

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.

F16F 9/19 (2006.01)

F16F 9/34 (2006.01)



[12] 发明专利申请公布说明书

[21] 申请号 200910130681.2

[43] 公开日 2009 年 10 月 7 日

[11] 公开号 CN 101550981A

[22] 申请日 2009.3.27

[21] 申请号 200910130681.2

[30] 优先权

[32] 2008. 3. 31 [33] JP [31] 093351/08

[32] 2008. 4. 25 [33] JP [31] 116213/08

[32] 2009. 2. 24 [33] JP [31] 040780/09

[71] 申请人 株式会社日立制作所

地址 日本东京都

[72] 发明人 中楯孝雄 根津隆 片山洋平

片山茂郎 矢部博行

[74] 专利代理机构 北京市柳沈律师事务所

代理人 张 波

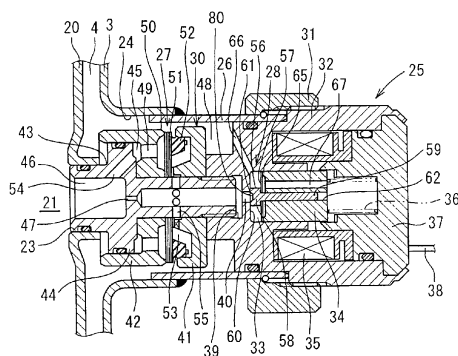
权利要求书 2 页 说明书 12 页 附图 12 页

[54] 发明名称

衰减力调节式缓冲器

[57] 摘要

本发明涉及一种衰减力调节式缓冲器，其防止压力控制阀的响应延迟及阀体的自激振动的发生。该缓冲器通过背压型主阀 27 及压力控制阀 (28) 控制通过液压缸内活塞的滑动产生的环状油路 (21) 和储油室 (4) 之间的油液的流动，产生衰减力。通过压力控制阀 (28) 产生直接衰减力，且调节背压室 (53) 的内压而控制主阀 (27) 的开阀压力。压力控制阀 (28) 在介于阀体 (56) 和柱塞 (34) 之间安装阀弹簧 (57)，并使阀体 (56) 的质量充分小于柱塞 (34) 的质量，阀弹簧 (57) 的弹簧刚性高于柱塞弹簧 (36) 的弹簧刚性。由此，能够提高阀体 (56) 的响应性，而防止衰减力控制的响应延迟，另外，能够提高阀体 (56) 的固有频率，从而能够防止自激振动的发生。



1、一种衰减力调节式缓冲器，具备：液压缸，其被封入了流体；活塞，其可滑动地嵌装于该液压缸内；活塞杆，其一端连结于所述活塞而另一端向所述液压缸的外部延伸；压力控制阀，其对通过所述液压缸内所述活塞的滑动产生的流体的流动进行控制并产生衰减力，从而可调节开阀压力，其特征在于，所述压力控制阀具备：阀体、将该阀体向轴向一侧施力并调节开阀压力的柱塞、介于所述阀体和所述柱塞之间安装的阀弹簧、将所述柱塞或所述阀体向轴向另一侧施力的主弹簧，所述阀体的质量小于所述柱塞，所述阀弹簧的弹簧刚性高于所述主弹簧。

2、如权利要求 1 所述的衰减力调节式缓冲器，其特征在于，所述阀体由所述柱塞沿其轴向且可滑动地引导。

3、如权利要求 1 所述的衰减力调节式缓冲器，其特征在于，所述阀弹簧为板簧。

4、如权利要求 1 所述的衰减力调节式缓冲器，其特征在于，所述阀体具有对流路进行开闭的环状的座部，在该座部的内周部附近形成有凹部。

5、如权利要求 1 所述的衰减力调节式缓冲器，其特征在于，具有：主阀，其对通过所述液压缸内的所述活塞的滑动产生的流体的流动进行控制并产生衰减力；背压室，其使该主阀向闭阀方向作用内压，将所述流体的流动的一部分导入所述背压室，通过所述压力控制阀调节所述背压室的内压，由此，控制所述主阀的开阀。

6、如权利要求 1 所述的衰减力调节式缓冲器，其特征在于，具有：主阀，其对通过所述液压缸内的所述活塞的滑动产生的流体的流动进行控制并产生衰减力；背压室，其使该主阀向闭阀方向作用内压；固定节流孔，其从所述主阀的上游侧向所述背压室侧导入流体，通过所述压力控制阀控制流体从所述背压室向所述主阀的下游侧的流动，调节所述背压室的内压。

7、如权利要求 6 所述的衰减力调节式缓冲器，其特征在于，所述压力控制阀具备：阀体背压室，其设于所述阀体的背面侧；阀体连通路，其将所述阀体的上游侧和所述阀体背压室连通；电磁铁，其调节所述柱塞的推力，控制所述阀体的开阀压，所述阀体相对于所述阀体背压室的受压面积小于相对于上游侧的受压面积。

8、如权利要求 1 所述的衰减力调节式缓冲器，其特征在于，所述主弹簧向所述阀体的开阀方向施力。

9、如权利要求 8 所述的衰减力调节式缓冲器，其特征在于，所述压力控制阀在发生故障时，所述阀体利用所述主弹簧的施力向开阀方向移动，关闭向下游侧的第一流路，使流体经由节流孔再经由第二流路向下游侧流通。

10、如权利要求 1 所述的衰减力调节式缓冲器，其特征在于，所述压力控制阀配置在所述液压缸的侧部。

衰减力调节式缓冲器

技术领域

本发明涉及一种安装在汽车等车辆的悬架装置等的衰减力调节式缓冲器。

背景技术

安装于汽车的悬架装置的衰减力调节式缓冲器通常在封入了油液的液压缸内可滑动地嵌装有与活塞杆连结的活塞而将液压缸内分成两室，通过由节流孔、圆盘阀等构成的衰减力产生机构控制由液压缸内的活塞的滑动而产生的油液的流动，产生衰减力，另外，利用流量控制阀、压力控制阀等使衰减力产生机构的流通阻力发生变化，由此，调节衰减力。

这种衰减力调节式缓冲器的结构如专利文献 1 所示，在衰减力产生机构即、圆盘阀的背部形成有背压室，将该背压室经由固定节流孔与上游侧的液压缸室连接，另外，经由压力控制阀（电磁阀）与下游侧的液压缸室连接。

根据这种结构，由于可通过压力控制阀直接调节油液的流通阻力，而且调节背压室的内压来调节圆盘阀的开阀压力，所以能够扩大衰减力特性的调节范围。

但是，专利文献 1 所记载的衰减力调节式缓冲器存在以下问题。例如，在衰减力调节式缓冲器安装于汽车等车辆的悬架控制装置、根据车辆的行驶状态利用来自控制器的控制信号执行衰减力控制的情况下，由于压力控制阀（电磁阀）的柱塞的惯性等而产生响应延迟，从而衰减力控制过量、或因压力控制阀的阀体的自激振动而产生噪音。

专利文献 1:（日本）特开 2001-12534 号公报

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衰减力调节式缓冲器，该衰减力调节式缓冲器防止压力控制阀的响应延迟及阀体的自激振动的发生。

为了解决所述课题，本发明的衰减力调节式缓冲器具备：液压缸，其被封入了流体；活塞，其可滑动地嵌装于该液压缸内；活塞杆，其一端连结于所述活塞而另一端向所述液压缸的外部延伸；压力控制阀，其对通过所述液压缸内所述活塞的滑动产生的流体的流动进行控制并产生衰减力，从而可调节开阀压力，其特征在于，所述压力控制阀具备：阀体、将该阀体向轴向一侧施力并调节开阀压力的柱塞、介于所述阀体和所述柱塞之间安装的阀弹簧、将所述柱塞或所述阀体向轴向另一侧施力的主弹簧，所述阀体的质量小于所述柱塞，所述阀弹簧的弹簧刚性高于所述主弹簧。

