

19



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

11 Veröffentlichungsnummer:

0 017 069
A1

12

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

21 Anmeldenummer: 80101398.8

51 Int. Cl.³: **H 01 H 3/60**
H 01 H 33/32

22 Anmeldetag: 18.03.80

30 Priorität: 26.03.79 DE 2911751

43 Veröffentlichungstag der Anmeldung:
15.10.80 Patentblatt 80/21

84 Benannte Vertragsstaaten:
CH FR GB IT SE

71 Anmelder: Licentia Patent-Verwaltungs-GmbH
Theodor-Stern-Kai 1
D-6000 Frankfurt/Main 70(DE)

72 Erfinder: Rapp, Günter
Kunigundishof 2
D-3500 Kassel-B.(DE)

72 Erfinder: Thill, Arthur
Simmershäuserstrasse 79
D-3500 Kassel(DE)

74 Vertreter: Lertes, Kurt, Dr.
Licentia Patent-Verwaltungs-GmbH Theodor-Stern-Kai
1
D-6000 Frankfurt 70(DE)

54 Autopneumatischer Hochspannungs-Leistungsschalter.

57 Dieser autopneumatische Hochspannungs-Leistungsschalter weist einen aus Druckluftzylindern (6) und Druckluftkolben (7) bestehenden Druckluftantrieb, und eine Dämpfungsanordnung zur Abbremsung der bewegten Massen jeweils vor Erreichen der beiden Endlagen (EIN/AUS) auf. Um den Leistungsschalter in optimaler Weise an Erfordernissen bei autopneumatischen Leistungsschaltern anzupassen, ist vorgesehen, dass die Dämpfungsanordnung aus einer hydraulisch wirkenden Bremskolben/Bremszylinder-Anordnung besteht (7d, 11, 15, 16), die so aufgebaut ist, dass die Bremsung der Antriebsbewegung in jeder Antriebsrichtung jeweils im wesentlichen nur im Bereich der zugeordneten Endlage erfolgt.

EP 0 017 069 A1

./...

1 Autopneumatischer Hochspannungs-Leistungsschalter

Hochspannungsleistungsschalter mit einem Druckluftantrieb, bei dem die bewegten Massen jeweils vor Erreichen der beiden Endlagen
5 (EIN/AUS) mittels einer Dämpfungsanordnung angebremsst werden, sind bekannt (DE-AS 12 65 267). Im bekannten Fall besteht die Dämpfungsanordnung aus einer Luftdämpfung. Eine derartige Luft-Dämpfungsanordnung ist jedoch für autopneumatische, insbesondere SF-6-Hochspannungs-Leistungsschalter aus den verschiedenen Gründen nach-
10 teilig.

Bei einem idealen autopneumatischen Hochspannungs-Leistungsschalter sollte die Bewegung der Schaltstange allein durch die hemmende Wirkung der Schaltstreckenpumpe beim Aufbau des Blasdruckes ver-
15 zögert werden. Dazu müssten die Kräfte und Energien, resultierend aus Antriebskraft und bewegten Massen, mit dem Verhalten der Schaltstreckenpumpe abgestimmt werden. Praktisch ist diese theoretische Forderung nicht zu erfüllen, so dass bei einem derartig aufgebauten Hochspannungs-Leistungsschalter nicht eine optimale Beblasung des
20 Schalterlichtbogens gegeben wäre. Zum andern ändert sich das Verhalten der Schaltstreckenpumpe mit der Schaltleistung, da es bei grossen Kurzschlußströmen zum Düsenverschluss bzw. Rückschlag heisser Gase in die Schaltstreckenpumpe kommt, d.h. der Schalter läuft wieder fälschlicherweise in die Richtung "EIN". Diese Be-
25 wegungsumkehr führt natürlich zu einer verminderten Leistung. Um die Bewegungsumkehr zu vermeiden, müssen daher die statischen Kräfte vom Antrieb und die kinetische Energie der bewegten Massen auf den Leistungsfall, d.h. den Kurzschlussfall, ausgelegt werden. Somit besteht bei einem leistungslosen Schalten ein Kräfteüber-
30 schuss. Dieser Überschuss muss mit einer separaten Bremsanordnung aufgefangen werden, wobei der Stand der Technik eine Luftdämpfung lehrt. Diese Luftdämpfung bzw. Bremsung wäre jedoch bei autopneumatischen Schaltern insofern nachteilig, als aufgrund der hohen Kompressibilität der Gase ein Rückprallen auftreten würde, d.h. es
35 entstünde wiederum eine Bewegungsumkehr beim kritischen Ausschalt-

1 vorgang, d.h. eine Umkehr der Bewegungsrichtung in Richtung "EIN",
verbunden mit einem Druckverlust und Verminderung der Leistung.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, bei einem autopneumati-
5 schen Hochspannungs-Leistungsschalter mit einem aus Druckluftzy-
linder und Druckluftkolben bestehenden Druckluftantrieb, und mit
einer Dämpfungsanordnung zur Abbremsung der bewegten Massen je-
weils vor Erreichen der beiden Endlagen (EIN/AUS) die Bewegung
10 des Druckluftantriebes so zu dämpfen bzw. abzubremsen, dass er in
optimaler Weise den Erfordernissen entspricht, die an einen auto-
pneumatischen Leistungsschalter gestellt werden.

