

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.

F16F 9/34 (2006.01)
F16F 9/348 (2006.01)



[12] 发明专利说明书

专利号 ZL 200510072713.X

[45] 授权公告日 2009年8月12日

[11] 授权公告号 CN 100526674C

[22] 申请日 2005.5.17

[21] 申请号 200510072713.X

[30] 优先权

[32] 2004.5.25 [33] JP [31] 154964/04

[73] 专利权人 日产自动车株式会社

地址 日本神奈川县

共同专利权人 株式会社日立制作所

[72] 发明人 加藤一 中嶋光 中楯孝雄

[56] 参考文献

JP2004257507 A 2004.9.16

US2002000352 A1 2002.1.3

GB2113355 A 1983.8.3

US2003098209 A1 2003.5.29

US4953671 A 1990.9.4

JP2003278819 A 2003.10.2

US5018608 A 1991.5.28

JP7197974 A 1995.8.1

审查员 丁一

[74] 专利代理机构 北京市柳沈律师事务所

代理人 李贵亮 杨梧

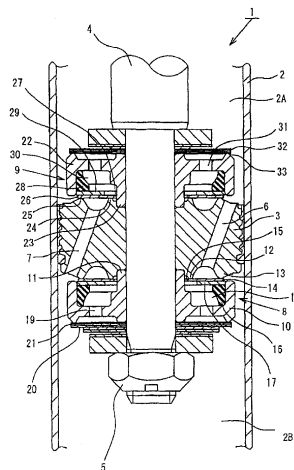
权利要求书1页 说明书10页 附图8页

[54] 发明名称

液压缓冲器

[57] 摘要

一种液压缓冲器，在提高设定衰减力特性的自由度，得到适当的衰减力的同时，将衰减力产生机构的结构简化。在封入油液的工作缸(2)内嵌装连接活塞杆(4)的活塞(3)。通过活塞(3)的滑动在伸出侧及缩进侧油路(6、7)内产生的油液的流向利用主盘阀(14、26)控制，产生衰减力，利用背压室(18)、(30)的内压调整主盘阀(14、26)的开启压力。在活塞速度的低速区域，由于主盘阀(14、26)关闭背压室入口油路(15、27)，故背压室(18、30)的内压没有上升，衰减力变得充分小。在主盘阀(14、26)打开的同时，背压室入口油路(15、27)打开，背压室(18、30)的内压上升，衰减力增大。



1、一种液压缓冲器，其包括：工作缸，其封入油液；活塞，其可滑动地嵌装于所述工作缸内；活塞杆，其一端与所述活塞连接，另一端延伸出所述工作缸的外部；主阀，其控制由所述活塞的滑动产生的油液的流动，产生衰减力；背压室，其向该主阀的闭阀方向作用内压；背压室入口油路，其向背压室导入油液，其中，介由所述背压室入口油路将油液的一部分导入所述背压室，控制所述主阀的开阀，其特征在于，设置阀机构，其通过利用所述主阀的开阀、闭阀来开闭所述背压室入口油路，从而增减所述背压室入口油路的流路面积，并且衰减力从外部不进行调整。

2、如权利要求1所述的液压缓冲器，其特征在于，设置在所述背压室的压力达到规定压力时溢流其压力的溢流阀。

3、如权利要求1所述的液压缓冲器，其特征在于，在所述主阀的背侧面外周部，划分所述背压室的弹性密封部件一体固定在所述主阀上。

4、如权利要求1所述的液压缓冲器，其特征在于，所述阀机构在所述主阀接触离开的所述活塞的部位具有从外周端部向内周端部延伸的至少一个节流孔，介由该节流孔将油液导入所述背压室内。

5、如权利要求1所述的液压缓冲器，其特征在于，所述阀机构包括：开口，其设于所述主阀上；切口盘，其设于所述主阀上游侧，且设有至少一个连通所述开口并沿径向延伸的切口；封闭盘，其设于所述切口盘的上游侧，封闭与所述切口的所述开口对向的部位，所述主阀在开阀时相对于所述切口盘离开。

6、如权利要求1所述的液压缓冲器，其特征在于，设置将所述背压室的油液与下游侧连通的下游侧节流孔，所述主阀闭阀时的所述背压室入口油路的流路面积比所述下游侧节流孔的流路面积小。

7、如权利要求3所述的液压缓冲器，其特征在于，在所述弹性密封部件密封所述背压室的密封面的径向外侧配置落座有所述主阀的座部。

液压缓冲器

技术领域

本发明涉及安装在汽车等车辆的悬挂装置等上的合适的液压缓冲器。

背景技术

通常，安装于汽车等车辆的悬挂装置上的筒型液压缓冲器具有如下结构，在封入油液的工作缸内可滑动地嵌装有连接活塞杆的活塞，在活塞部设有由油液通路、节流孔及盘阀等构成的衰减力产生机构。由此，伴随活塞杆的冲程，工作缸内的活塞滑动，从而在油液通路中产生的油液的流动通过节流孔及盘阀控制，产生衰减力。而且，在活塞速度的低速区域，通过节流孔产生衰减力，在活塞速度的高速区域，由于盘阀弯曲而开阀，从而防止衰减力的过度上升。

但是，在上述现有的液压缓冲器中，由于活塞速度的低速区域的衰减力依存于节流孔的流路面积，高速区域的衰减力依存于预先设定的盘阀的开阀压力，故存在衰减力特性的设定自由度低的问题。

因此，如专利文献1所示，提案有如下液压缓冲器，在盘阀的背面侧设置背压室、控制导入该背压室的压力的阀（第二盘阀）、和所述背压室达到规定压力时溢流其压力的溢流阀。而且，将油液的一部分介由节流孔通路导入背压室，使背压室的压力在闭阀方向作用在盘阀上，通过阀（第二盘阀）和溢流阀调整盘阀上的背压。即，在活塞速度的低速区域由于阀（第二盘阀）关闭，故可产生小的衰减力，当活塞速度上升时，阀（第二盘阀）打开，可产生大的衰减力，进而，当活塞速度上升时，溢流阀打开，可产生比上述大的衰减力小的衰减力，提高设定衰减力特性的自由度。

专利文献1：特开平2-278026号公报

但是，在设有上述现有的背压室的液压缓冲器中，和承受背压室压力的盘阀别体地设有控制导入背压室的压力的阀（第二盘阀），故存在衰减力产生机构的结构复杂、轴方向尺寸增长、整体上大型化的问题。