根据本发明的衰减力调节式缓冲器，能够提高阀体的响应性，从而能够防止衰减力控制的响应延迟，另外，还能够提高阀体的固有频率，从而防止自激振动的发生。

附图说明

图 1 是放大表示本发明第一实施方式的衰减力调节式液压缓冲器的衰减力产生机构的纵向剖面图；

图 2 是表示图 1 所示的衰减力产生机构的压力控制阀的阀弹簧的正面图；

图 3 是表示图 1 所示的衰减力产生机构的压力控制阀的阀弹簧的变形例的正面图；

图 4 是本发明第一实施方式的衰减力调节式液压缓冲器的纵向剖面图；

图 5 是放大表示本发明第二实施方式的衰减力调节式液压缓冲器的衰减力调产生机构的压力控制阀部分的纵向剖面图；

图 6 是放大表示本发明第二实施方式的变形例的压力控制阀部分的纵向剖面图；

图 7 是放大表示本发明第二实施方式的其他变形例的压力控制阀部分的纵向剖面图；

图 8 是放大表示本发明第二实施方式的其他变形例的压力控制阀部分的纵向剖面图；

图 9 是放大表示本发明第二实施方式的其他变形例的压力控制阀部分的纵向剖面图；

图 10 是放大表示本发明第二实施方式的其他变形例的压力控制阀部分的纵向剖面图；

图 11 是放大表示本发明第二实施方式的其他变形例的压力控制阀部分的纵向剖面图；

图 12 是放大表示本发明的一实施方式的衰减力调节式液压缓冲器的压力控制阀的座面及座部的纵向剖面图；

图 13 是表示本发明的一实施方式的衰减力调节式液压缓冲器的衰减力特性的曲线图；

图 14 是放大表示本发明第三实施方式的衰减力调节式液压缓冲器的衰减力产生机构的压力控制阀部分的纵向剖面图。

附图标记说明

- 1 衰减力调节式液压缓冲器（衰减力调节式缓冲器）
- 2 液压缸
- 5 活塞
- 6 活塞杆
- 28 压力控制阀
- 34 柱塞
- 36 柱塞弹簧（主弹簧）
- 56 阀体
- 57 阀弹簧

具体实施方式

下面，参照附图，说明本发明的第一实施方式。如图 4 所示，本实施方式的衰减力调节式液压缓冲器 1（衰减力调节式缓冲器）为在液压缸 2 的外侧设有外筒 3 的双层筒结构，在液压缸 2 和外筒 3 之间形成有储油室 4。在液压缸 2 内可滑动地嵌装有活塞 5，通过该活塞 5 将液压缸 2 内分成液压缸上室 2A 和液压缸下室 2B 两室。活塞杆 6 的一端通过螺母 7 与活塞 5 连结，活塞杆 6 的另一端侧通过液压缸上室 2A，穿通安装于液压缸 2 及外筒 3 的上端部的导杆 8 及油封 9，并向液压缸 2 的外部延伸。在液压缸 2 的下端部设有划分液压缸下室 2B 和储油室 4 的底部阀（ベースバルブ）10。

活塞 5 中设有使液压缸上下室 2A、2B 间连通的油路 11、12。另外，油路 11 中设有只允许油液从液压缸下室 2B 侧向液压缸上室侧 2A 流通的逆止阀 13，另外，在油路 12 中设有圆盘阀 14，该圆盘阀 14 在液压缸上室 2A 侧

的油液的压力达到了规定压力时开阀,使油液向液压缸下室 2B 侧溢流。

在底部阀 10 中设有使液压缸下室 2B 和储油室 4 连通的油路 15、16。而且,在油路 15 中设有只允许油液从储油室 4 向液压缸下室 2B 侧流通的逆止阀 17,另外,在油路 16 中设有圆盘阀 18,该圆盘阀 18 在液压缸下室 2B 侧的油液的压力达到了规定压力时开阀,使油液向储油室 4 侧溢流。在液压缸 2 内封入有油液,在储油室 4 内封入有油液及气体。

在液压缸 2 的上下两端部经由密封部件 19 外嵌有隔离筒 20,在液压缸 2 和隔离筒 20 之间形成有环状油路 21。环状油路 21 通过设于液压缸 2 的上端部附近的侧壁的油路 22 与液压缸上室 2A 连通。在隔离筒 20 的侧壁设有小径的开口 23,另外,在外筒 3 的侧壁设有与开口 23 大致同心的大径的开口 24,在外筒 3 的侧壁开口 24 安装有衰减力产生机构 25。

参照图 1~3,对衰减力产生机构 25 进行说明。如图 1 所示,圆筒状的壳体 26 的一端部插入开口 24 并由焊接而固定。在壳体 26 内插入先导(パイロット)型(背压型)的主阀 27 及压力控制阀 28(电磁阀)一体化的阀单元 30,由螺母 31 固定。

阀单元 30 具备通过螺母 31 固定于壳体 26 的电磁铁壳体 32。在电磁铁壳体 32 的外侧端部沿轴向形成有导向孔 33。在导向孔 33 内,可滑动地引导柱塞 34,且收纳有线圈 35(电磁铁)、作为主弹簧的柱塞弹簧 36(压缩线圈弹簧),铁芯 37 与电磁铁壳体 32 嵌合,且通过铆接将其固定于电磁铁壳体 32,由此,将线圈 35 固定,且支承柱塞弹簧 36 的一端部。通电用的引线 38 与线圈 35 连接且延伸到外部。

在电磁铁壳体 32 的内侧端部形成有与导向孔 33 同心的通路孔 39,导向孔 33 和通路孔 39 经由小径的口 40 连通。在电磁铁壳体 32 的内侧端部依次配置有底圆筒状的导向部件 41 及有底圆筒状的阀部件 42,带台阶圆筒状的通路部件 43 的一端部插通阀部件 42 及导向部件 41 的底部,其前端部拧入通路孔 39,将这些一体结合在一起。通路部件 43 的中间的大径部 44 嵌合于阀部件 42,在阀部件 42 的内部形成有室 45。通路部件 43 的另一端部嵌合于隔离筒 20 的开口 23,通路部件 43 内部的轴向油路 46 的一端部与环状油路 21 连通。在轴向通路 46 的中间部设有固定节流孔 47(导入节流孔)。

在阀部件 42 的底部设有多条油路 49,在底部的外侧端面的油路 49 的外周侧突出有环状的阀座 50。在阀部件 42 和导向部件 41 之间,层叠有多个的

圆盘阀 51 (主阀) 的内周部被夹住, 圆盘阀 51 的外周部落座在阀座 50 上。另外, 在圆盘阀 51 的背面紧固有环状的密封部件 52, 密封部件 52 液体密封且可滑动地嵌合于导向部件 41 的圆筒部的内周面, 在导向部件 41 的内部形成有背压室 53。而且, 圆盘阀 51 受到油路 49 的油液的压力而挠曲, 从阀座 50 离开 (开阀), 从而使阀部件 42 内的室 45 与壳体 26 内的室 48 (通过外筒 3 的开口 24 与储油室 4 连通) 连通。而且, 通过圆盘阀 51 和背压室 53 形成有先导型 (背压型) 的衰减阀, 背压室 53 的内压作用在圆盘阀 51 的闭阀方向。阀部件 42 的轴向油路 46 的固定节流孔 47 的上游侧经由设于通路部件 43 上的油路 54 与阀部件 42 内的室 45 连通, 另外, 固定节流孔 47 的下游侧经由径方向油路 55 与背压室 53 连通。

在柱塞 34 的前端部在轴向可移动地支承有对口 40 进行开闭的阀体 56, 阀体 56 由阀弹簧 57 (板簧) 弹性支承。阀体 56 为由大径的头部 58 和小径的轴部 59 形成的多台阶形状, 头部 58 突出有落座于导向孔 33 内的口 40 的周缘部的座面 60 的环状的座部 61。另外, 轴部 59 可滑动地插入贯通于柱塞 34 的中心部的导向孔 62。

