



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 102734373 B

(45) 授权公告日 2016. 06. 08

(21) 申请号 201210077546. 8

(22) 申请日 2012. 03. 22

(30) 优先权数据

2011-080771 2011. 03. 31 JP

(73) 专利权人 日立汽车系统株式会社

地址 日本茨城县

(72) 发明人 山下干郎 山冈史之 神山胜

前田笃

(74) 专利代理机构 北京市柳沈律师事务所

11105

代理人 王景刚

(51) Int. Cl.

F16F 9/58(2006. 01)

F16F 9/34(2006. 01)

(56) 对比文件

CN 100425862 C, 2008. 10. 15,

CN 201071898 Y, 2008. 06. 11,

JP 平 3-61741 A, 1991. 03. 18,

US 2001/0025753 A1, 2001. 10. 04,

US 6220409 B1, 2001. 04. 24,

JP 特开 2008-215459 A, 2008. 09. 18,

审查员 吴落

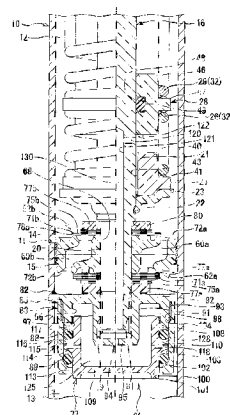
权利要求书2页 说明书22页 附图15页

(54) 发明名称

缓冲器

(57) 摘要

本发明提供一种缓冲器,该缓冲器具备:以通过活塞(11)的移动使工作流体在两个室(12、13)之间流动的方式连通的第一通路(60a、60b)、与两个室(12、13)中的一个室(12)连通的第二通路(130)。第一通路(60a、60b)具有对通过活塞(11)的移动而产生的工作流体的流动进行抑制而产生衰减力的衰减阀(62a、62b)。第二通路(130)具有在活塞杆(16)向伸出方向移动时通过弹性部件(32)调节面积的可变阻尼孔(122)、与可变阻尼孔(122)串联设置的压力室(125)、通过活塞(11)的移动使压力室(125)的容积可变的自由活塞(87)。



1. 一种缓冲器, 具备:

缸, 其封入工作流体;

活塞, 其可滑动地嵌装于所述缸内并将该缸内划分为两个室;

活塞杆, 其与所述活塞连结且向所述缸的外部延伸;

弹性部件, 其设置于所述缸内且弹性地作用于所述活塞杆而对所述活塞杆的完全伸出进行抑制;

第一通路, 其以通过所述活塞的移动使工作流体在所述两个室之间流动的方式连通;

第二通路, 其与所述两个室中的一个室连通,

所述第一通路具有对通过所述活塞的移动而产生的所述工作流体的流动进行抑制而产生衰减力的衰减阀,

所述第二通路具有: 在所述活塞杆向伸出方向移动时通过所述弹性部件调节面积的可变阻尼孔; 与所述可变阻尼孔串联连通设置、且在所述活塞杆的伸出行程中通过所述可变阻尼孔从所述一个室导入工作流体的压力室; 通过所述活塞的移动使所述压力室的容积可变的自由活塞,

所述可变阻尼孔在所述活塞杆向伸出方向移动时通过所述弹性部件以面积减小的方式来调节。

2. 如权利要求1所述的缓冲器, 其中,

所述衰减阀采用如下的方式构成, 即、将具有第一固定阻尼孔的第一衰减阀和具有第二固定阻尼孔的第二衰减阀串联地配置, 所述第一衰减阀和所述第二衰减阀之间与所述可变阻尼孔的下游侧连通。

3. 一种缓冲器, 具备:

缸, 其封入工作流体;

活塞, 其可滑动地嵌装于所述缸内并将该缸内划分为两个室;

活塞杆, 其与所述活塞连结且向所述缸的外部延伸;

弹性部件, 其设置于所述缸内且弹性地作用于所述活塞杆而对所述活塞杆的完全伸出进行抑制;

第一通路, 其以通过所述活塞的移动使工作流体在所述两个室之间流动的方式连通;

第二通路, 其与所述两个室中的一个室连通,

所述第一通路具有对通过所述活塞的移动而产生的所述工作流体的流动进行抑制而产生衰减力的衰减阀,

所述第二通路具有: 在所述活塞杆向伸出方向移动时通过所述弹性部件调节面积的可变阻尼孔; 与所述可变阻尼孔串联连通设置、且在所述活塞杆的伸出行程中通过所述可变阻尼孔从所述一个室导入工作流体的压力室; 通过所述活塞的移动使所述压力室的容积可变的自由活塞,

所述可变阻尼孔在所述活塞杆向伸出方向移动时通过所述弹性部件以面积增大的方式来调节。

4. 如权利要求3所述的缓冲器, 其中,

所述衰减阀采用如下的方式构成, 即、将具有第一固定阻尼孔的第一衰减阀和具有第二固定阻尼孔的第二衰减阀串联地配置, 所述第一衰减阀和所述第二衰减阀之间与所述可

变阻尼孔的下游侧连通。

缓冲器

技术领域

[0001] 本发明涉及缓冲器。

背景技术

[0002] 缓冲器存在具有如下构成的形式,即,当活塞杆伸长到行程端附近时,通过内部的弹簧的缩短来抑制活塞的碰撞(例如,参照(日本)特开2006-177531号公报)。

[0003] 在将抑制活塞杆完全伸出的部件例如(日本)特开2006-177531号公报所示的弹簧用于缓冲器内部的情况下,在弹簧缩短时和自然状态时,会有弹簧常数增大、相应地车身的减振性不足即缓冲器的衰减力不足。

发明内容

[0004] 本发明的目的在于,提供一种即使在使用抑制活塞杆完全伸出的部件时也产生所希望的衰减力的缓冲器。

[0005] 根据本发明的第一方式,缓冲器具备:缸,其封入工作流体;活塞,其可滑动地嵌装于所述缸内并将该缸内划分为两个室;活塞杆,其与所述活塞连结且向所述缸的外部延伸;弹性部件,其设置于所述缸内且弹性地作用于所述活塞杆而对所述活塞杆的完全伸出进行抑制;第一通路,其以通过所述活塞的移动使工作流体在所述两个室之间流动的方式连通;第二通路,其与所述两个室中的一个室连通,所述第一通路具有对通过所述活塞的移动而产生的所述工作流体的流动进行抑制而产生衰减力的衰减阀,所述第二通路具有:在所述活塞杆向伸出方向移动时通过所述弹性部件调节面积的可变阻尼孔;与所述可变阻尼孔串联设置的压力室;通过所述活塞的移动使所述压力室的容积可变的自由活塞。

[0006] 根据本发明的方式,即使在使用抑制活塞杆完全伸出的部件时,也能够产生所希望的衰减力。

附图说明

[0007] 图1是表示本发明第一实施方式的缓冲器的剖面图;

[0008] 图2是表示本发明第一实施方式的缓冲器的主要部分的剖面图;

[0009] 图3是表示缓冲器的行程位置和弹簧反作用力之间的关系的特性线图;

[0010] 图4是表示本发明第一实施方式的缓冲器的油压回路图;

[0011] 图5是表示本发明第一实施方式的缓冲器等的频率和衰减力之间的关系的特性线图;

[0012] 图6是表示本发明第一实施方式的缓冲器等的行程位置和衰减力之间的关系的特性线图;

[0013] 图7A是表示使用本发明第一实施方式的缓冲器时的模拟结果的特性线图;

[0014] 图7B是表示使用本发明第一实施方式的缓冲器时的模拟结果的特性线图;

[0015] 图7C是表示使用本发明第一实施方式的缓冲器时的模拟结果的特性线图;

- [0016] 图8是表示本发明第二实施方式的缓冲器的主要部分的剖面图；
- [0017] 图9是表示本发明第二实施方式的缓冲器的油压回路图；
- [0018] 图10是表示本发明第二实施方式的缓冲器的频率和衰减力之间的关系的特性线图；
- [0019] 图11是表示本发明第三实施方式的缓冲器的主要部分的剖面图；
- [0020] 图12是表示本发明第三实施方式的缓冲器的油压回路图；
- [0021] 图13是表示本发明第四实施方式的缓冲器的主要部分的剖面图；
- [0022] 图14是表示本发明第四实施方式的缓冲器的油压回路图；
- [0023] 图15是表示本发明第四实施方式的缓冲器的频率和衰减力之间的关系的特性线图；
- [0024] 图16是表示本发明第五实施方式的缓冲器的主要部分的剖面图。

具体实施方式

[0025] 下面,列举以下实施方式说明要解决的主要课题,也包含上述栏目标记载的内容在内。

[0026] (特性改善)

[0027] 在根据振动状态变更衰减力特性(相对于活塞速度的衰减力)时,要求进行更平滑地变更等特性设定。这是因为,当突然发生小衰减力产生的特性和大衰减力产生的特性的切换时,实际产生的衰减力也突然切换,因此车辆的乘坐舒适度变差,另外,当衰减力的切换发生在车辆的转向操作中时,车辆的动作会不稳定,可能会导致驾驶员对转向操作产生不适感。因此,如先前公示的特开2006-177531号公报所示,正在探讨更平滑地变更的特性设定,但希望得到进一步的特性改善。

[0028] (大型化的抑制)

[0029] 如先前公示的特开2006-177531号公报所示,正在开发各种以如下方式实现改善的缸装置,即,通过具备将缸内的两个室隔开且具有产生衰减力的机构的活塞,此外还具备设置于活塞的一端侧且在壳体内上下移动的自由活塞,来得到与振动频率的宽的区域相对应的衰减力特性。作为这些缸装置共同的课题,需要自由活塞进行上下移动的区域,因此出现了轴方向变长之类的课题。当缸装置大型化时,向车身的安装自由度就会下降,因此缸装置的轴方向长的增加是重要的课题。

[0030] (零件数量的降低)

[0031] 如先前公示的特开2006-177531号公报所示,除具备活塞以外,还具备壳体及自由活塞等构成零件,因此零件数量增多。当零件数量增多时,会影响到生产率、耐久性、可靠性等。因此,希望显示出所希望的特性即得到与振动频率的宽的区域相对应的衰减力特性那样的特性,且希望零件数量的降低。

[0032] 下面,参照附图对本发明的各实施方式进行说明。

[0033] (第一实施方式)

[0034] 基于图1~图7C对本发明的第一实施方式进行说明。在以下的说明中,为了帮助理解,将图的下侧定义为一侧,相反,将图的上侧定义为另一侧。

[0035] 如图1所示,第一实施方式的缓冲器为所谓的单筒型油压缓冲器,具有封入作为工

作流体的油液的有底圆筒状的缸10。在缸10内可滑动地嵌装有活塞11。通过该活塞11,缸10内被划分为上室12及下室13这两个室。活塞11由活塞主体14、安装于其外周面的圆环状的滑动部件15、与活塞主体14连结的活塞杆16的向活塞主体14的插通部分构成。

[0036] 活塞主体14与活塞杆16的一端部连结。活塞杆16的另一端侧插通于安装在缸10的开口侧的杆导向件17及油封18等而向缸10外部延伸。缸10的开口侧与其内侧铆接,由此,将油封18及杆导向件17卡止。

[0037] 活塞杆16在向缸10内的插入前端侧形成有安装活塞主体14的安装轴部20。活塞杆16的其他部分为直径比安装轴部20大的主轴部21。在安装轴部20且在主轴部21相反侧的外周侧形成有外螺纹19。在主轴部21的安装轴部20附近的位置形成有卡止槽22。在该卡止槽22内铆接固定有从主轴部21更靠径方向外侧扩展的护圈23的内周部。

[0038] 在护圈23的与活塞11相反侧配置有圆环状的弹簧座24。在弹簧座24的与护圈23相反侧配置有由螺旋弹簧构成的辅助弹簧26。另外,在辅助弹簧26的与弹簧座24相反侧配置有圆环状的中间挡块28。在中间挡块28的与辅助弹簧26相反侧配置有由螺旋弹簧构成的回弹弹簧主体29。另外,在回弹弹簧主体29的与中间挡块28相反侧配置有圆环状的弹簧座30。在该弹簧座30的与回弹弹簧主体29相反侧设有圆环状的由弹性材料构成的缓冲体31。另外,弹簧座24、辅助弹簧26、中间挡块28、回弹弹簧主体29、弹簧座30及缓冲体31设置为相对于活塞杆16可沿轴方向移动。

[0039] 当活塞杆16沿从缸10突出的方向移动时,弹簧座24、辅助弹簧26、中间挡块28、回弹弹簧主体29、弹簧座30及缓冲体31与固定于活塞杆16的护圈23一同向杆导向件17侧移动,在规定位置,缓冲体31与杆导向件17抵接。另外,当活塞杆16向突出方向移动时,缓冲体31及弹簧座30相对于缸10成为停止状态。其结果是,移动的护圈23和弹簧座30接近。由此,弹簧座30和中间挡块28使它们之间的回弹弹簧主体29缩短,中间挡块28和弹簧座24使它们之间的辅助弹簧26缩短。这样,设置于缸10内的回弹弹簧主体29及辅助弹簧26弹性地作用于活塞杆16而抑制活塞杆16的完全伸出。回弹弹簧主体29及辅助弹簧26构成对活塞杆16的完全伸出进行抑制的回弹弹簧(弹性部件)32。另外,这样通过回弹弹簧32成为活塞杆16的完全伸出的阻力,来抑制车辆转弯时的内周侧的车轮浮起,从而抑制车身的摇摆量。中间挡块28在最大限度地移动到护圈23侧时,与和护圈23卡止的弹簧座24抵接而相对于活塞杆16停止。

[0040] 在活塞11更靠缸10的底部侧设有用于划分下室13的划分体33,所述划分体33可在缸10内滑动。在缸10内的上室12及下室13内封入油液。在由划分体33将下室13划分开的室34内封入高压(20~30气压左右)的气体。

[0041] 上述的缓冲器的例如一侧由车身支承,在上述缓冲器的另一侧固定车轮侧。具体而言,通过活塞杆16与车身侧连结。另外,通过安装于缸10的与活塞杆16的突出侧相反侧的底部的安装环36,与车轮侧连结。其时,在固定于缸10的活塞杆16的突出侧的弹簧座37上且在与车身之间插装有未图示的悬挂弹簧。另外,也可以与上述相反,缓冲器的另一侧由车身支承,在缓冲器的一侧固定车轮侧。

[0042] 当车轮随着行驶而振动时,缸10和活塞杆16的位置随着该振动而相对变化。但是,上述变化由形成于活塞11的流路的流体阻力来抑制。如下所述,形成于活塞11的流路的流体阻力被制成因振动的速度及振幅而不同。通过抑减振动,来改善乘坐舒适度。除车轮产生

的振动作用于上述缸10和活塞杆16之间以外,随着车辆的行驶,车身产生的惯性力及离心力也作用于上述缸10和活塞杆16之间。例如,通过行驶方向因方向盘操作而变化,会在车身上产生离心力,基于该离心力的力作用于上述缸10和活塞杆16之间。如下所述,本实施方式的缓冲器对基于随着车辆的行驶而在车身上产生的力的振动具有良好的特性,可得到车辆行驶的较高的稳定性。

[0043] 如图2所示,弹簧座24具有大致圆筒形状的圆筒状部40、从圆筒状部40的轴方向一端侧向径方向外方突出的圆环状的凸缘部41。另外,在圆筒状部40的内周面沿周方向隔开间隔形成有多个沿轴方向延伸的槽43。弹簧座24以凸缘部41为护圈23侧而构成。活塞杆16的主轴部21插入圆筒状部40的内周侧。由此,弹簧座24可滑动地支承于活塞杆16的主轴部21。另外,弹簧座24在凸缘部41及圆筒状部40与护圈23抵接,另一方面,使辅助弹簧26的一端部和凸缘部41的与护圈23相反侧抵接。

[0044] 中间挡块28具有大致圆筒形状的圆筒状部46、从圆筒状部46的轴方向的中央位置向径方向外方突出的圆环状的凸缘部47。另外,在圆筒状部46的内周面且在轴方向的中央位置向径方向外方凹且圆环状地形成有环状槽48。在环状槽48内配置有密封圈49。活塞杆16的主轴部21插入中间挡块28的圆筒状部46及密封圈49的内周侧。由此,中间挡块28可滑动地支承于活塞杆16的主轴部21。中间挡块28使辅助弹簧26的另一端部与凸缘部47的轴方向的一端面抵接。另外,中间挡块28使回弹弹簧主体29的一端部与凸缘部47的轴方向的另一端面抵接。

