbau und der Druckabbau beim Verschieben dieses in Fig. 5 rechten Dämpfungskolbens 13 erfolgen in der Weise, wie es anhand der Fig. 3 und 3a bis 3c erläutert worden ist. An den Druckraum 15 schließt eine Bohrung 43 an, in der ein Rückschlagventil 44 sitzt. Über diese Bohrung 43 ist der Druckraum 15 mit dem Reservoir 18 verbunden, das im Unterschied zur Ausführungsform nach Fig. 3 außerhalb des Gehäuseteiles 12 angeordnet ist. Das Reservoir 18 kann selbstverständlich auch, wie bei der Ausführungsform nach Fig. 3, in den Gehäuseteil 12 integriert sein. In diesem Falle ist die Bohrung 43 nicht erforderlich. Das Rückschlagventil 44 sitzt, wie Fig. 3 zeigt, bei einer solchen Ausbildung innerhalb des Gehäuseteiles 12 zwischen dem Druckraum 15 und dem außerhalb des Gehäuseteiles 12 befindlichen Reservoir 18. Das Rückschlagventil 44 sorgt wie bei den vorhergehenden Ausführungsformen dafür, daß beim Verschieben des Dämpfungskolbens 13 durch die Ankerachse 5 der Druckraum 15 gegenüber dem Reservoir 18 geschlossen ist.

Je nach Verschieberichtung des Übertragungselementes 42 wird nach Überwinden der jeweiligen Freiflugstrecke 27 der entsprechende Dämpfungskolben 13 verschoben. Bei dieser Freiflugbewegung wird lediglich gegen den Luftwiderstand gearbeitet, da sich in der Bohrung 20 lediglich Luft befindet. Anstelle des Längsschlitzes 41 kann in der Wandung des Gehäuseteiles 12 auch eine Nut vorgesehen sein. Beim Verschieben des Übertragungselementes 42 in der Bohrung 20 wird dann zwischen den beiderseits des Übertragungselementes befindlichen Räumen die Luft über diese Nut umgewälzt. Im übrigen arbeitet die Dämpfungseinrichtung entsprechend den vorhergehenden Ausführungsbeispielen.

Fig. 6 zeigt eine besonders kompakte Ausbildung der Dämpfungseinrichtung. Auf der Ankerachse 5 sitzt der Flachanker 6, der zwischen zwei Kernen 4 des Elektroantriebes 1 verschiebbar ist. Das Gehäuse 2 des Elektroantriebes 1 hat

eine Verlängerung **45**, in der die Druckfeder **9** untergebracht ist, mit welcher die Ankerachse **5** belastet wird. Die Druckfeder **9** stützt sich auf dem auf der Ankerachse **5** sitzenden Federteller **8** sowie am Boden der Gehäuseverlängerung **45** ab. Die Ankerachse **5** liegt an einem Federteller **46** an, der am freien Ende des Ventilschaftes **47** befestigt ist. Er ist in einem Lager **48** geführt. Der Federteller **46** und eine den Ventilschaft **47** belastende Druckfeder **49** liegen in einem Aufnahmeraum **50** des Gehäuseteiles **12**.

Der Anker **6**, der entsprechend den vorhergehenden Ausführungsformen als Flachanker ausgebildet ist, hat entsprechend der Ausführungsform nach **Fig. 5** zwei Freiflugstrecken **27**. In **Fig. 6** ist die Dämpfungseinrichtung **13** lediglich schematisch durch eine strichpunktierte Linie dargestellt. Anhand der **Fig. 6a** bis **6c** wird die Ausbildung dieser Dämpfungseinrichtung **13** im einzelnen beschrieben.

Fig. 6a zeigt den Dämpfungskolben **13** in seiner Mittelstellung, die der Mittelstellung des Ankers **6** gemäß **Fig. 6** entspricht. Der Dämpfungskolben **13** hat zwei Stege **51**, **52**, mit denen er abgedichtet in der Bohrung **20** des Gehäuseteiles **12** geführt ist. Die beiden Stege **51**, **52** trennen jeweils zwei Hydraulikräume **53**, **54** und **55**, **56** voneinander. Beide Stege **51**, **52** sind mit jeweils wenigstens einer sie durchsetzenden Bohrung **57**, **58** versehen, über welche die Druckräume **53** und **54** bzw. **55** und **56** miteinander verbunden sind. Die beiden benachbarten Druckräume **54** und **55** sind durch einen radial nach innen ragenden Flansch **59** des Gehäuseteiles **12**, an dem der Dämpfungskolben **13** abgedichtet anliegt, voneinander getrennt.

Der Druckraum **54** ist über eine Bohrung **60** mit einem Ringkanal **61** verbunden, der im Gehäuseteil **12** vorgesehen ist. Über mindestens eine weitere Bohrung **62** ist auch der Hydraulikraum **55** mit dem Ringkanal **61** verbunden.

In der Stellung gemäß **Fig. 6** nimmt der Dämpfungskolben **13** seine Mittelstellung ein, in der die Bohrung **60** offen ist. Das Hydraulikmedium in den Hydraulikräumen **54**, **55**, in den Bohrungen **60**, **62** und im Ringkanal **61** steht somit nicht unter Druck. Wird nun der Elektroantrieb **1** (**Fig. 6**) betätigt und eine seiner beiden Spulen **3** erregt, wird der Dämpfungskolben **13** durch die Ankerachse **5**, je nach erregter Spule **3**, in der entsprechenden Richtung verschoben. Wird der Dämpfungskolben **13** aus der Mittelstellung gemäß **Fig. 6a** nach unten in Richtung auf den Ventilschaft **47** verschoben, wird durch den Steg **51** des Dämpfungskolbens **13** das Hydraulikmedium im Hydraulikraum **54** unter Druck gesetzt, da das Hydraulikmedium über die Bohrung **60** in den Ringkanal **61** und von dort über die Bohrung **62** in den Hydraulikraum **55** verdrängt werden muß. In dem Maße, in dem das Volumen des Hydraulikraums **54** verringert wird, wird das Volumen des Hydraulikraums **55** vergrößert. Das Hydraulikmedium wird auf diese Weise lediglich zwischen den beiden Hydraulikräumen **54** und **55** verschoben bzw. umgewälzt.

In der Stellung gemäß **Fig. 6b** hat eine Steuerkante **63** des Steges **51** des Dämpfungskolbens **13** den Durchlaßquerschnitt an der Bohrung **60** mit Überdeckung Null geschlossen. In dieser Stellung hat der Steg **51** noch einen geringen Abstand **64** vom Gehäuseflansch **59**. Dadurch wird das in diesem noch verbleibenden kleinen Volumen des Hydraulikraums **54** befindliche Hydraulikmedium unter Druck gesetzt. Über die Bohrung **57** im Steg **51** wird auch das im Hydraulikraum **53** befindliche Hydraulikmedium unter den gleichen Druck gesetzt. In dieser Stellung des Dämpfungskolbens **13** ist somit die Abbremsung beendet.

Damit der Dämpfungskolben **13** aus der Stellung gemäß **Fig. 6b** weiter in die Stellung gemäß **Fig. 6c** verschoben werden kann, ist wiederum die als Ringspalt ausgebildete Drosselstelle **32** vorgesehen, über welche der Hydraulik-

raum **54** mit der Bohrung **60** verbunden ist. Über die Drosselstelle **32** kann das Hydraulikmedium beim weiteren Verschieben des Dämpfungskolbens **13** aus dem Hydraulikraum **54** in die Bohrung **60** fließen. Der Dämpfungskolben **13** wird so lange, verschoben, bis er nur noch geringen Abstand vom gehäuseseitigen Flansch **59** hat (**Fig. 6c**). Bei diesem weiteren Verschieben wird die Bohrung **60** geöffnet, so daß das Hydraulikmedium aus dem Hydraulikraum **54** in die Bohrung **57**, den Hydraulikraum **53** und die Bohrung **60** in den Ringkanal **61** verdrängt werden kann. Auf diese Weise wird der Druck abgebaut. Das Hydraulikmedium kann aus dem Ringkanal **61** über die Bohrung **62** in den Hydraulikraum **55** sowie über die Bohrung **58** im Kolbensteg **52** in den Hydraulikraum **56** verdrängt werden.

Der Ringkanal **61** ist, wie in den **Fig. 6** und **6a** bis **6c** schematisch dargestellt ist, mit dem Reservoir **18** für das Hydraulikmedium verbunden, das innerhalb des Gehäuseteiles **12** oder außerhalb von ihm angeordnet sein kann.

Wird der Kolben **6** in die andere Richtung verschoben, dann wird das Hydraulikmedium in der beschriebenen Weise, ausgehend von der Mittelstellung gemäß **Fig. 6a**, aus dem Hydraulikraum **55** in umgekehrter Richtung verdrängt. Die beschriebene Funktion des Verdrängens des Hydraulikmediums, des Dämpfungsvorganges und des Druckabbaus erfolgt in gleicher Weise, jedoch in umgekehrter Richtung.

Die Bohrungen **60**, **62** müssen nicht kreisförmigen Querschnitt haben, sondern können jeden anderen geeigneten, an den jeweiligen Anwendungsfall angepaßten Querschnitt haben. Anstelle der Bohrungen **60**, **62** ist auch ein Ringkanal möglich.

Die Dämpfungseinrichtung **13** ist, wie in **Fig. 6** durch strichpunktierte Linien angedeutet ist, innerhalb des Elektroantriebes **1** im Aufnahmeraum **50** untergebracht. Der Dämpfungskolben **13** ist in diesem Falle vorteilhaft durch einen Teil der Ankerachse **5** gebildet. Der Dämpfungskolben **13** kann aber auch beispielsweise im Bereich der Druckfeder **9** innerhalb des Elektroantriebes **1** untergebracht sein. Bei der beschriebenen Ausführungsform wird im Gegensatz zum Ausführungsbeispiel nach **Fig. 5** nicht Luft, sondern Hydraulikmedium verdrängt.