另外, 在阀体 56 的头部 58 的环状的座部 61 的内周附近与口 40 相对形成有与口 40 大致同径的凹部 80, 由此, 大大减小落座于环状的座部 61 的座面 60 的前端部的径向的宽度。

如图 2 所示, 阀弹簧 57 在大致圆形的抵接部 63 设有阀孔 63A, 从抵接部 63 向柱塞 34 的直径方向延伸有脚部 64。而且, 阀体 56 的轴部 59 插通阀孔 63A, 头部 58 抵接于抵接部 63, 脚部 64 的前端部抵接于向柱塞 34 的前端外周缘部突出的环状的弹簧座部 65, 且被柱塞 34 在轴向上可移动地支承。另外, 如图 3 所示, 阀弹簧 57 的脚部 64 也可以放射状地配置多个 (图示的例中, 等间隔三个)。

由口 40 和阀体 56 形成压力控制阀 28, 阀体 56 当口 40 内的油液的压力达到规定压力时开阀, 其开阀压力根据柱塞弹簧 36 的弹簧力及电磁铁的推力即线圈 35 的通电电流进行调节。导向孔 33 经由形成于电磁铁壳体 32 的油路 66 与室 48 连通。在柱塞 34 上设有使形成于其两端的室彼此连通的节流通路 67, 对其移动作用适度的衰减力。

阀弹簧 57 的弹簧刚性高于柱塞弹簧 36 的弹簧刚性, 另外, 阀体 56 的质量大大小于柱塞 34 的质量, 将阀体 56 的固有频率设定为十分高。

接着,对如上构成的本实施方式的作用进行说明。安装于汽车等车辆悬架装置的衰减力调节式液压缓冲器1,其液压缸2侧连结于弹簧下侧,活塞杆6侧连结于弹簧上侧,另外,线圈35的引线38连结于控制器(未图示)。

在活塞杆6的拉伸行程时,通过液压缸2内活塞5的移动,关闭活塞5的逆止阀13,在圆盘阀14开阀前,液压缸上室2A侧的油液被加压,通过油路22及环状油路21,从隔离筒20的开口23流向衰减力产生机构25的轴向油路46。而且,在主阀27的圆盘阀51开阀前,油液通过固定节流孔47、通路孔39及口40,打开压力控制阀28的阀体56,流向导向孔33,再通过油路66及室48流向储油室4。另外,当阀部件42的室45内的压力达到圆盘阀51的开阀压力时,打开圆盘阀51,油液从轴向油路46的固定节流孔47的上游侧通过油路54、油室45及油路49流向室48。

此时,使活塞5移动的部分的油液打开底部阀10的逆止阀17,从储油室4流入液压缸下室2B。另外,当液压缸上室2A的压力达到活塞5的圆盘阀14的开阀压力时,打开圆盘阀14,将液压缸上室2A的压力向液压缸下室2B溢流,由此,防止液压缸上室2A的压力过度上升。

在活塞杆6的压缩行程时,通过液压缸2内活塞5的移动,打开活塞5的逆止阀13,关闭底部阀10的油路15上的逆止阀17,在圆盘阀18开阀前,活塞下室2B的油液流入液压缸上室2A,使活塞杆6侵入到液压缸2内的部分的油液从液压缸上室2A通过与上述拉伸行程时同样的路径流向储油室4。另外,当液压缸下室2B内的压力达到底部阀10的圆盘阀18的开阀压力时,圆盘阀18打开,将液压缸下室2B的压力向储油室4溢流,由此,防止液压缸下室2B的压力过度上升。

由此,在活塞杆6的伸缩行程时,且在主阀27开阀前(活塞速度低速区域),通过固定节流孔47及压力控制阀28产生衰减力,在主阀27开阀后(活塞速度高速区域),根据其开度产生衰减力。另外,通过向线圈35的通电电流调节压力控制阀28的开阀压力,由此,不管活塞速度如何,都能够直接控制衰减力。此时,由于根据压力控制阀28的开阀压力来调节背压室53的内压,所以能够同时调节主阀27的开阀压力,由此,能够扩大衰减力特性的调节范围。

此时,压力控制阀28中的阀弹簧57的弹簧刚性被设定得高于柱塞弹簧36的弹簧刚性,另外,阀体56的质量被设定得大大小于柱塞34的质量,阀

体 56 的固有频率被设定得十分高, 因此不容易发生由柱塞 34 的惯性引起的响应延迟, 防止过量而能够进行适宜的衰减力控制。另外, 在口 40 的压力急剧上升的情况下, 阀弹簧 57 挠曲, 只有轻量的阀体 56 后退, 在开阀后, 柱塞 34 随之后退, 因此, 背压室 53 的压力不会因为压力控制阀 28 的开阀延迟而上升过度, 能够进行稳定的衰减力控制。另外, 由于阀体 56 的固有频率被设定得很高, 所以能够防止自激振动引起的噪音的产生及衰减力的不稳定。

另外, 通过在压力控制阀 28 的阀体 56 的头部 58 设有环状的座部 61, 从而能够扩大开阀时的流路面积, 能够扩大软侧 (ソフト側) 的衰减力的调节范围。与此相反, 例如特开平 7-259918 号公报记载的所示, 作为压力控制阀, 在使用针阀的情况下, 在开阀时不能得到大的流路面积, 因此, 难以充分减小软侧的衰减力。

参照图 12, 压力控制阀 28 在开阀时, 利用从口 40 向导向孔 33 内流出的高速的油液的流动, 在阀体 56 上作用闭阀方向的流体力。但发生如下问题, 由于该流体力, 阀体 56 的开阀压力上升, 软侧的衰减力增大, 另外, 流体力根据活塞速度及阀体 56 的开度发生变动, 压力控制阀 28 的衰减力控制不稳定, 另外, 因阀体 56 振动而发生颤动。因此, 例如特开平 11-287281 号公报记载的所示, 在作为压力阀使用圆盘阀的情况下, 存在这样的流体力影响的问题。

与之相对, 在环状的座部 61 的内周附近形成有凹部 80, 从而能够大大减小流体力作用于座部 61 的前端部的受压面积 A , 减轻流体力的影响, 大大减小软侧的衰减力, 另外, 能够使压力控制阀 28 的衰减力控制稳定。如上所述, 希望在环状的座部 61 的内周部附近形成凹部 80, 但即使从环状的座部 61 朝向凹部 80 的底面例如为锥度小的锥部, 与使用圆盘阀相比, 也能够减小颤动等问题。

图 13 表示衰减力调整式液压缓冲器 1 的衰减力特性。如图 13 所示, 衰减力调整式液压缓冲器的从软到硬的衰减力特性的调节范围 R 比目前的衰减力调整式液压缓冲器的调节范围 r 大。

另外, 在上述实施方式中, 将主阀 27 及压力控制阀 28 一体化了的阀单元 30 配置在液压缸 2 的侧部的壳体 26 内, 控制环状油路 21 和储油室 4 之间的油液的流动而产生衰减力, 但也可以将阀单元 30 配置于活塞 5 或底部阀 10 上, 适宜控制其油路的油液的流动, 产生衰减力。

接着,参照图 5~图 11,对本发明的第二实施方式进行说明。另外,在以下的说明中,与上述第一实施方式相比较,相同的部分使用相同的符号,只对不同的部分详细进行说明。

图 5 扩大表示本实施方式的主要部分即衰减力产生机构 25 的压力控制阀 28 的部分。如图 5 所示,本实施方式中,形成压力控制阀 28 的口 40、阀体 56 的头部 58、轴部 59 及座部 61 的直径分别比上述第一实施方式的大。另外,在阀体 56 上沿其轴向贯通有阀体连通路 70。在柱塞 34 的导向孔 62 的后端部,管状的导向销 7 被 1 压入、固定,并向柱塞 34 的后部突出。在导向销 71 中沿其轴向贯通有连通路 72。在铁芯 37 上与导向销 71 对置设有导向穴 73,导向销 71 可滑动且液体密封地插入导向穴 73,在导向穴 73 内形成有阀体背压室 74。