[0045] 如图1所示,弹簧座30具有圆锥状的筒状部52、从筒状部52的大径侧向径方向外方突出的圆环状的凸缘部53。弹簧座30以凸缘部53为回弹弹簧主体29相反侧而构成。活塞杆16的主轴部21插入筒状部52的内侧。由此,弹簧座30可滑动地支承于活塞杆16的主轴部21。弹簧座30使回弹弹簧主体29的另一端部与凸缘部53抵接

[0046] 如图2所示,在活塞主体14上设有多个(图2中,在设为剖面的关系上,仅图示了一个部位)通路(第一通路)60a、多个(图2中,在设为剖面的关系上,仅图示了一个部位)通路(第二通路)60b。通路60a使上室12和下室13连通。在从通路60a向活塞11的上室12侧的移动即伸出行程中,油液从上室12向下室13流出。在从通路60b向活塞11的下室13侧的移动即缩回行程中,油液从下室13向上室12流出。这些通路中构成半数的通路60a都是在圆周方向上分别在其间隔着一个部位的通路60b而等间距地形成。通路60a的活塞11的轴方向一侧(图1的上侧)在径方向外侧开口,轴方向另一侧(图1的下侧)在径方向内侧开口。

[0047] 而且,在这些半数的通路60a上设有产生衰减力的衰减阀62a。衰减阀62a配置于活塞11的轴线方向的下室13侧。通路60a在活塞11向活塞杆16向缸10外伸出的伸出侧移动时,构成油液穿过的伸出侧的通路。相对于通路60a而设的衰减阀62a限制伸出侧的通路60a的油液流动而构成产生衰减力的伸出侧的衰减阀。

[0048] 另外,构成其余半数的通路60b在圆周方向上分别在其间隔着一个部位的通路60a而等间距地形成。通路60b的活塞11的轴线方向另一侧(图1的下侧)在径方向外侧开口,轴线方向一侧(图1的上侧)在径方向内侧开口。

[0049] 而且,在这些其余半数的通路60b上设有产生衰减力的衰减阀62b。衰减阀62b配置于活塞11的轴线方向的上室12侧。通路60b在活塞11向活塞杆16进入缸10内的缩回侧移动时,构成油液穿过的缩回侧的通路。相对于通路60b而设的衰减阀62b限制缩回侧的通路60b

的油液流动而构成产生衰减力的缩回侧的衰减阀。

[0050] 在活塞杆16上且在安装轴部20的活塞11更靠端侧安装有衰减力可变机构65。

[0051] 活塞主体14形成大致圆板形状。在活塞主体14的中央形成有插通孔68。插通孔68沿轴方向贯通,使上述的活塞杆16的安装轴部20的插通。

[0052] 在活塞主体14的下室13侧的端部且在伸出侧的通路60a的一端开口位置圆环状地形成有构成衰减阀62a的阀座部71a。在活塞主体14的上室12侧的端部且在缩回侧的通路60b的一端的开口位置圆环状地形成有构成衰减阀62b的阀座部71b。

[0053] 在活塞主体14,阀座部71a的与插通孔68相反侧成为轴线方向高度比阀座部71a低的环状的台阶部72b。缩回侧的通路60b的另一端在该台阶部72b的位置开口。另外,同样地,在活塞主体14,阀座部71b的与插通孔68相反侧成为轴线方向高度比阀座部71b低的环状的台阶部72a。伸出侧的通路60a的另一端在该台阶部72a的位置开口。

[0054] 衰减阀62a由上述的阀座部71a、可同时落座于阀座部71a的整体的环状的圆盘75a构成。衰减阀62a构成圆盘阀。圆盘75a通过多枚环状的单体圆盘重叠而构成。在圆盘75a的与活塞主体14相反侧配置有直径比圆盘75a小的环状的阀限制部件77a。

[0055] 在衰减阀62a且在阀座部71a和圆盘75a之间形成有固定阻尼孔78a。固定阻尼孔78a即使阀座部71a和圆盘75a处于抵接状态,也使通路60a与下室13连通。固定阻尼孔78a由形成于阀座部71a的槽或形成于圆盘75a的开口形成。圆盘75a通过离开阀座部71a而使通路60a敞开。阀限制部件77a对圆盘75a的向开启方向的规定以上的变形进行限制。衰减阀62a设置于通路60a,对通过活塞11的滑动而产生的油液的流动进行抑制,从而产生衰减力。

[0056] 同样,衰减阀62b由上述的阀座部71b、可同时落座于阀座部71b的整体的环状的圆盘75b构成。衰减阀62b构成圆盘阀。圆盘75b也通过多枚环状的单体圆盘重叠而构成。在圆盘75b的与活塞主体14相反侧配置有直径比圆盘75b小的环状的阀限制部件77b。阀限制部件77b对圆盘75b的向开启方向的规定以上的变形进行限制。阀限制部件77b与活塞杆16的主轴部21的安装轴部20侧的端部的轴台肩部80抵接。

[0057] 在衰减阀62b且在阀座部71b和圆盘75b之间形成有固定阻尼孔78b。固定阻尼孔78b即使阀座部71b和圆盘75b处于抵接状态,也使通路60b与上室12连通。固定阻尼孔78b由形成于阀座部71b的槽或形成于圆盘75b的开口形成。圆盘75b通过离开阀座部71b而使通路60b敞开。阀限制部件77b对圆盘75b的向开启方向的规定以上的变形进行限制。衰减阀62b设置于通路60b,对通过活塞11的滑动而产生的油液的流动进行抑制,从而产生衰减力。

[0058] 在第一实施方式中,表示了衰减阀62a、62b是内周卡紧的圆盘阀的一个例子,但不局限于此,只要是产生衰减力的机构即可。例如,也可以采用由螺旋弹簧对圆盘阀进行施力的升降式的阀,另外,也可以是提升阀。

[0059] 在活塞杆16的前端部的外螺纹19螺合有频率感应部即衰减力可变机构65,所述频率感应部即衰减力可变机构65,通过频率(振动状态)而不从外部控制就可使衰减力变化。衰减力可变机构65由盖部件82、壳体85、自由活塞87、O型密封圈88、O型密封圈89构成。在盖部件82形成有与活塞杆16的外螺纹19螺合的内螺纹81。壳体85由盖部件82和以封堵其一端开口侧的方式安装于盖部件82的大致圆筒状的壳体主体83构成。自由活塞87可滑动地嵌插于壳体85内。O型密封圈88插装于自由活塞87和壳体85的盖部件82之间。O型密封圈88是在自由活塞87相对于壳体85向轴方向的盖部件82侧移动时进行压缩变形的缩回侧的弹性体。

0型密封圈89插装于自由活塞87和壳体85的壳体主体83之间。0型密封圈89是在自由活塞87相对于壳体85向上述相反侧移动时进行压缩变形的伸出侧的弹性体。另外,在图2中,为方便起见,对自然状态的0型密封圈88、89进行了图示。特别是,0型密封圈89由于也作为密封件发挥功能,因此在安装后的状态下,优选以始终变形(截面非圆形)的方式配置。上述的0型密封圈88在自由活塞87向一方向移动时进行压缩变形,成为对自由活塞87的位移产生阻力的阻力要素。0型密封圈89在自由活塞87向另一方向移动时进行压缩变形,成为对自由活塞87的位移产生阻力的阻力要素。

[0060] 盖部件82以切削加工为主体形式而形成。盖部件82具有:大致圆筒状的盖内筒部91、从该盖内筒部91的轴方向的端部向径方向外侧延伸的圆板状的盖基板部92、从盖基板部92的外周侧与盖内筒部91同方向地延伸的盖外筒部93、覆盖盖内筒部91的前端侧并且形成阻尼孔94的盖前板部95。

[0061] 在盖内筒部91的内周部形成有上述的内螺纹81。盖外筒部93的内周面从盖基板部92侧起依次具有圆筒面部96及曲面部97。圆筒面部96形成恒定直径。与圆筒面部96连接的曲面部97为越远离圆筒面部96直径越大的圆环状。曲面部97的包含盖部件82的中心轴线在内的截面形成圆弧状。在盖外筒部93的外周面形成有外螺纹98。

[0062] 壳体主体83以切削加工为主体形式而形成。壳体主体83形成为在轴方向一侧形成有向径方向内方突出的内侧环状突起100的大致圆筒状。在壳体主体83的内周面,从轴方向一侧起依次形成有小径圆筒面部101、曲面部102、大径圆筒面部103及内螺纹104。小径圆筒面部101形成恒定直径。与小径圆筒面部101连接的曲面部102为越远离小径圆筒面部101直径越大的圆环状。与曲面部102连接的大径圆筒面部103形成直径比小径圆筒面部101大的恒定直径。曲面部102的包含壳体主体83的中心轴线在内的截面形成圆弧状。小径圆筒面部101和曲面部102形成于内侧环状突起100。另外,将壳体主体83记述为圆筒状,但内周面优选为截面圆形,外周面也可以为多角形等截面非圆形。

[0063] 通过在这样的壳体主体83的内螺纹104上螺合盖部件82的外螺纹98,两者一体化而成为壳体85。盖部件82的盖外筒部93在壳体85上构成有从大径圆筒面部103更靠径方向内侧突出的内侧环状突起。在该部分以与壳体主体83的内侧环状突起100的曲面部102在轴方向上相对的方式配置有曲面部97。

[0064] 自由活塞87以切削加工为主体形式而形成。自由活塞87具有大致圆筒状的活塞筒部108、封堵该活塞筒部108的轴方向的端部侧的活塞闭板部109。在活塞筒部108且在在轴方向的中央形成有向径方向外方突出的圆环状的外侧环状突起110。

[0065] 在活塞筒部108的外周面,从轴方向的活塞闭板部109侧起依次形成有小径圆筒面部113、曲面部114、大径圆筒面部115、曲面部116及小径圆筒面部117。曲面部114、大径圆筒面部115及曲面部116形成于外侧环状突起110。

[0066] 小径圆筒面部113为恒定直径。与该小径圆筒面部113连接的曲面部114为越远离小径圆筒面部113直径越大的圆环状。与曲面部114连接的大径圆筒面部115形成直径比小径圆筒面部113大的恒定直径。曲面部114的包含自由活塞87的中心轴线在内的截面形成圆弧状。

[0067] 与大径圆筒面部115连接的曲面部116形成越远离大径圆筒面部115直径越小的圆环状。小径圆筒面部117与曲面部116连接。该小径圆筒面部117为与小径圆筒面部113同径

的恒定直径。曲面部116的包含自由活塞87的中心轴线在内的截面形成圆弧状。外侧环状突起110相对于穿过其轴线方向的中央位置的平面形成对称形状。自由活塞87在外侧环状突起110的轴方向的中央位置,沿自由活塞87的周方向隔开间隔而形成有多个通路孔118。通路孔118使外侧环状突起110沿径方向贯通。

[0068] 自由活塞87在配置于壳体85内的状态下,大径圆筒面部115可滑动地嵌插于壳体主体83的大径圆筒面部103。另外,自由活塞87的一小径圆筒面部113可滑动地嵌插于壳体主体83的小径圆筒面部101,另一小径圆筒面部117可滑动地嵌插于盖部件82的盖外筒部93的圆筒面部96。在配置于壳体85内的状态下,壳体主体83的曲面部102和自由活塞87的曲面部114在它们的径方向上位置重叠。因而,壳体主体83的曲面部102和自由活塞87的曲面部114在自由活塞87的移动方向上相对。此外,盖部件82的盖外筒部93的曲面部97和自由活塞87的曲面部116在它们的径方向上位置重叠。因而,盖部件82的曲面部97和自由活塞87的曲面部116在自由活塞87的移动方向上相对。

[0069] 而且,在自由活塞87的小径圆筒面部113及曲面部114和壳体主体83的曲面部102及大径圆筒面部103之间配置有O型密封圈89(图2中,图示自然状态)。换言之,自由活塞87的外侧环状突起110和壳体85的一内侧环状突起100之间配置有O型密封圈89。该O型密封圈89在处于自然状态时,包含中心轴线在内的截面形成圆形状。O型密封圈89的内径比自由活塞87的小径圆筒面部113小,外径比壳体主体83的大径圆筒面部103大。即,O型密封圈89相对于自由活塞87及壳体85双方都在它们的径方向上具有过盈量地嵌合。

[0070] 另外,在壳体85的大径圆筒面部103及曲面部97和自由活塞87的曲面部116及小径圆筒面部117之间配置有O型密封圈88(图2中,图示自然状态)。换言之,在自由活塞87的外侧环状突起110和壳体的另一内侧环状突起即盖外筒部93之间配置有O型密封圈88。该O型密封圈88在处于自然状态时,包含中心轴线在内的截面形成圆形状。O型密封圈88的内径比自由活塞87的小径圆筒面部117小,外径比壳体85的大径圆筒面部103大。即,O型密封圈88也相对于自由活塞87及壳体85双方都在它们的径方向上具有过盈量地嵌合。

[0071] 两O型密封圈88、89具有相同的尺寸。O型密封圈88、89使自由活塞87相对于壳体85保持在中立位置,并且容许自由活塞87相对于壳体85向轴方向的上室12侧及下室13侧这两侧的轴方向移动。

[0072] 在自由活塞87中,O型密封圈88与小径圆筒面部117、曲面部116接触。其中,曲面部116相对于自由活塞87的移动方向倾斜。另外,在壳体85中,O型密封圈88与壳体85的大径圆筒面部103及曲面部97接触。其中,曲面部97相对于自由活塞87的移动方向倾斜。

[0073] 换言之,在自由活塞87的外周部设置外侧环状突起110。该外侧环状突起110的轴方向两面构成曲面部114和曲面部116。在壳体85的内周的外侧环状突起110的两侧的位置,设置具有曲面部102的内侧环状突起100、具有曲面部97的构成内侧环状突起的盖外筒部93。在外侧环状突起110和内侧环状突起100及构成内侧环状突起的盖外筒部93之间分别设有O型密封圈89及O型密封圈88。

[0074] 而且,将在自由活塞87的小径圆筒面部113、曲面部114而与O型密封圈89接触的部分即自由活塞接触面和壳体85的大径圆筒面部103及曲面部102而与O型密封圈89接触的部分即壳体接触面之间的成为最短距离的部分连接的线段的方向发生变化。这是因为,通过自由活塞87的移动,自由活塞接触面和壳体接触面的、与O型密封圈89接触的的部分的穿过

0型密封圈的中心的最短距离发生变化。换言之,设定小径圆筒面部113及曲面部114和大径圆筒面部103及曲面部102的形状,以使将自由活塞87的自由活塞接触面和壳体85的壳体接触面中的接触0型密封圈89的部分的最短距离连接的线段的方向发生变化。具体而言,在自由活塞87相对于壳体85位于轴方向的上室12侧(图2的上侧)时,自由活塞接触面和壳体接触面中的接触0型密封圈89的部分的最短距离为大径圆筒面部103和小径圆筒面部113之间的半径差(由于0型密封圈89的外径和内径之间的半径差比大径圆筒面部103和小径圆筒面部113之间的半径差大,因此0型密封圈89被破坏其差值,其部分即最短距离的线段的倾斜角为0)。另一方面,当自由活塞87相对于壳体85向轴方向的下室13侧(图2的下侧)移动时,与0型密封圈89的接触部分成为曲面部114和曲面部102,最破坏0型密封圈89的位置即最短距离的线段的倾斜角变成斜角。

[0075] 同样地,将在自由活塞87的小径圆筒面部117、曲面部116而与0型密封圈88接触的部分即自由活塞接触面和壳体85的大径圆筒面部103及曲面部97而与0型密封圈88接触的部分即壳体接触面之间的成为最短距离的部分连接的线段的方向发生变化。这是因为,通过自由活塞87的移动,与0型密封圈88接触的部分的最短距离发生变化。换言之,设定小径圆筒面部117及曲面部116和大径圆筒面部103及曲面部97的形状,以使将自由活塞87的自由活塞接触面和壳体85的壳体接触面其中接触0型密封圈88的部分的最短距离连接的线段的方向发生变化。具体而言,在自由活塞87相对于壳体85位于轴方向的下室13侧(图2的下侧)时,自由活塞接触面和壳体接触面的接触0型密封圈88的部分的最短距离为大径圆筒面部103和小径圆筒面部117之间的半径差(由于0型密封圈88的外径和内径之间的半径差比大径圆筒面部103和小径圆筒面部117之间的半径差大,因此0型密封圈88破坏其差值,其部分即最短距离的线段的倾斜角为0)。另一方面,当自由活塞87相对于壳体85向轴方向的上室12侧(图2的上侧)移动时,与0型密封圈88的接触部分成为曲面部97和曲面部116,最破坏0型密封圈88的位置即最短距离的线段的倾斜角变成斜角。