Die Lösung dieser Aufgabe gelingt gemäss der Erfindung dadurch,
dass die Dämpfungsanordnung aus einer hydraulisch wirkenden Brems-
15 kolben/Bremszylinder-Anordnung besteht, die so aufgebaut ist, dass
die Bremsung der Antriebsbewegung in jeder Antriebsrichtung jeweils
im wesentlichen nur im Bereich der zugeordneten Endlage erfolgt.

Die Hydraulikflüssigkeit, insbesondere ein entsprechendes Öl,
20 bremst, weil nahezu inkompressibel, für den vorliegenden Zweck die
Antriebsbewegung wesentlich vorteilhafter, weil kein Rückprallen
auftritt. Die Bremswirkung ist dabei exakt berechenbar, da der Ein-
fluss der Hydraulikflüssigkeits-Temperatur praktisch keine Rolle
spielt, d.h. die Bremswirkung ist temperaturunabhängig; die
25 temperaturbedingten Viskositätsänderungen sind nämlich gegenüber
den Viskositätsänderungen in den mit hohen Druck beaufschlagten
Spalten des hydraulischen Systems vernachlässigbar. Auch ist der
Temperatureinfluss auf die Bremskolben/Bremszylinderanordnung ohne
Nachteil. Wenn die Wärmeausdehnung des Bremszylinders grösser ist
30 als die des Bremskolbens, ergeben sich bei tiefen Temperaturen so-
gar weichere Bremsvorgänge.

Der grösste Vorteil einer Ölbremse liegt aber darin, dass die
Kräfte und Energien sich mit v^2 ändern, d.h. wird die Schaltstan-
35 genbewegung des Leistungsschalters durch einen Lichtbogen ver-

- 1 zögert, so ändert sich das Verhalten der Ölbremse mit $= \frac{mv^2}{2}$ d.h.,
 die Bremskraft nimmt entsprechend ab. Es kommt also zu keinem
 Rücklauf im Leistungsfall bzw. Rückprall bei einer leistungslosen
 5. Schaltung. Die Bremswirkung passt sich somit selbstätig an das Be-
 wegungsverhalten der Schaltstrecke des autopneumatischen Schalters
 an.

Durch die DE-AS 12 97 736 ist es zwar bekannt, bei einem Druckluft-
 ventil für einen Hochspannungs-Leistungsschalter die Ventilbe-
 10 wegung durch eine Ölbremse zu beeinflussen. Im bekannten Fall dient
 die Ölbremse, die bereits von Beginn an der Bewegung als Bremse
 wirkt, als Zeiteinstellglied für den Ventilhub, um so die Ventile
 und damit die Kontaktbewegung eines mehrpoligen Schalters zu syn-
 15 chronisieren. Diese Schrift gibt daher keine Hinweise in Richtung
 der Bremsung der Bewegung des mittels eines Druckluftantriebes an-
 getriebenen autopneumatischen Hochspannungs-Leistungsschalters, der
 nur in den Endlagenbereichen unter Berücksichtigung des Verhaltens
 der Schaltstreckenpumpe abgebremst werden soll.

- 20 Weitere ausgestaltende Merkmale der Erfindung ergeben sich anhand
 der Beschreibung von in der Zeichnung dargestellten Ausführungs-
 formen der Erfindung.

Es zeigen:

- 25 Figur 1 das Prinzipschaltbild eines autopneumatischen Hoch-
 spannungs-Leistungsschalters mit einem Druckluftantrieb.
- Figur 2 eine Ausführungsform einer hydraulischen Dämpfungsan-
 ordnung für den Druckluftantrieb, bei der die Bremskolben
 30 Anschläge in den Endlagen bilden.

Die Figur 1 zeigt einen autopneumatischen Hochspannungs-Leistungs-
 schalter mit den beiden Schaltkammern 1, 2, die jeweils ein nicht
 näher bezeichnetes Schaltkontaktsystem in Verbindung mit Einrichtun-
 35 gen zur Beblasung des Lichtbogens und zur Erzeugung des notwendigen

- 1 Blasdrukkes beinhalten. Die beiden Schaltkammern ruhen auf Stützern
3, in deren Innerem sich eine Schaltstange 4 befindet, die kopf-
seitig über Umlenkelemente 5 mit den bewegbaren Kontaktstücken des
Kontaktsystems und fußseitig mit einem in einem Druckluftzylinder 6
5 gleitenden Druckluftkolben 7 eines Druckluftantriebes verbunden ist.
Der Druckluftzylinder 6 ist dabei ortsfest mit einem Grundrahmen
bzw. Grundgerüst 8 verbunden.

- Der in Figur 1 dargestellte Schalter befindet sich dabei in der
10 Stellung "AUS" (unterer Totpunkt des Druckluftkolbens 7). Aus den
in der Beschreibungseinleitung erwähnten Gründen muss die Bewegung
der Schaltstange 4 bzw. des Druckluftantriebes, d.h. des Druckluft-
kolbens 7 gebremst bzw. gedämpft werden. Die Erfindung sieht zu
diesem Zweck hydraulische Dämpfungsanordnungen vor.