发明内容

本发明是鉴于所述问题点而开发的，其目的在于，提供一种液压缓冲器，可提高衰减力特性的设计自由度，得到适当的衰减力特性，同时，可将衰减力产生机构的结构简化且小型化。

为解决上述课题，本发明的第一方面提供一种液压缓冲器，其包括：工作缸，其封入油液；活塞，其可滑动地嵌装于上述工作缸内；活塞杆，其一端与上述活塞连接，另一端延伸出上述工作缸的外部；主阀，其控制由上述活塞的滑动产生的油液的流动，产生衰减力；背压室，其向该主阀的闭阀方向作用内压；背压室入口油路，其向背压室导入油液，其中，介由所述背压室入口油路将油液的一部分导入所述背压室，控制所述主阀的开阀，设置阀机构，其通过利由所述主阀的开阀、闭阀来开闭所述背压室入口油路，从而增减所述背压室入口油路的流路面积，并且衰减力从外部不进行调整。

本发明第二方面在第一方面的基础上提供一种液压缓冲器，其特征在于，设置在所述背压室的压力达到规定压力时溢流其压力的溢流阀。

本发明的第三方面在第一方面的基础上提供一种液压缓冲器，其特征在于，在所述主阀的背面侧外周部，划分所述背压室的弹性密封部件一体固定在所述主阀上。

本发明的第四方面在第一方面的基础上提供一种液压缓冲器，其特征在于，所述阀机构在所述主阀接触离开的所述活塞的部位具有从外周端部向内周端部延伸的至少一个节流孔，介由该节流孔将油液导入所述背压室内。

本发明的第五方面在第一方面的基础上提供一种液压缓冲器，其特征在于，所述阀机构包括：开口，其设于所述主阀上；切口盘，其设于所述主阀上游侧，并设有至少一个连通所述开口且沿径向延伸的切口；封闭盘，其设于所述切口盘的上游侧，封闭与上述切口的所述开口对向的部位，所述主阀在开阀时相对于所述切口盘离开。

本发明的第六方面在第一方面的基础上提供一种液压缓冲器，其特征在于，设置将所述背压室的油液与下游侧连通的下游侧节流孔，所述主阀闭阀时的所述背压室入口油路的流路面积比所述下游侧节流孔的流路面积小。

本发明的第七方面在第三方面的基础上提供一种液压缓冲器，其特征在于，在所述弹性密封部件密封所述背压室的密封面的径向外侧配置落座有所述主阀的座部。

根据本发明第一方面的液压缓冲器，在主阀闭阀时，由于通过阀机构减

小背压室入口油路的流路面积（包括零），故在活塞速度的低速区域背压室内的压力没有上升，因此，可减小对主阀的背压，将衰减力降得充分低，伴随活塞速度升高主阀打开，背压室入口油路的流路面积增加，背压室内的压力上升，在主阀产生的衰减力增大。这样，通过调节背压室的压力，可提高衰减力特性设计的自由度，得到适当的衰减力特性，同时，可将衰减力产生机构简化且小型化。

根据本发明第二方面的液压缓冲器，由于设有溢流（リリース）背压室压力的溢流阀，故当进一步活塞速度上升，背压室的压力达到规定压力时，溢流阀开阀，可抑制主阀的衰减力过度上升。

根据本发明第三方面的液压缓冲器，由于将划分背压室的弹性密封部件一体固定在主阀上，故可提高弹性密封部件和主阀之间的背压室的密封性，可提高衰减力产生机构的安装性。

根据本发明第四方面的液压缓冲器，仅通过在主阀接触离开的所述活塞部位设置至少一个从外周端部向内周端部延伸的节流孔，即可设定阀机构闭阀时的节流孔面积，可抑制节流孔面积的误差，得到稳定的节流特性。

根据本发明第五方面的液压缓冲器，由于在具有开口的主阀上游侧顺序层积切口盘和封闭盘，故可通过切口盘的切口宽度和厚度及其个数设定盘机构闭阀时的节流孔面积，可抑制节流孔面积的误差，得到稳定的节流特性。

根据本发明第六方面的液压缓冲器，由于主阀闭阀时所述背压室入口油路的流路面积比下游侧节流孔的流路面积小，故在从下游侧节流孔向背压室导入压力的逆冲程时，由于可向背压室产生背压，故即使主阀在开阀方向受到逆冲程时的压力，也不会开阀。

根据本发明第七方面的液压缓冲器，在所述弹性密封部件密封所述背压室的密封面的径向外侧配置落座有所述主阀的座部，主阀不会由于逆冲程时的压力而开阀。

附图说明

图1是本发明第一实施例的液压缓冲器的主要部分的纵剖面图；

图2是本发明第二实施例的液压缓冲器的主要部分的纵剖面图；

图3是本发明第三实施例的液压缓冲器的主要部分的纵剖面图；

图4是本发明第四实施例的液压缓冲器的主要部分的纵剖面图；

图 5 是图 4 所示的液压缓冲器的主盘阀上层积的封闭盘的平面图；
图 6 是图 4 所示的液压缓冲器的主盘阀上层积的切口盘的平面图；
图 7 是图 4 所示的液压缓冲器的主盘阀的平面图；
图 8 是图 4 所示的液压缓冲器的主盘阀的变形例的平面图；
图 9 是将图 4 所示的液压缓冲器的主盘阀压装在座部的弹簧部件的平面图；
图 10 是本发明第五实施例的液压缓冲器的主要部分的纵剖面图。

符号说明

1 液压缓冲器, 2 工作缸, 3 活塞, 4 活塞杆, 12、24 座部 (阀机构), 14、26 主盘阀 (主阀、阀机构), 15、27 背压室入口油路, 18、30 背压室, 21、33 下游侧节流孔

具体实施方式

下面, 参照附图详细说明本发明一实施例。如图 1 所示, 本实施例的液压缓冲器 1 是安装于汽车等车辆的悬挂装置上的筒型液压缓冲器, 在封入油液的工作缸 2 (仅图示侧壁的一部分) 内可滑动地嵌装有活塞 3, 利用该活塞 3 将工作缸 2 内划分为工作缸上室 2A 和工作缸下室 2B 两室。活塞杆 4 的一端通过螺母 5 与活塞 3 连接, 活塞杆 4 的另一端侧插通安装于工作缸 2 及外筒 (未图示) 上端部的导杆 (未图示) 及油封 (未图示) 延伸出外部。工作缸下室 2B 介由具有适度的流通阻力的基阀 (未图示) 与油箱 (未图示) 连接, 在油箱内封入有油液及气体。

活塞 3 上设有用于连通工作缸上下室 2A、2B 间的伸出侧油路 6 及缩进侧油路 7。在活塞 3 的工作缸下室 2B 侧的端部设有控制伸出侧油路 6 的油液流动而产生衰减力的伸出侧衰减力产生机构 8。在工作缸上室 2A 侧的端部设有控制缩进侧油路 7 的油液流动而产生衰减力的缩进侧衰减力产生机构 9。