[0076] 另外,衰减力可变机构65例如,如下那样进行装配。即,在壳体主体83内,将0型密封圈89插到曲面部102的位置。将自由活塞87嵌合于这些壳体主体83及0型密封圈89的内侧。在壳体主体83和自由活塞87之间,将0型密封圈88插到曲面部116的位置。然后,使盖部件82与壳体主体83螺合。而且,这样预装配成的衰减力可变机构65通过使内螺纹81与活塞杆16的安装轴部20的外螺纹19螺合而被安装。这时,壳体85的盖基板部92与阀限制部件77a抵接。衰减力可变机构65的外径即壳体85的外径设定为比缸10的内径小不成为流路阻力的程度。

[0077] 在活塞杆16上形成有弹簧座24、通路孔120、通路孔121。弹簧座24与主轴部21的护圈23抵接。通路孔120在与通过处于组装状态的辅助弹簧26而在离开弹簧座24规定距离的中间挡块28之间的位置,沿着径方向而形成。通路孔121与该通路孔120连通,且向前端部开口。通路孔121的直径比通路孔120大。通路孔121沿着轴方向而形成。中间挡块28边使辅助弹簧26伸缩,边在活塞杆16上以接近、远离弹簧座24的方式可移动。中间挡块28通过接近弹簧座24,以越接近弹簧座24侧封堵量越大的方式来封堵通路孔120。中间挡块28当最大限度地移动到护圈23侧时,与和护圈23卡止的弹簧座24抵接而相对于活塞杆16停止。在该状态下,中间挡块28将通路孔120全封闭。这样,中间挡块28和通路孔120构成调节通路面积的可变阻尼孔122。通过活塞杆16的通路孔120、121及阻尼孔94,上室12与形成于衰减力可变机

构65的壳体85内的压力室125连通。另外,压力室125由壳体85和O型密封圈88、89和自由活塞87划分而成。

[0078] 如上所述,在自由活塞87的外侧环状突起110的轴方向的中央位置形成有多个使外侧环状突起110沿径方向贯通的通路孔118。由此,压力室125经由通路孔118而始终与由壳体85和O型密封圈88和O型密封圈89和自由活塞87围成的室128连通。换言之,通路孔118从压力室125向一O型密封圈88和另一O型密封圈89之间的室128导入油液。另外,通路孔118形成于自由活塞87的外侧环状突起110的位置。因此,在自由活塞87的相对于壳体85的移动范围的整个区域,都不会与一O型密封圈88及另一O型密封圈89任一个接触。

[0079] 通路孔120、121、阻尼孔94及压力室125与上室12连通而构成通路(第二通路)130。通路130是通过活塞11的向上室12侧的移动而油液从缸10内的上室12流出的通路。因而,由中间挡块28和通路孔120构成的可变阻尼孔122设置于该通路130。该可变阻尼孔122与压力室125串联设置。设置于自由活塞87和壳体85之间且配置于自由活塞87的滑动方向两侧的O型密封圈88、89对该自由活塞87的位移产生阻力。即,O型密封圈88在自由活塞87相对于壳体85向一上室12侧移动时产生弹性力。O型密封圈89在自由活塞87相对于壳体85向另一下室13侧移动时产生弹性力。

[0080] 在此,在活塞杆16向伸出侧移动的伸出行程中,油液从上室12经由通路60a流到下室13。在此,在活塞速度为微低速域的情况下,从上室12导入通路60a的油液基本上经由形成于阀座部71a和与阀座部71a抵接的圆盘75a之间的始终开口的固定阻尼孔78a而流到下室13,这时,产生阻尼特性(衰减力与活塞速度的平方大致成正比)的衰减力。另外,当活塞速度上升而到达低速域时,从上室12导入通路60a的油液基本上边开启圆盘75a,边穿过圆盘75a和阀座部71a之间而流到下室13。因此,产生阀特性(衰减力与活塞速度大致成正比)的衰减力。

[0081] 在活塞杆16向缩回侧移动的缩回行程中,油液从下室13经由通路60b而流到上室12。在此,在活塞速度为微低速域的情况下,从下室13导入通路60b的油液基本上经由形成于阀座部71b和与阀座部71b抵接的圆盘75b之间的始终开口的固定阻尼孔78b而流到上室12,这时,产生阻尼特性(衰减力与活塞速度的平方大致成正比)的衰减力。另外,当活塞速度上升而到达低速域时,从下室13导入通路60b的油液基本上边开启圆盘75b边穿过圆盘75b和阀座部71b之间而流到上室12。因此,产生阀特性(衰减力与活塞速度大致成正比)的衰减力。

[0082] 在此,在活塞速度慢时,即,微低速域(例如,0.05m/s)的频率比较高的区域(例如,7Hz以上)是例如从路面的细小的表面凹凸产生的振动,在这种状况下,优选使衰减力下降。另外,即使是同为活塞速度慢时,也与上述相反,频率比较低的区域(例如,2Hz以下)是所谓的车身摇摆造成的晃动等振动,在这种状况下,优选使衰减力上升。

[0083] 与此对应,上述的衰减力可变机构65即使在活塞速度同样慢的情况下,也根据频率,改变衰减力。即,在活塞速度慢时,当活塞11的往复运动的频率增大时,在其伸出行程中,上室12的压力升高。然后,自由活塞87边使油液经由活塞杆16的通路孔120、121及阻尼孔94而从下室13导入衰减力可变机构65的压力室125,边抵抗位于轴方向的下室13侧的O型密封圈89的弹力而相对于壳体85向轴方向的下室13侧移动。这样,通过自由活塞87向轴方向的下室13侧移动,油液从下室13导入压力室125。由此,从下室13导入通路60a且穿过衰减

阀62a而流到下室13的油液的流量减少。通过上述的构成,衰减力下降。这样,自由活塞87通过活塞11的移动来改变压力室125的容积。

[0084] 在接下来的缩回行程中,下室13的压力升高。因此,之前移动到轴方向的下室13侧的自由活塞87边使油液经由阻尼孔94及活塞杆16的通路孔120、121从压力室125排出到上室12,边抵抗位于轴方向的上室12侧的O型密封圈88的弹力而相对于壳体85向轴方向的上室12侧移动。这样,通过自由活塞87移动到轴方向的上室12侧,下室13的容积扩大。而且,从下室13导入通路60b且穿过衰减阀62b而流到上室12的油液的流量减小。通过上述的构成,衰减力下降。

[0085] 而且,在活塞11的频率高的区域,自由活塞87的移动频率也随之而升高。其结果是,每进行一次上述的伸出行程,油液都从上室12流到压力室125。而且,每进行一次缩回行程,下室13的容积都扩大自由活塞87的移动相应的量,如上所述,衰减力维持在下降后的状态。

[0086] 另一方面,在活塞速度慢时,当活塞11的频率降低时,自由活塞87的移动频率也随之而降低。因此,虽然在伸出行程的初期油液从上室12流到压力室125,但在其后自由活塞87就压缩O型密封圈89而相对于壳体85在轴方向的下室13侧停止,油液就不从上室12流到压力室125。因此,从上室12导入通路60a且穿过衰减阀62a而流到下室13的油液的流量成为不减小的状态,衰减力升高。

[0087] 在接下来的缩回行程中也如此,虽然在其初期下室13的容积扩大自由活塞87相对于壳体85的移动相应的量,但在其后自由活塞87就压缩O型密封圈88而相对于壳体85在轴方向的上室12侧停止,不会再影响到下室13的容积。因此,从下室13导入通路60b且穿过衰减阀62b而流到上室12的油液的流量成为不减小的状态,衰减力升高。

[0088] 而且,在本实施方式中,如上所述,作为对自由活塞87赋予弹力使其恢复到中立位置的零件,使用由橡胶材料构成的O型密封圈88、89。在自由活塞87的中立位置,位于自由活塞87和壳体85之间的O型密封圈88位于壳体主体83的大径圆筒面部103和自由活塞87的小径圆筒面部117之间。而且,O型密封圈89位于壳体主体83的大径圆筒面部103和自由活塞87的小径圆筒面部113之间。

[0089] 当自由活塞87从该中立位置例如在伸出行程中相对于壳体85向轴方向的下室13侧移动时,壳体85的大径圆筒面部103和自由活塞87的小径圆筒面部113使O型密封圈89在相互之间滚动即以内径侧和外径侧反方向地移动的方式旋转,并使其相对于壳体85移动到轴方向的下室13侧。其后,壳体85的曲面部102的轴方向的上室12侧和自由活塞87的曲面部114的轴方向的下室13侧边使O型密封圈89滚动,边对其沿自由活塞87的轴方向及径方向进行压缩。接下来,壳体85的曲面部102的轴方向的下室13侧和自由活塞87的曲面部114的轴方向的上室12侧对O型密封圈89沿自由活塞87的轴方向及径方向进行压缩。另外,当自由活塞87从该中立位置在伸出行程中相对于壳体85移动到轴方向的下室13侧时,壳体85的大径圆筒面部103和自由活塞87的小径圆筒面部117使O型密封圈88在相互之间滚动,并使其相对于壳体85移动到轴方向的下室13侧。

[0090] 此时,在壳体85的大径圆筒面部103和自由活塞87的小径圆筒面部113之间使O型密封圈89滚动的区域、在壳体85的曲面部102和自由活塞87的曲面部114之间使O型密封圈89滚动的区域在自由活塞87的移动区域中远离下游侧端部的位置,是O型密封圈89进行滚

动的滚动区域。该滚动区域在远离下游侧端部的位置,成为0型密封圈89在自由活塞87的移动方向上与壳体85和自由活塞87双方都接触的状态下进行移动的移动区域。该移动被定义为0型密封圈89的至少自由活塞移动方向下游端位置(图2的下端位置)的移动。

[0091] 另外,在壳体85的曲面部102和自由活塞87的曲面部114之间对0型密封圈89进行压缩的区域在自由活塞87的移动区域中下游侧端部侧,成为使0型密封圈89沿自由活塞87的移动方向弹性变形的移动方向变形区域。该移动方向变形区域的弹性变形是0型密封圈89的自由活塞移动方向上游端位置(图2的上端位置)移动且下游端位置不移动的变形。在此,滚动区域及移动区域与移动方向变形区域的一部分重复。

[0092] 在接下来的缩回行程中,当自由活塞87相对于壳体85向轴方向的上室12侧移动时,壳体85的曲面部102的轴方向的下室13侧和自由活塞87的曲面部114的轴方向的上室12侧将0型密封圈89的压缩解除。接下来,壳体85的曲面部102的轴方向的上室12侧和自由活塞87的曲面部114的轴方向的下室13侧边使0型密封圈89滚动,边进一步解除压缩。接下来,壳体85的大径圆筒面部103和自由活塞87的小径圆筒面部113边使0型密封圈89在相互之间滚动,边使其相对于壳体85向轴方向的上室12侧移动。此时,关于0型密封圈88也如此,壳体85的大径圆筒面部103和自由活塞87的小径圆筒面部117使其在相互之间滚动,并使其相对于壳体85向轴方向的上室12侧移动。其后,壳体85的曲面部97的轴方向的下室13侧和自由活塞87的曲面部116的轴方向的上室12侧边使0型密封圈88滚动,边对其沿自由活塞87的轴方向及径方向进行压缩。接下来,壳体85的曲面部97的轴方向的上室12侧和自由活塞87的曲面部116的轴方向的下室13侧对0型密封圈88沿自由活塞87的轴方向及径方向进行压缩。

[0093] 此时,壳体85的大径圆筒面部103和自由活塞87的小径圆筒面部117之间使0型密封圈88滚动的区域、在壳体85的曲面部97和自由活塞87的曲面部116之间使0型密封圈88滚动的区域在自由活塞87的移动区域中远离上游侧端部的位置,是0型密封圈88进行滚动的滚动区域。该滚动区域在远离上游侧端部的位置,成为0型密封圈88在自由活塞87的移动方向上与壳体85和自由活塞87双方都接触的状态下进行移动的移动区域。该移动被定义为0型密封圈88的至少自由活塞移动方向上游端(图2的上端位置)的移动。

[0094] 另外,在壳体85的曲面部97和自由活塞87的曲面部116之间对0型密封圈88进行压缩的区域在自由活塞87的移动区域中下游侧端部侧,成为使0型密封圈88沿自由活塞87的移动方向弹性变形的移动方向变形区域。该移动方向变形区域的弹性变形是0型密封圈88的自由活塞移动方向下游端位置(图2的上端位置)移动且上游端位置不移动的变形。在此,滚动区域及移动区域与移动方向变形区域的一部分重复。

[0095] 在接着上述的伸出行程中,壳体85的曲面部97的上室12侧和自由活塞87的曲面部116的下室13侧将0型密封圈88的压缩解除。接下来,壳体85的曲面部97的下室13侧和自由活塞87的曲面部116的上室12侧边使0型密封圈88滚动,边进一步解除压缩。接下来,壳体85的大径圆筒面部103和自由活塞87的小径圆筒面部117使0型密封圈88在相互之间滚动,并使其相对于壳体85向轴方向的下室13侧移动。此时,关于0型密封圈89也如此,壳体85的大径圆筒面部103和自由活塞87的小径圆筒面部113使其在相互之间滚动,并使其相对于壳体85向轴方向的下室13侧移动。而且,当自由活塞87穿过中立位置时,使0型密封圈88、89与上述同样地动作。

[0096] 由以上可知,0型密封圈88、89在移动方向变形区域且在移动方向上被压坏。

[0097] 在此,由橡胶材料构成的O型密封圈88、89的对自由活塞87位移的载荷的特性成为非线形的特性。即,在自由活塞87的中立位置前后的规定范围内,成为近似线形的特性。当超出该范围时,载荷的增加率相对于位移而平滑地增大。如上所述,在活塞11的工作频率高的区域,活塞11的振幅也小,因此自由活塞87的位移也变小,在中立位置前后的线形的特性范围内进行动作。由此,自由活塞87易移动,且随着活塞11的振动而振动,有助于衰减阀62a、62b产生的衰减力的降低。

[0098] 另一方面,在活塞11的工作频率低的区域,活塞11的振幅增大。因此,自由活塞87的位移增大,在非线形的特性范围内进行动作。由此,自由活塞87难以逐渐平滑地移动,难以使衰减阀62a、62b产生的衰减力降低。

[0099] 如上所述,回弹弹簧具有能够抑制车辆转弯时的内周侧的车轮浮起而抑制车身的摇摆量的效果。图3表示的是未图示的悬挂弹簧及回弹弹簧的弹簧反作用力相对于具有回弹弹簧的缓冲器的行程位置的关系。图3对悬挂弹簧及回弹弹簧插装于弹簧座37和车身之间的构成进行了假设。如图3所示,弹簧反作用力在缩回侧的极限位置即全缩到底的位置Pfb时最高。关于从该全缩回Pfb的位置到1G的位置(将车身设为水平的位置)P0的弹出行程Sb和从1G的位置P0到缩回侧的回弹行程Sr中的回弹弹簧开始发挥作用的伸出侧的规定位置P1的缓冲间隙BC,成为基于插装在弹簧座37和车身之间的未图示的悬挂弹簧的弹簧常数 K_s 的比例关系。另外,回弹行程Sr中回弹弹簧起作用的从伸出侧的规定位置P1到伸出侧的极限位置即全回弹的位置Pfr的回弹弹簧工作范围R由于悬挂弹簧和回弹弹簧一并发挥作用,因此成为悬挂弹簧的弹簧常数 K_s 和回弹弹簧的弹簧常数 K_r 加在一起的弹簧常数 K_s+K_r 的比例关系。因此,在回弹弹簧工作范围R内,虽然能够较小地抑制车身的摇摆量,但回弹弹簧的弹簧常数需要增大相应的量。由此,缓冲器的衰减力降低。其结果是,车辆的弹簧上的减振性不足,回弹弹簧工作范围R的转向操作时的乘坐舒适度性能下降。