- 15 Eine Ausführungsform einer derartigen hydraulischen Dämpfungsan-
ordnung zeigt die Figur 2. In der linken Hälfte der Figur 2 ist
dabei der Druckluftkolben 7 in der oberen Stellung ("EIN"), in der
rechten Hälfte in der unteren Stellung ("AUS") dargestellt. Der
20 Druckluftkolben 7 ist bei der Ausführungsform nach Figur 2 ein
Hohlkolben, der kopfseitig eine hohle Kolbenstange 7a aufweist, die
(in nicht dargestellter Weise) mit der Schaltstange 4 (Figur 1) ver-
bunden ist. Dieser Druckluftkolben gleitet im Druckluftzylinder 6,
der Öffnungen 6a, 6b, aufweist, die als Drucklufteintritt bzw.
25 Druckluftaustritt dienen. Der Druckluftzylinder 6 ist mittels einer
Schraubverbindung 9 fest mit dem Grundrahmen bzw. Grundgerüst 8 ver-
bunden. Der Drucklufthohlkolben 7 bzw. die Kolbenstange 7a gleitet
mit zwei Dichtungsbereichen 7b, 7c an einer zentralen, fest mit dem
Druckluftzylinder verbundenen Führungsstange 10, die einen Brems-
30 kolben 11 aufweist, der ebenfalls fest steht. Diese beiden
Dichtungsbereiche 7b und 7c begrenzen den Raum 14 und bilden somit
einen Bremszylinder, in dem auch der Bremskolben 11 liegt. Der Raum
14 ist dabei mit einer Hydraulikflüssigkeit, insbesondere einem ent-
sprechenden Hydrauliköl gefüllt. Der Bremszylinderteil ist dabei mit
35 der Bezugsziffer 7d versehen. Über eine zentrale Bohrung 10a und ein

- 1 Rückschlagventil 12 ist der Raum 14 mit einer Hydraulikflüssigkeit-Leckage-Ausgleichseinrichtung 13 verbunden, die Hydraulikflüssigkeit nachliefert, wenn diese aus dem Raum 14 entwichen ist.
- 5 Der Bremszylinder 7d und der Bremskolben 11 bilden die hydraulische Bremsanordnung für den Druckluftantrieb in den beiden Endlagen.

- Der Bremszylinder 7d hat zu diesem Zweck in seinen Endbereichen 7d₁ und 7d₂ einen geringeren Durchmesser als im mittleren Teil.
- 10 Der Durchmesser dieses Endbereiches ist dabei jeweils auf den Durchmesser des Bremskolbens 11 so abgestimmt, dass beim Einfahren des Bremskolbens in den Endbereich nur ein sehr enger Spalt zwischen Bremskolben und Bremszylinder vorhanden ist. Der Bremskolben 11 weist beidseitig aussen axial verlaufende Nuten 11a auf, deren Tiefe
- 15 zum Kolbenrand hin jeweils zunimmt. Sie sorgen für einen allmählichen Anstieg der Bremskraft. Der Bremskolben weist weiterhin beidseitig auf der Stirnfläche Rückschlagventile 11b auf, die gegen die Kraft einer Feder jeweils eine Bohrung 11c verschliessen, die etwa in Bremskolbenmitte in den Bremszylinderraum 14 einmünden, wobei
- 20 diese Bohrungen einen Bypaß darstellen.

- Die Wirkungsweise der Anordnung nach Figur 2 ist wie folgt:
Angenommen, der Schalter befände sich in der Stellung "EIN" (der Druckluftkolben 7 ist entsprechend der linken Hälfte der Figur 2
- 25 oben) und soll in die Stellung "AUS" gebracht werden, d.h. der Druckluftkolben 7 des Druckluftantriebes soll in die untere Stellung, gemäss der rechten Hälfte der Figur 2, gebracht werden. Die Bewegung des Druckluftkolbens 7 muss daher mit hoher Geschwindigkeit, d.h. ungebremst durch den Bremskolben 11 beginnen und zunächst anhalten.
- 30 Dies wird durch die untere Bohrung 11c und das untere Rückschlagventil 11b des Bremskolbens 11 bewirkt. Bei der Abwärtsbewegung des Druckluftkolbens 7 wird nämlich anfänglich Öl in den Raum 14, oberhalb des Endteiles 7d₂, durch den sich in diesem Raumteil aufbauenden erhöhten Druck durch die untere Bohrung 11c und das untere
- 35 Rückschlagventil 11b gedrückt, und zwar solange, bis die untere

1 Stirnseite des Bremskolbens oberhalb des Endteiles $7d_2$ liegt. Da-
nach gleitet der Bremskolben völlig ungehindert im mittleren Bereich
des Raumes 14. Erreicht die Oberkante des Bremskolbens 11 den obe-
ren Endbereich $7d_1$, dann setzt die Bremswirkung der Ölbremse voll
5 ein, und zwar ansteigend in der Masse, wie die Nuten 11a durch den
Endbereich $7d_1$ bedeckt werden. Die Endstellung, die schliesslich
zwischen Bremskolben und oberem Endbereich erreicht wird, zeigt
dabei die rechte Hälfte der Figur 2.