Die **Fig. 7** und **7a** bis **7c** zeigen eine Dämpfungseinrichtung, die ähnlich ausgebildet ist wie das vorige Ausführungsbeispiel. Der Dämpfungskolben **13** ist wiederum im Aufnahmeraum **50** untergebracht, kann aber beispielsweise auch in der die Druckfeder **9** aufnehmenden Gehäuseverlängerung **45** angeordnet sein. Im dargestellten Ausführungsbeispiel ist der Dämpfungskolben **13** wiederum Bestandteil der Ankerachse **5**. Sie trägt drei mit Abstand voneinander liegende Ringstege **51**, **52**, **65**, von denen die beiden äußeren Ringstege **51**, **52** gleich breit und breiter sind als der mittlere Ringsteg **65**. **Fig. 7a** zeigt die Mittel- bzw. Ausgangsstellung des Dämpfungskolbens **13**. Die beiden äußeren Ringstege **51**, **52** begrenzen jeweils einen Hydraulikraum **53**, **56**, der auf der gegenüberliegenden Seite jeweils von einem Lager **66**, **67** für die Ankerachse **5** begrenzt wird. Die beiden Ringstege **51**, **52** sind jeweils mit einer Durchgangsbohrung **57**, **58** versehen, über welche die Hydraulikräume **53**, **56** mit den Hydraulikräumen **54**, **55** verbunden sind, die zwischen den beiden äußeren Ringstegen **51**, **52** und dem mittleren Ringsteg **65** vorgesehen sind. Der mittlere Ringsteg **65** liegt dichtend an der Wandung der Bohrung **20** an. Die beiden Hydraulikräume **53**, **56** sind durch jeweils wenigstens eine Bohrung **60**, **62** mit dem Ringkanal **61** verbunden, der mit dem Reservoir **18** für das Hydraulikmedium verbunden ist.

In den **Fig. 7a** bis **7c** sind entsprechend der vorigen Ausführungsform drei verschiedene Stellungen dargestellt, wenn sich der Dämpfungskolben **13** aus der Mittelstellung gemäß **Fig. 7a** nach unten bewegt, um den Ventilschaft **47**

(Fig. 7) in der Darstellung gemäß Fig. 7 nach unten zu verschieben. Die entsprechende Spule 3 des Elektroantriebes 1 wird erregt, so daß der auf der Ankerachse 5 sitzende Anker 6 in der entsprechenden Richtung bewegt wird. Beim Verschieben des Dämpfungskolbens 13 in Fig. 7 nach unten wird das Hydraulikmedium in der anhand des vorigen Ausführungsbeispiels beschriebenen Weise über die Bohrung 62 in den Ringkanal 61 und von dort über die Bohrung 60 in den Hydraulikraum 53 verdrängt. Sobald der Steg 52 mit der Bohrung 62 zusammenwirkt, wird der Durchlaßquerschnitt ständig verringert und damit das Hydraulikmedium im Hydraulikraum 52 unter ansteigenden Druck gesetzt. Der Steg 52 gelangt schließlich in eine Stellung, in welcher er die Bohrung 62 mit Überdeckung schließt. Dadurch ist das in dem nunmehr sehr kleinen Hydraulikraum 56 befindliche Hydraulikmedium unter Druck gesetzt. Über die Bohrung 58 des Steges 52 steht auch das zwischen den beiden Ringstegen 52, 65 im Hydraulikraum 55 befindliche Hydraulikmedium unter dem gleichen Druck wie im Hydraulikraum 56. In dieser Stellung ist die Abbremsung des Dämpfungskolbens 13 beendet.

Wie schon bei der vorigen Ausführungsform kann der Dämpfungskolben 13 aus der Stellung gemäß Fig. 7b weiter in die Stellung gemäß Fig. 7c verschoben werden, in welcher die Bohrung 62 durch die andere Kante des Ringsteges 52 wieder geöffnet ist. Das Hydraulikmedium kann darum aus dem Hydraulikraum 56 über die Bohrung 58 im Ringsteg 52, den Hydraulikraum 55 und die Bohrung 62 in den Ringkanal 61 verdrängt werden. Auf diese Weise wird der Druck im Hydraulikmedium abgebaut. In der Stellung gemäß Fig. 7c liegt der Ringsteg 52 mit geringem Abstand zur Stirnseite 68 der Lagerbuchse 67.

Im übrigen ist dieses Ausführungsbeispiel gleich ausgebildet wie die vorige Ausführungsform. Auch die Funktionsweise ist die gleiche wie beim Ausführungsbeispiel nach Fig. 6.

Die Fig. 8, 9, 9a und 9b zeigen eine Ausführungsform, bei welcher die Dämpfungskolben 13 nicht durch einen Teil der Ankerachse 5 gebildet sind, sondern als gesonderte Elemente auf der Ankerachse angeordnet sind. Der auf der Ankerachse 5 befestigte Anker 6 liegt nicht im Hydraulikmedium, sondern ist von Luft umgeben. Darum muß der Anker 6 bei der noch zu beschreibenden Funktion dieser Dämpfungseinrichtung im Freiflug nur gegen den Luftwiderstand und die Differenzkraft der beiden Federn 9, 49 verschoben werden, mit denen die Ankerachse 5 und der Ventilschaft 47 belastet sind. Die beiden Dämpfungskolben 13 sind als Hohlkolben ausgebildet, die auf der Ankerachse 5 sitzen. Sie wird durch die beiden Lager 69, 70 geführt, in denen jeweils eine Dichtung 71, 72 zur Abdichtung der Ankerachse 5 untergebracht ist.

Das vom Ventilschaft 47 abgewandte Ende der Ankerachse 5 trägt den Federteller 8, auf dem sich die Druckfeder 9 abstützt.

Die beiden Dämpfungskolben 13 liegen beiderseits des Ankers 6 und sind gleich ausgebildet, jedoch spiegelsymmetrisch zueinander angeordnet.

Die Fig. 8 und 9 zeigen den Anker 6 in seiner Mittelstellung, in der er sich im Bereich zwischen den beiden gehäuseseitigen Anschlagflächen 73, 74 befindet. Wird das am freien Ende des Ventilschaftes 47 befindliche Ventil 75 (Fig. 8) geschlossen, bewegt sich der Ventilschaft 47 und damit die Ankerachse 5 in der Darstellung gemäß Fig. 8 nach oben. Der untere Dämpfungskolben 13 liegt unter der Kraft der vorteilhaft als Tellerfeder ausgebildeten Rückstellfeder 14 (Fig. 9) an einem gehäuseseitigen Sicherungsring 76 an. Auch der obere Dämpfungskolben 13 liegt unter der Kraft der Rückstellfeder 14 an einem gehäuseseitigen Sicherungs-

ring 77 an. Die dem unteren Dämpfungskolben 13 zugewandte Stirnseite 78 steht über die Anschlagfläche 73 vor. Dieser Überstand entspricht dem Dämpfungshub DH und dem Entlastungshub EH (Fig. 9), deren Funktion noch beschrieben werden wird. Wird das Ventil 75 geschlossen und der Ventilschaft 47 dementsprechend nach oben bewegt, wird die Ankerachse 5, die mit dem Ventilschaft 47 verbunden ist, entsprechend mitgenommen. Der Anker 6 bewegt sich darum über die Freiflugstrecke FF (Fig. 9), bis er an der Stirnseite 78 des oberen Dämpfungskolbens 13 zur Anlage kommt. Beim weiteren Verschieben wird nunmehr der Dämpfungskolben 13 gegen die Kraft der Druckfeder 14 mitgenommen. Der Abstand des Dämpfungskolbens 13 vom oberen Lager 69 ist größer als der Gesamthub GH (Fig. 9) des Ankers. Dadurch ist gewährleistet, daß der obere Dämpfungskolben 13 in der Anschlagstellung des Ankers 6 an diesem Dämpfungskolben noch Abstand vom Lager 69 hat. Dadurch wird zwischen dem Lager 69 und dem Dämpfungskolben 13 ein geschlossener Hydraulikraum 79 gebildet. Das Gehäuse 2 des Elektroantriebes 1 enthält das Reservoir 18 für das Hydraulikmedium, das über zwei Leitungen 80, 81 dem in Fig. 9 oberen Hydraulikraum 79 sowie dem in Fig. 9 unteren Hydraulikraum 82 zugeführt wird. Die beiden Hydraulikräume 79, 82 stehen jeweils mit einem gehäuseseitigen Ringkanal 83, 84 in Verbindung. In der Mittelstellung des Ankers 6 sind die Ringkanäle 83, 84 mit den entsprechenden Hydraulikräumen 79, 82 verbunden. Wird der obere Dämpfungskolben 13 durch den Anker 6 nach Ende der Freiflugstrecke FF mitgenommen, wird durch den Dämpfungskolben 13 der als Ringkanal 83 ausgebildete Steuerquerschnitt verkleinert und schließlich verschlossen. Das im Hydraulikraum 79 befindliche Hydraulikmedium wird dementsprechend unter ständig steigenden Druck gesetzt, bis beim Schließen der Verbindung zum Ringkanal 83 der erforderliche Bremsdruck erreicht ist. Dieser Druckaufbau findet innerhalb des Dämpfungshubes DH des Dämpfungskolbens 13 statt. Wie bei den beiden vorigen Ausführungsbeispielen kann der Dämpfungskolben 13 im Anschluß an den Dämpfungshub DH noch einen Entlastungshub EH ausführen, während dem der Druck im Hydraulikraum 79 abgebaut wird. Bei diesem Entlastungshub EH wird der Ringkanal 83 durch die gegenüberliegende Kante 86 des Ringsteges 93 des Dämpfungskolbens 13 wieder geöffnet. Das Hydraulikmedium kann darum aus dem Hydraulikraum 79 über eine Bohrung 85 in den Ringkanal 83 und von dort aus über die Leitung 80 in das Reservoir 18 verdrängt werden. Auf diese Weise wird der Druck im Hydraulikmedium abgebaut.