[0100] 与此相对,在本实施方式中,活塞杆16的通路孔120的向上室12的开口部配置在与护圈23抵接的弹簧座24和通过处于组装状态的辅助弹簧26而离开弹簧座24的中间挡块28之间。该通路孔120与中间挡块28构成通路面积可变的可变阻尼孔122。由此,例如,通过车辆转弯行驶时的车身的摇摆,转弯内侧的悬挂装置所含的缓冲器的活塞杆16向伸出侧移动,并且,在该伸出行程中,当活塞杆16向伸出侧移动规定量以上使缓冲体31与杆导向件17抵接而进入回弹弹簧工作范围R时,弹簧座30边在活塞杆16上滑动,边使回弹弹簧主体29在与中间挡块28之间缩短,且使辅助弹簧26在与中间挡块28、弹簧座24及护圈23之间缩短。由此,使中间挡块28向弹簧座24的方向移动,从而关闭通路孔120。

[0101] 此时,构成回弹弹簧32的回弹弹簧主体29和辅助弹簧26同时进行弹性变形。因此,回弹弹簧主体29及辅助弹簧26的缩回量(活塞杆16的从缸10的突出量)越大,通路孔120的开口量越小,并且,在从全回弹附近的规定位置到全回弹的位置的范围内,中间挡块28以全部封堵通路孔120的方式移动。即,可变阻尼孔122在活塞杆16向伸出方向移动时,通过由回弹弹簧主体29及辅助弹簧26构成的回弹弹簧32,来调节开口面积(流路面积)。具体而言,在活塞杆16向伸出方向移动时,通过回弹弹簧32来调节开口面积,以使其减小。

[0102] 由此,当活塞杆16在伸出行程中向全回弹伸出时,从上室12经由通路孔120、121及阻尼孔94即通路130向衰减力可变机构65的压力室125流动的油液由中间挡块28根据活塞杆16的来自缸10的伸出量来限制。其结果是,从上室12经由衰减阀62a流到下室13的油液随

着活塞杆16的来自缸10的伸出量增大而增多。因而,缓冲器在回弹弹簧工作范围R内,其衰减力随着活塞杆16的来自缸10的伸出量增大而升高。而且,当活塞杆16伸出到全回弹附近时,衰减力可变机构65成为不发挥功能的状态,来自上室12的油液都经由衰减阀62a流到下室13。即,与没有通过频率而不从外部控制就能够改变衰减力的频率感应的衰减力可变机构65的缓冲器等效。

[0103] 另外,例如,在活塞杆16从全回弹向缩回侧移动的缩回行程中,与上述相反,在其初期,没有从压力室125流到上室12侧的油液,自由活塞87想对于壳体85不移动。因此,没有自由活塞87的移动实现的下室13的容积扩大,油液全部从下室13经由衰减阀62b流到上室12,衰减力升高。其后,回弹弹簧主体29及辅助弹簧26的伸出量(活塞杆16的向缸10的进入量)越大,通路孔120的开口量越大,并且,中间挡块28从回弹弹簧主体29及辅助弹簧26的弹力不发挥作用的規定距离跟前开始移动,以使其将通路孔120全打开。由此,油液逐渐从压力室125流到上室12侧,从下室13经由衰减阀62b而流到上室12的油液的油量减小,衰减力降低。

[0104] 图4表示的是以上构成的第一实施方式的油压回路图。即,在上室12及下室13之间并联地设有伸出侧的衰减阀62a、缩回侧的衰减阀62b及衰减力可变机构65。而且,在衰减力可变机构65的上室12侧设有通过回弹弹簧32控制的可变阻尼孔122。

[0105] 由以上可知,根据第一实施方式,通过限制回弹弹簧工作范围R的衰减力可变机构65的动作,能够抑制衰减力降低。即,与图5中虚线所示的不限制衰减力可变机构65的动作的情况相比,通过限制衰减力可变机构65的动作,如图5中实线所示,能够抑制衰减力降低。其结果是,在车身摇摆时的转弯内侧的缓冲器中,能够使完全伸出到全回弹附近之后的衰减力的上升响应性提高。这样就能够进一步详细地控制衰减力特性,能够改善搭载车辆的转向操作稳定性及乘坐舒适度。

[0106] 即,对于衰减力可变机构65而言,为了重视直行时的乘坐舒适度,可在相对于与弹簧上共振频率以上的频率相当的高频输入而较大地取衰减力降低率的设定上下功夫。但是,具有如下性质,即,当增大衰减力降低率而过于增强衰减力可变机构65的频率感应的功能时,作为其反面,相对于接近乘坐舒适度切换为软的截止频率的弹簧上共振附近的低频输入,衰减力的上升响应变差,导致弹簧上的减振性变差。因而,如上所述,在回弹弹簧工作范围R内,通过缩小可变阻尼孔122且减弱频率感应的功能,可得到以下的效果。即,图6中实线表示弹簧上共振频率的衰减力李沙育波形。另外,图6中虚线表示不减弱频率感应功能的情况。于是可知,如图6中范围A所示,衰减力的上升响应性良好,且弹簧上的减振性提高。

[0107] 图7A~图7C是用于验证上述效果的模拟结果。图7A表示搭载车辆的转向角。图7B表示转弯内侧的弹簧上的上下加速度。图7C表示转弯内侧的弹簧上的上下位移。该分析是在如图7A所示从直行时到左转弯(相当于55km/h、0.4G的转向角)后原封不动的状态下的转弯中输入了如图7C中点划线所示路面输入($\pm 5\text{mm}$ 、2Hz)的情况的模拟。与图7B中虚线所示的不限制衰减力可变机构65的工作的情况相比,如图7B中实线所示,通过限制衰减力可变机构65的工作,转弯内侧的弹簧上的上下加速度被从范围B1抑制到范围B2。另外,与图7C中虚线所示的不限制衰减力可变机构65的工作的情况相比,转弯内侧的弹簧上的上下位移的大小也通过限制衰减力可变机构65的工作被抑制为如图7C中实线所示。因而可知,弹簧上的减振性提高。其结果是,能够改善搭载车辆的乘坐舒适度。

[0108] 由以上可知,根据本实施方式,在回弹弹簧32不工作的搭载车辆的直行时,能够充分发挥频率感应的功能而提高乘坐舒适度。在回弹弹簧32工作的转向操作时,通过提高衰减力上升的响应性而提高对来自路面或转向操作的大输入的弹簧上减振性,能够提高操纵稳定性。还能够防止弹簧常数的增大造成的弹簧上减振性变差。

[0109] 在上述的特开2006-177531号公报记载的缓冲器中,当回弹弹簧缩短时,固定于活塞杆的弹簧座的柱塞与相对于活塞杆可动侧的弹簧座嵌合,在与活塞杆之间形成油室。该缓冲器构成为,通过使油液从该油室经由形成于柱塞的阻尼孔而流出,产生流体力,降低回弹时的冲击及噪音。

[0110] 与此相对,第一实施方式采用在与上室12连通的通路130上设有通过活塞11的移动使压力室125的容积可变的自由活塞87而感应到频率使衰减力可变的构成,在该构成中,在通路130上设有通过回弹弹簧32使面积可变的可变阻尼孔122。换言之,采用可依赖于回弹弹簧32的伸缩量来调节可变阻尼孔122的面积的结构。由此,能够在回弹弹簧32的工作对范围内对根据输入频率使衰减力下降的频率感应功能的强弱进行调节,且能够使衰减力特性可变。其结果是,能够进行回弹弹簧32工作时的弹簧上减振的调节。因此,能够进一步详细地控制衰减力特性。

[0111] 具体而言,可变阻尼孔122在活塞杆16向伸出方向移动时由回弹弹簧32以面积减小的方式来调节。因此,在回弹弹簧32的工作范围内,活塞杆16越向伸出方向移动,越限制油液相对于压力室125的出入,频率感应的功能越弱,在连接上室12和下室13且具有衰减阀62a、62b的通路60a、60b内流动的液体量越上升。因此,能够抑制回弹弹簧32工作造成的衰减力降低。由此,转向操作时的衰减力上升的响应性提高,对来自路面的低频输入的弹簧上减振性提高。

[0112] 另外,可变阻尼孔122在活塞杆16向伸出方向移动时由回弹弹簧32以面积减小的方式来调节。因此,回弹弹簧32的弹力越大,越限制油液相对于压力室125的出入,越能够减弱频率感应的功能。因此,回弹弹簧32的弹力越大,越能够使油液较多地流到设有衰减阀62a、62b的通路60a、60b,越能够使衰减力上升。

[0113] (第二实施方式)

[0114] 接着,主要基于图8~图10且以与第一实施方式不同的部分为中心对第二实施方式进行说明。另外,关于与第一实施方式共同的部位,用同一称呼、同一符号来表示。

[0115] 在第二实施方式中,在活塞主体14的下室13侧的端部且在伸出侧的通路60a的一端开口位置的外侧形成有环状的内侧阀座部140a。在该内侧阀座部140a的径方向的外侧形成有轴方向的高度比内侧阀座部140a高且环状的外侧阀座部141a。外侧阀座部141a的与插通孔68相反侧成为轴线方向高度比阀座部141a低且与第一实施方式同样的环状的台阶部72b。缩回侧的通路60b的下室13侧在该台阶部72b的位置开口。在内侧阀座部140a且在不与通路60a连通的位置形成有沿径方向贯通的通路槽142a。

[0116] 在活塞主体14的上室12侧的端部且在缩回侧的通路60b的一端开口位置的外侧形成有环状的内侧阀座部140b。在该内侧阀座部140b的径方向的外侧形成有轴方向的高度比内侧阀座部140b高且环状的外侧阀座部141b。外侧阀座部141b的与插通孔68相反侧成为轴线方向高度比阀座部141b低且与第一实施方式同样的环状的台阶部72a。伸出侧的通路60a的上室12侧在该台阶部72a的位置开口。在内侧阀座部140b且在不与通路60b连通的位置形

成有沿径方向贯通的槽142b。

[0117] 在活塞主体14和阀限制部件77a之间设有与内侧阀座部140a抵接的内侧圆盘143a、与外侧阀座部141a抵接的外侧圆盘144a。另外,在活塞主体14和阀限制部件77b之间也设有与内侧阀座部140b抵接的内侧圆盘143b、与外侧阀座部141b抵接的外侧圆盘144b。

[0118] 内侧圆盘143a和内侧阀座部140a构成圆盘阀即伸出侧的衰减阀(第一衰减阀)145a。在衰减阀145a且在内侧圆盘143a和内侧阀座部140a之间形成有固定阻尼孔(第一固定阻尼孔)147a。固定阻尼孔147a即使内侧圆盘143a和内侧阀座部140a处于抵接状态,也使通路60a与内侧阀座部140a外侧的中间室146a连通。固定阻尼孔147a由形成于阀座部140a的槽或形成于内侧圆盘143a开口形成。

[0119] 在活塞杆16沿径方向形成有使通路孔121与通路槽142a连通的作为阻尼孔的通路孔150。由该通路孔150、通路槽142a和中间室146a构成的活塞内通路151始终处于连通状态。

[0120] 外侧圆盘144a和外侧阀座部141a构成圆盘阀即伸出侧的衰减阀(第二衰减阀)148a。在衰减阀148a且在外侧圆盘144a和外侧阀座部141a之间形成有固定阻尼孔(第二固定阻尼孔)149a。固定阻尼孔149a即使外侧圆盘144a和外侧阀座部141a处于抵接状态,也使中间室146a与下室13连通。固定阻尼孔149a由形成于外侧阀座部141a槽或形成于外侧圆盘144a的开口形成。

[0121] 由以上可知,活塞内通路151经由具有通路孔120和通路孔121的通路130和衰减阀145a、148a可使上室12和下室13连通。内侧的衰减阀145a及外侧的衰减阀148a串联地配置于活塞内通路151而在伸出行程中产生衰减力。活塞内通路151通过通路孔150和通路槽142a,使内侧的衰减阀145a和外侧的衰减阀148a之间的中间室146a与可变阻尼孔122的下游侧连通。

[0122] 缩回侧的中间室146b不与由通路孔120和通路孔121构成的通路130连通。因而,缩回侧的内侧圆盘143b及内侧阀座部140b和外侧圆盘144b及外侧阀座部141b构成圆盘阀即缩回侧的一个衰减阀145b。在内侧的衰减阀145b且在内侧圆盘143b和内侧阀座部140b之间形成有固定阻尼孔147b。固定阻尼孔147b即使内侧圆盘143b和内侧阀座部140b处于抵接状态,也使通路60b与内侧阀座部140b的外侧的中间室146b连通。固定阻尼孔147b由形成于阀座部140a的槽或形成于内侧圆盘143a的开口形成。另外,在外侧圆盘144b和外侧阀座部141b之间也形成有固定阻尼孔149b。固定阻尼孔149b即使外侧圆盘144b和外侧阀座部141b处于抵接状态,也使中间室146b与上室12连通。固定阻尼孔149b由形成于外侧阀座部141b的槽或形成于外侧圆盘144b的开口形成。

[0123] 以上构成的第二实施方式在回弹弹簧工作范围R以外,且在活塞杆16向伸出侧移动的伸出行程中,上室12的油液经由通路130和活塞内通路151而穿过外侧的衰减阀148a流到下室13。与此同时,上室12的油液经由通路60a而穿过内侧的衰减阀145a及外侧的衰减阀148a流到下室13。另外,经由通路130可导入衰减力可变机构65的压力室125。因而,衰减力下降。

[0124] 与此相对,在回弹弹簧工作范围R内,当可变阻尼孔122的通路孔120由中间挡块28封堵时,与第一实施方式同样,根据其封堵量,相对衰减力可变机构65的从上室12经由通路130的油液的导入进行限制。由此,衰减力可变机构65的功能减弱。并且,从上室12经由通路

130及活塞内通路151而穿过外侧的衰减阀148a的油液也受限制。因此,来自上室12的油液的大部分都经由通路60a而穿过内侧的衰减阀145a及外侧的衰减阀148a流到下室13。衰减力上升。

[0125] 图9表示的是以上构成的第二实施方式的油压回路图。在图9所示的油压回路图中,在伸出侧串联地设置内侧的衰减阀145a和外侧的衰减阀148a。而且,内侧的衰减阀145a和外侧的衰减阀148a之间的可变阻尼孔122的下游侧经由活塞内通路151而连通。

[0126] 以上,根据第二实施方式,内侧的衰减阀145a和外侧的衰减阀148a之间的中间室146a和可变阻尼孔122的下游侧连通。因此,与第一实施方式同样,能够对回弹弹簧工作范围R内的衰减力可变机构65的工作进行限制,除此以外,还能够对伸出侧的一外侧的衰减阀148a的流路进行限制,从而进一步使衰减力上升。因而,与第一实施方式相比,能够更高效地使弹簧上减振性上升,能够实现进一步的操纵稳定性及乘坐舒适度的改善。

[0127] 图10是针对可变阻尼孔122的每一种流路面积来表示第二实施方式的衰减力相对于频率的特性的图。在图10中,流路面积小的情况为线C1,流路面积中间的情况为C2,流路面积大的情况为线C3。如图10所示,可根据可变阻尼孔122的流路面积,以该流路面积越小越向低频侧的方式变更乘坐舒适度切换为软的截止频率 F_{c1} 、 F_{c2} 、 F_{c3} 。另外,伸出侧的衰减力频率特性通过封闭可变阻尼孔122,即使相对于在衰减力可变机构65中不变化的弹簧上共振频率 F_u 以下的低频率,也能够使衰减力上升。

[0128] 另外,采用如下构成,即,将具有固定阻尼孔147a的内侧的衰减阀145a和具有固定阻尼孔149a的外侧的衰减阀148a串联地配置,这些衰减阀145a及衰减阀148a之间和可变阻尼孔122的下游侧连通。由此,能够用可变阻尼孔122对导入串联地并列着的内侧的衰减阀145a和外侧的衰减阀148a之间的油液的量进行调节,因此能够容易地变更开阀特性。

[0129] 在第二实施方式中,伸出侧使用具有内侧阀座部140a及外侧阀座部141a的双重片的衰减阀145a及衰减阀148a。由此,不延长活塞11的轴方向的长度,就能够得到所希望的特性。另外,尽管活塞11的轴方向的长度长,也可以采用两个衰减阀串联地配置而成的两层的衰减阀。

[0130] (第三实施方式)

[0131] 接着,主要基于图11~图12且以与第二实施方式不同的部分为中心对第三实施方式进行说明。另外,关于与第二实施方式共同的部位,用同一称呼、同一符号来表示。