10 Bei der umgekehrten Bewegung des Antriebes von der Stellung "AUS"
in die Stellung "EIN" (der Druckluftkolben 7 bewegt sich von unten
nach oben) öffnet das obere Rückschlagventil 11b und gibt einen
ausreichenden Querschnitt über die Bohrung 11c für das ungehinderte
Durchströmen des Hydrauliköles von dem Raum unterhalb des Brems-
15 kolbens in den Raum oberhalb des Bremskolbens frei, so dass auch in
diesem Fall die Bewegung des Schalters bei Beginn durch die Brems-
anordnung nicht verzögert wird.

20 Die Bewegung des Druckluftkolbens wird daher in beiden Bewegungs-
richtungen nur in den jeweils zugeordneten Endlagen gebremst, ins-
besondere nicht am Anfang beim Ausfahren aus einer Endlage heraus,
in die sie vorher gebremst eingefahren war.

25 Die prinzipiellen Strukturmerkmale der Bremsanordnung nach Figur 2
sind der feststehende Bremskolben und die Anordnung des Brems-
zylinders in dem hohlen Druckluftkolben bzw. der entsprechenden
Kolbenstange. Es ist verständlich, dass dem Fachmann hierbei ver-
schiedene Möglichkeiten zur konstruktiven Lösung dieser Prinzip-
struktur zur Verfügung stehen. So ist es beispielsweise auch denk-
30 bar, den Bremskolben zweigeteilt auszuführen, d.h. einen Doppel-
kolben vorzusehen.

35 Die Figur 3 zeigt eine andere Ausführungsform der Erfindung. Gleiche
bzw. entsprechende Teile zur Figur 2 sind dabei mit derselben Be-
zugsziffer versehen. Auch bei der Figur 3 zeigt die linke Hälfte

- 1 den Antrieb in der Stellung "EIN", und in der rechten Hälfte in der Stellung "AUS".

Bei der Ausführungsform nach Figur 3 ist die hydraulische Dämpfungs-
5 anordnung aussem am Druckluftzylinder 6, in dem der Druckluftkolben 7 dichtend gleitet, angebracht.

Die Dämpfungsanordnung weist mindestens zwei Bremskolben 15a, 15b auf, die in Bremszylinderräumen 16a, 16b gehalten sind bzw. darin
10 gleiten, die mit einer Hydraulikflüssigkeit gefüllt sind und die stirnseitig an dem Druckluftzylinder 6 angebracht sind. In Figur 3 ist der obere Bremskolben 15a in der Stellung "ausgefahren" und der untere Bremskolben ist in der Stellung "eingefahren" gezeichnet (die jeweils andere Stellung ist gestrichelt dargestellt). Die
15 Bremszylinderräume 16a, 16b sind über eine Leitung 17 miteinander verbunden, wobei die Leitung 17 über zwei Zweigleitungen 17a 1, 17a 2 bzw. 17b 1, 17b 2 in die zugeordneten Bremszylinderräume einmündet. Jeweils die äussere Zweigleitung 17a 1 bzw. 17b 2 ist mit einem Rückschlagventil 18a bzw. 18b verschlossen, das einen Fluss
20 von Hydraulikflüssigkeit nur in den Bremszylinder hinein erlaubt. Der Abstand der Zweigleitungen in den beiden Bremszylinderräumen ist so getroffen, dass die innere Zweigleitung durch den eingefahrenen Bremskolben verschlossen wird, die andere Zweigleitung jedoch dabei offen bleibt.

25 Am oberen Bremszylinderraum 16a befindet sich dabei eine Entlüftungsschraube 19. Der untere Bremszylinderraum 16b steht über ein Rückschlagventil 12 mit der Leckageausgleichseinrichtung 13 in Verbindung.

30 Die Wirkungsweise der Dämpfungsanordnung nach Figur 3 ist folgende: Angenommen, der Druckluftantrieb befände sich in der Stellung "AUS" (rechte Hälfte) und soll in die Stellung "EIN" (linke Hälfte) gebracht werden. Zu diesem Zweck wird am Einlass 6b unter dem Druckluftkolben 7 Druckluft aufgebracht, wodurch sich der Druckluft-
35 kolben 7 nach oben bewegt und zwar ungehindert von der Bremsan-