Wenn der Anker 6 an der Anschlagfläche 73 anschlägt, hat die Stirnfläche 87 des Dämpfungskolbens 13 Abstand von der Lagerbuchse 69.

Wird die Ankerachse 5 nach unten verschoben, erfolgen die beschriebenen Bewegungsabläufe dementsprechend am unteren Dämpfungskolben 13.

Das Reservoir 18 ist, wie auch bei den vorhergehenden Ausführungsformen, nicht voll mit Hydraulikmedium gefüllt, so daß das beim Dämpfungshub DH und beim Entlastungshub EH verdrängte Hydraulikmedium vom Reservoir 18 aufgenommen werden kann. Der Elektroantrieb 1 selbst hat wiederum die beiden Spulen 3, die beiderseits des Ankers 6 mit Abstand voneinander liegen. Das Gehäuse 2 des Elektroantriebes 1 besteht aus drei Teilen, die aufeinander gesetzt und durch Schrauben 89 miteinander auf einem Motorblock 90 oder dergleichen festgeschraubt werden. Aufgrund der mehrteiligen Ausbildung des Gehäuses 2 können die verschiedenen Bauteile einfach eingebaut und bei Bedarf auch ausgebaut werden.

Um eine herstellungstechnisch einfache Verbindung zwi-

schen den Ringkanälen **83, 84** und den Leitungen **80, 81** zu erreichen, ist im Verbindungsbereich eine Tasche **91** (Fig. 9a) mit einem T-nutenförmigen Fräser **92** eingearbeitet. In Draufsicht hat die Tasche **91** somit Sichelform.

Beim beschriebenen Hochfahren des oberen Dämpfungskolbens **13** wird das Volumen des Hydraulikraums **79** stetig verkleinert. Gleichzeitig wird auch der freie Steuerquerschnitt des Ringkanals **83** stetig verringert. Die Verdrängung des Hydraulikmediums aus dem Hydraulikraum **79** in den Ringkanal **83** wird dadurch gedrosselt, wodurch die Dämpfungswirkung erreicht wird. Die Breite des den Ringkanal **79** verschließenden Steges **93** des Dämpfungskolbens **13** entspricht der Querschnittsbreite des Ringkanales **83**. Dadurch wird unmittelbar nach Schließen dieses Steuerquerschnittes beim weiteren Verschieben des, Dämpfungskolbens **13** der Steuerquerschnitt wieder geöffnet, so daß das Hydraulikmedium in der beschriebenen Weise aus dem Hydraulikraum **79** über die Bohrung **85** im Dämpfungskolben **13** in den Ringraum **83** entweichen kann. Vorteilhaft wird die mantelseitige Mündung der Bohrung **85** durch eine Ringnut gebildet, so daß über den gesamten Umfang des Dämpfungskolbens **13** während des Entlastungshubes EH das Hydraulikmedium in der beschriebenen Weise aus dem Hydraulikraum **79** in den gehäuseseitigen Ringkanal **83** verdrängt werden kann.

Soll die Ankerachse **5** in den Fig. 8 und 9 nach unten verschoben werden, wird die untere Spule **3** des Elektroantriebes **1** bestromt. Der obere Dämpfungskolben **13** wird unter der Kraft der Druckfeder **14** nach unten verfahren. Sobald der obere Dämpfungskolben **13** am Sicherungsring **77** zur Anlage kommt, bleibt der obere Dämpfungskolben **13** in seiner dargestellten Lage. Nunmehr treten die beschriebenen Bewegungsabläufe am unteren Dämpfungskolben **13** in entgegengesetzter Richtung auf.

Die den Ventilschaft **47** belastende Druckfeder **49** sowie die die Ankerachse **5** belastende Druckfeder **9** haben gleiche Federkennlinien (Fig. 10). Dadurch wird die in den Fig. 8 und 9 dargestellte Mittelstellung des Ankers **6** bei nicht bestromtem Elektroantrieb **1** erreicht. Die Druckfedern **9, 49** können auch unterschiedliche c-Werte haben, müssen aber so dimensioniert sein, daß die Mittelstellung des Ankers **6** eingestellt werden kann.

In Fig. 10 sind die Federkennlinien der beiden Druckfedern **9, 49** und die daraus resultierende Differenzkraft dargestellt. Die beiden Federkennlinien verlaufen gegensinnig zueinander. Wird in der beschriebenen Weise einer der beiden Dämpfungskolben **13** verschoben, dann addiert sich zu der Differenzkraft, sobald der Ringkanal **83** bzw. **84** geschlossen wird, entsprechend dem Druckaufbau im Hydraulikraum **79** bzw. **82** eine zusätzliche Kraft (Dämpfungshub DH). Die Magnetkraft des Elektromagneten **1** muß größer sein als die Summe aus Differenzkraft und überlagerter Dämpfungskraft. Aufgrund der internen Bohrung **85** des Dämpfungskolbens **13** wird erreicht, daß der Druck infolge des Entlastungshubes EH des Dämpfungskolbens **13** rasch abgebaut wird, sobald beim weiteren Hub des Dämpfungskolbens der Steuerquerschnitt des Ringkanales **83, 84** wieder geöffnet wird. Die Gesamtkraft am Hubende des Dämpfungskolbens **13** wird somit auf die Differenzkraft verringert, so daß eine Änderung der Magnetkraft nicht erforderlich ist.

Als Antrieb kann nicht nur der beschriebene und dargestellte, Elektroantrieb **1** in Form des Elektromagneten verwendet werden. Es können andere Antriebe eingesetzt werden, die pneumatisch, elektrisch, mechanisch, piezoelektronisch und dergleichen arbeiten.

Fig. 11 zeigt beispielhaft die Wirkung der Dämpfungseinrichtung beim Schließen und Öffnen eines Ventiles eines

Kraftfahrzeuges. In der linken Hälfte ist das Verhalten ohne Dämpfer, in der rechten Hälfte mit Verwendung der beschriebenen Dämpfungseinrichtung dargestellt. Arbeiten die Ventile ohne Dämpfer, dann erfolgen sowohl beim Schließen als auch beim vollen Öffnen des Ventiles abrupte Bewegungsabläufe. Bei Einsatz der Dämpfungseinrichtung erfolgt hingegen der Übergang zum Schließen bzw. Öffnen des Ventils kontinuierlich und stetig, was in Fig. 11 jeweils durch strichpunktierte Kreise kenntlich gemacht ist.

Fig. 12 zeigt beispielhaft Ventilsteuerzyklen bei unterschiedlichen Motordrehzahlen. Je nach Drehzahl des Motors ist innerhalb vorgegebener Zeiten eine unterschiedliche Zahl von Dämpfungsvorgängen erforderlich, die jeweils innerhalb der gleichen Zeit ablaufen.

Patentansprüche

1. Dämpfungseinrichtung für bewegte Massen, vorzugsweise für elektromagnetische Antriebssysteme, insbesondere fürnockenwellenlose elektromagnetische Ventilsteuerungen in Verbrennungsmotoren, mit mindestens einem Dämpfungselement, das eine der zu bewegenden Masse entgegengerichtete Kraft ausübt, **dadurch gekennzeichnet**, daß das Dämpfungselement ein Dämpfungskolben (**13**) ist, der einen Druckraum (**15, 54, 55, 79, 82**) begrenzt, in den mindestens eine Hydraulikleitung (**25, 60, 62, 80, 81**) mündet, die beim Verschieben des Dämpfungskolbens (**13**) durch die bewegte Masse (**5, 6, 47, 75; 37, 42**) unter Verdrängung des Hydraulikmediums aus dem Druckraum (**15, 54, 55, 79, 82**) und unter Aufbau eines Hydraulikdruckes im Druckraum verschließbar ist.
2. Dämpfungseinrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die bewegte Masse (**5, 6, 47, 75; 37, 42**) in einer Ausgangsstellung Abstand (**27**) vom Dämpfungskolben (**13**) hat.
3. Dämpfungseinrichtung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Dämpfungskolben (**13**) in seiner den Druckraum (**15**) begrenzenden Stirnseite (**22**) und/oder ein Gehäuse (**2**) mindestens eine Vertiefung (**23**) aufweist, über die eine Verbindung zwischen dem Druckraum (**15**) und der Hydraulikleitung (**25**) herstellbar ist.
4. Dämpfungseinrichtung nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Vertiefung (**23**) in Richtung auf die, Stirnseite (**22**) des Dämpfungskolbens (**13**) sich erweiternden, vorzugsweise stetig erweiternden, Querschnitt hat.
5. Dämpfungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Hydraulikleitung (**25, 60, 62, 80, 81**) mit einem Reservoir (**18**) für das Hydraulikmedium leitungsverbunden ist.
6. Dämpfungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß der Dämpfungskolben (**13**) mindestens einen Steuerquerschnitt (**30**) aufweist, der ihn quer zu seiner Achse durchsetzt und mit Abstand von seiner den Druckraum (**15**) begrenzenden Stirnseite (**22**) vorgesehen ist.
7. Dämpfungseinrichtung nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß der Steuerquerschnitt (**30**) mit der Hydraulikleitung (**25**) verbindbar ist, sobald der Dämpfungskolben (**13**) über seine die Hydraulikleitung (**25**) verschließende Stellung hinaus bewegt ist.
8. Dämpfungseinrichtung nach Anspruch 6 oder 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Hydraulikleitung (**25**) mit wenigstens einer Drosselstelle (**32**) verbunden ist.
9. Dämpfungseinrichtung nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß die Drosselstelle (**32**) ein Ring-

spalt zwischen dem Dämpfungskolben (13) und der Wandung (24) eines Aufnahmeraumes (20) für den Dämpfungskolben (13) ist.

10. Dämpfungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß zur Dämpfung der zu bewegenden Masse (37, 42; 5, 6, 47, 75) in beiden Richtungen jeweils ein Dämpfungskolben (13) angeordnet ist. 5

11. Dämpfungseinrichtung nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß die Dämpfungskolben (13) spiegelsymmetrisch zueinander angeordnet sind. 10

12. Dämpfungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, daß der Dämpfungskolben (13) entgegen der zu bewegenden Masse (5, 6, 47, 75; 37, 42) federbelastet ist. 15

13. Dämpfungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, daß der Dämpfungskolben (13) wenigstens zwei Ringstege (51, 52) aufweist, die jeweils zwei Druckräume (53 bis 56) voneinander trennen. 20

14. Dämpfungseinrichtung nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Ringstege (51, 52) jeweils wenigstens eine Öffnung (57, 58) aufweisen, über die benachbarte Druckräume (53, 54; 55, 56) miteinander verbunden sind. 25

15. Dämpfungseinrichtung nach Anspruch 13 oder 14, dadurch gekennzeichnet, daß der Dämpfungskolben (13) einen weiteren Ringsteg (65) aufweist, der zwischen den beiden anderen Ringstegen (51, 52) liegt und zwei benachbarte Druckräume (54, 55) voneinander trennt. 30

16. Dämpfungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 15, dadurch gekennzeichnet, daß der Dämpfungskolben (13) Teil einer Ankerachse (5) eines Elektroantriebes (1) ist. 35

17. Dämpfungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 15, dadurch gekennzeichnet, daß der Dämpfungskolben (13) auf einer Ankerachse (5) eines Elektroantriebes (1) verschiebbar angeordnet ist.

18. Dämpfungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 17, dadurch gekennzeichnet, daß der Dämpfungskolben (13) eine Bohrung (85) aufweist, die in die den Druckraum (79, 82) begrenzende Stirnseite des Dämpfungskolbens (13) und in dessen Mantelfläche mündet. 40

19. Dämpfungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 18, dadurch gekennzeichnet, daß die zu bewegende Masse (5, 6, 47, 75) nach Durchlaufen einer Freiflugstrecke (27, FF) auf den Dämpfungskolben (13) trifft und ihn gegen Federkraft und Hydraulikdruck unter Ausführung eines Dämpfungshubes (DH) des Dämpfungskolbens (13) mitnimmt. 45

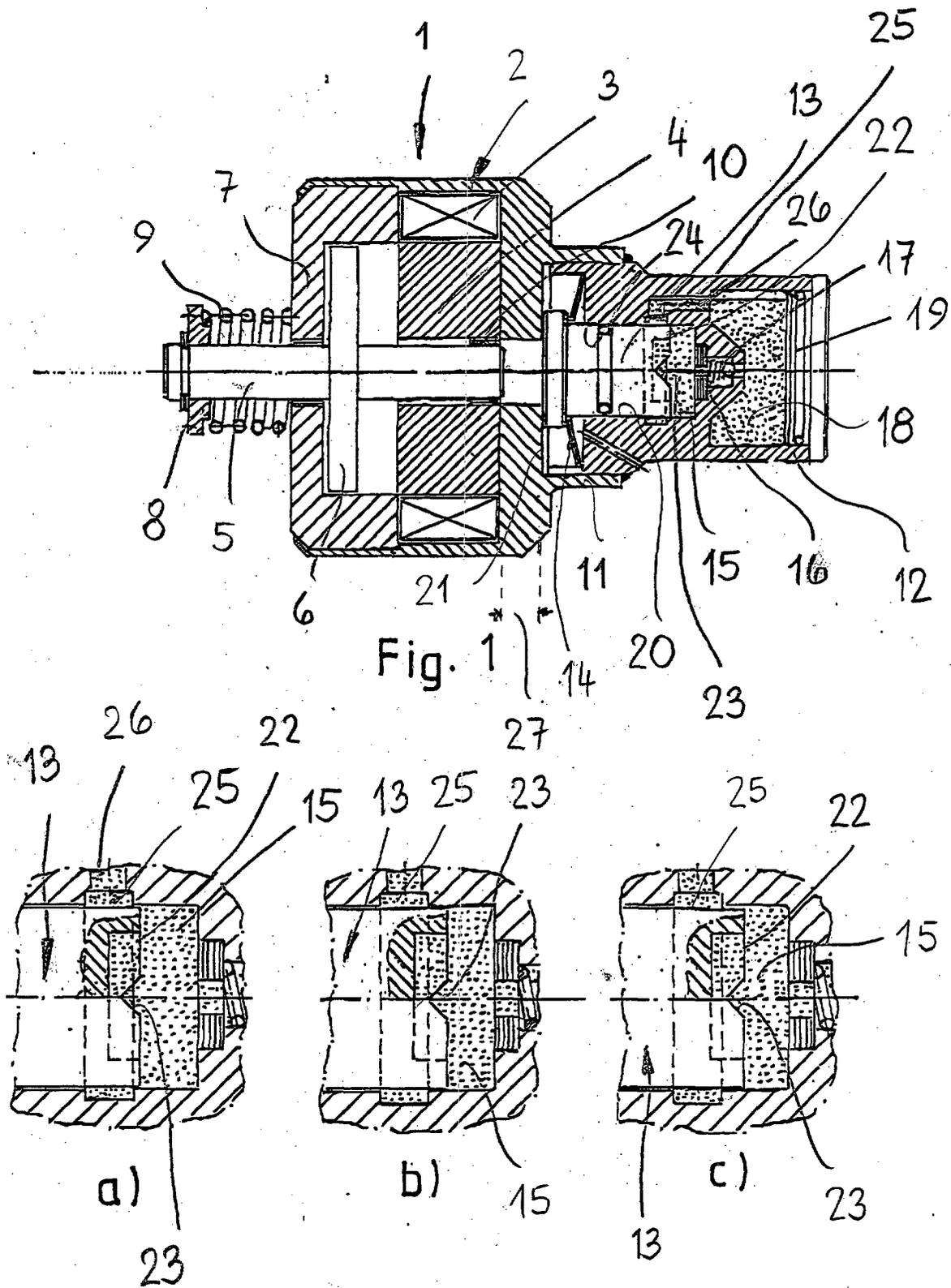
20. Dämpfungseinrichtung nach Anspruch 19, dadurch gekennzeichnet, daß die zu bewegende Masse (5, 6, 47, 75) nach Durchlaufen des Dämpfungshubes (DH) den Dämpfungskolben (13) unter Ausführung eines Entlastungshubes (EH) mitnimmt, bei dem der Druck im Druckraum (15, 79, 82) abgebaut wird. 55