[0132] 在第三实施方式中,弹簧座24不是设置在护圈23和中间挡块28之间,而是设置在护圈23和活塞11之间。在第三实施方式中,中间挡块28直接与护圈23抵接。在弹簧座24上形成有从凸缘部41的外周缘部向活塞11的方向突出的圆环状的阀按压部155。弹簧座24从活塞11相反侧与缩回侧的衰减阀145b的外侧圆盘144b抵接。外侧圆盘144b边经由该弹簧座24推压回弹弹簧32等边开启。

[0133] 在以上构成的第三实施方式中,在活塞杆16向缩回侧移动的缩回行程中,在衰减阀145b开阀时,需要使与弹簧座24的阀按压部155抵接的外侧圆盘144b及其内侧的内侧圆盘143b按压弹簧座24而相对于活塞杆16移动。在回弹弹簧工作范围R以外,弹簧座24基本上不受回弹弹簧32的弹力。因此,衰减阀145b的内侧圆盘143b及外侧圆盘144b开启,同时经由通路60b从下室13流到上室12的油液易流动。因而,衰减力下降。

[0134] 与此相对,在回弹弹簧工作范围R内,在活塞杆16向缩回侧移动的缩回行程中,构

成回弹弹簧32的回弹弹簧主体29及辅助弹簧26缩回。由此,它们的弹力从弹簧座24的阀按压部155施加于外侧圆盘144b及其内侧的内侧圆盘143b。因此,衰减阀145b的内侧圆盘143b及外侧圆盘144b开启的同时,经由通路60b而从下室13流到上室12的油液难以流动。因而,衰减力上升。并且,活塞杆16越位于完全伸出侧,回弹弹簧主体29及辅助弹簧26的向衰减阀145b的外侧圆盘144b及内侧圆盘143b弹力越高。因而,衰减力上升。

[0135] 图12表示的是以上构成的第三实施方式的油压回路图。如图12所示,在本实施方式中,回弹弹簧32除控制可变阻尼孔122以外,还控制缩回侧的衰减阀145b。

[0136] 由上述可知,根据第三实施方式,在回弹弹簧工作范围R内,与第二实施方式同样,能够对衰减力可变机构65的工作进行限制,并且能够对从上室12向伸出侧的衰减阀148a的流路进行限制,从而提高伸出行程的衰减力。另外,在本实施方式中,除上述的效果以外,还能够提高缩回侧的衰减阀62b的衰减力。因而,与第二实施方式相比,能够更高效地提高弹簧上减振性,能够实现进一步的操纵稳定性及乘坐舒适度的改善。

[0137] (第四实施方式)

[0138] 接着,主要基于图13~图15且以与第三实施方式不同的部分为中心对第四实施方式进行说明。另外,关于与第一、第三实施方式共同的部位,用同一称呼、同一符号来表示。

[0139] 在第四实施方式中,在缩回侧具有与第一实施方式大致同样的衰减阀62b。在本实施方式中,第三实施方式的弹簧座24的阀按压部155与该衰减阀62b的圆盘75b抵接。

[0140] 在第四实施方式中,对中间挡块28的远离护圈23的方向的移动进行限制的挡环190与活塞杆16卡合。而且,在活塞杆16且在挡环190的与护圈23相反侧,沿活塞杆16的径方向形成有通路孔191,以使通路孔121始终与上室12连通。另外,在活塞杆16且在挡环190的与通路孔191相反侧,沿活塞杆16的径方向形成有通路孔192,以使通路孔121可与上室12连通。该通路孔192在中间挡块28处于与挡环190抵接的状态时,由中间挡块28封堵。另外,通路孔192当中间挡块28移动到护圈23侧时开启。

[0141] 通路孔191、192构成使上室12和衰减力可变机构65的压力室125连通的通路130。中间挡块28和通路孔191、192构成设置于通路130的可变阻尼孔193。可变阻尼孔193的面积在活塞杆16向伸出方向移动时,由回弹弹簧32来调节。中间挡块28在活塞杆16向伸出方向移动且回弹弹簧32缩回时,向护圈23侧移动而将通路孔192开启。即,可变阻尼孔193在活塞杆16向伸出方向移动时,通过回弹弹簧32以面积增大的方式来调节。

[0142] 另外,在第四实施方式中,在伸出侧设有衰减力产生机构195。第四实施方式的衰减力产生机构195从轴方向的上室12侧即活塞主体14侧起依次具有小径的圆盘200、直径比其大的衰减阀主体202、阀部件203、小径的圆盘阀205、直径比其大的圆盘阀206、与上述同样的阀限制部件77a。圆盘阀200和衰减阀主体202构成衰减阀208。衰减阀208设置于活塞主体14的通路60a和阀部件203的通路215之间。衰减阀208对通过活塞11的滑动而产生的油液的流动进行限制而产生衰减力。即,衰减阀208为圆盘阀。另外,作为衰减阀208,也可以使用圆盘阀以外的例如提升阀。

[0143] 阀部件203具有沿着轴正交方向的有孔圆板状的底部210、形成于底部210的内周侧的沿着轴方向的圆筒状的内侧圆筒状部211、形成于底部210的外周侧的沿着轴方向的圆筒状的外侧圆筒状部212。在底部210形成有沿轴方向贯通的多个贯通孔213。在贯通孔213的外侧形成有圆环状的小径阀座部214,所述圆环状的小径阀座部214向轴方向突出。包含

多个贯通孔213的该阀部件203的内侧圆筒状部211和外侧圆筒状部212之间的空间通过与活塞主体14的通路60a连通,可将上室12和下室13连通。该空间构成通过活塞11的向上室12侧的移动而油液从上室12向下室13流出的通路(第一通路)215。另外,在外侧圆筒状部212且在其轴方向的下室13侧形成有圆环状的大径阀座部216。

[0144] 衰减阀208其衰减阀主体202设置于活塞主体14的通路60a和阀部件203的通路215之间,对通过活塞11的滑动而产生的油液的流动进行限制,产生衰减力。衰减阀主体202由可落座于活塞主体14的阀座部71a的有孔圆板状的圆盘222、固定于圆盘222的与活塞主体14相反的外周侧的由橡胶材料构成的圆环状的密封部件223构成。密封部件223与阀部件203的外侧圆筒状部212的内周面接触,将衰减阀主体202和阀部件203的外侧圆筒状部212之间的间隙密封。阀部件203的外侧圆筒状部212、底部210及内侧圆筒状部211和衰减阀主体202之间的空间成为使内压沿与阀座部71a抵接的闭阀方向作用于衰减阀主体202的背压室225。另外,衰减阀主体202当离开活塞主体14的阀座部71a而开启时,使来自通路60a的油液经由活塞主体14和阀部件203之间的径方向的流路227流到下室13。

[0145] 小径的圆盘阀205形成为可落座于阀部件203的小径阀座部214的环状。大径的圆盘阀206形成为可落座于阀部件203的大径阀座部216的环状。当圆盘阀205离开小径阀座部214且圆盘阀206离开大径阀座部216时,背压室225敞开。阀限制部件77a对圆盘阀206的向开启方向的规定以上的变形进行限制。在圆盘阀205和阀部件203的小径阀座部214之间形成有始终开口的排出阻尼孔229。在圆盘阀206和阀部件203的大径阀座部216之间也形成有始终开口的排出阻尼孔230。

[0146] 在阀部件203的内侧圆筒状部211形成有沿径方向贯通的通路槽231。活塞杆16的作为阻尼孔的通路孔150与该通路槽231连通。通路孔150及通路槽231成为将油液从缸10内的上室12导入背压室225的背压室流入油路232。

[0147] 以上构成的第四实施方式在回弹弹簧工作范围R以外,且在活塞杆16向伸出侧移动的伸出行程中,在活塞速度慢时,来自上室12的油液经由包含背压室流入油路232及背压室225在内的通路215、形成于阀部件203的小径阀座部214及圆盘阀205之间的始终开口的未图示的排出阻尼孔、形成于阀部件203的大径阀座部216及圆盘阀206之间的始终开口的未图示的排出阻尼孔而流到下室13。由此,产生阻尼特性(衰减力与活塞速度的平方大致成正比)的衰减力。因此,衰减力相对于活塞速度的特性相对于活塞速度的上升而言,衰减力的上升率较高。另外,当活塞速度快时,来自上室12的油液经由包含背压室流入油路232及背压室225在内的通路215,边开启圆盘阀205、206,边穿过圆盘阀205和小径阀座部214之间,且穿过圆盘阀206和大径阀座部216之间而流到下室13。由此,产生阀特性(衰减力与活塞速度大致成正比)的衰减力。因此,衰减力相对于活塞速度的特性相对于活塞速度的上升而言,衰减力的上升率稍下降。

[0148] 另外,当活塞速度进一步达到高速区域时,作用于衰减阀208的力(油压)的关系为,从通路60a施加的开启方向的力比穿过背压室流入油路232而从背压室225施加的关闭方向的力大。因而,在该区域,衰减阀208随着活塞速度的增大而开启。由此,除使油液从圆盘阀205和小径阀座部214之间穿过圆盘阀206和大径阀座部216之间的向下室13的流动以外,还经由活塞主体14和阀部件203之间的流路227而流到下室13,因此可抑制衰减力上升。此时的衰减力相对于活塞速度的特性相对于活塞速度的上升而言,几乎没有衰减力的上升

率。

[0149] 另外,在冲击发生后,为与发生时同等的频率,振幅减小,活塞速度变慢。在该区域,作用于衰减阀208的力的关系为,从通路60a施加的开启方向的力比穿过背压室流入油路232而从背压室225施加的关闭方向的力小,衰减阀208向闭阀方向移动。因而,衰减阀208开阀实现的从上室12向下室13的流动减少,从圆盘阀205和小径阀座部214之间穿过圆盘阀206和大径阀座部216之间的向下室13的流动成为主体,衰减力相对于活塞速度上升的上升率上升。由此,可抑制冲击发生后的弹簧下的波动。

[0150] 与以上相对,在回弹弹簧工作范围R内,通过中间挡块28向护圈23侧移动,通路孔192开启,可变阻尼孔193除以通路孔191的开口量以外还以通路孔192的开口量使油液向通路130流通。由此,使上室12和压力室125连通的通路130的流路面积扩大,衰减力可变机构65的频率感应功能升高。此外,与第三实施方式同样,在缩回行程中,衰减力升高,在此基础上,在伸出行程中,也使通路130的流路面积扩大。由此,作用于衰减力产生机构195的衰减阀208的力的关系为,穿过背压室流入油路232而从背压室225施加的关闭方向的力比从通路60a施加的开启方向的力强。因此,衰减阀208被进一步向闭阀方向按压,衰减力升高。即,在回弹弹簧工作范围R内,衰减力可变机构65的频率感应功能增强,在伸出侧及缩回侧这两个方向上,衰减力都升高。

[0151] 图14表示的是以上构成的第四实施方式的油压回路图。如图14所示,在本实施方式中,在伸出侧设有上述的衰减力产生机构195。

[0152] 根据上述的第四实施方式,可变阻尼孔193采用在活塞杆16向伸出方向移动时通过回弹弹簧32以面积增大的方式来调节的构成。由此,回弹弹簧32的弹力越大,越能够使油液相对于衰减力可变机构65的压力室125的出入增多。因此,在回弹弹簧工作范围R内,能够增强感应到频率而使衰减力可变的机构。因而,能够使回弹弹簧工作范围R内的衰减力可变机构65的频率感应功能增强,从而能够在回弹弹簧工作范围R内的伸出侧及缩回侧这两个方向上提高衰减力。

[0153] 图15是针对可变阻尼孔193的每一种流路面积来表示第四实施方式的衰减力相对于频率的特性的图。在图15中,流路面积按线D1、线D2、线D3、线D4的顺序增大。如图15所示,在伸出侧的衰减力频率特性中,在回弹弹簧工作范围R内,可变阻尼孔193的流路面积越大,与第三实施方式同样,在衰减力可变机构65的频率感应功能中不变化的弹簧上共振频率 F_u 以下的低频区域的衰减力越上升。另一方面,在高频区域,与第三实施方式相反,由于回弹弹簧工作范围R内的衰减力可变机构65的频率感应功能升高,因此衰减力降低。另外,缩回侧的特性也在低频率时衰减力上升,但在高频率时,回弹弹簧工作范围R的衰减力的上升率降低。而且,衰减力的可变幅度相对于流路面积最小时的可变幅度 W_1 而言,流路面积最大时的可变幅度 W_2 大。

[0154] 通过这种功能,在回弹弹簧32不工作的直行时,能够使衰减力可变机构65的频率感应功能升高而维持乘坐舒适度。并且,在回弹弹簧32工作的转向操作时,也能够重视相对于来自路面或转向操作的大输入的弹簧上减振性和转向操作稳定性的同时,通过增强频率感应功能,来改善乘坐舒适度。

[0155] (第五实施方式)

[0156] 接着,主要基于图16且以与第一~第四实施方式不同的部分为中心对第五实施方

式进行说明。另外,关于与第一~第四实施方式共同的部位,用同一称呼、同一符号来表示。

[0157] 在第五实施方式中,使用与第一~第四实施方式不同的衰减力可变机构250。与第一~第四实施方式的衰减力可变机构65同样,衰减力可变机构250是通过频率(振动状态)而不从外部控制就能够改变衰减力的频率感应部。衰减力可变机构250相对于第一~第四实施方式中的任一实施方式而言,都可代替衰减力可变机构65。

[0158] 衰减力可变机构250具有盖部件251、壳体253、自由活塞255、螺旋弹簧256、螺旋弹簧257、密封圈258。在盖部件251上形成有与活塞杆16的外螺纹19螺合的内螺纹249。壳体253由以封堵其一端开口侧的方式安装于盖部件251的大致有底圆筒状的壳体主体252构成。自由活塞255可滑动地嵌插于该壳体253内。螺旋弹簧256插装于自由活塞255和壳体253的盖部件251之间。螺旋弹簧256是在自由活塞255相对于壳体253向轴方向的盖部件251侧移动时进行压缩变形的缩回侧的弹性体。螺旋弹簧257插装于自由活塞255和壳体253的壳体主体252之间。螺旋弹簧257是在自由活塞255相对于壳体253向上述相反侧移动时进行压缩变形的伸出侧的弹性体。密封圈258保持于自由活塞255而将与壳体253的间隙密封。螺旋弹簧256为在自由活塞255向一方向移动时进行压缩变形而对自由活塞255的位移产生阻力的阻力要素。螺旋弹簧257为在自由活塞255向另一方向移动时进行压缩变形而对自由活塞255的位移产生阻力的阻力要素。

[0159] 盖部件251以切削加工为主体形式而形成。盖部件251具有:形成有内螺纹249的大致圆筒状的盖圆筒状部261、从该盖圆筒状部261的轴方向的中间部向径方向外侧延伸的圆板状的盖凸缘部262。

[0160] 壳体主体252以切削加工为主体形式而形成。壳体主体252具有在圆筒状部264的轴方向一侧形成有底部265的大致有底圆筒状的形状。在壳体主体252的圆筒状部264的内周面从底部265侧起依次形成有小径圆筒面部266、直径比其大的中间圆筒面部267、直径更大的大径圆筒面部268。在壳体主体252的圆筒状部264且在中间圆筒面部267的位置形成有沿径方向贯通的阻尼孔269。另外,在底部265也形成有沿轴方向贯通的阻尼孔270。

[0161] 盖部件251的盖凸缘部262与这样的壳体主体252的大径圆筒面部268嵌合。在该状态下,通过将壳体主体252的比盖部件251更外侧被铆接,壳体主体252和盖部件251一体化而构成壳体253。

[0162] 自由活塞255以切削加工为主体形式而形成。自由活塞255具有大致圆筒状的活塞筒部274、将该活塞筒部274的轴方向的端部侧封堵的活塞底部275。在活塞筒部274且在活塞底部275相反侧的外周面形成有保持密封圈258的密封槽276。在活塞底部275侧的外周面形成有圆环状的环状槽277和从环状槽277穿通到活塞底部275侧的轴方向槽278。

[0163] 自由活塞255在配置于壳体253内的状态下,可滑动地嵌插于壳体主体252的中间圆筒面部257。在自由活塞255的活塞筒部274的内侧,在活塞底部275和盖凸缘部262之间配置有螺旋弹簧256。在壳体主体252的小径圆筒面部266的内侧,在壳体主体252的底部265和活塞底部275之间配置有螺旋弹簧257。通过螺旋弹簧256、257的弹力,自由活塞255位于壳体253内的规定的中立位置。此时,壳体主体252的阻尼孔269与自由活塞255的环状槽277相对。