对该伸出侧衰减力产生机构 8 进行说明, 在活塞 3 的工作缸下室 2B 侧的端部安装有大致有底圆筒状的阀部件 10。在阀部件 10 的底部内周侧立设的圆筒状导向部 11 与活塞 3 嵌合, 活塞杆 4 插通导向部 11, 利用螺母 5 固定。在活塞 3 的工作缸下室 2B 侧的端面, 在内周侧及外周侧分别突出有环状座部 12、13, 在座部 12、13 之间开设有伸出侧油路 6。在座部 12、13 上

落座有主盘阀 14 (主阀)。主盘阀 14 的内周部通过阀部件 10 的导向部 11 可沿轴向移动地被导向, 可不产生挠曲地离开落座在座部 12、13 上。在主盘阀 14 的内周部和导向部 11 之间形成有背压室入口油路 (上游侧节流孔) 15, 利用主盘阀 14 和座部 12 构成开闭背压室入口油路 15 的阀机构。该阀机构通过打开主盘阀 14 增加背压室入口油路 15 的流路面积。在将主盘阀 14 打开到一定量以上后, 背压室入口油路 15 的流路面积与该油路 15 的开口面积一致而恒定。

阀部件 10 具有立设于其底部外周侧的圆筒状外环部, 在其外环部的内周侧嵌合有圆筒状的弹性密封部件 16, 弹性密封部件 16 介由密封环 17 将主盘阀 14 压装在座部 12、13 上。利用弹性座部件 16 及密封环 17 在阀部件 10 内的主盘阀 14 的背面侧形成背压室 18, 背压室 18 的内压在闭阀方向上对主盘阀 14 作用。而且, 当主盘阀 14 受到伸出侧油路 6 的压力从座部 12、13 升起时, 伸出侧油路 6 与工作缸下室 2B 直接连通, 同时, 介由背压室入口油路 15 与背压室 18 连通。

在阀部件 10 的底部设有使背压室 18 与工作缸下室 2B 连通的油路 19, 在油路 19 上设有将达到规定压力的背压室 18 内的油液向工作缸下室 2B 溢流的常闭的盘阀 20 (溢流阀), 在盘阀 20 的外周部设有使背压室 18 与工作缸下室 2B 总是连通的下游侧节流孔 21 (切口)。另外, 背压室入口油路 15 和下游侧节流孔 21 的流路面积在主盘阀 14 关闭时后者比前者大, 在主盘阀 14 开阀时前者比后者大。

其次, 说明缩进侧衰减力产生机构 9, 缩进侧衰减力产生机构 9 也和上述伸出侧衰减力产生机构 8 相同, 在活塞 3 的工作缸上室 2A 侧的端部安装有阀部件 22, 阀部件 22 的导向部 23 与活塞 3 嵌合。在活塞 3 的工作缸上室 2A 侧的端部突出的座部 24、25 之间开设有缩进侧油路 7。在座部 24、25 上落座有利用导向部 23 导向的主盘阀 26 (主阀), 在主盘阀 26 的内周部和导向部 23 之间形成有背压室入口油路 (上游侧节流孔) 27。利用主盘阀 26 和座部 24 构成开关背压室入口油路 27 的阀机构, 该阀机构通过打开主盘阀 26 增加背压室入口油路 27 的流路面积。另外, 在主盘阀 26 开阀到一定量以上后, 背压室入口油路 27 的流路面积与该油路 27 的开口面积一致而恒定。

在盘部件 22 上嵌合有弹性密封部件 28, 介由密封环 29 将主盘阀 26 压装在座部 24、25 上。利用弹性密封部件 28 及密封环 29 在阀部件 22 内的主

盘阀 26 的背面侧形成背压室 30，背压室 30 的内压在闭阀方向对主盘阀 26 作用。而且，当主盘阀 26 受到缩进侧油路 7 的压力从座部 24、25 升起时，缩进侧油路 7 与工作缸上室 2A 直接连通，同时，介由背压室入口油路 27 与背压室 30 连通。

在阀部件 22 的底部设有使背压室 30 与工作缸上室 2A 连通的油路 31，在油路 31 上设有将达到规定压力的背压室 30 内的油液向工作缸上室 2A 溢流的常闭的盘阀 32（溢流阀），在盘阀 32 的外周部设有使背压室 30 与工作缸上室 2A 总是连通的下游侧节流孔 33（切口）。另外，背压室入口油路 27 和下游侧节流孔 33 的流路面积在主盘阀 26 关闭时后者比前者大，在主盘阀 26 打开时前者比后者大。

另外，弹性密封部件 16、28 由橡胶、合成树脂等软质弹性体构成，在进行主盘阀 14、26 的开闭冲程中，弹性力对变形量的变化量充分小。另外，主盘阀 14、26 和密封环 17、29 也可以一体地形成，另外，在与密封环 17、29 一体形成的主盘阀 14、26 上也可以固定安装弹性密封部件 16、28。由此，可提高主盘阀 14、26 和弹性密封部件 16、28 之间的密封性，同时，可提高对这些伸出侧及缩进侧衰减力产生机构 8、9 的安装性。

其次，说明如上构成的本实施例的作用。首先，在活塞杆 4 进行伸出冲程时，随着工作缸 2 内的活塞 3 的滑动，工作缸上室 2A 侧的油液通过活塞 3 的伸出侧油路 6 流向工作缸下室 2B 侧，利用伸出侧衰减力产生机构 8 产生衰减力。此时，活塞杆 4 从工作缸 2 退出的量的油液自油箱介由基阀流向工作缸下室 2B，通过使油箱内的气体膨胀，补偿工作缸 2 内的容积变化。

在伸出侧衰减力产生机构 8 中，主盘阀 14 受到伸出侧油路 6 的油液的压力打开，对应其开度产生衰减力，此时，在活塞速度的极低速区域（活塞杆 4 的初期冲程区域），由于主盘阀 14 的内周部落座在座部 12 上，背压室入口油路 15 关闭，故背压室 18 的内压没有上升，因此，主盘阀 14 的初期开阀压力降低，产生充分小的衰减力。

主盘阀 14 在开阀时没有产生挠曲，由于从外周侧的座部 13 及内周侧的座部 12 同时升起，故通过打开主盘阀 14 将盘机构开阀使背压室入口油路 15 的流路面积增加，背压室入口油路 15 和出口侧的下游侧节流孔 21 的流路面积差使背压室 18 的内压上升。由此，随着活塞速度的上升，主盘阀 14 的开阀压力上升，衰减力增大。而且，当背压室 18 的压力达到规定压力时，盘

阀 20 打开, 将背压室 18 的压力向工作缸下室 2B 侧溢流, 防止主盘阀 14 的开阀压力, 即伸出侧的衰减力过度上升。

另外, 在后述的活塞杆 4 的缩进冲程时, 工作缸下室 2B 侧的压力介由下游侧节流孔 21 导入背压室 18, 如上所述, 由于背压室入口油路 15 的流路面积比下游侧节流孔 21 的流路面积大, 故背压室 18 的内压升高, 通过其压力在闭阀的状态下维持主盘阀 18。