Hierzu 11 Seite(n) Zeichnungen

60

65

- Leerseite -



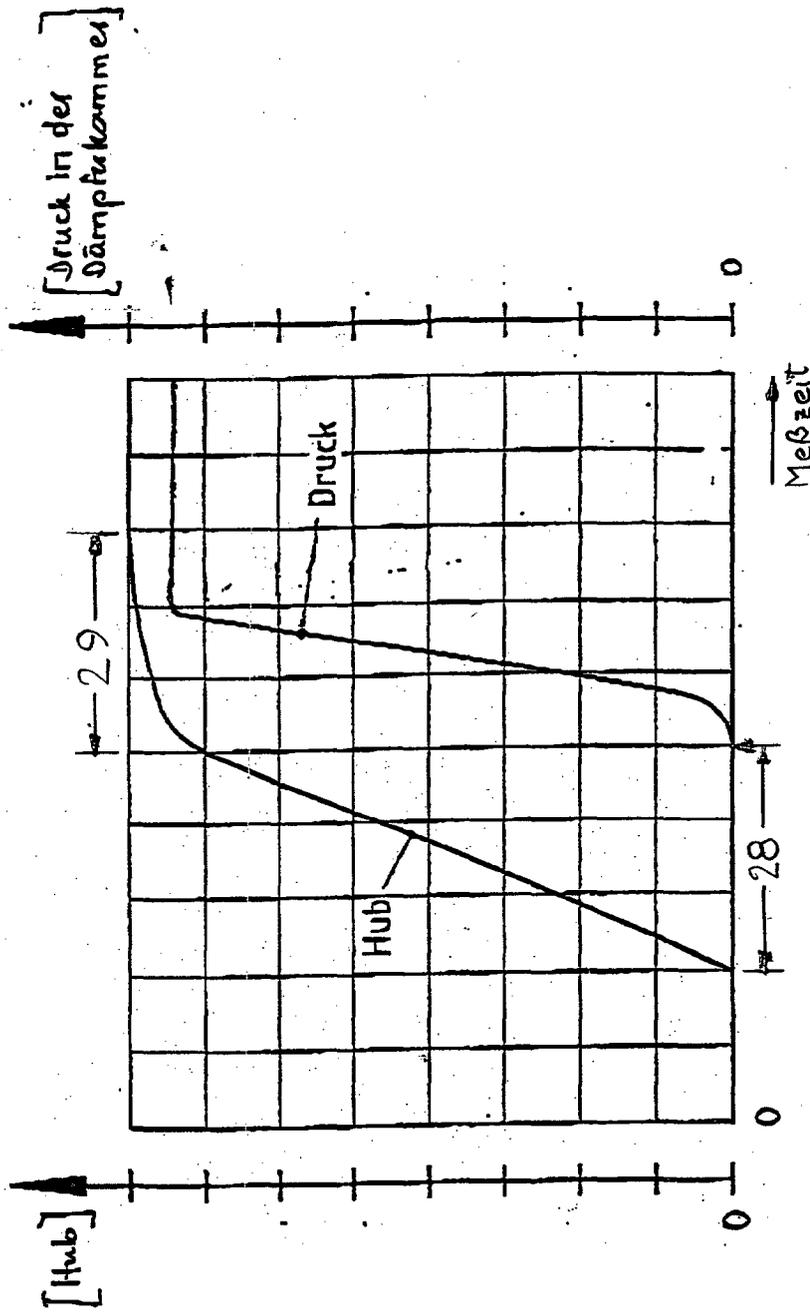


Fig. 2

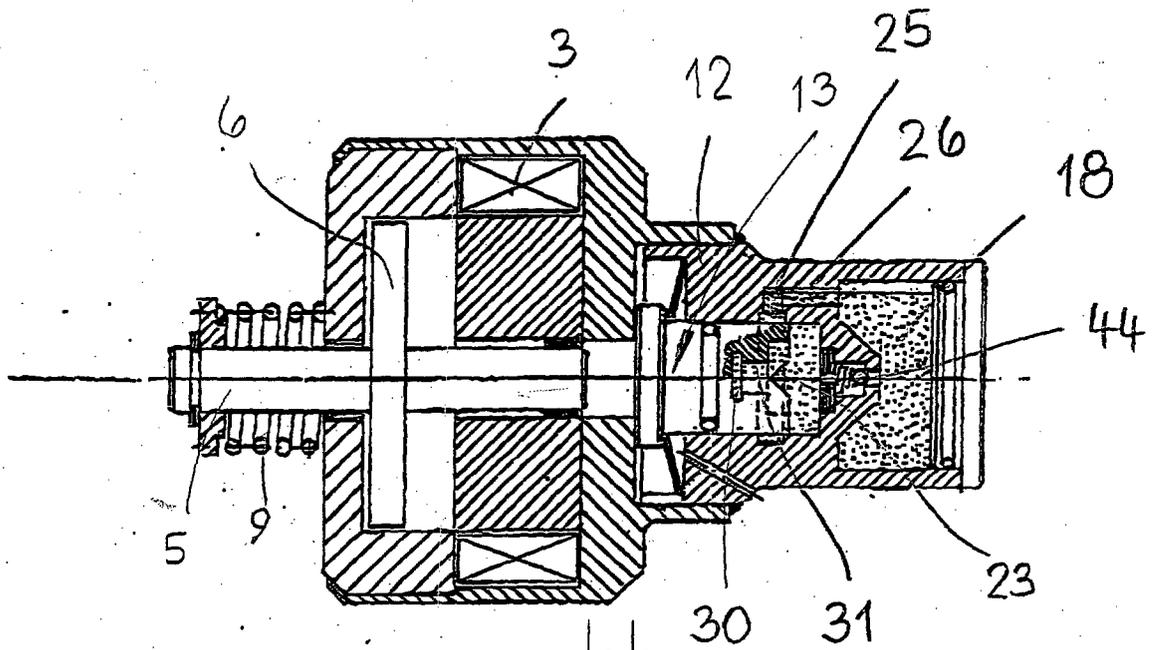
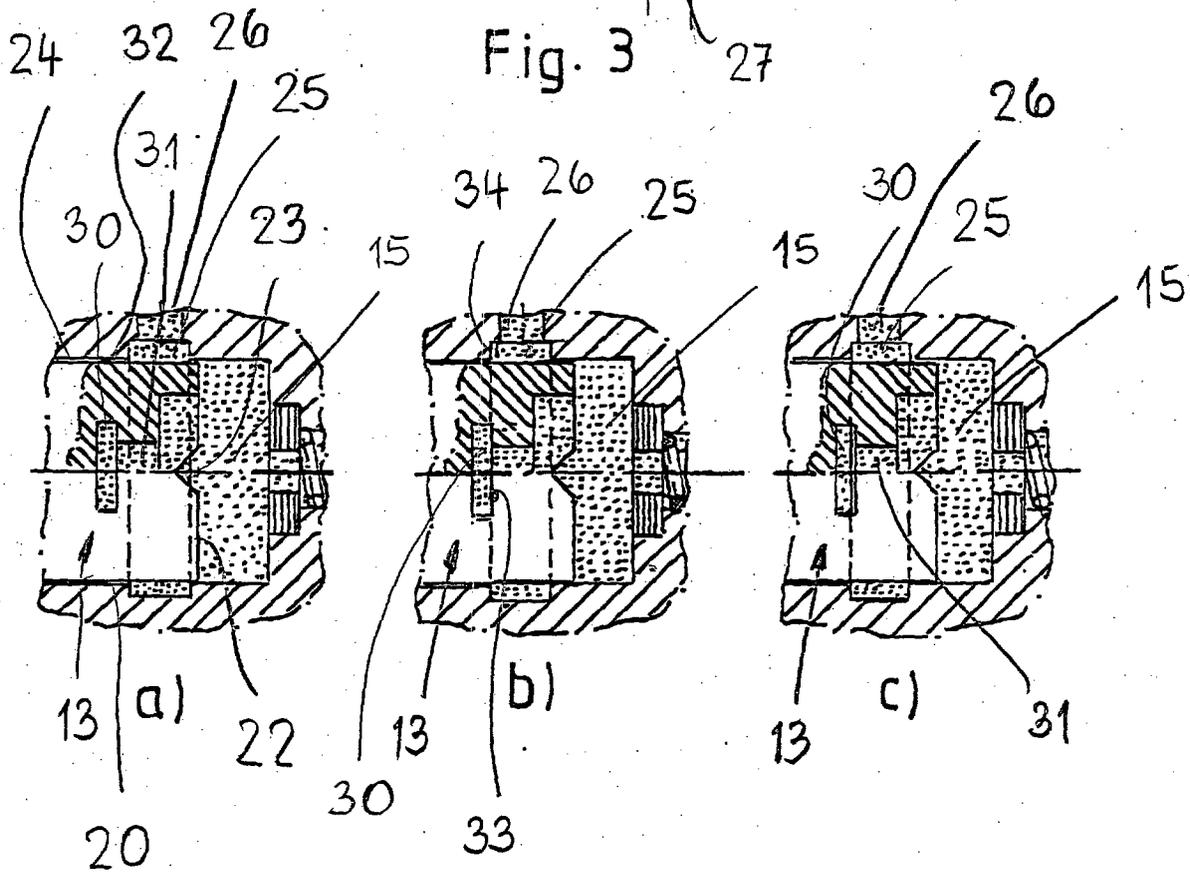