[0164] 由自由活塞255、壳体主体252的圆筒状部264、盖部件251和密封圈258围成并与通路孔121连通的部分构成可与上室12(图16中,未图示)连通的压力室280。由自由活塞255、

壳体主体252的底部265侧和密封圈258围成的部分构成经由阻尼孔270而与下室13连通的下室连通室281。

[0165] 在第五实施方式的衰减力可变机构250中,例如,在伸出行程中,如果处于可将上室12侧的油液经由通路130导入压力室280的状态,则通过以下的作用,向下室13排出油液。即,通过上室12的压力上升及下室13的压力下降,使轴方向的上室12侧的螺旋弹簧256伸长;边使轴方向的下室13侧的螺旋弹簧257缩短,边使自由活塞255相对于壳体253向轴方向的下室13侧移动;将上室12侧的油液导入压力室280;从下室连通室281经由阻尼孔270向下室13排出油液。

[0166] 另外,在缩回行程中,如果处于可将油液从压力室280经由通路130排出到上室12侧的状态,则通过以下的作用,向上室12排出油液。即,通过下室13的压力上升及上室12的压力下降,轴方向的下室13侧的螺旋弹簧257伸长;边使轴方向的上室12侧的螺旋弹簧256缩短,边使自由活塞255向轴方向的上室12侧移动;将下室13侧的油液经由阻尼孔270导入下室连通室281;将压力室280的油液经由通路130排出到上室12侧。

[0167] 根据以上的第五实施方式,通过螺旋弹簧256、257,能够对自由活塞255的位移产生阻力,因此能够提高耐久性。

[0168] 根据上述的实施方式,缓冲器具备:封入工作流体的缸、可滑动地嵌装于上述缸内且将该缸内划分为两个室的活塞、与上述活塞连结并且向上述缸的外部延伸的活塞杆、设置于上述缸内且弹性地作用于上述活塞杆而抑制上述活塞杆完全伸出的弹性部件、以通过上述活塞的移动而使工作流体在上述两个室之间流动的方式连通的第一通路、与上述两个室中的一个室连通的第二通路。上述第一通路具有对通过上述活塞的移动而产生的上述工作流体的流动进行抑制而产生衰减力的衰减阀。上述第二通路具有:在上述活塞杆向伸出方向移动时通过上述弹性部件调节面积的可变阻尼孔、与上述可变阻尼孔串联设置的压力室、通过上述活塞的移动使上述压力室的容积可变的自由活塞。即,在与一室连通的第二通路上设有通过活塞的移动使压力室的容积可变的自由活塞而感应到频率使衰减力可变的构成中,在第二通路上设有通过弹性部件使面积可变的可变阻尼孔。由此,能够对感应到频率使衰减力可变的功能的强弱进行调节。因此,可进一步详细地控制衰减力特性。

[0169] 另外,上述可变阻尼孔采用在上述活塞杆向伸出方向移动时由上述弹性部件以面积减小的方式来调节的构成。由此,弹性部件的弹力越大,越能够限制工作流体相对于压力室的出入。因此,弹性部件的弹力越大,越能够使工作流体较多地流到设有衰减阀的第一通路,能够使衰减力上升。

[0170] 另外,上述可变阻尼孔采用在上述活塞杆向伸出方向移动时由上述弹性部件以面积增大的方式来调节的构成。由此,弹性部件的弹力越大,越能够使工作流体相对于压力室的出入增多。因此,能够对感应到频率而使衰减力可变的功能的强弱进行调节。

[0171] 另外,上述衰减阀采用如下构成,即,将具有第一固定阻尼孔的第一衰减阀和具有第二固定阻尼孔的第二衰减阀串联配置,上述第一衰减阀和上述第二衰减阀之间与上述可变阻尼孔的下游侧连通。由此,能够用可变阻尼孔对导入串联并列的第一衰减阀和第二衰减阀之间的工作流体的量进行调节,因此能够变更衰减阀的开阀特性。

[0172] 上述各实施方式对将本发明用于单筒型的油压缓冲器的例子进行了表示,但不局限于此,也可以用于在缸的外周设有外筒且在外筒和缸之间设有贮存室的多筒式油压缓冲

器,可用于所有的缓冲器。另外,在多筒式油压缓冲器的情况下,通过在缸的底部设置将下室和贮存室连通的底阀且在该底阀上设置上述壳体,也能够的底阀上应用本发明。另外,在缸的外部设置与缸内连通的油通路且在该油通路上设置衰减力产生机构的情况下,将上述壳体设置于缸外部。

[0173] 另外,在上述实施方式中,以油压缓冲器为例进行了表示,但作为流体,也可使用水及空气。

[0174] 另外,在上述第一~第四实施方式中,以两个O型密封圈为例进行了表示,但也可以根据需要,以同样的技术思想,设为一个或三个以上。

[0175] 另外,在上述第一~第四实施方式中,作为弹性体,表示了使用橡胶(树脂)制的密封圈的例子,但也可以沿周方向隔开间隔而设置多个橡胶制的球,另外,可用于本发明的弹性体不是在一轴方向上具有弹性的弹性体,如果是相对于多个轴方向都具有弹性的弹性体,也可以不是橡胶。