在进行活塞杆 4 的缩进冲程时, 随着工作缸 2 内的活塞 3 的滑动, 工作缸下室 2B 的油液通过活塞 3 的缩进侧油路 7 流向工作缸上室 2A, 利用缩进侧衰减力产生机构 9 产生衰减力, 此时, 活塞杆 4 侵入工作缸 2 内的量的油液介由基阀流向油箱, 通过压缩油箱内的气体, 补偿工作缸 2 内的容积变化。

在缩进侧衰减力产生机构 9 中, 和上述伸出侧衰减力产生机构 8 的情况相同, 主盘阀 26 受到缩进侧油路 7 的油液的压力开阀, 对应其开度产生衰减力。此时, 在活塞速度的极低速区域 (活塞杆 4 的初期冲程区域), 由于主盘阀 26 的内周部落座在座部 24 上, 背压室入口油路 27 关闭, 故背压室 30 的内压没有上升, 因此, 主盘阀 26 的初期开阀压力降低, 产生充分小的衰减力。

主盘阀 26 在开阀时没有产生挠曲, 由于从外周侧的座部 25 及内周侧的座部 24 同时升起, 故通过打开主盘阀 26 将盘机构开阀, 使背压室入口油路 27 的流路面积增加, 背压室入口油路 27 和出口侧的下游侧节流孔 33 的流路面积差使背压室 30 的内压上升。由此, 随着活塞速度的上升, 主盘阀 26 的开阀压力上升, 衰减力增大。而且, 当背压室 30 的压力达到规定压力时, 盘阀 32 打开, 将背压室 30 的压力向工作缸上室 2A 侧溢流, 防止主盘阀 26 的开阀压力、即伸出侧的衰减力过度上升。

另外, 在进行上述的活塞杆 4 的伸出冲程时, 工作缸上室 2A 侧的压力介由下游侧节流孔 33 导入背压室 30, 如上所述, 由于背压室入口油路 27 的流路面积比下游侧节流孔 33 的流路面积大, 故背压室 30 的内压升高, 利用其压力在闭阀的状态下维持主盘阀 26。

这样, 通过打开主盘阀 14、26 使背压室入口油路 15、27 的流路面积增加, 调整背压室 18、30 的压力, 可提高设定衰减力特性的自由度, 得到适当的衰减力, 同时, 可将伸出侧及缩进侧衰减力产生机构 8、9 简化或小型化。

此时，由于主盘阀 14、26 在开阀时没有挠曲，故其开阀压力不通过主盘阀 14、26 的可挠性决定，而通过背压室 18、30 的压力以及弹性密封部件 16、28 的弹性力决定。因此，通过设定背压室 18、30 下游侧盘阀 20、32 及下游侧的节流孔 21、33 控制背压室 18、30 的压力，可容易地调整主盘阀 14、26 的开阀特性。

另外，衰减力不依存于主盘阀 14、26 的挠曲，弹性密封部件 16、28 在主盘阀 14、26 的开关冲程中，由于弹性力对变形量的变化量非常小，故即使主盘阀 14、26 的开度增大，也不会使对开阀的阻力过度增大，不使衰减力过度上升。

其次，参照图 2 说明本发明第二实施例。另外，相对于上述第一实施例相同的部分使用同一符号，仅对不同的部分进行详细说明。

在第二实施例的液压缓冲器 34 中，导向部 11、23 和阀部件 10、22 不同，利用导向部 11、23 形成背压室入口油路 15、27。另外，省略密封环 17、29 及弹性密封部件 16、28，取而代之是，在主盘阀 14、26 的背面侧外周部固定油封 35、36，油封 35、36 可滑动地与阀部件的圆筒部嵌合，形成背压室 18、30。而且，在背压室 18、30 的内部设有将主盘阀 14、26 压装在座部 12、13 及座部 24、25 上的螺旋弹簧 37、38。

通过该结构可得到和上述第一实施例相同的作用效果。另外，通过固定安装主盘阀 14、26 和油封 35、36，可提高它们之间的密封性，提高背压室 18、30 的密封性，另外，可提高对这些伸出侧及缩进侧衰减力产生机构 8、9 的安装性。

其次，参照图 3 说明本发明的第三实施例。另外，相对于上述第一实施例相同的部分使用同一符号，仅对不同的部分进行详细说明。

在本实施例的液压缓冲器 39 中，导向部 11、23 和上述第一实施例相同，导向部 11、23 和阀部件 10、22 一体化。但是，省略密封环 17、29 及弹性密封部件 16、28，取而代之是，在主盘阀 14、26 的背面侧外周部固定油封 35、36，油封 35、36 可滑动地与阀部件的圆筒部嵌合形成背压室 18、30。另外在主盘阀 14、26 接触离开内周侧的座部 12、24 设有从其外周端部向内周端部延伸的至少一个节流孔 40、41（切口），通过该节流孔 40、41 使背压室 18、30 与伸出侧及缩进侧油路 6、7 总是连通。节流孔 40、41 的流路面积分别比背压室 18、30 的下游侧节流孔 21、33 的流路面积充分小，最好

为约 1/3 以下。

通过这样的结构可得到和上述第一实施例相同的作用、效果。另外，通过节流孔 40、41 在活塞速度的极低速区域（活塞杆 4 的初期冲程区域）将伸出侧及缩进侧油路 6、7 的压力极少地导入背压室 18、30，可调整活塞速度的极低速区域的衰减力。其结果可抑制在关闭主盘阀 14、26 时连通背压室 18、30 的节流孔面积的误差，可在活塞速度的极低速区域得到稳定的节流特性。此时，当节流孔 40、41 的流路面积太大时，在伸出冲程时，缩进侧的主盘阀 26 容易升起，在缩进冲程时，伸出侧的主盘阀 14 容易升起，不能得到稳定的衰减力，因此，需要注意。

其次，参照图 4～图 9 说明本发明的第四实施例。另外，相对于上述第三实施例相同的部分使用同一符号，仅对不同的部分进行详细说明。

在本实施例的液压缓冲器 42 中，主盘阀 14、26 具有可挠性，内周部在盘部件 10 和活塞 3 之间被卡紧，通过其挠性而开阀。在主盘阀 14、26 的伸出侧及缩进侧油路 6、7 侧（上游侧）顺序层积有图 6 所示的切口盘 43、44 及图 5 所示的封闭盘 45、46。如图 7 或图 8 所示，在主盘阀 14、26 上设有在内周侧沿周方向延伸的圆弧状的开口 47、48。在切口盘 43、44 上设有至少一个由周方向的开口及从该开口延伸直到外周部的径向开口构成的大致 T 字型的切口 49、50。而且，切口盘 43、44 的切口 49、50 与主盘阀 14、26 的开口 47、48 对向的部位利用封闭盘 45、46 封闭（图中，封闭盘 45、46 封闭切口盘 43、44 端面的切口 49、50 的整个开口）。