- 1 ordnung, da der Druckluftkolben einfach von dem unteren Brems-
kolben 15b abhebt. Beim Erreichen der oberen Endlage trifft aber
der Druckluftkolben 7 auf den Bremskolben 15a, der als Anschlag
wirkt und in den Bremszylinderraum 16a eingetrieben wird. Das im
5 oberen Bremszylinderraum 16a befindliche Hydrauliköl wird über die
Zweigleitung 17a 2, die Leitung 17 und die Zweigleitung 17b 2 (das
Rückschlagventil 18b wird geöffnet) in den unteren Bremszylinder-
raum 16b verdrängt und treibt den unteren Bremskolben 15b selbst-
tätig aus der Stellung "eingefahren" in die Stellung "ausgefah-".
10 Beim Eintreiben des Bremskolbens 15a durch das Auftreffen des
Druckluftkolbens 7 verschliesst im weiteren Bremsverlauf der Brems-
kolben 15a die Zweigleitung 17a 2, wodurch die Bremskraft ent-
scheidend zunimmt (das Rückschlagventil 18a verhindert dabei ein
Ausfliessen des Hydrauliköles in die Leitung 17a 1 bzw. 17). Die
15 abgeschrägte Nase des Bremskolbens sorgt dabei für eine sich all-
mählich aufbauende Bremskraft.

- Im Falle einer Bewegung von der Stellung "EIN" in die Stellung
"AUS", läuft der Vorgang gerade umgekehrt ab, d.h. der selbsttätig
20 in Bereitschaft gekommene Bremskolben 15b treibt beim Auftreffen
des Druckluftkolbens 7 den Druckluftkolben 15a in die Stellung
"ausgefah- und macht ihn bereit zum Abbremsen beim nächsten
Schaltvorgang.

- 25 In den Leitungen 17, 17a und 17b können Drosselorgane oder der-
gleichen, die u.U. verstellbar sind, zum Einstellen einer ge-
wünschten Charakteristik beim Übertritt der Hydraulikflüssigkeit
von einem Bremszylinderraum in den anderen vorgesehen werden.
- 30 Die Grundstruktur der Ausführungsform nach Figur 3 besteht darin,
dass die hydraulische Dämpfungsanordnung aussem am Druckluft-
zylinder, und zwar zu beiden Stirnseiten des Zylinders angeordnet
ist. In Figur 3 ist dabei nur eine einzige Dämpfungsanordnung dar-
gestellt; zweckmässig sind jedoch mindestens zwei Dämpfungsan-
35 ordnungen pro Stirnseite, symmetrisch entlang des Umfanges des

1 Druckluftzylinders verteilt, vorgesehen.

5 Die Bremskolben sind derart angeordnet bzw. die zugeordneten Brems-
zylinderräume sind derart miteinander verbunden, dass, wenn der
eine Bremskolben in Funktion (Bremsen) tritt, er den anderen Brems-
kolben zwangsläufig für die gegenläufige Bewegung bremsbereit macht.
Auch hier versteht sich, dass sich für den Fachmann innerhalb des
angegebenen Prinzipes verschiedene konstruktive Lösungen des Pro-
blems anbieten.

10

15

20

25

30

35

1 Patentansprüche

1. Autopneumatischer Hochspannungs-Leistungsschalter mit einem aus Druckluftzylinder und Druckluftkolben bestehenden Druckluftantrieb, und mit einer Dämpfungsanordnung zur Abbremsung der bewegten Massen jeweils vor Erreichen der beiden Endlagen (EIN/AUS),
dadurch gekennzeichnet,
dass die Dämpfungsanordnung aus einer hydraulisch wirkenden Bremskolben/Bremszylinder-Anordnung besteht (7d, 11, 15, 16), die so aufgebaut ist, dass die Bremsung der Antriebsbewegung in jeder Antriebsrichtung jeweils im wesentlichen nur im Bereich der zugeordneten Endlage erfolgt.
2. Leistungsschalter nach Anspruch 1, bei dem am Druckluftkolben eine Kolbenstange angebracht ist,
dadurch gekennzeichnet,
dass die Bremskolben/Bremszylinderanordnung (7d, 11) im Innern der hohl ausgebildeten Kolbenstange (7a) des Druckluftkolbens (7) angebracht ist.
3. Leistungsschalter nach Anspruch 2,
dadurch gekennzeichnet,
dass im Innern der Kolbenstange (7a) eine zentrale, fest mit dem Druckluftzylinder (6) verbundene Führungsstange (10) vorgesehen ist, an der koaxial der Bremskolben (11) angebracht ist, und dass an der Innenwand der Kolbenstange zwei, den Bremskolben einschliessende und den Bremszylinder (7d) begrenzende Dichtungsbereiche (7b, 7c) in Bezug auf die Führungsstange vorgesehen sind, und dass der Bremszylinder in den beiden Endlagen zugeordneten Endbereichen (7d₁, 7d₂) verringerten Durchmesser aufweist, wobei dieser Durchmesser bis auf einen kleinen bremsenden Spalt im Durchmesser dem des Bremskolbens (11) entspricht, und dass der Bremskolben an beiden Stirnseiten Rückschlagventile (11b) aufweist, die selbsttätig Bypaß-Leitungen (11c) beim Ausfahren aus der zugeordneten Endlage öffnen.