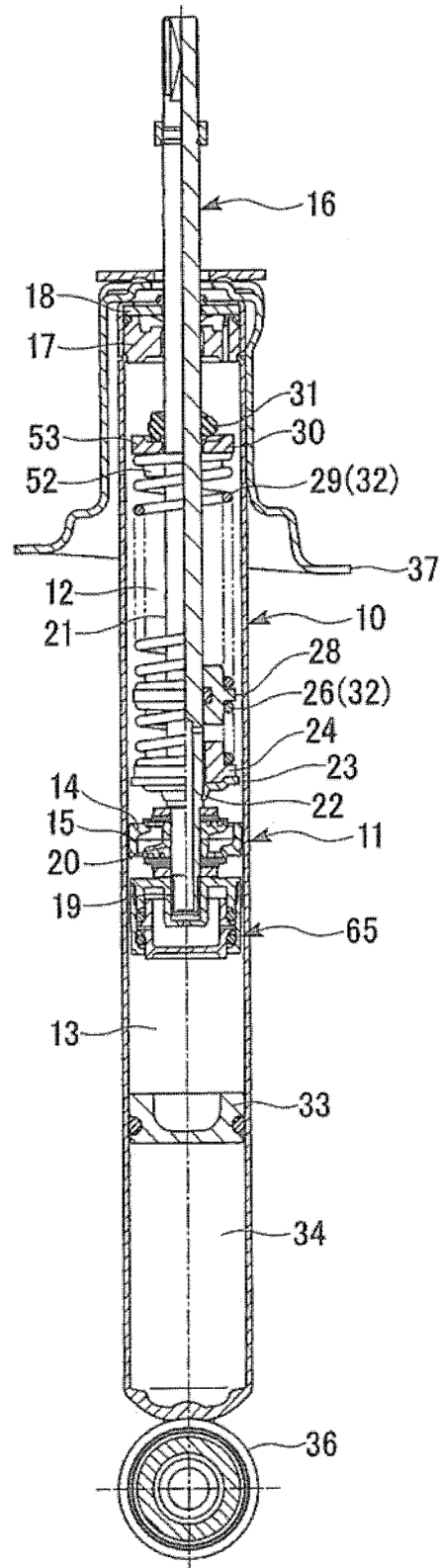


图1

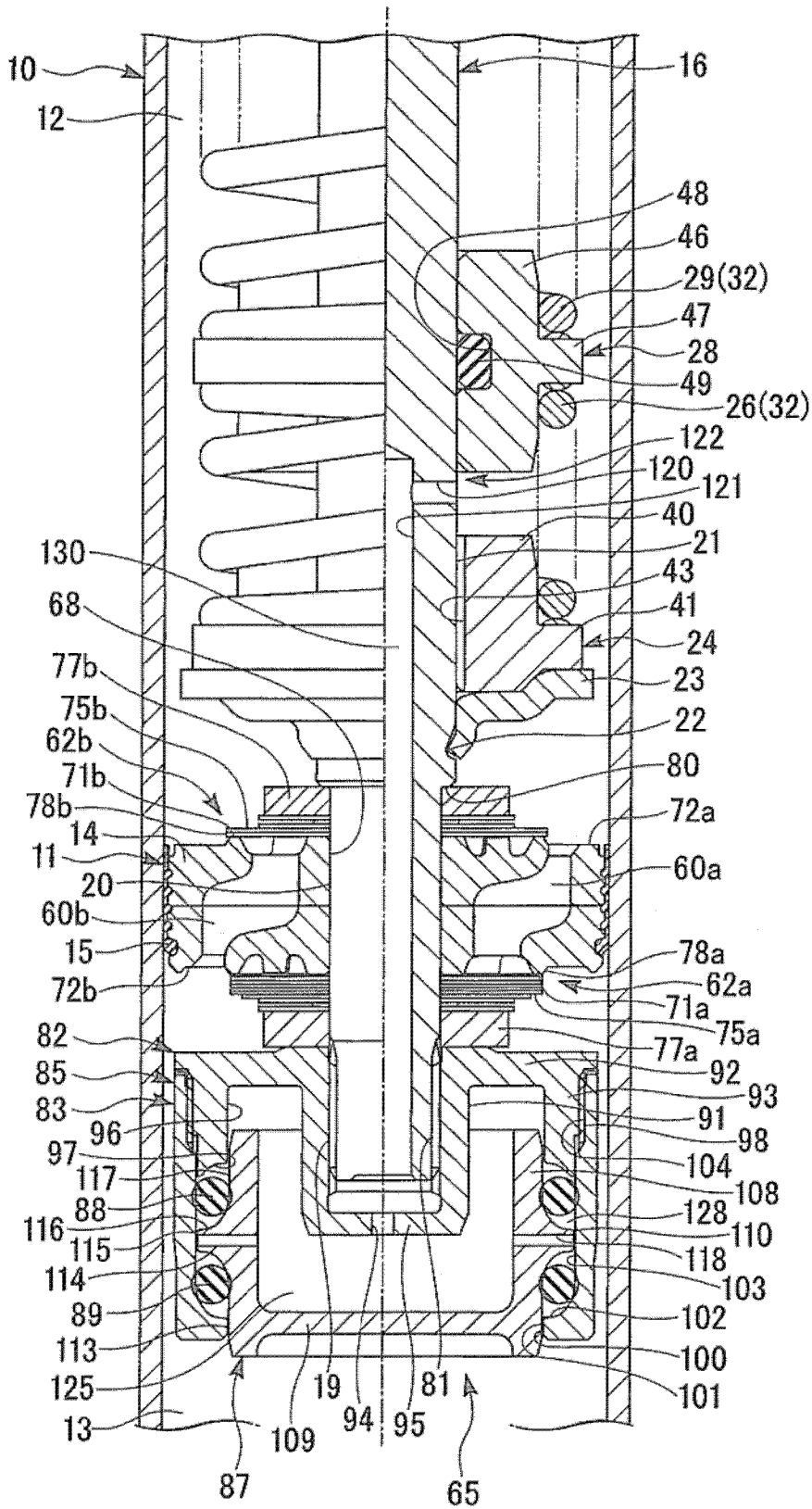


图2

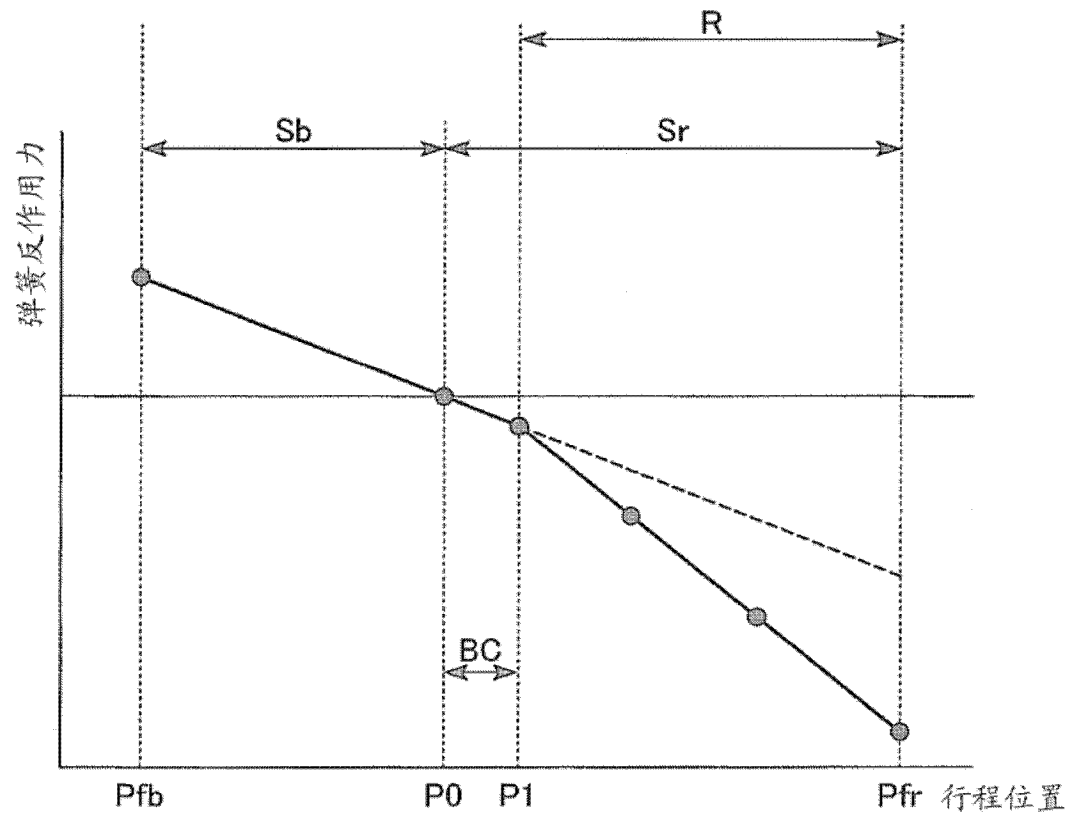


图3

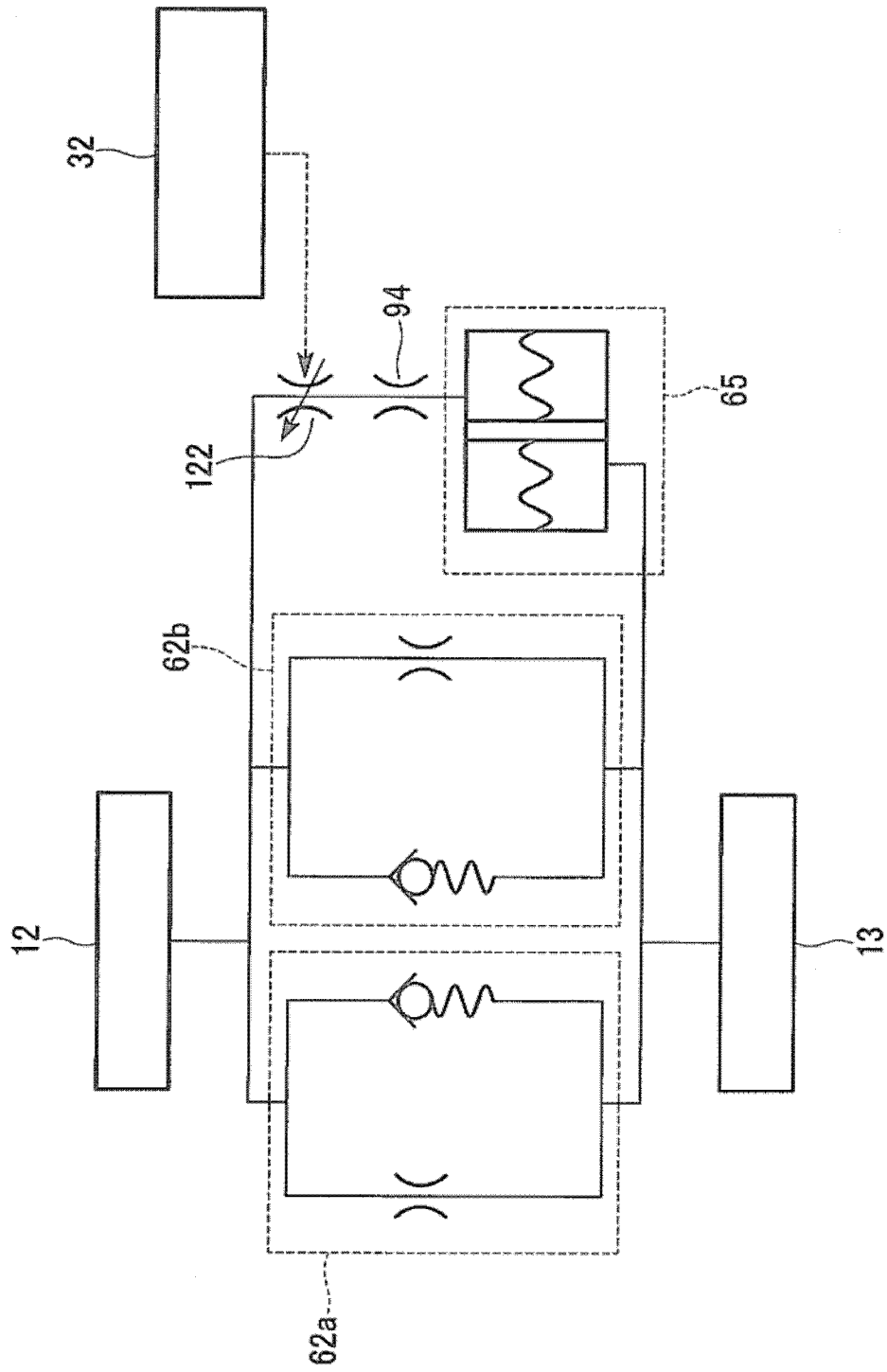


图4

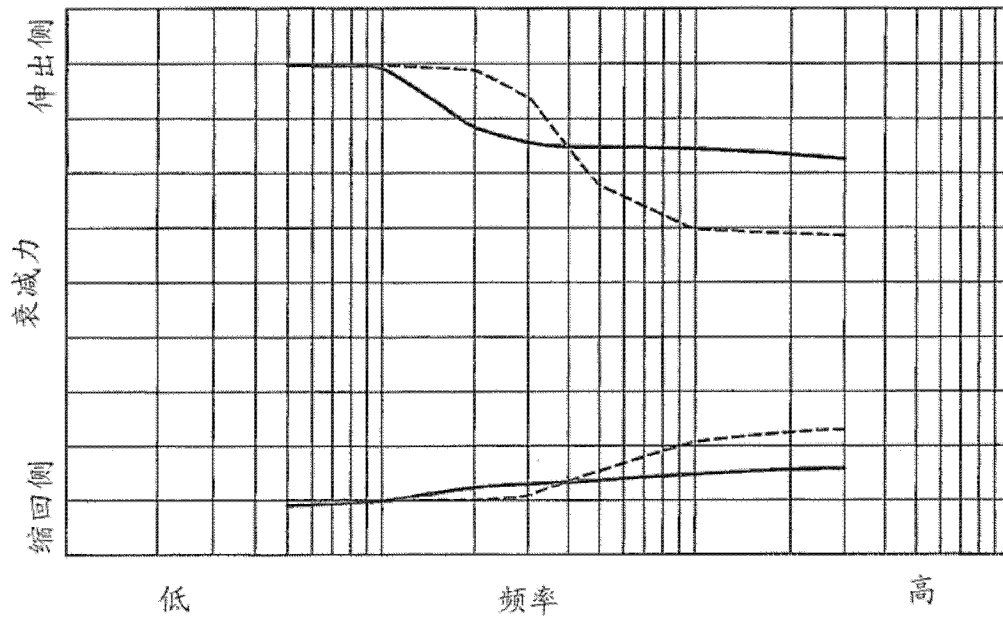


图5

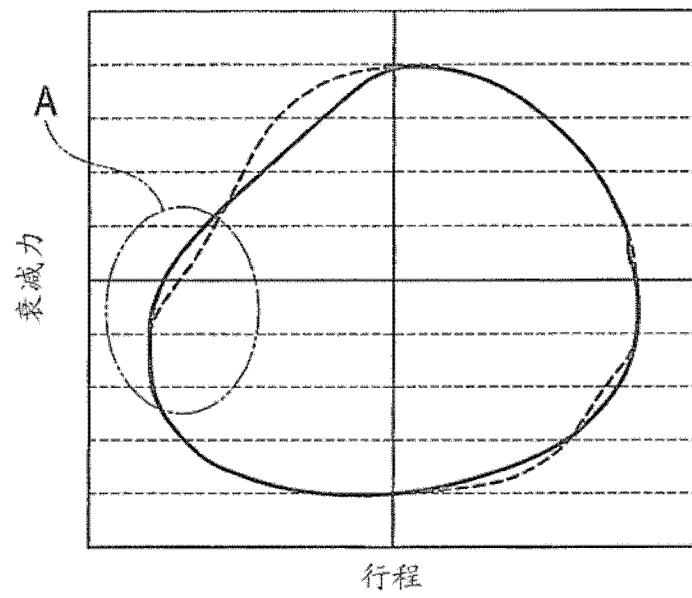


图6

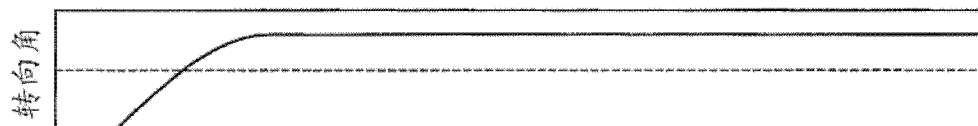


图7A

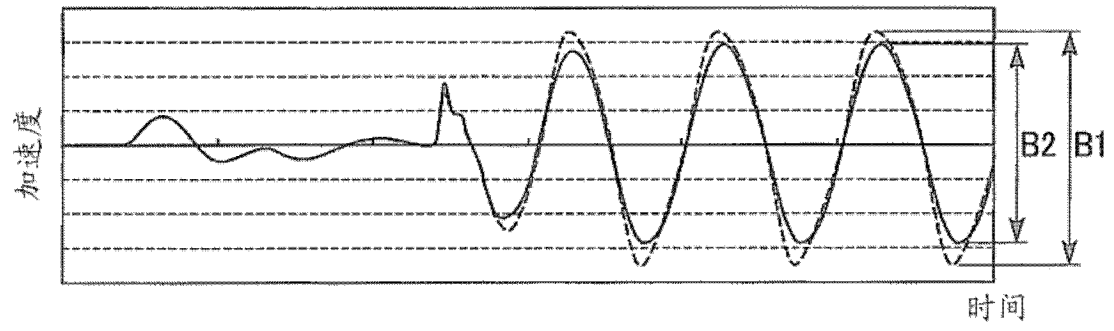


图7B