由切口盘 43、44 的切口 49、50 及主盘阀 14、26 的开口 47、48 形成使伸出侧及缩进侧通路 6、7 连通背压室 18、30 的背压室入口油路（上游侧节流孔）。另外，利用主盘阀 14、26 的开口 47、48、切口盘 43、44 及封闭盘 45、46 构成调整上述背压室入口油路的流路面积的阀机构。而且，在主盘阀 14、26 挠曲而开阀（从座部 13、25 升起）的同时，主盘阀 14、26 从切口盘 43、44 分离，其切口 49、50 的流路面积增加。另外，也可以在主盘阀 14、26 的背面侧和阀部件 10 之间设置图 9 所示的弹簧部件 51，将主盘阀 14、26 压装在座部 13、25 上。

通过这样的结构可得到和上述第三实施例相同的作用、效果。另外，在本实施例中，通过由切口盘 43、44 的 T 字形切口 49、50 形成控制微小流量的背压室入口油路（上游侧节流孔），可根据切口 49、50 的宽度、厚度及个

数容易地设定主盘阀 14、26 闭阀时的流路面积，容易地控制其尺寸精度，因此，可得到误差小的稳定的衰减力。

另外，在上述第四实施例中，将切口盘 43、44 和主盘阀 14、26 构成一体，通过打开主盘阀 14、26 使切口盘 43、44 从封闭盘 45、46 分离，也可以增加背压室入口油路的流路面积。

其次，参照图 10 说明本发明的第五实施例。另外，相对于上述第四实施例相同的部分使用同一符号，仅对不同的部分进行详细说明。

在上述第四实施例中，例如在缩进冲程时，对从主盘阀 14 的座部 13 的外周向径向外侧突出的部分或油封 35 作用工作缸下室 2B 侧的压力，作用使本来缩进冲程应该闭阀的主盘阀 14 开阀的力。为防止该力造成的开阀，通过设置下游侧节流孔 21，在缩进冲程时，介由下游侧节流孔 21 将压力导入背压室 18，利用背压室 18 的内压关闭主盘阀 14。

因此，需要构成下游侧节流孔 21，另外，其通路面积也受到限制。

本第五实施例是可废弃该下游侧节流孔 21，并减小面积的结构。因此，增大座部 113、125 的外周部，使其比阀部件 10、22 中油封 35、36 滑动的内周面 10A、22A（本发明的密封面）的内径大，并将主盘阀 114、126 的最外周沿径向延伸，设置受压部 114A、126A。

通过该结构，在缩进冲程中利用工作缸下室 2B 的压力作用在主盘阀 114 上的沿闭阀方向作用的力比沿开阀方向作用的力大（受压面积差），即使没有第四实施例的下游侧的节流孔 21，主盘阀 114 也不会闭阀。

同样，在伸出冲程中，利用工作缸上室 2A 的压力作用在主盘阀 126 上的沿闭阀方向作用的力比沿开阀方向作用的力大（由于受压面积差），即使废弃第四实施例的下游侧的节流孔 33，主盘阀 126 也不会开阀。