Fig. 3



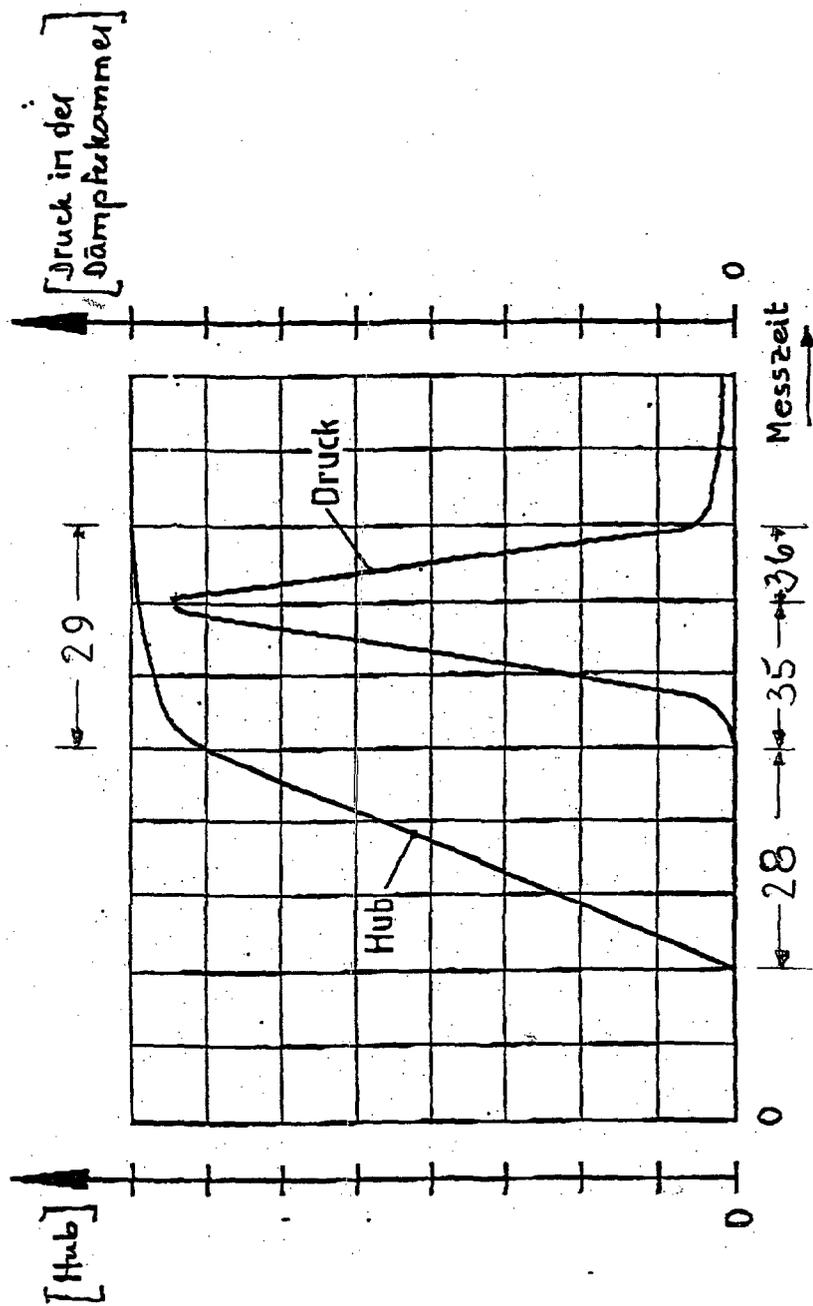


Fig. 4

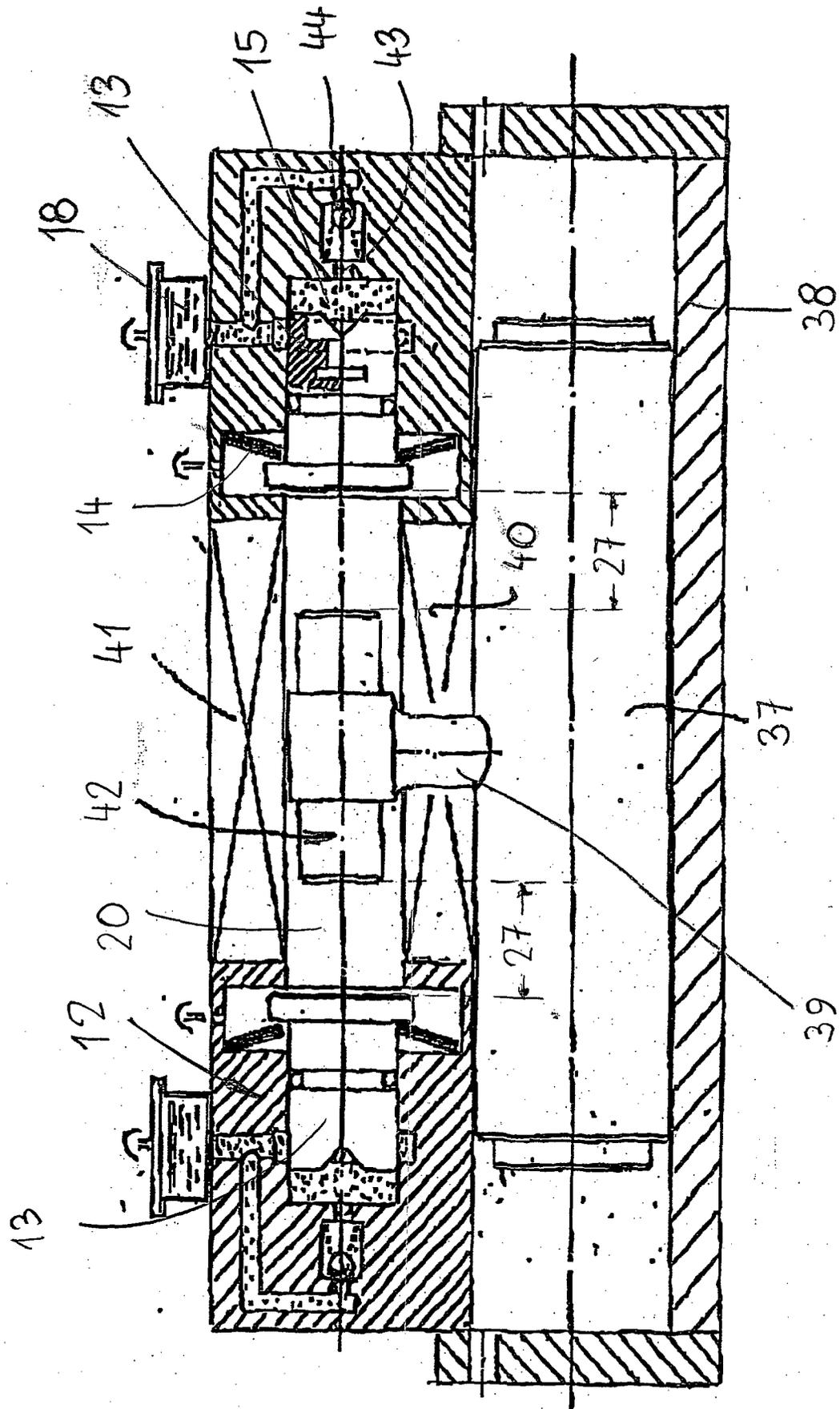


Fig. 5

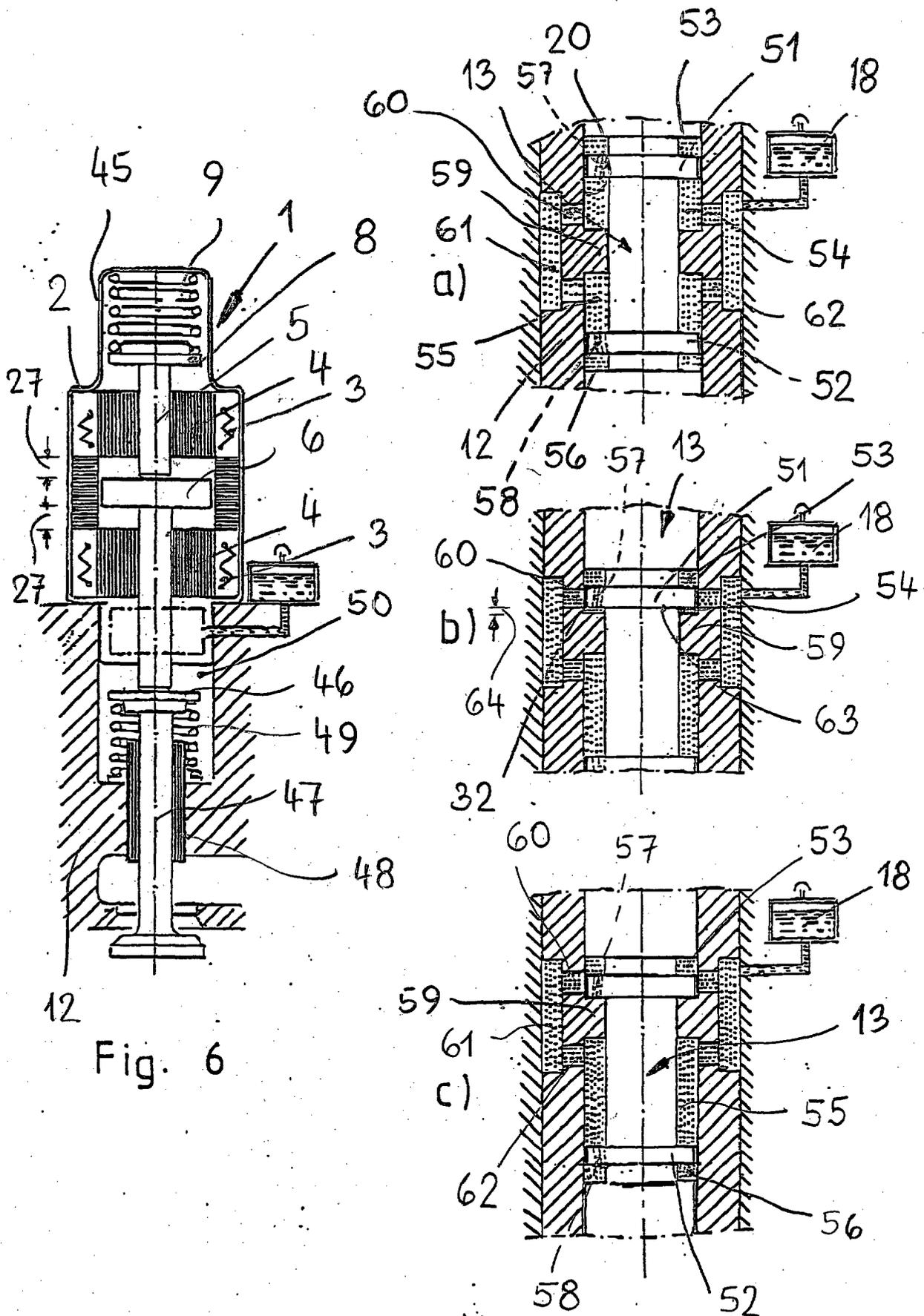