- 1 4. Leistungsschalter nach Anspruch 3,
d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t ,
dass der Bremskolben an beiden Stirnseitenbereichen am Umfang
axial verlaufende Nuten (11a) aufweist, deren axiale Tiefe
5 zur Stirnseite hin jeweils zunimmt.
5. Leistungsschalter nach einem der Ansprüche 2 bis 4,
d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t ,
dass der Bremskolben zweigeteilt ist.
- 10 6. Leistungsschalter nach Anspruch 1,
d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t ,
dass die Bremskolben/Bremszylinderanordnung (15, 16) an beiden
Stirnseiten des Druckluftzylinders (6) des Druckluftantriebes
15 angebracht ist, derart, dass der Bremskolben (15) von dem
Druckluftkolben (7) in den zugeordneten Bremszylinder (16) ein-
treibbar ist, wobei der Bremszylinder (16a) der einen Stirn-
seite über Ausgleichsleitungen (17) mit dem Bremszylinder (16b)
der anderen Stirnseite derart verbunden ist, dass beim Ein-
20 treiben des Bremskolbens (15a) in den Bremszylinder (16a) der
einen Stirnseite der Bremskolben (15b) der anderen Stirnseite
aus dem zugeordneten Bremszylinder (16b) ausgetrieben wird.
- 25 7. Leistungsschalter nach Anspruch 6,
d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t ,
dass die Ausgleichsleitung (17) an jeder Stirnseite mit zwei,
axial beabstandeten Zweigleitungen (17a₁, 17a₂, 17b₁, 17b₂)
in den zugeordneten Bremszylinderraum (16a, b) einmündet, von
denen jeweils die vordere offen und die hintere mit einem Rück-
30 schlagventil (18a, b), das nur einen Fluss in den Bremszylinder
hinein zulässt, verschlossen ist, und die derart angeordnet
sind, dass im Verlauf des Abbremsens durch den Bremskolben die
vordere Zweigleitung (17a₂, b₁) von dem Bremskolben abgedeckt
wird.

- 1 8. Leistungsschalter nach Anspruch 7,
d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t ,
dass der Bremskolben (15a, b) an der der Zweigleitung (17)
zugeordneten Seite kopfseitig sich erweiternd, abgeschrägt
5 ist.
9. Leistungsschalter nach einem der Ansprüche 1 bis 8,
d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t ,
dass eine Leckageeinrichtung (13) zum Ausgleich von Verlusten
10 an Hydraulikflüssigkeit der Bremskolben/Bremszylinderanordnung
vorgesehen ist, die über ein Rückschlagventil (12), das nur
einen Fluss aus der Leckageeinrichtung heraus zulässt, mit dem
Bremszylinderraum verbunden ist.