通过该结构，可得到和上述第四实施例相同的作用、效果。另外，在本实施例中，即使没有下游侧节流孔，减小面积，主阀在应本来闭阀的逆冲程也不会打开。

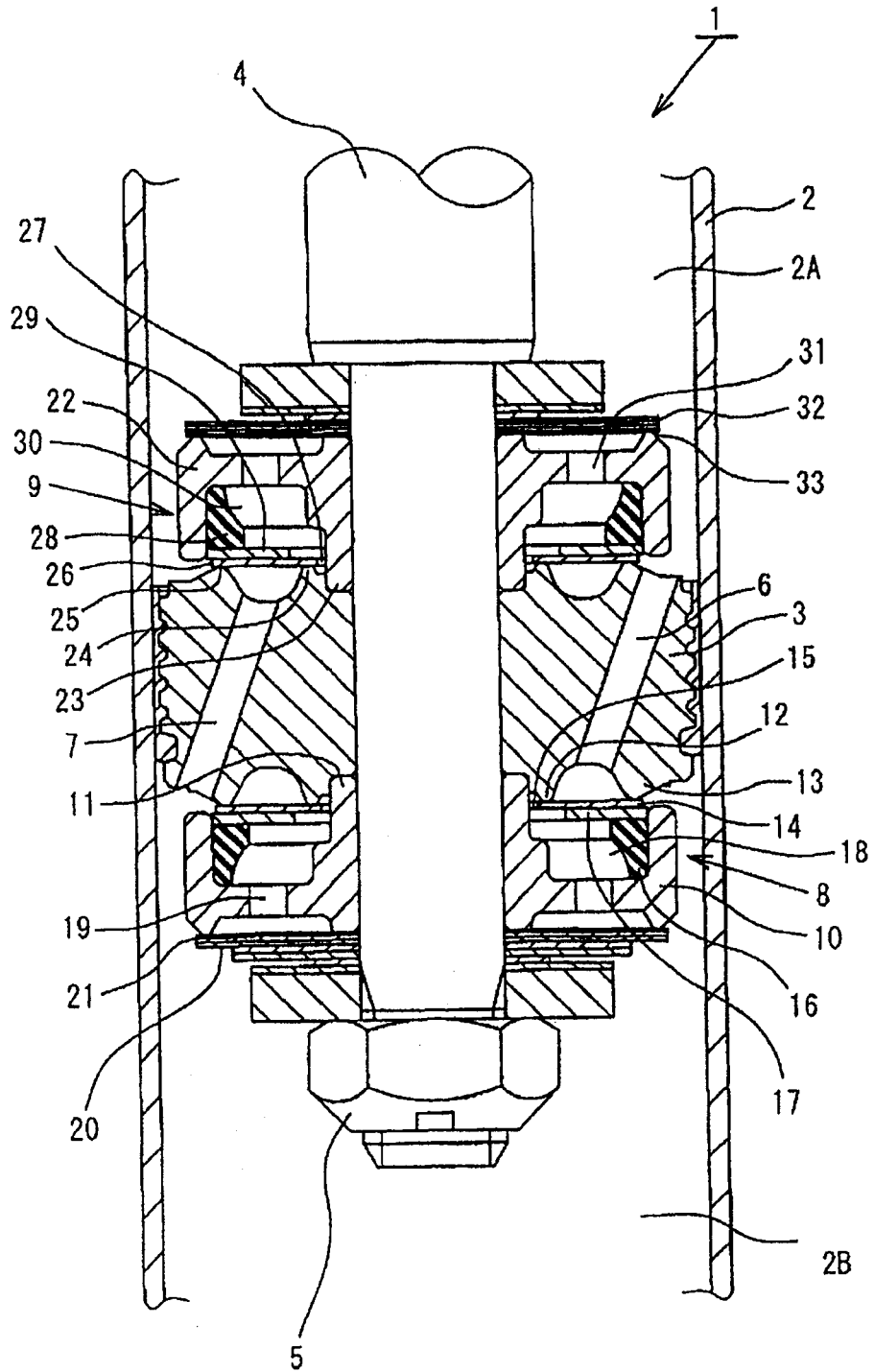


图 1

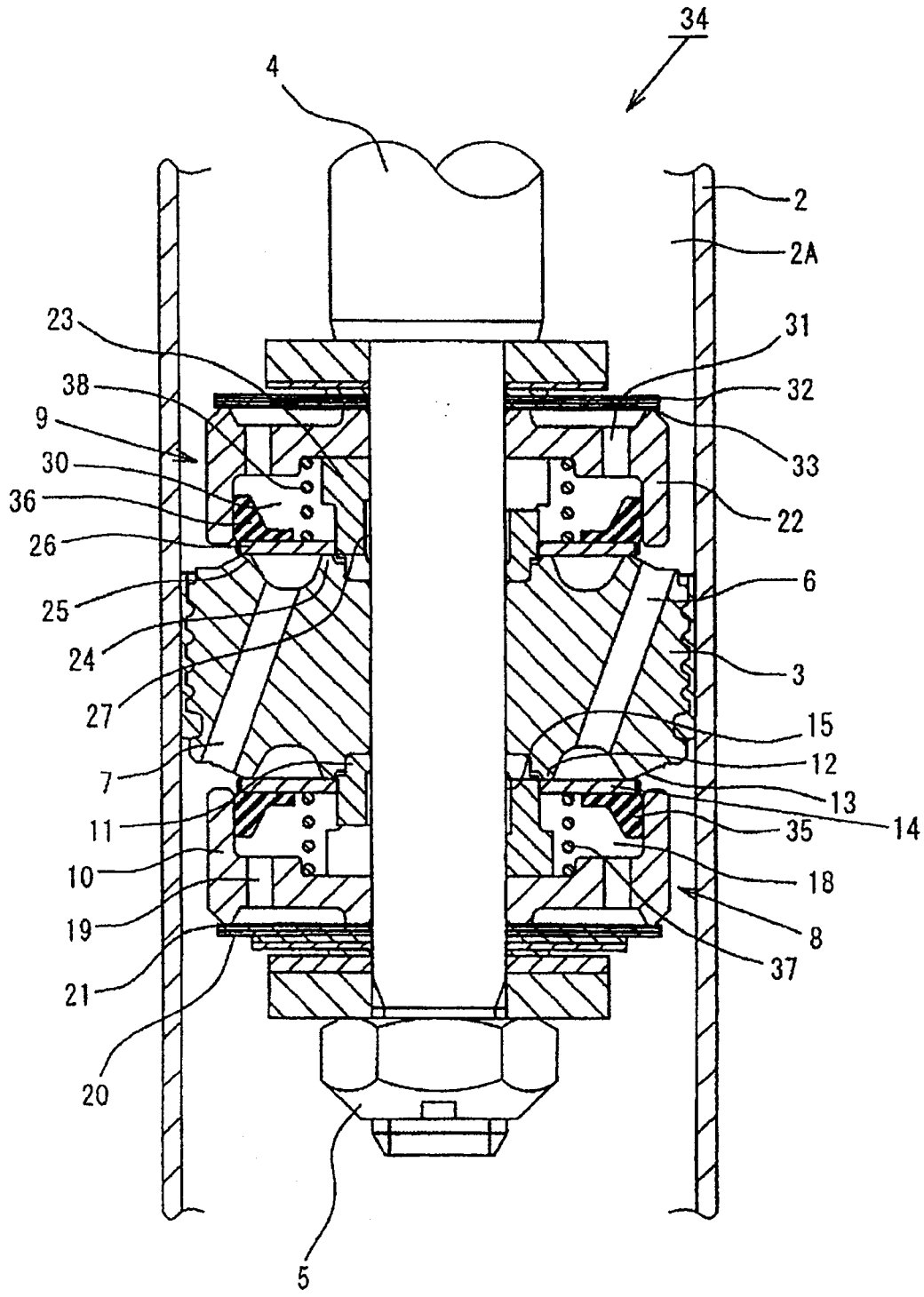


图 2