另外,在压力控制阀 28 闭阀时,即阀体 56 的座部 61 落座于座面 60 的状态下,阀体背压室 74 经由导向销 71 的连通路 72、柱塞 34 的导向孔 62 及阀体 56 的阀体连通路 70 与口 40 连通。因此,阀体 56 相对口 40 的受压面积为从座 61 内侧的面积减去轴部 59 的截面积后的面积。

由此,阀体 56 不仅能够通过座部 61 的直径,而且能够通过轴部 59 的直径调节相对于口 40 的受压面积,因此能够提高压力控制阀 28 的开阀特性的设定自由度,进而提高衰减力产生机构 25 的衰减力特性的设定自由度。

例如,在使口 40 的直径变大,阀体 56 开阀时的软侧的衰减力大大减小而进行设定的情况下,通过增大轴部 59 的直径,也能够减小阀体 56 的受压面积,因此不需要大的柱塞 34 的推力,就能够提高压力控制阀 28 的开阀压力,增大硬侧的衰减力。

另外,如图 12 所示,在本实施方式中,压力控制阀 28 的阀体 58 使座部 61 的内周部的凹部 80 的侧壁 80A 与座面 61 大致垂直,使外周侧形成为锥形状,相对于从口 40 向导向孔 33 内流出的油液的流动产生的流体力,大大减小座部 61 的前端部的受压面积 A,且成为流体力难以作用的形状,因此,能够有效地减轻流体力的影响,大大减小软侧的衰减力,另外,还使压力控制阀 28 的衰减力控制稳定。

接着,参照图 6~图 11,说明上述第二实施方式的变形例。图 6 所示的变形例在上述第二实施方式的基础上,使导向销 71 与柱塞 34 一体形成。由此能够减少零件个数。

图7所示的变形例在上述第二实施方式的基础上,具有与铁芯37分体设置的导向孔73的有底圆筒状的导向部件75插入设于铁芯37(电磁铁的壳体)的安装穴76。导向部件75使其底部与安装穴76的底部抵接且在轴向上固定。由此,导向部件75成为背压室形成部件,在柱塞34的外部形成阀体背压室74,且在安装穴76内只在径方向上进行移动,由此,能够缓和导向销71和导向穴73的同心精度的要求。另外,也可以使导向部件75与图6所示的变形例进行组合。

图8所示的变形例在上述第二实施方式的基础上,省略了导向销71,阀体的轴部59被延长,其延长部59A从柱塞34的后部突出,可滑动且液体密封地插入导向穴。而且,通过轴部59的延长部59A,在导向穴73内形成有阀体背压室74。由此,由于口40和阀体背压室74通过阀体连通路70直接连通,所以能够抑制来自滑动部的泄漏。该情况下,如图9所示,由于为阀体56的头部和轴部作为不同的部件而彼此结合的结构,所以,作为轴部59能够使用管材,因此能够降低制造成本。另外,也可以在图8及图9所示的变形例中组合图7所示的导向部件75。

图10所示的变形例与上述第二实施方式相比,替代具有连通路72的导向销71而设有实心的导向销77。导向销77压入铁芯37的导向穴73并被固定,在柱塞34的导向孔62中可滑动且液体密封地被插入。由此,阀体背压室74在柱塞34的导向孔62内形成,并通过阀体连通路70与口40连通。该情况下,在导向销77中设有如图5所示的导向销77的连通孔72所示贯通轴向的通路,从而使阀体背压室74与铁芯37的导向穴73连通,由此能够增大阀体背压室74的容积。

另外,如图11所示,导向销77也可以不压入导向穴73,而插入设于铁芯37上的安装穴76,使其底部与安装穴76的底部抵接并在轴向固定。由此,能够缓和导向销77和铁芯37侧的同心精度的要求。

接着,参照图14,说明本发明的第三实施方式。另外,在以下的说明中,对于上述第二实施方式,相同的部分标注相同的符号,只详细说明不同的部分。另外,图14中为了便于说明,将溢流阀84、阀体87、杆88、柱塞34等错开表示成电磁铁为非通电时的状态即、图的上侧、和表示通电时的阀体87落座于座面60的状态即、图的下侧。

在本实施方式中,电磁铁壳体32的通路孔39及拧入通路孔39内的通路

部件 43 的圆筒部 43A 被大径化。在圆筒部 43A 中插入具有大径部 81A 及小径部 81B 的带台阶圆筒状的口部件 81 的大径部 81B。在口部件 81 形成有口 40 及座面 60，在连通设于通路部件 43 的径方向的第二油路 86 及固定节流孔 47 的通路 43B 中插入小径部 81B，口 40 与径方向油路 86 及固定节流孔 47 连通。另外，在通路孔 39 及圆筒部 43A 内的口 40 的下游侧形成有阀室 83，阀室 83 经由电磁铁壳体 32 的第一油路 66 与室 48 连通。在口部件 81 和通路部件 43 之间设有溢流阀 84。而且，阀室 83 和室 48 经由形成于口部件 81 上的油路 85、溢流阀 84 及形成于圆筒部 43A 的第二油路 86 连通。溢流阀 84 在阀室 83 的压力达到规定的开阀压力时开阀，将其压力向室 48 侧溢流。在向线圈 35 通电时且阀体 87 的座部 61 从座面 60 离开时，阀体 87 从座面 60 和台阶部 96 的任一个离开。该状态时，经由电磁铁壳体 32 的第一油路 100 主要与室 48 连通。由于第二油路 86 上具有溢流阀 84，所以几乎不连通。另一方面，在不向线圈 35 通电时，座部件 93 与台阶部 96 抵接，关闭第一油路 100，只有第二油路 86 与室 48 连通。

在阀室 83 内设有具有小径部 87A 及大径部 87B 的大致凸形状的阀体 87。在阀体 87 中插入安装于柱塞 34 的空心的杆 88 的前端部。在阀体 87 的小径部 87A 的前端部突出有离开、落座于口部件 81 的座面 60 的环状的座部 61，由口 40 及阀体 87 构成压力控制阀 28。而且，与上述第二实施方式相同，在座部 61 的内周部附近形成有凹部 80，座部 61 的外周侧形成为锥状。由此，减轻流体力的影响，大大减小软侧的衰减力，另外，还能够进行稳定的衰减力控制。在阀体 87 上形成有轴向贯通的开口 89，在开口 89 可滑动且液体密封地插入杆 88 的前端部。在阀体 87 的大径部 87B 的端面外周缘部突出有环状的抵接部 90。

杆 88 贯通柱塞 34 并固定于柱塞 34。杆 88 的后端部可滑动且液体密封地插入形成于引导柱塞 34 的后端部的有底圆筒状的导向部件 91 的底部的导向穴 73，在导向穴 73 内形成有阀体背压室 74。阀体背压室 74 经由空心的杆 88 内的连通路 88A 与阀体 87 的凹部 80 内连通。

在形成于杆 88 的前端侧的台阶部固定有挡圈 92，在介于挡圈 92 和阀体 87 的抵接部 92 之间安装有环状的座部件 93 及阀弹簧（板簧）。座部件 93 及阀弹簧 94 的外周部与抵接部 90 抵接，内周部与挡圈 92 抵接。而且，通过向线圈 35 通电，对柱塞 34 产生推力，如图 14 中的下侧所示，通过柱塞 34 的

推力抵抗复位弹簧 95 的弹力,推压阀体 87 将座部 61 推到座面 60。此时,阀体 87 通过阀弹簧 94 弹性地支承于杆 88 上。在介于口部件 81 和阀体 87 之间安装有作为主弹簧的复位弹簧 95 (螺旋弹簧)。在通路孔 39 的底部侧的与阀体 87 的抵接部 90 相对的部位形成有台阶部 96。而且,在线圈 35 非通电磁时,如图 14 中的上侧所示,阀体 87 通过复位弹簧 95 的弹力后退,座部件 93 抵接于台阶部 96,关闭油路 66,通过座部 93 的节流孔 97 将阀室 83、室 48 间连通。阀弹簧 94 的弹簧刚性大于复位弹簧 95 的弹簧刚性,另外,阀体 87 的质量与柱塞 34 相比很小。