15

20

25

30

35

FIG. 1

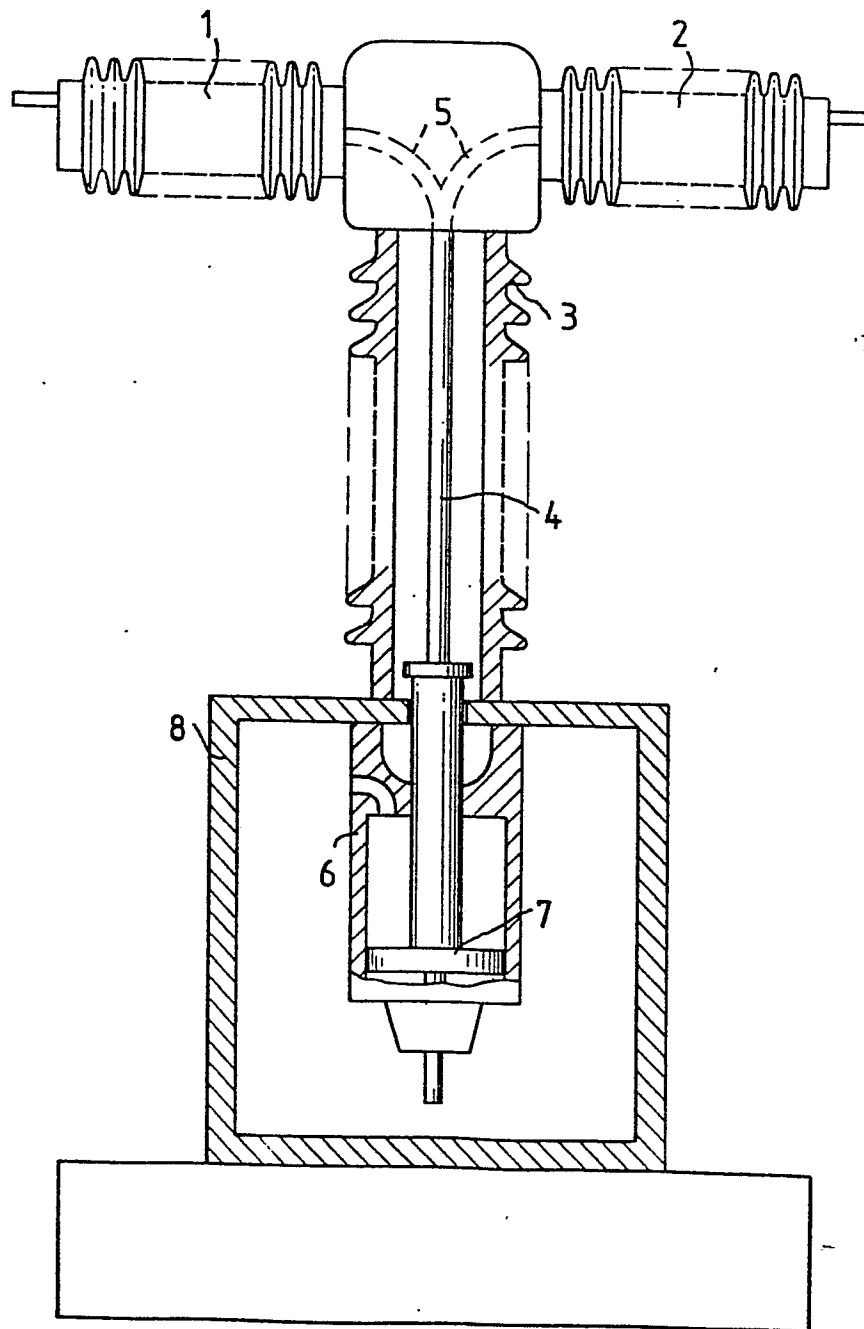


FIG. 2

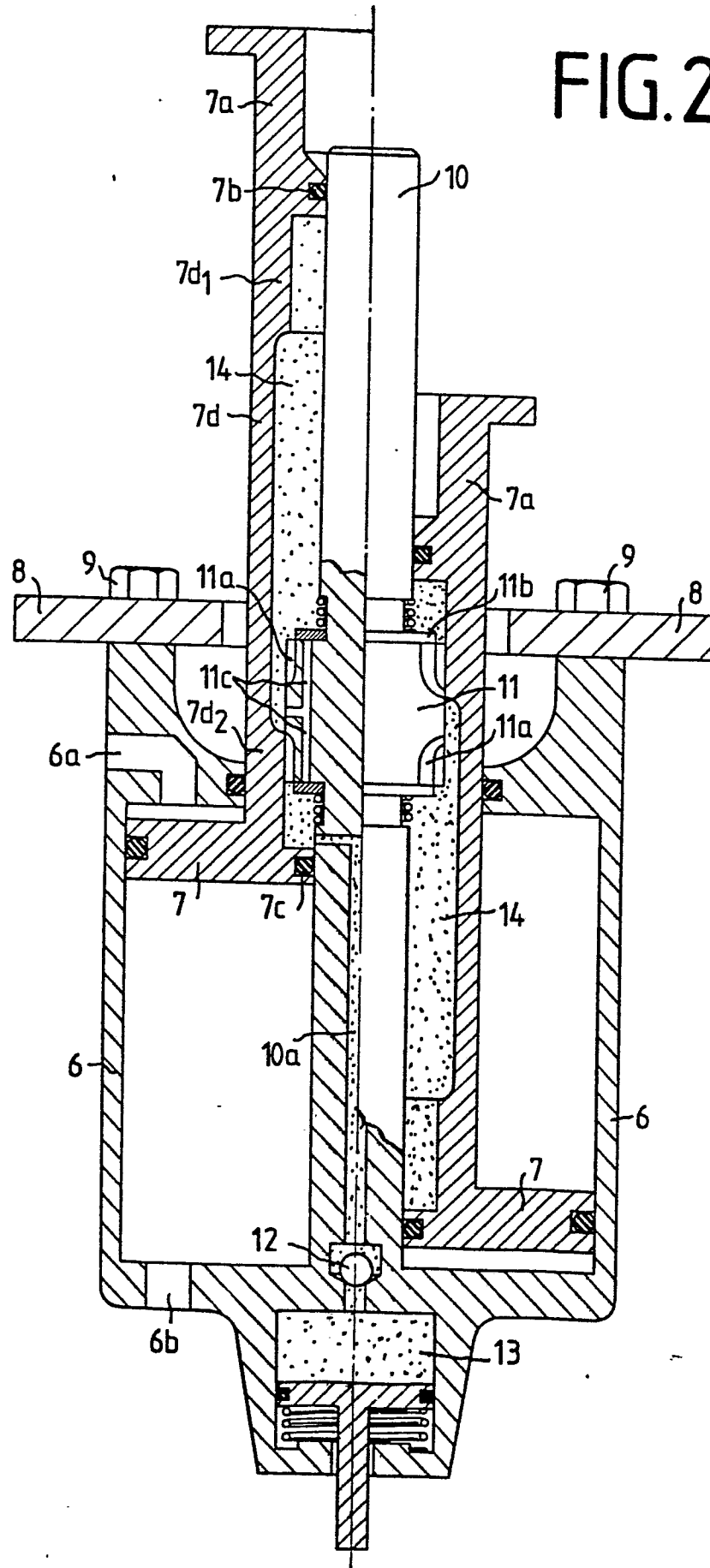
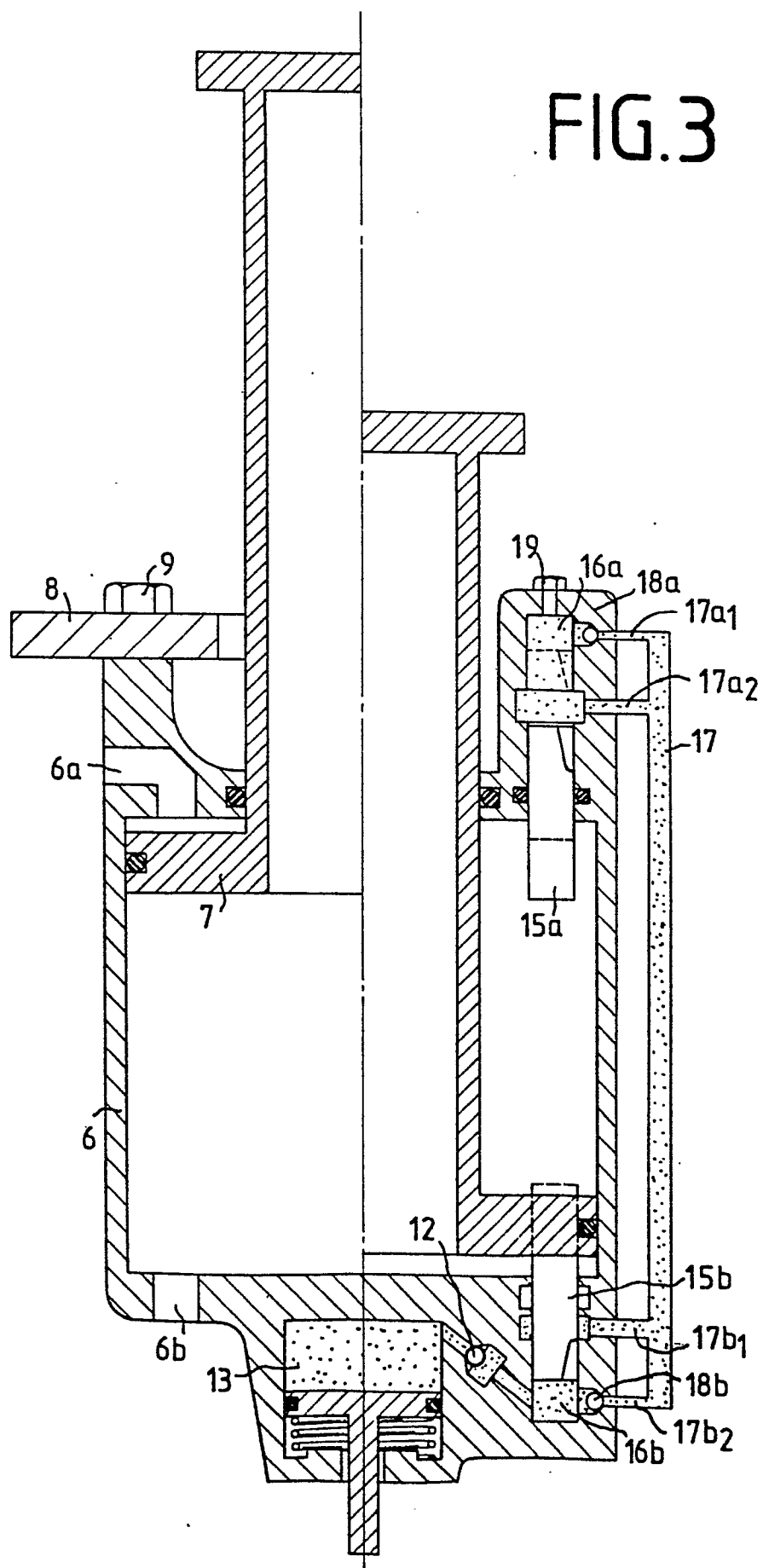