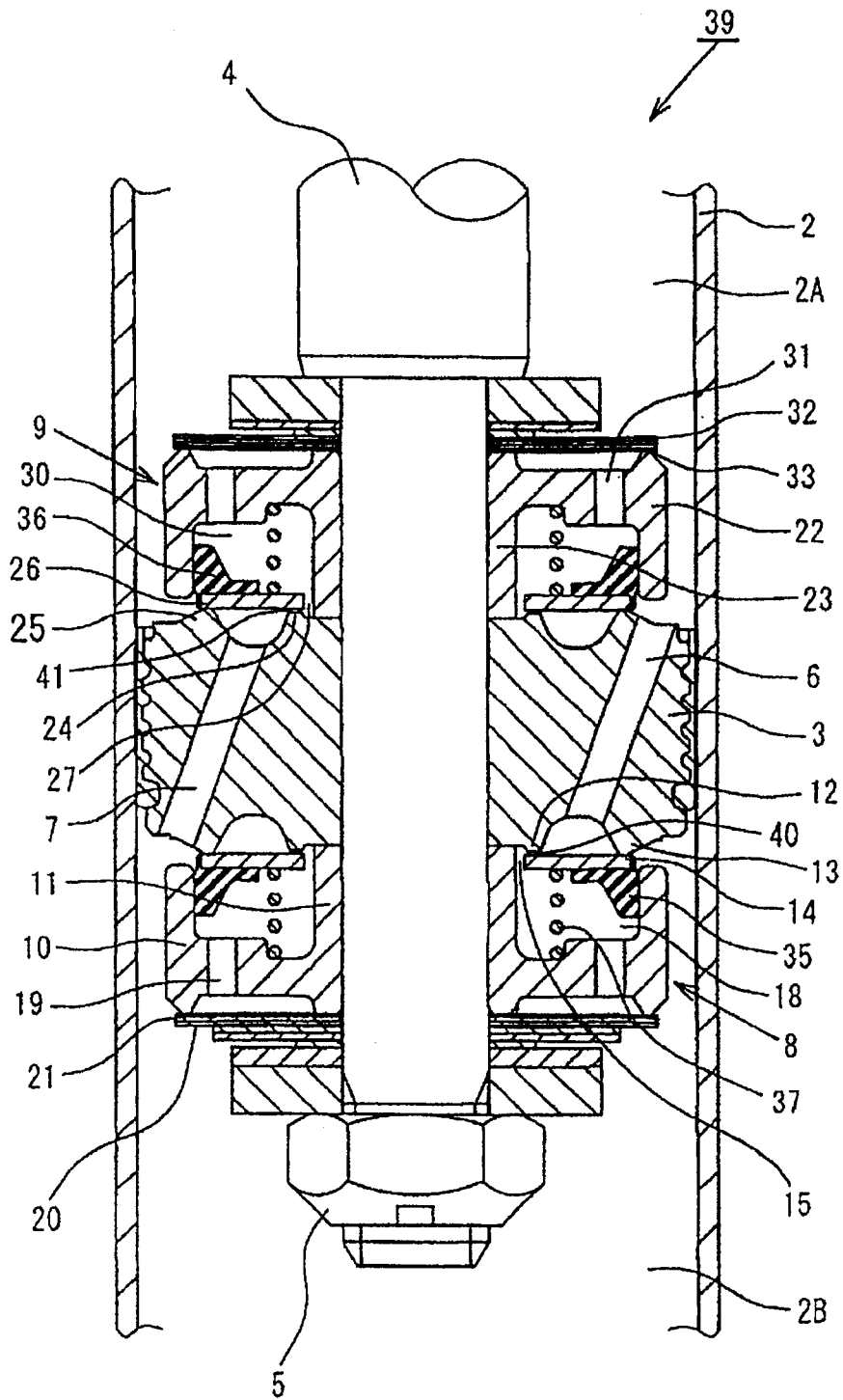


图 3

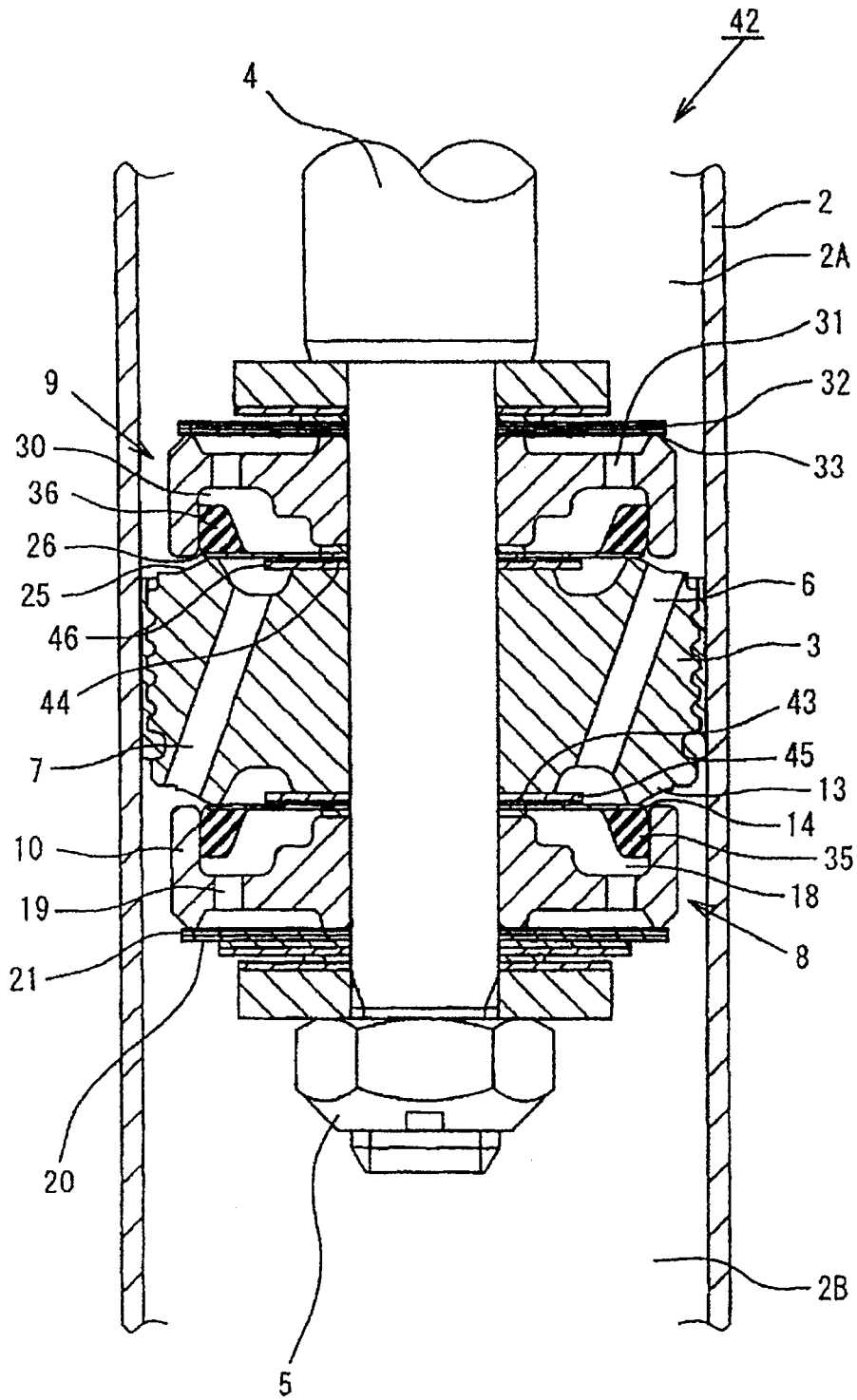


图 4

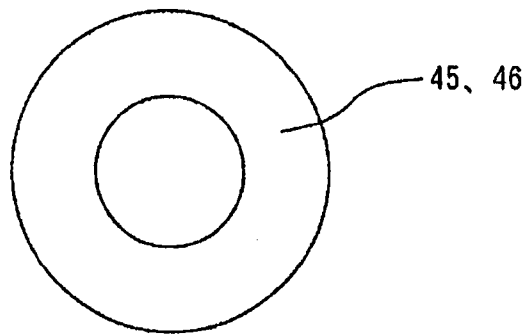


图 5

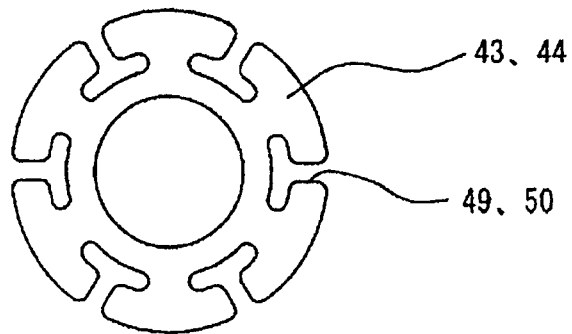


图 6