根据这样的结构,如图 14 中的下侧所示,压力控制阀 28 通过使 35 通电,由此,利用柱塞 34 的推力抵抗复位弹簧 95 的弹力,推压阀体 87,将座部 61 推到座面 60,调节开阀压力。此时,与上述第一及第二实施方式相同,在口 40 的压力急剧上升的情况下,阀弹簧 94 挠曲,只是轻量的阀体 87 后退,开阀后,柱塞 34 随之后退,因此柱塞 34 的惯性引起的响应延迟不容易发生,防止颤动,能够进行适宜的衰减力控制。另外,能够控制压力控制阀 28 的开阀延迟引起的背压室 53 的压力过度上升,能够进行稳定的衰减力控制。另外,能够抑制阀体 87 的自激振动引起的噪音的发生及衰减力的不稳定。

另外,与上述第二实施方式一样,在压力控制阀 28 闭阀时,即在阀体 87 的座部 61 落座于座面 60 的状态下,阀体背压室 74 经由杆 88 的连通路 88A 与口 40 连通,因此,阀体 87 相对于口 40 的受压面积为从座 61 内侧的面积减去杆 88 的截面积后的面积。由此,阀体 87 不仅能够通过座部 61 的直径,而且能够通过杆 88 的直径调节相对于口 40 的受压面积,因此能够提高压力控制阀 28 的开阀特性的设定自由度,进而能提高衰减力产生机构 25 的衰减力特性的设定的自由度。

在由于控制器发生故障、线圈 35 的断线等故障的发生而使柱塞 34 失去推力的情况下,如图 14 中的上侧所示,阀体 87 利用复位弹簧 95 的弹力而后退,座部件 95 抵接于通路孔 39 的台阶部 96,关闭第一油路 100,阀室 83、室 48 间通过节流孔 97 连通。而且,阀室 83 的压力随着活塞速度的上升等而上升,当达到溢流阀 84 的开阀压时,溢流阀 84 开阀,将其压力向室 48 溢流。

由此,根据节流孔 97 的流路面积及溢流阀 84 的溢流压力产生衰减力,由此,调节背压室 53 的压力即圆盘阀 51 的开阀压力,因此通过适宜设定这些的流路面积及溢流压力,即使在发生故障时,也能够产生适度的衰减力。

另外，如图 13 所示，扩大衰减力特性的调节范围的结果是，即使在硬时的衰减力相当大的情况下，在发生故障时，也不具有硬特性，而能够通过节流孔 97 及溢流阀 84 产生适度的衰减力。例如，在发生故障时，由于具有硬和软之间的中间特性，所以能够抑制对车身的影响。

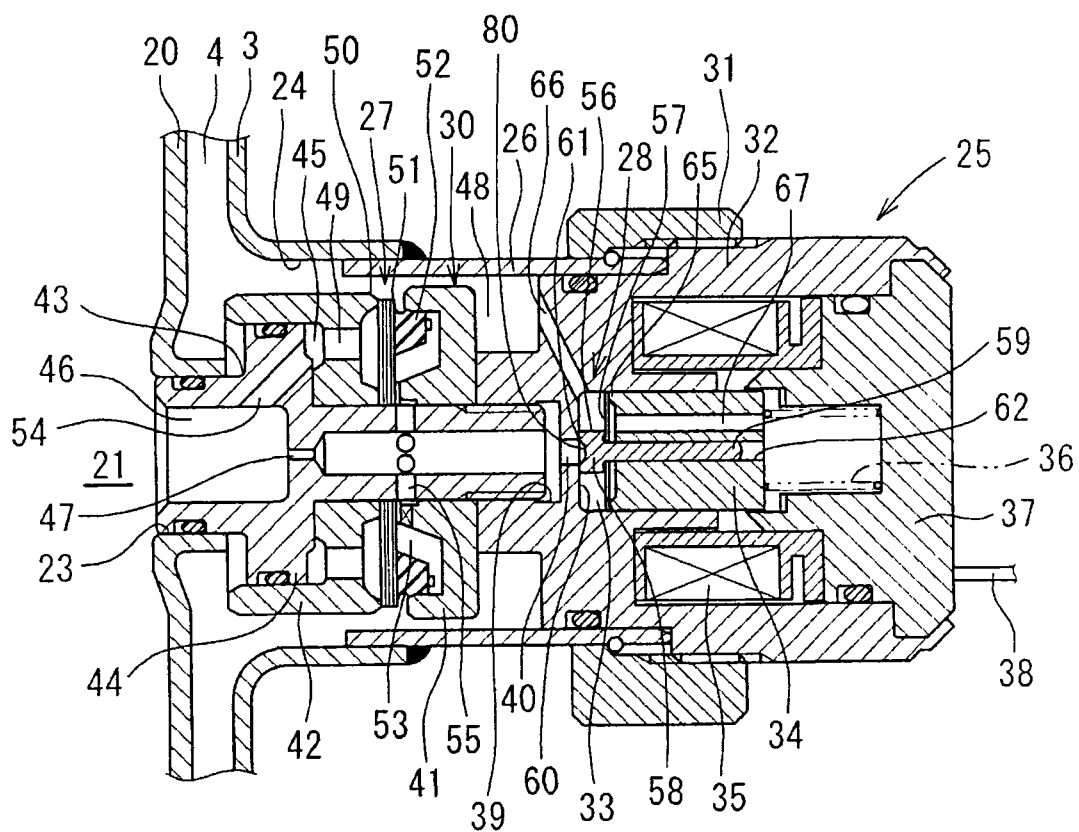


图 1

图 2

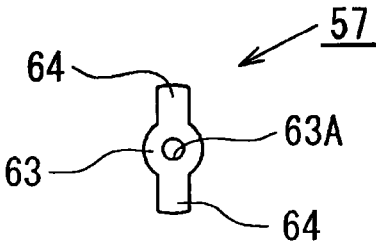
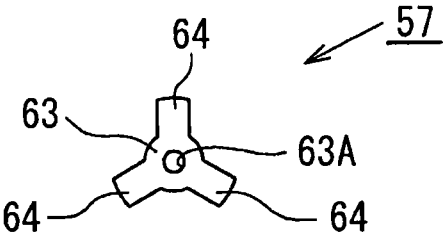