FIG. 3



0017069



Europäisches
Patentamt

EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

Nummer der Anmeldung

EP 80 10 1398

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (Int. Cl. 3)
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	betrifft Anspruch	
A	<u>FR - A - 681 701 (A.E.G.)</u> * Seite 6, Zeilen 39-43; Seite 7, Zeilen 16-24, 47-65; Seite 9, Zeilen 65-66; Seite 10, Zeilen 64-74 * --	1,2	H 01 H 3/60 33/32
	<u>DE - C - 596 874 (RUPPEL)</u> * Seite 1, Zeilen 1-6; Seite 2, Zeilen 25-37 * --	1,6	
	<u>DE - B - 1 244 913 (LICENTIA-PATENT)</u> * Spalte 1, Zeilen 45-52; Spalte 2, Zeilen 14-18 * --	1	RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (Int. Cl. 3)
	<u>CH - A - 235 369 (BROWN-BOVERI)</u> * Insgesamt * ----	1,6	H 01 H 3/60 33/30 33/32 33/34
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt.			KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE X: von besonderer Bedeutung A: technologischer Hintergrund O: nichtschriftliche Offenbarung P: Zwischenliteratur T: der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze E: kollidierende Anmeldung D: in der Anmeldung angeführtes Dokument L: aus andern Gründen angeführtes Dokument &: Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument
Recherchenort	Abschlußdatum der Recherche	Prüfer	
Den Haag	11-06-1980	DESMET	