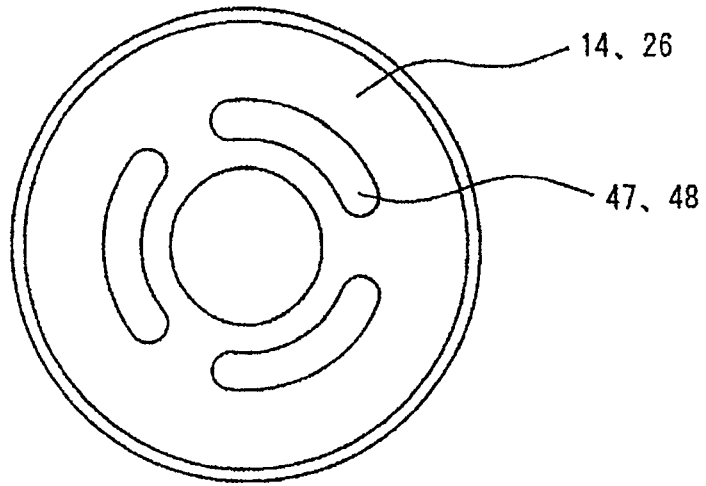


图 7

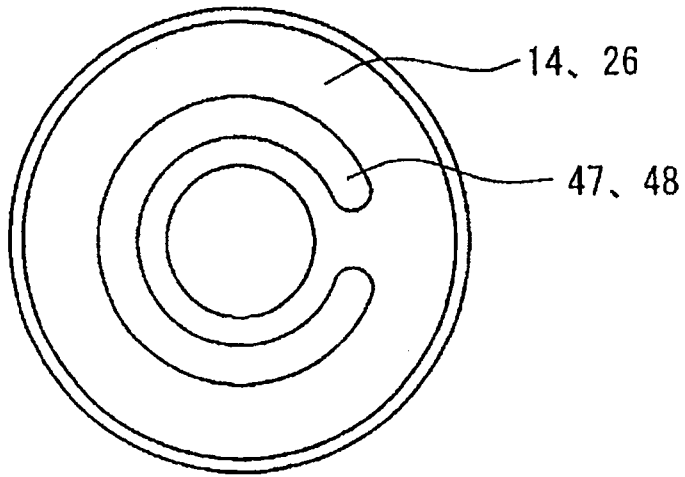


图 8

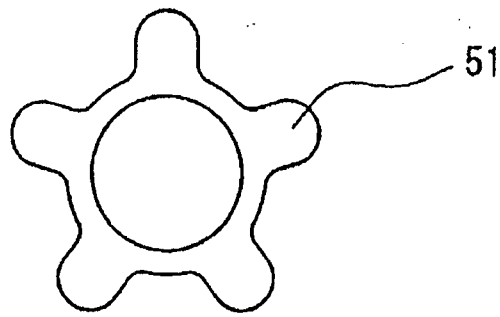


图 9

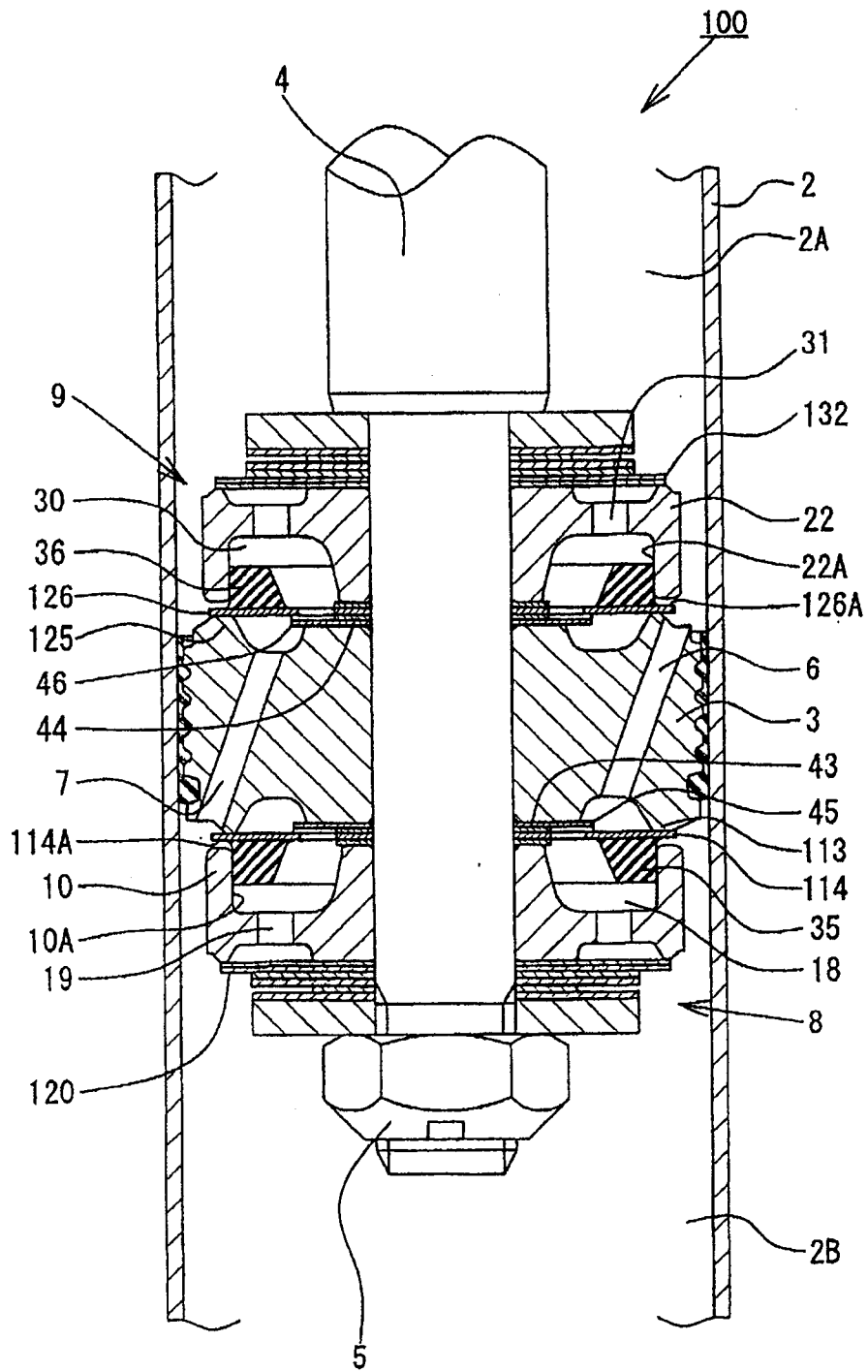


图 10