图 3



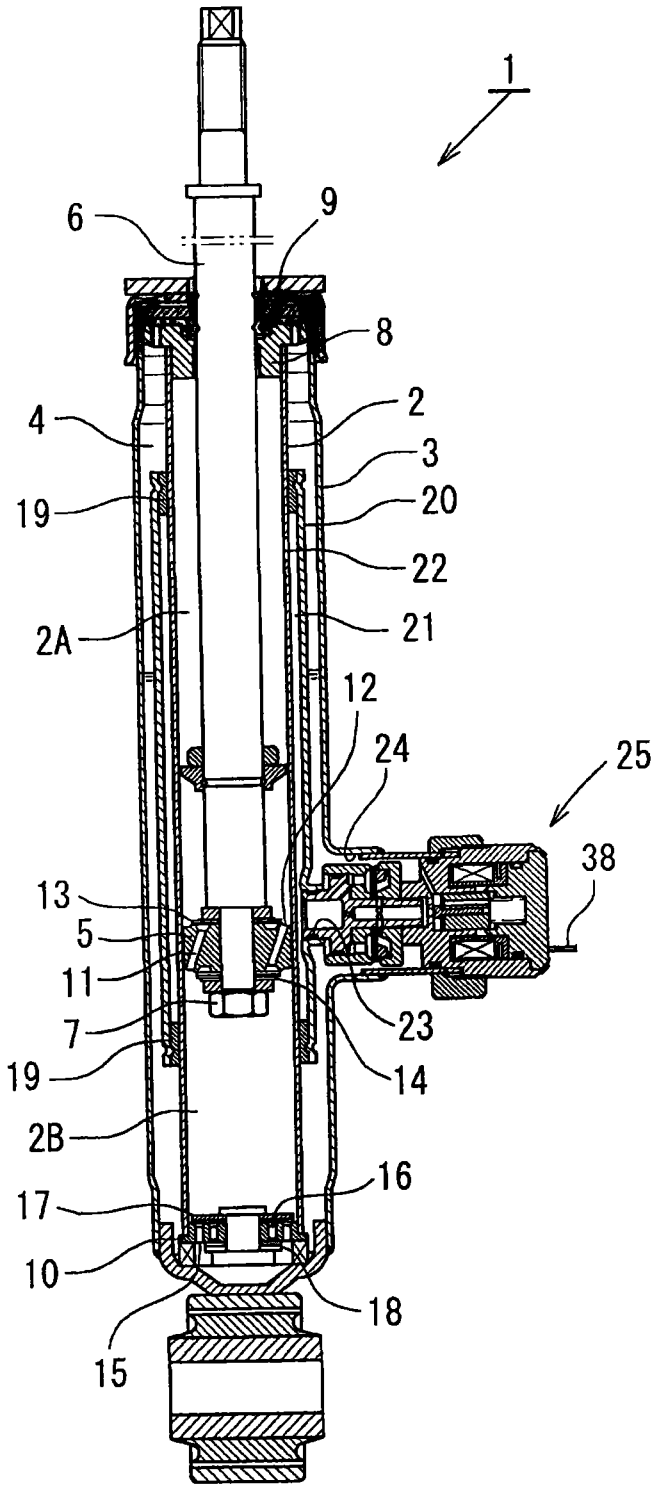


图 4

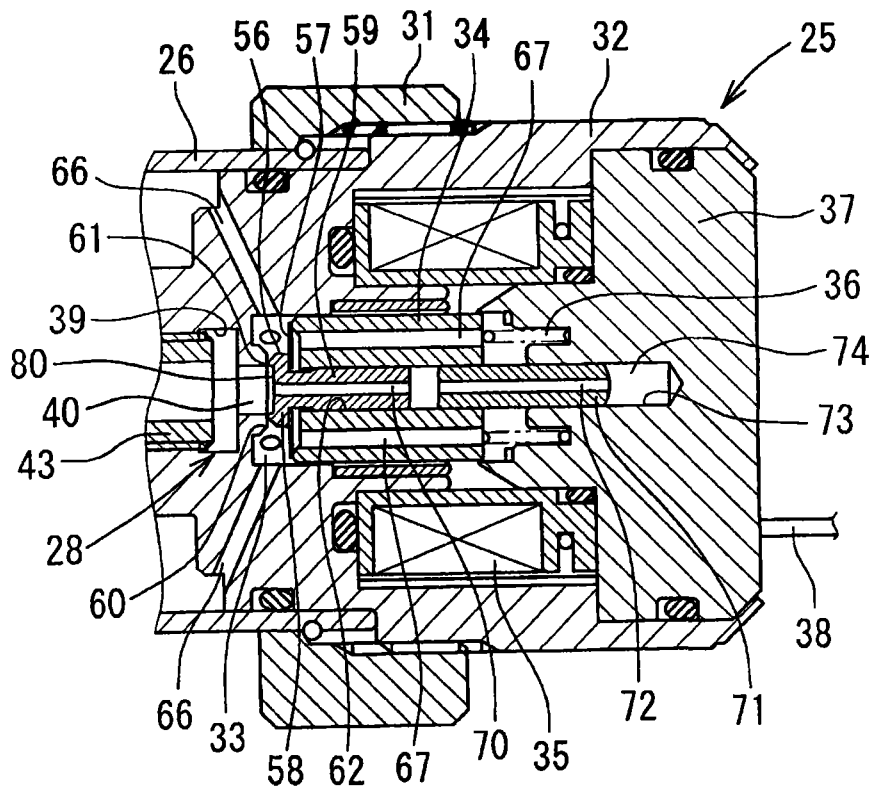


图 5

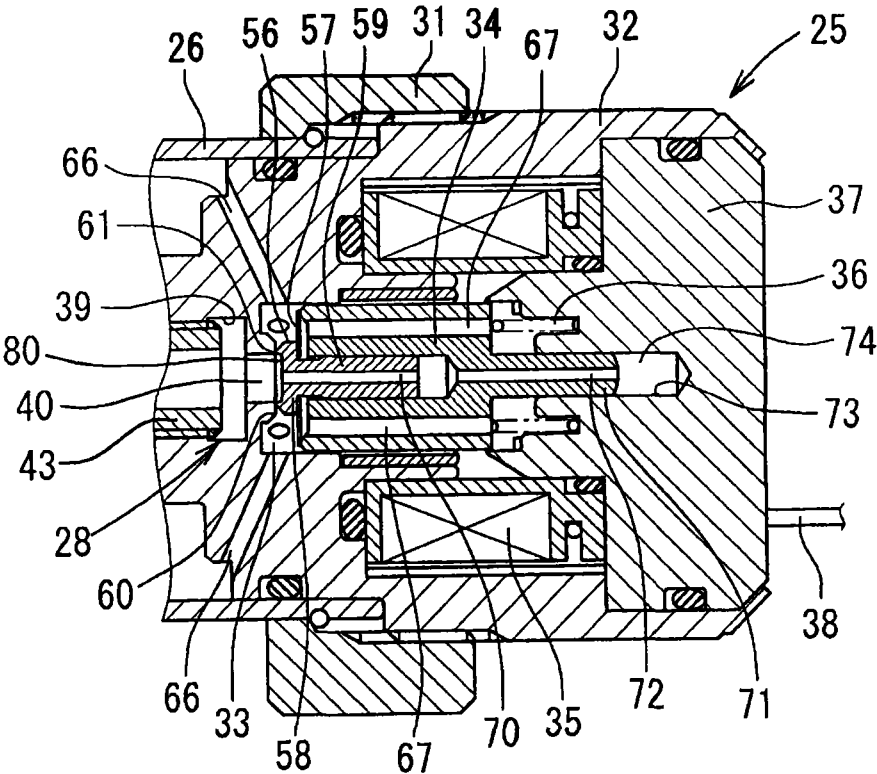


图 6

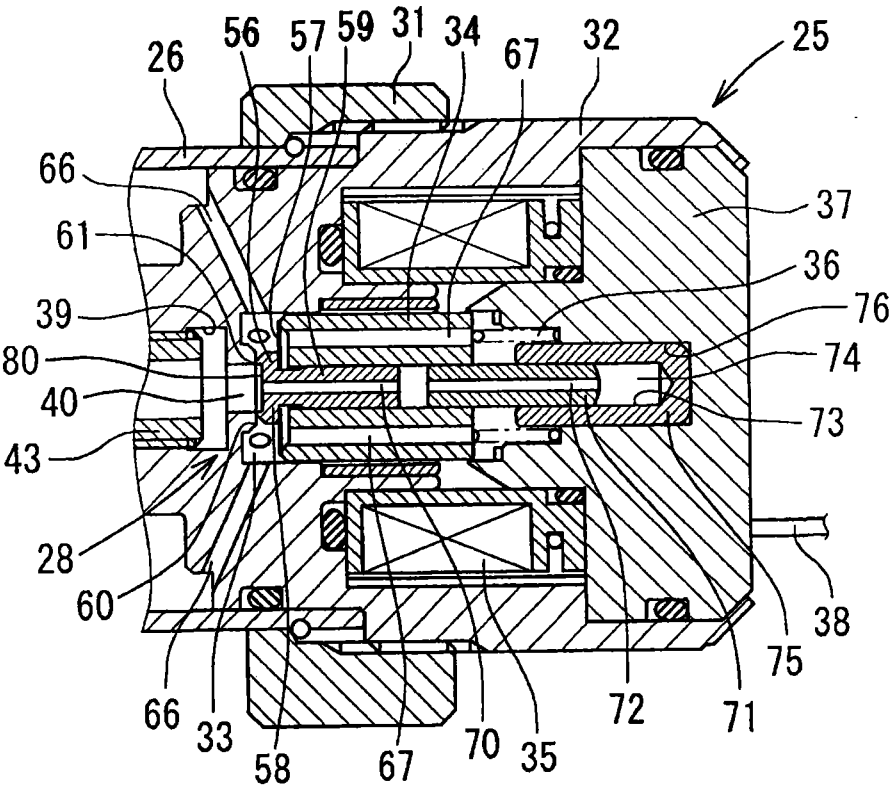