Fig. 6

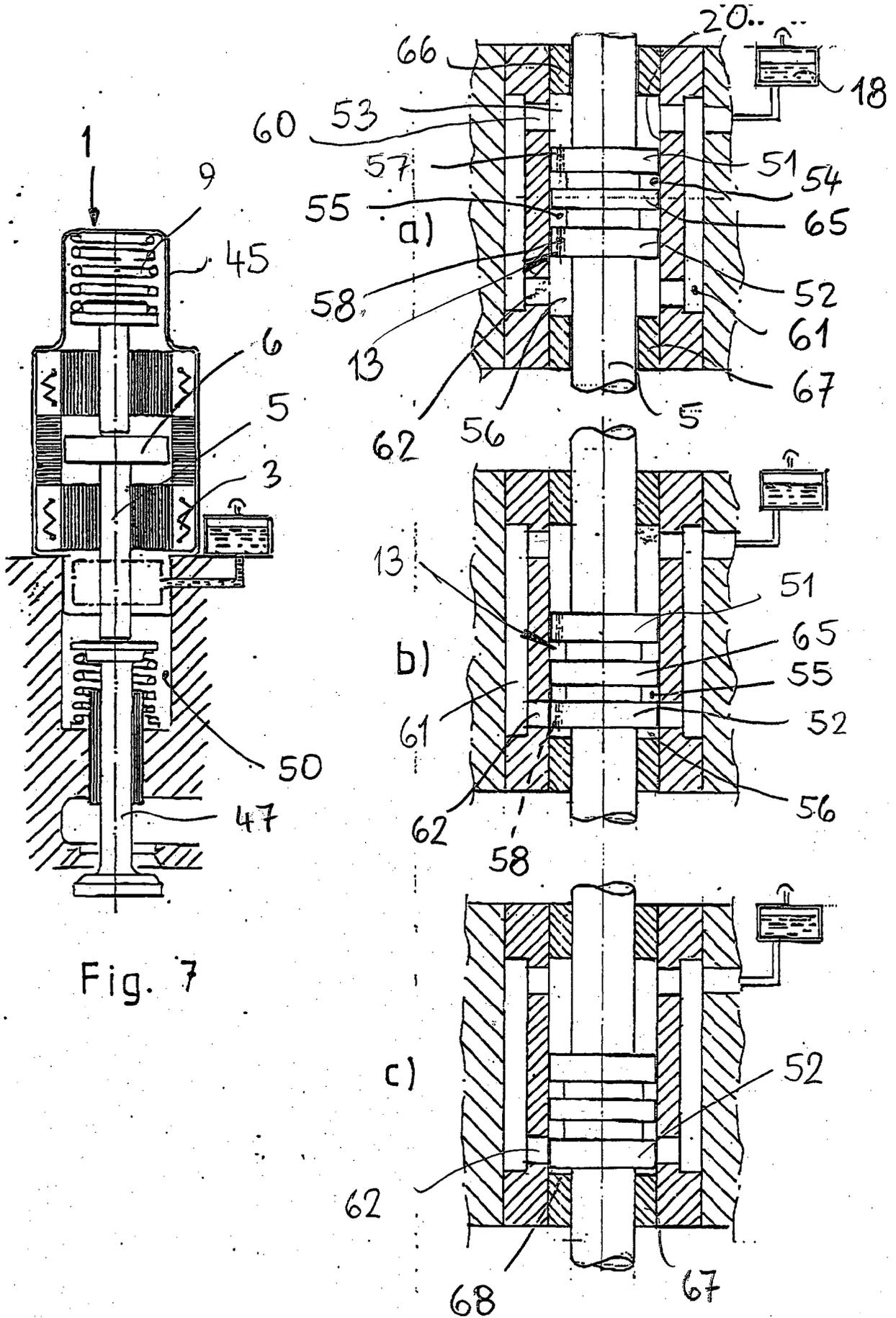


Fig. 7

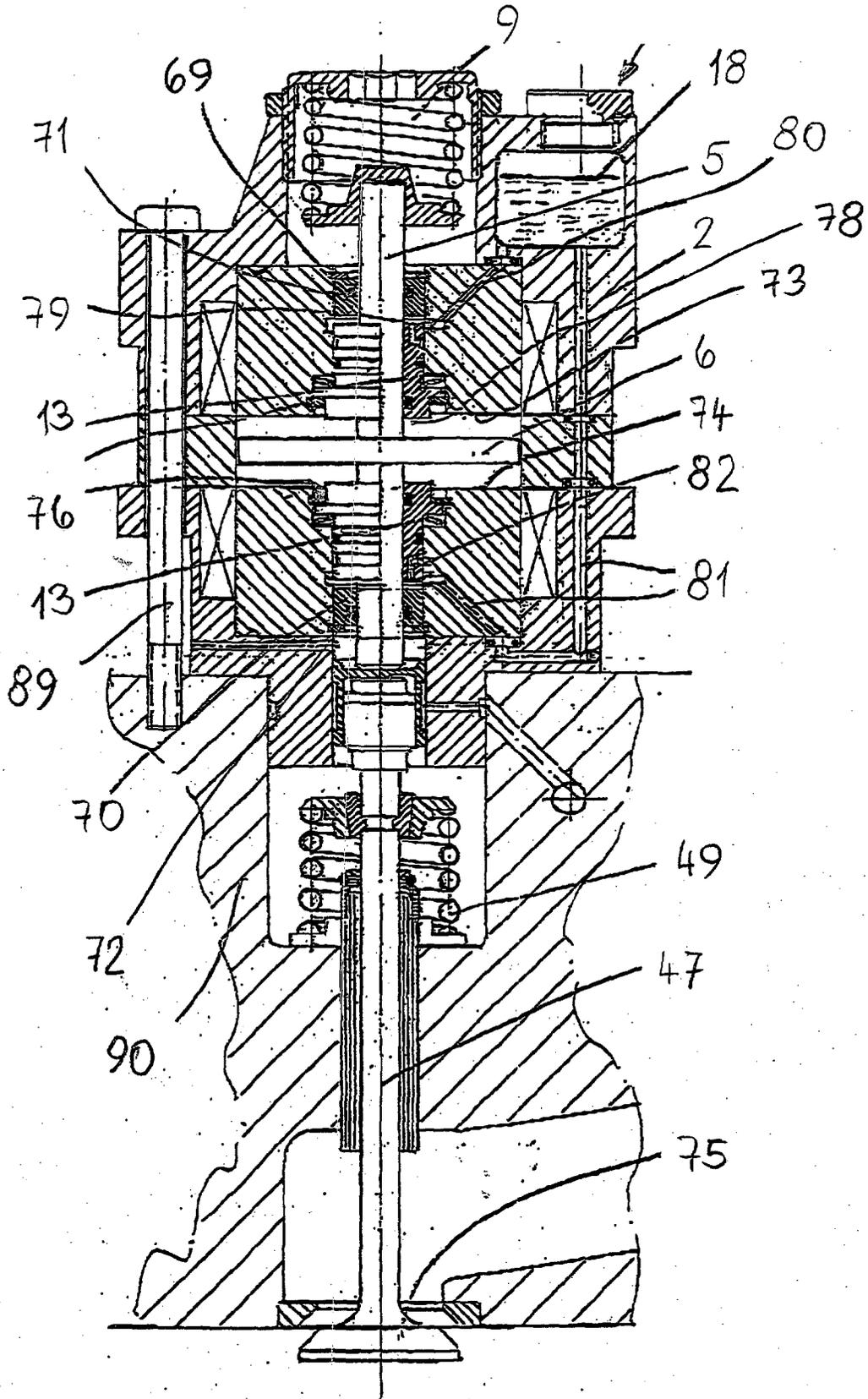
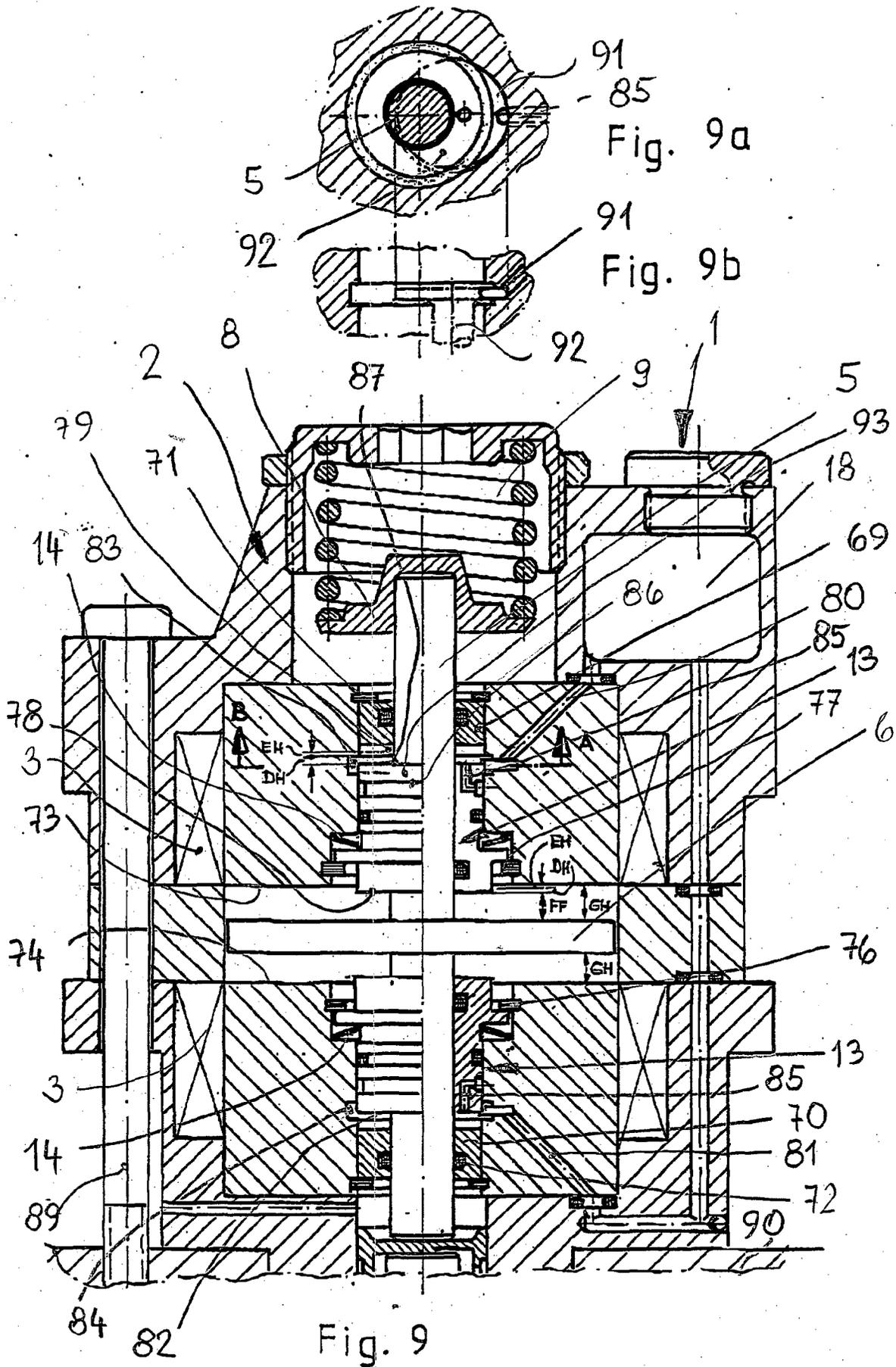