图 7

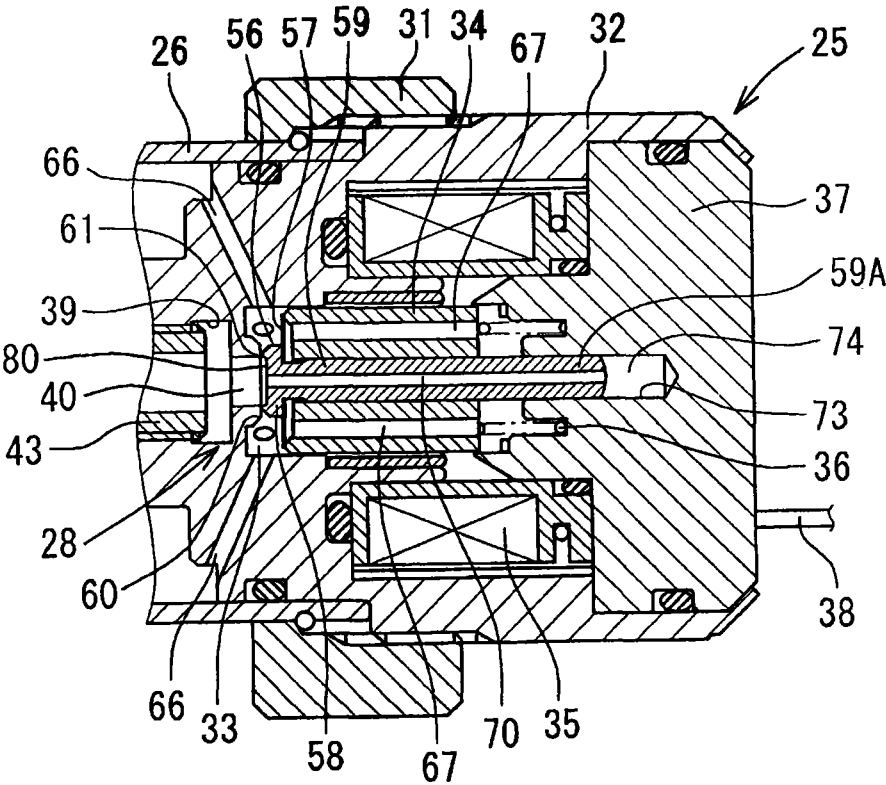


图 8

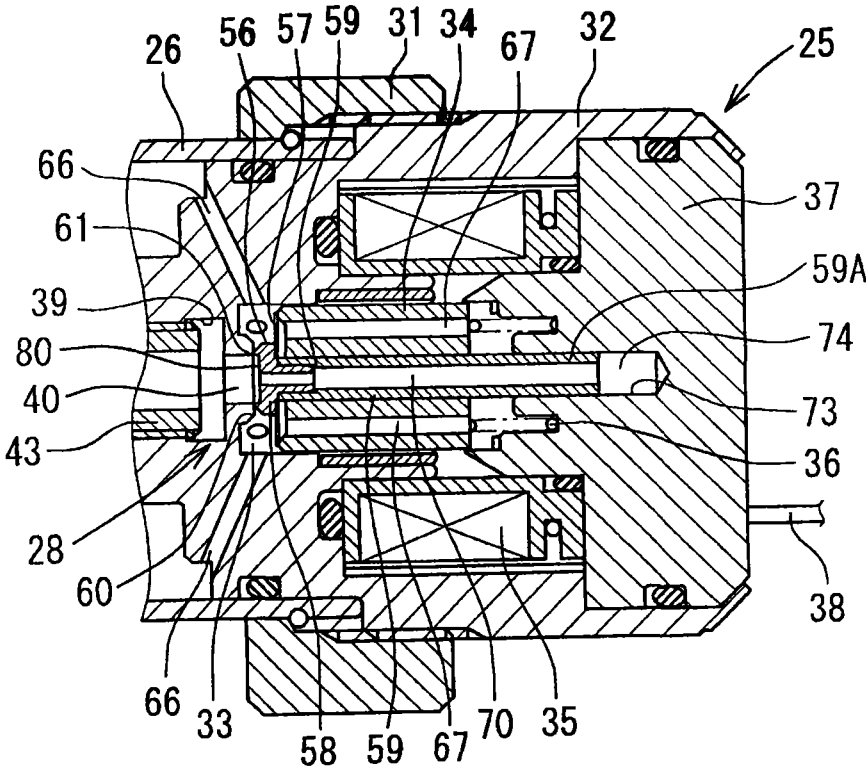


图 9

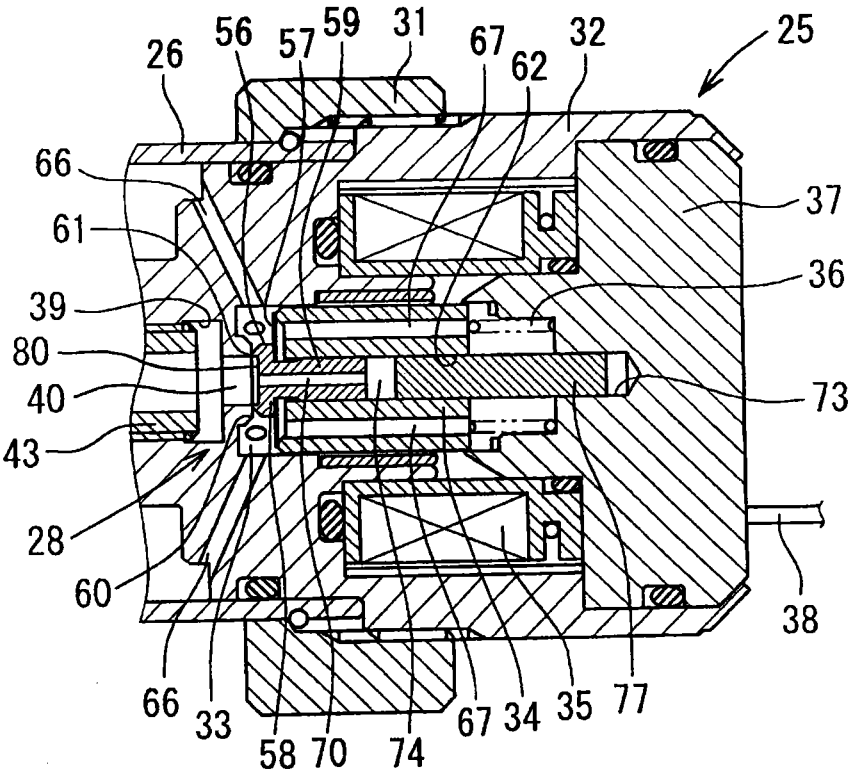


图 10

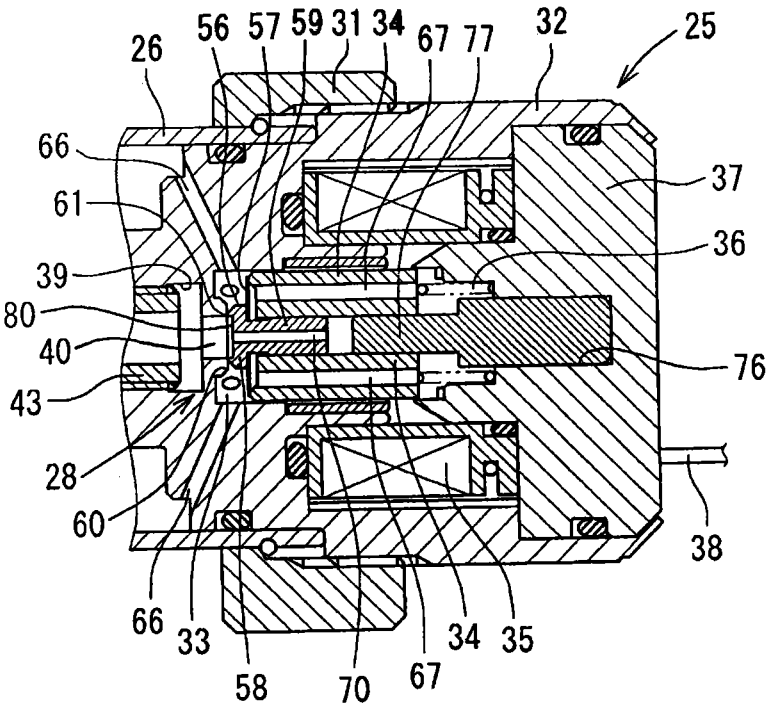


图 11

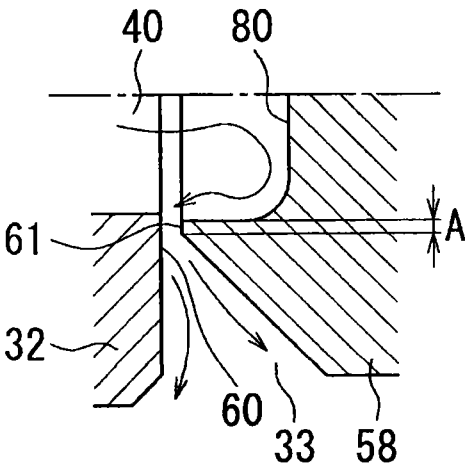


图 12

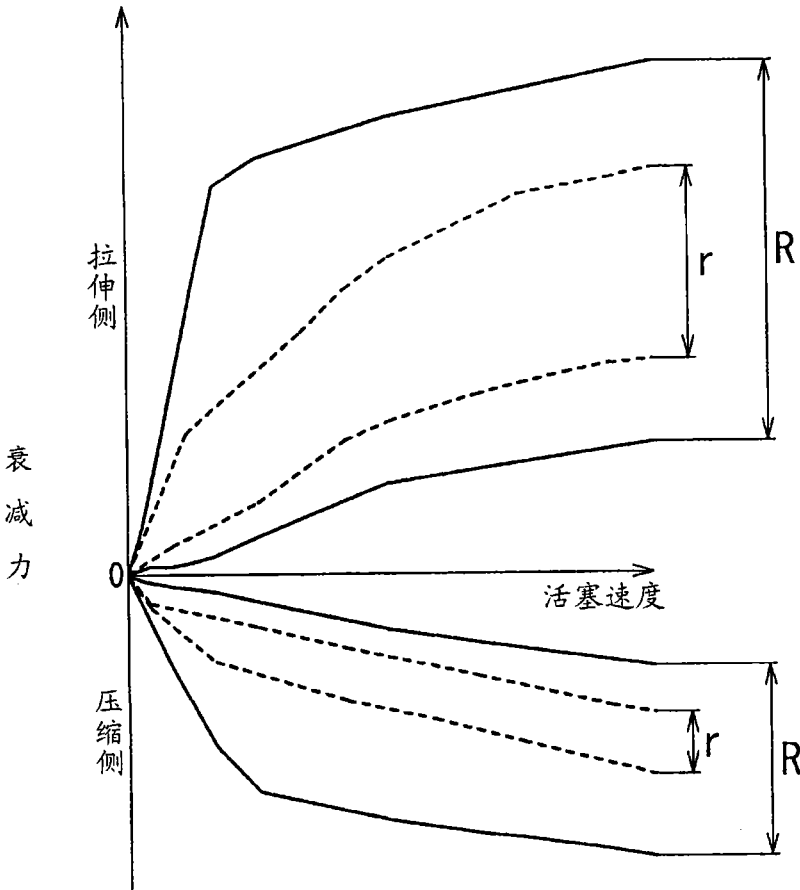


图 13

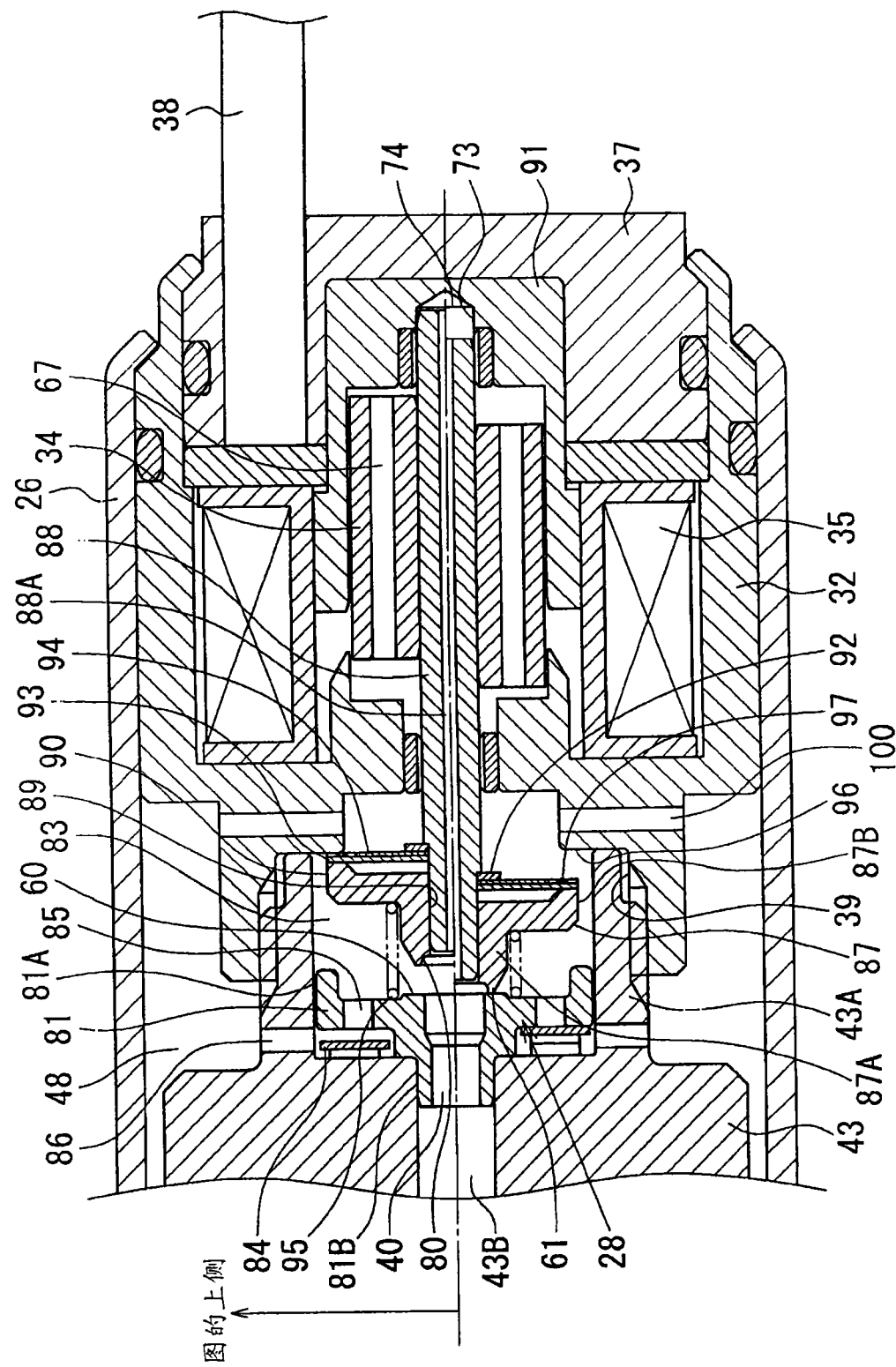


图 14