Fig. 8



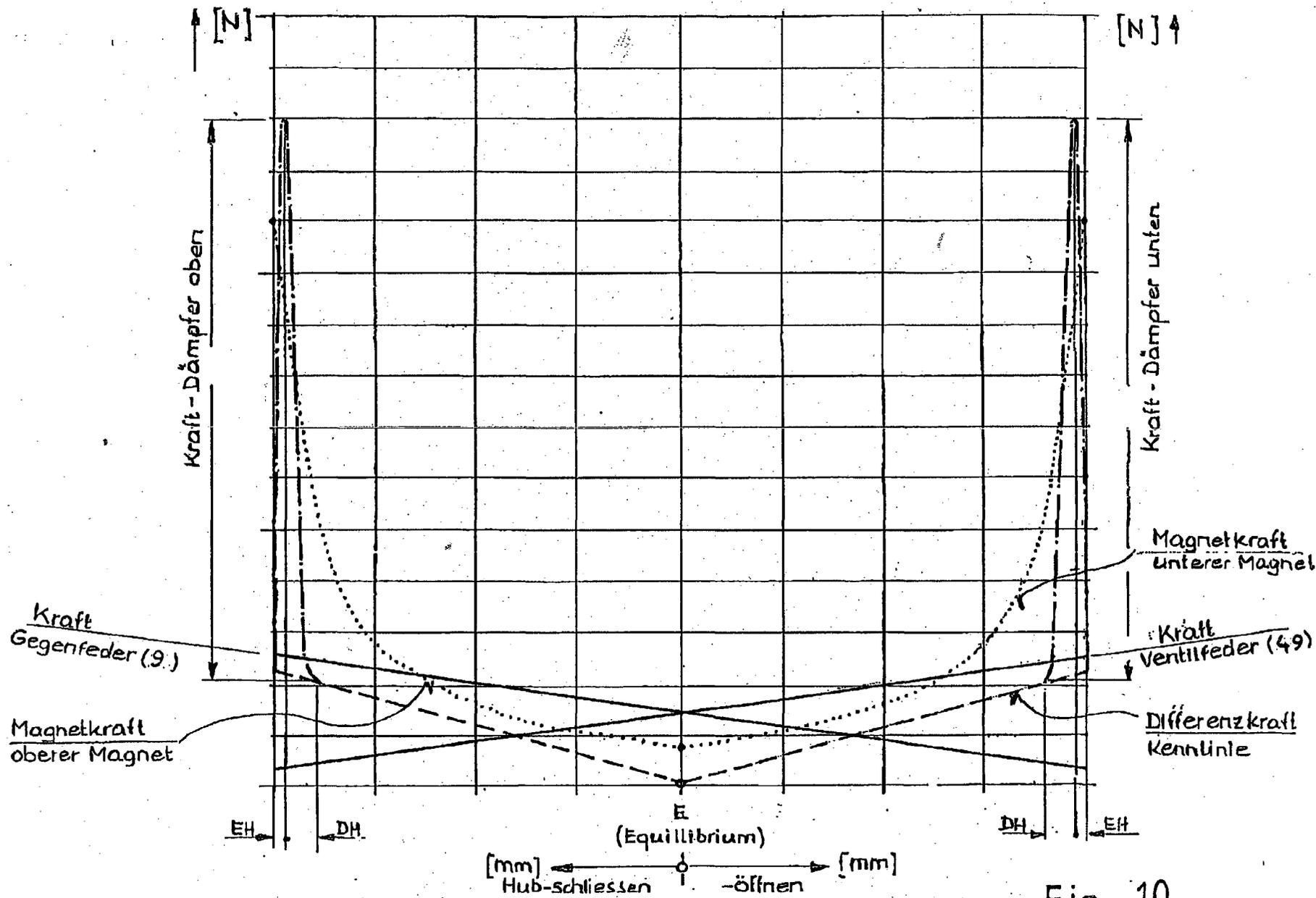


Fig. 10

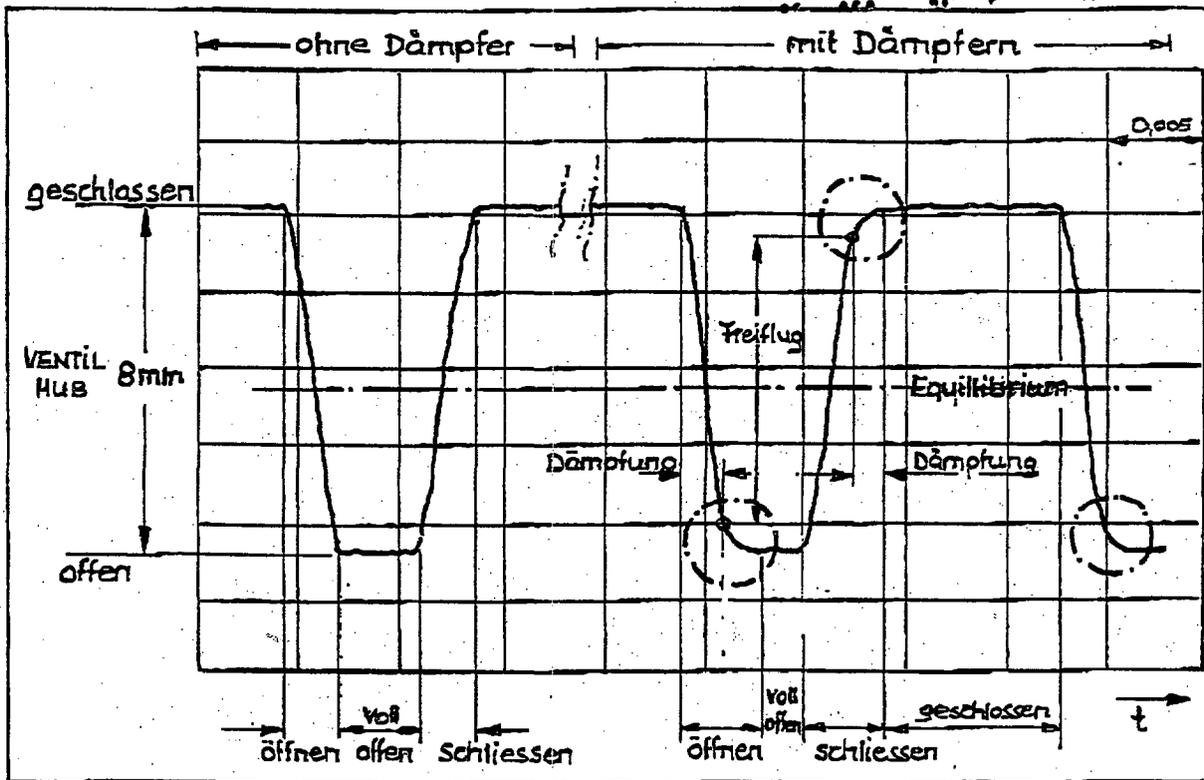


Fig. 11

Ventilsteuerzyklen bei verschiedenen Motordrehzahlen

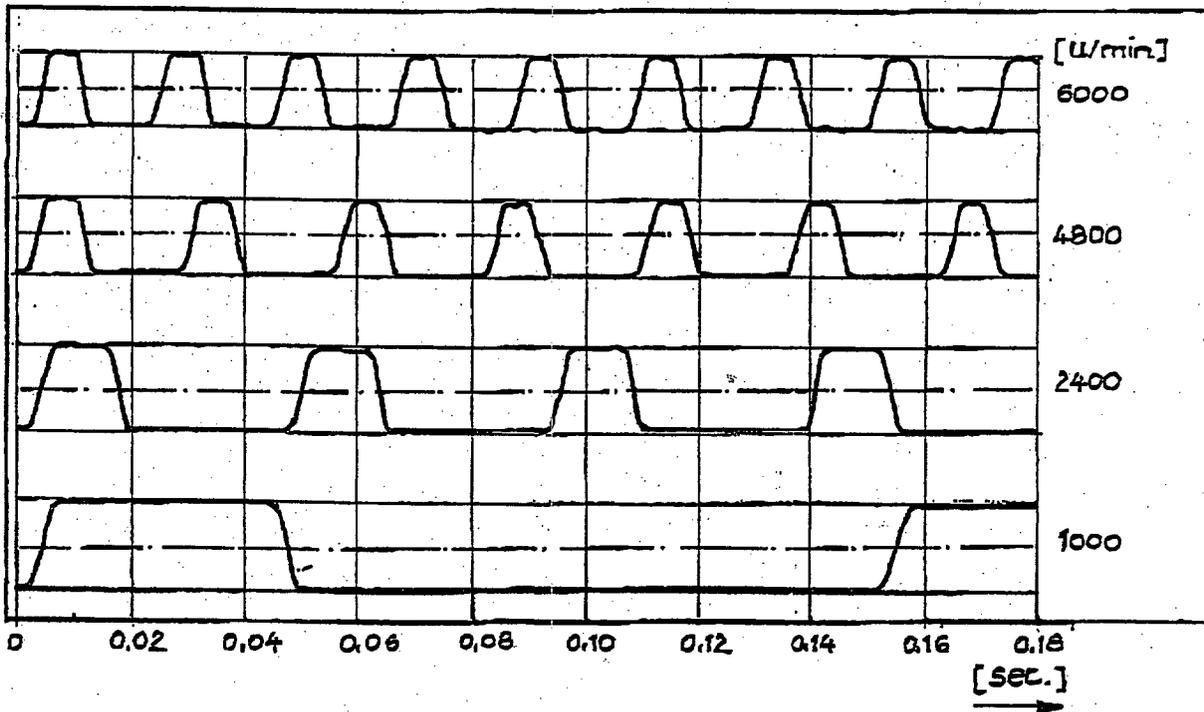


Fig. 12