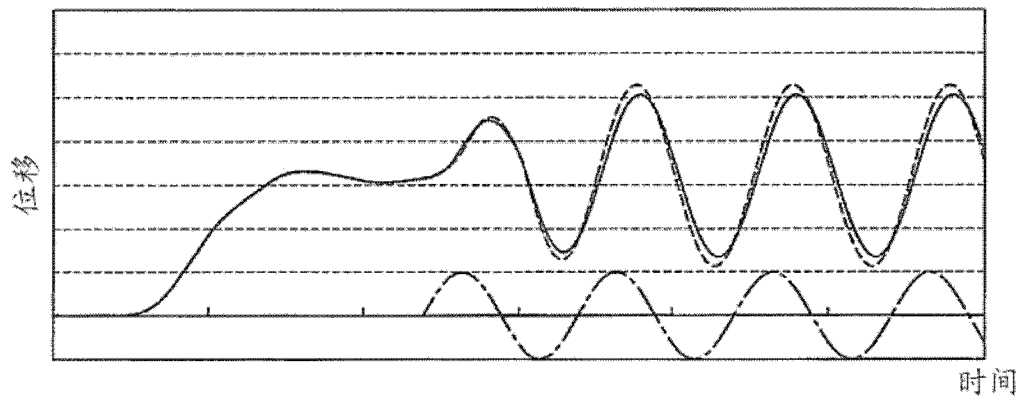


图7C

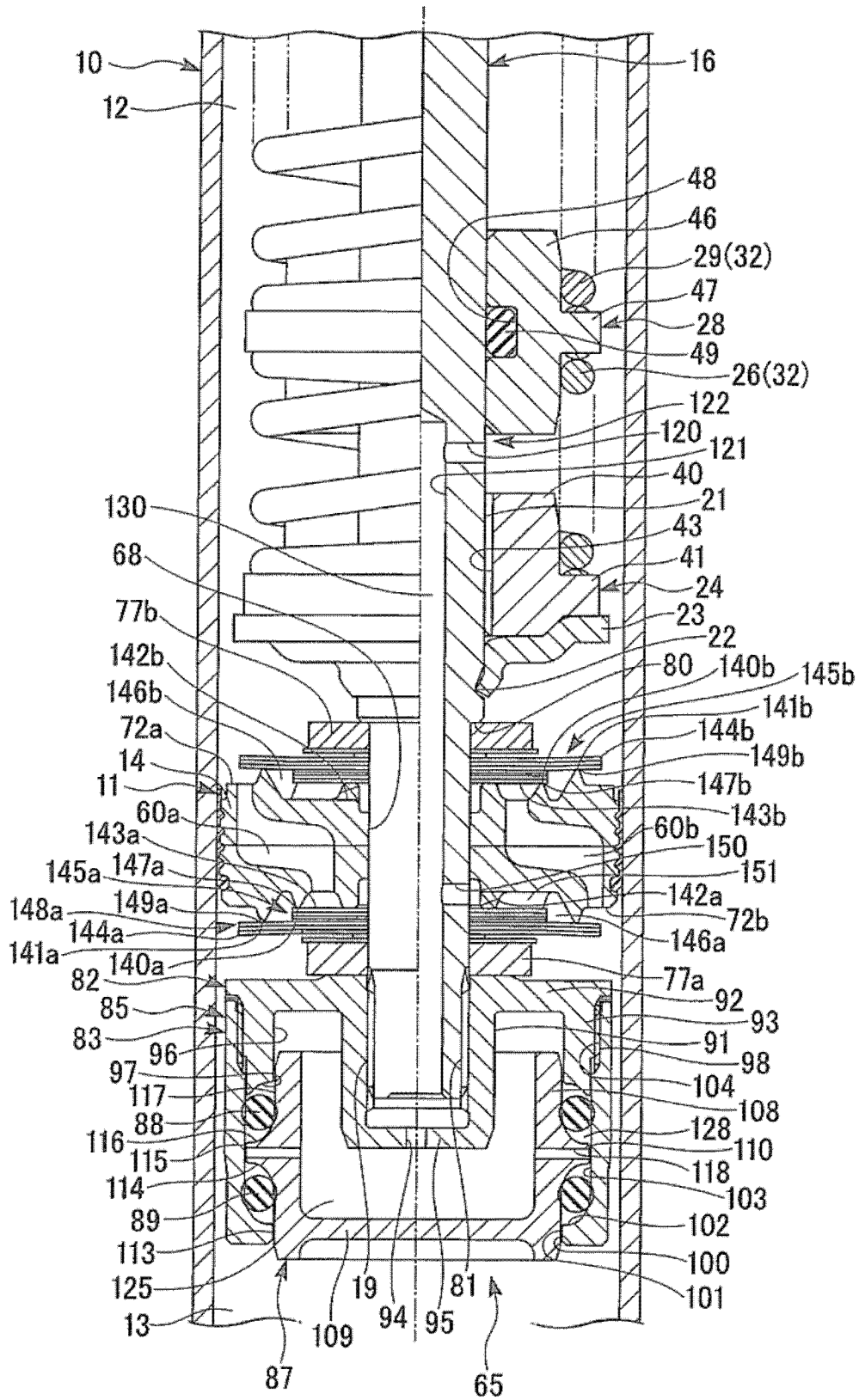


图8

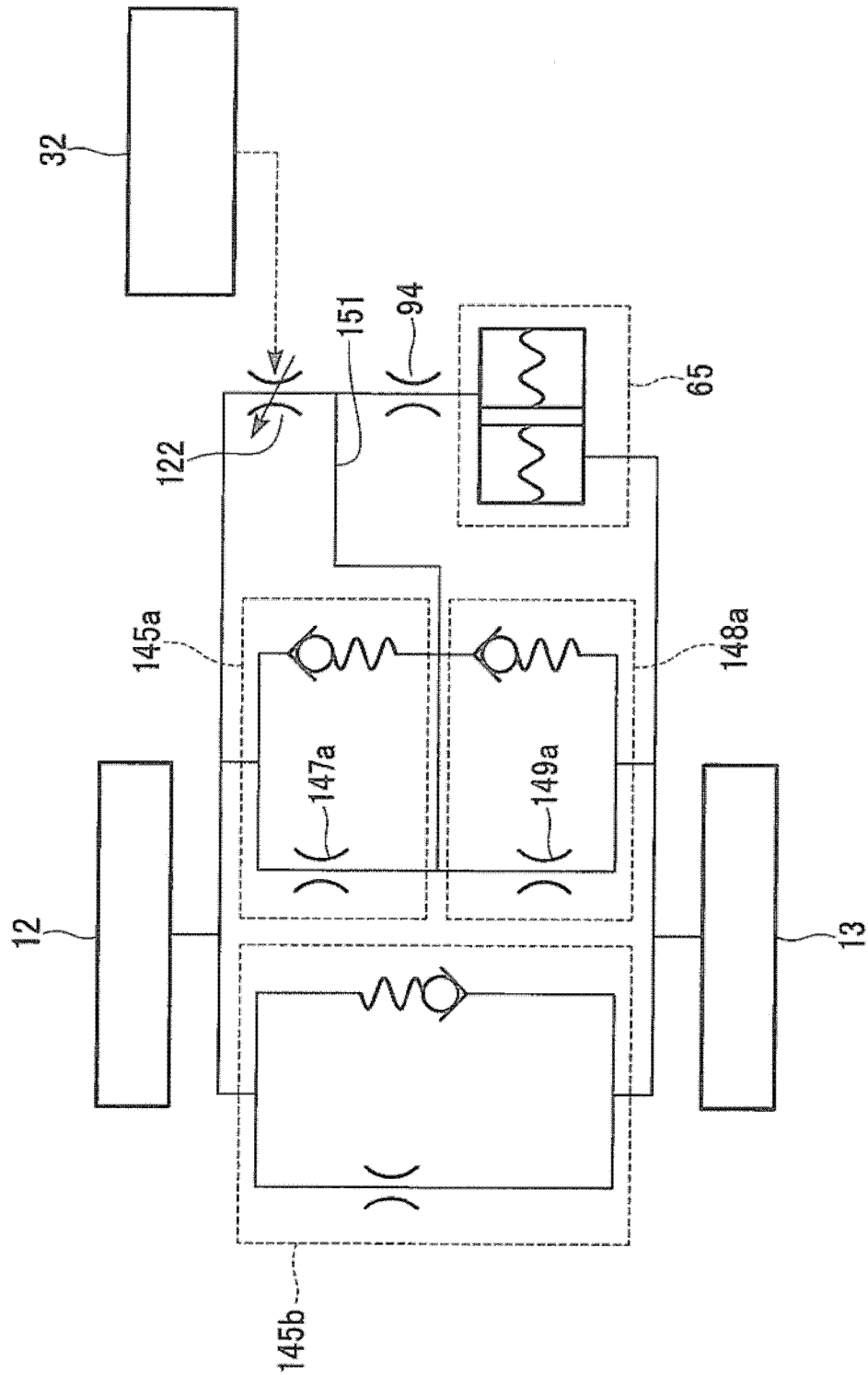


图9

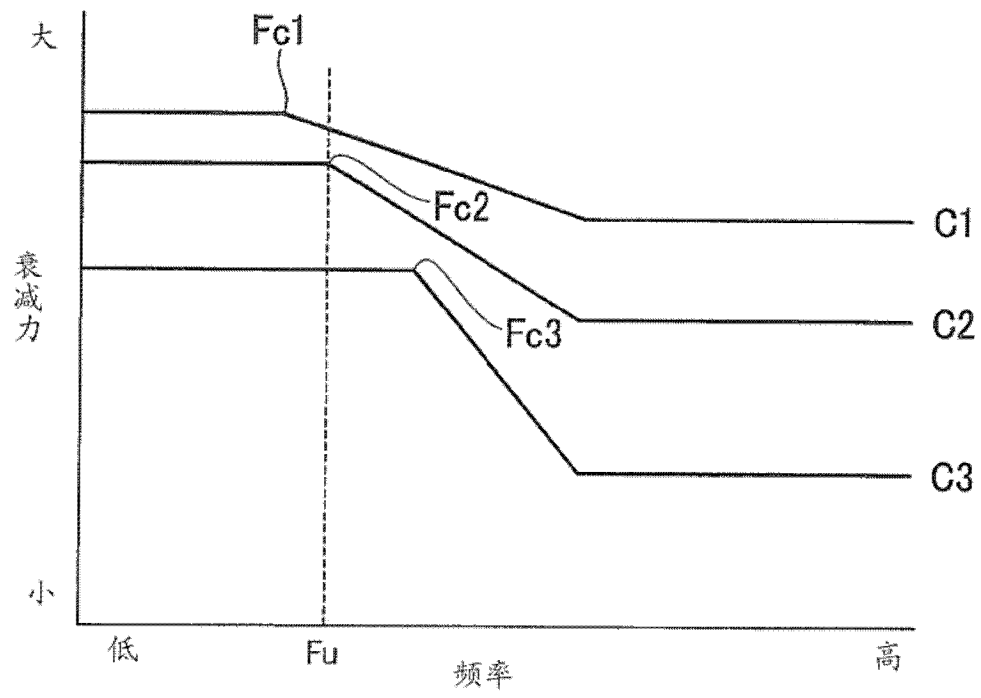


图10

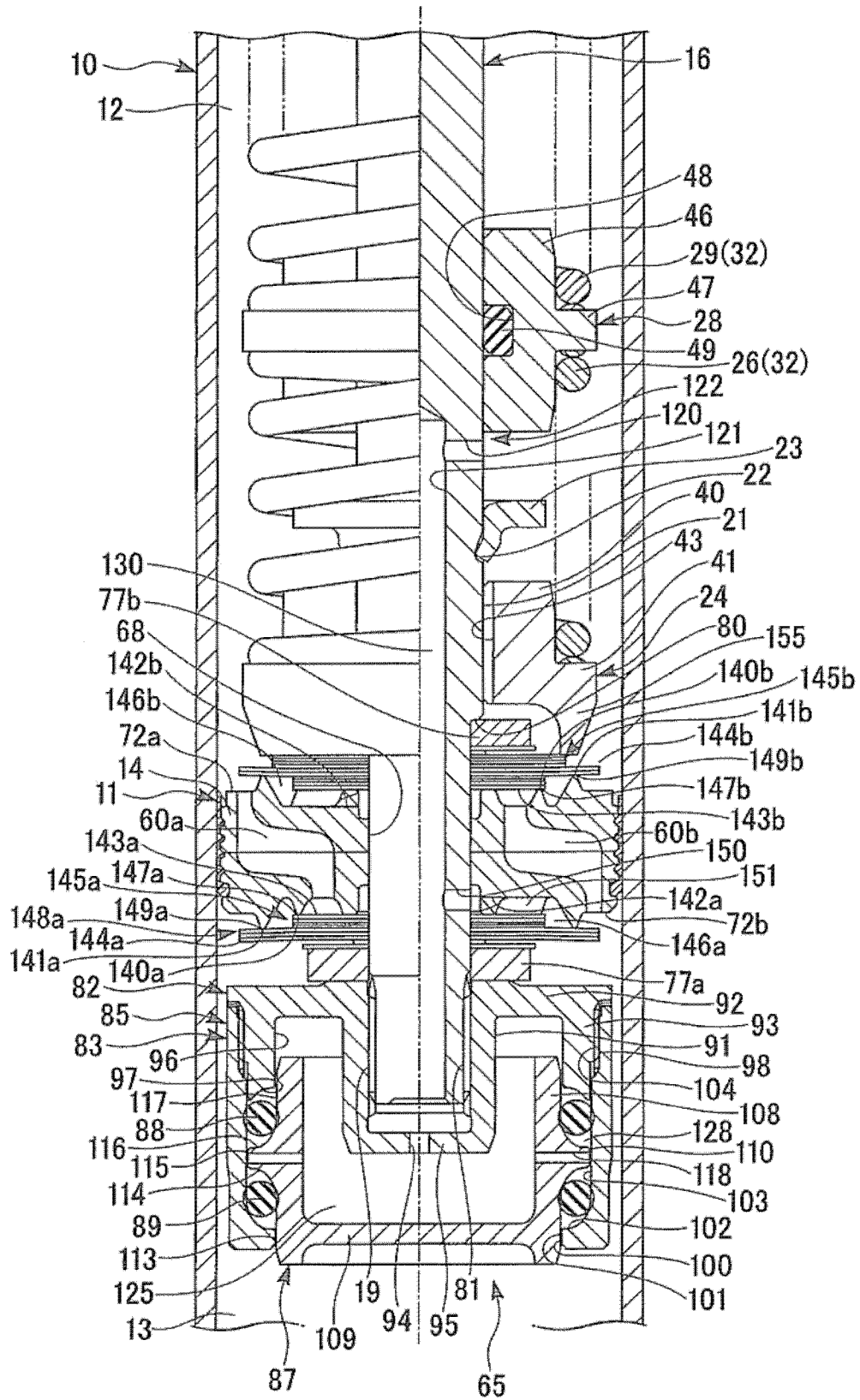


图11

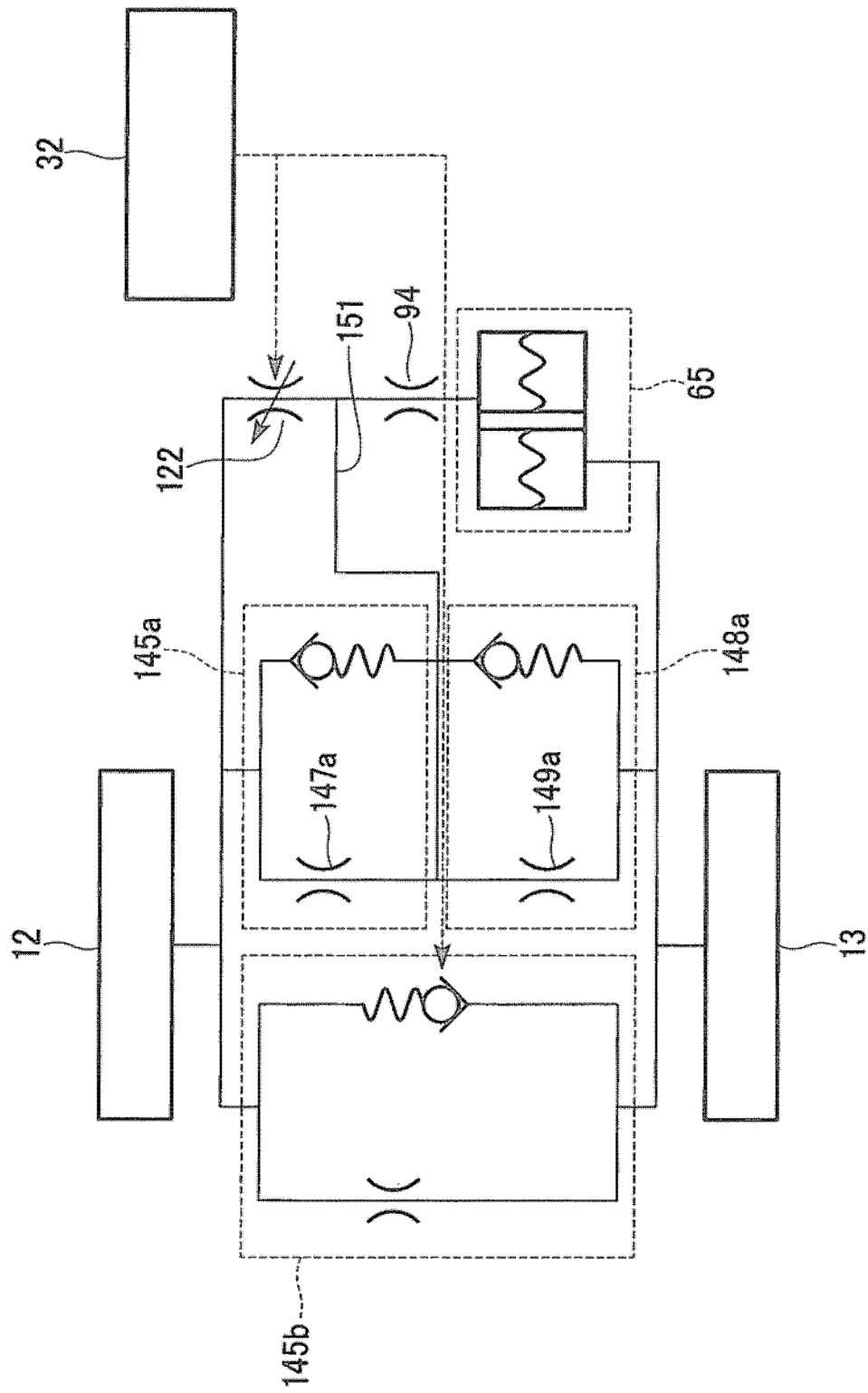


图12

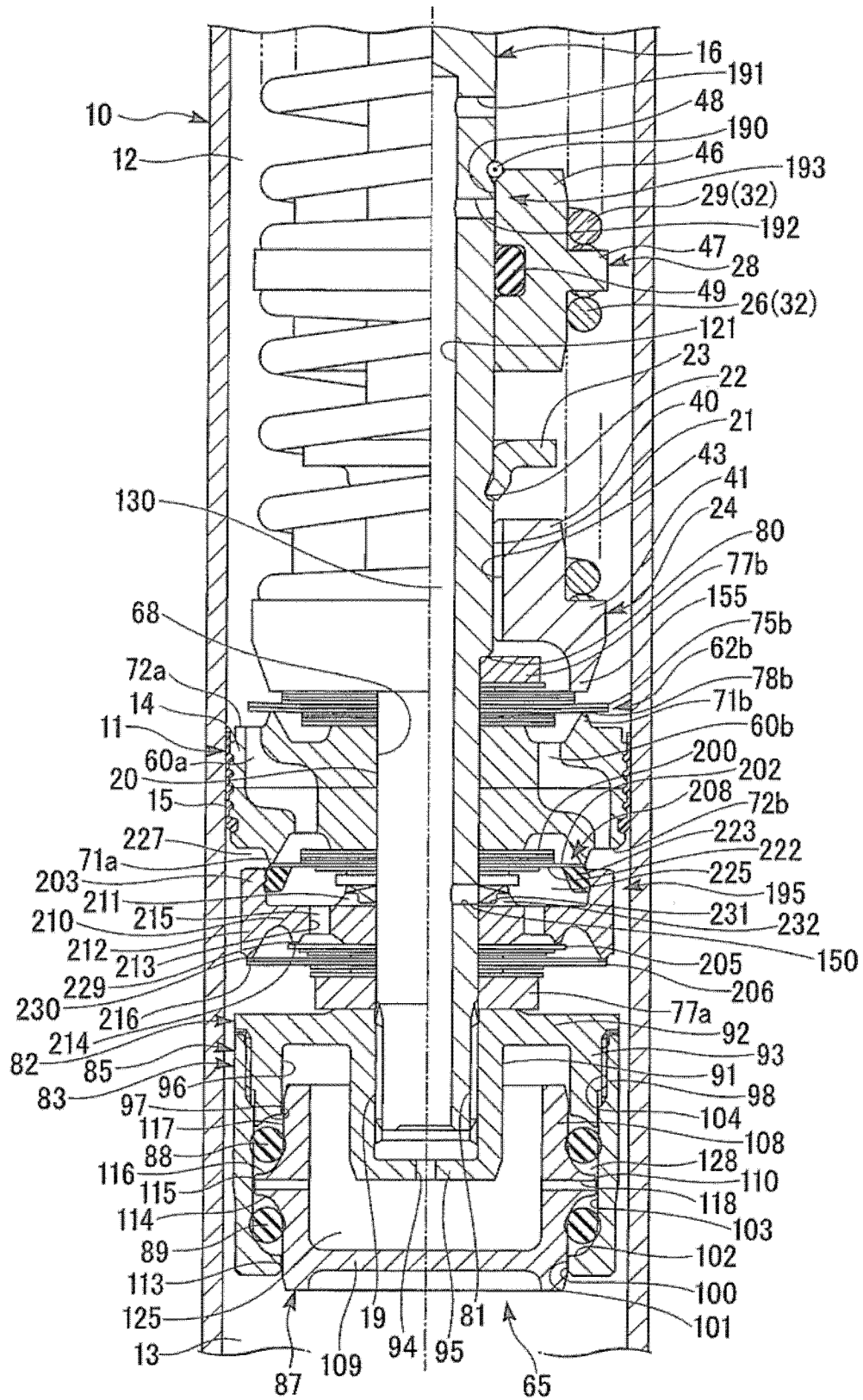


图13

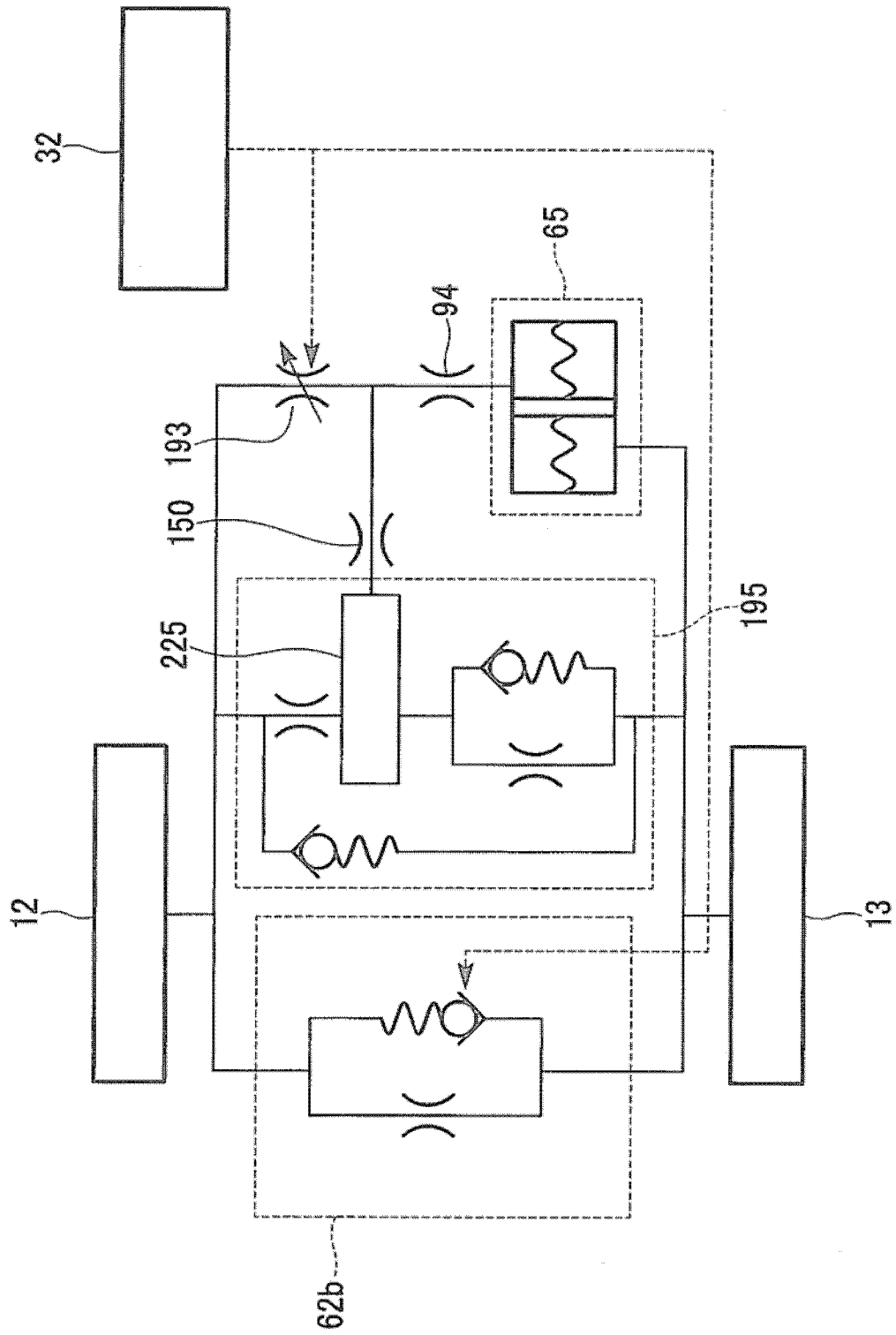


图14

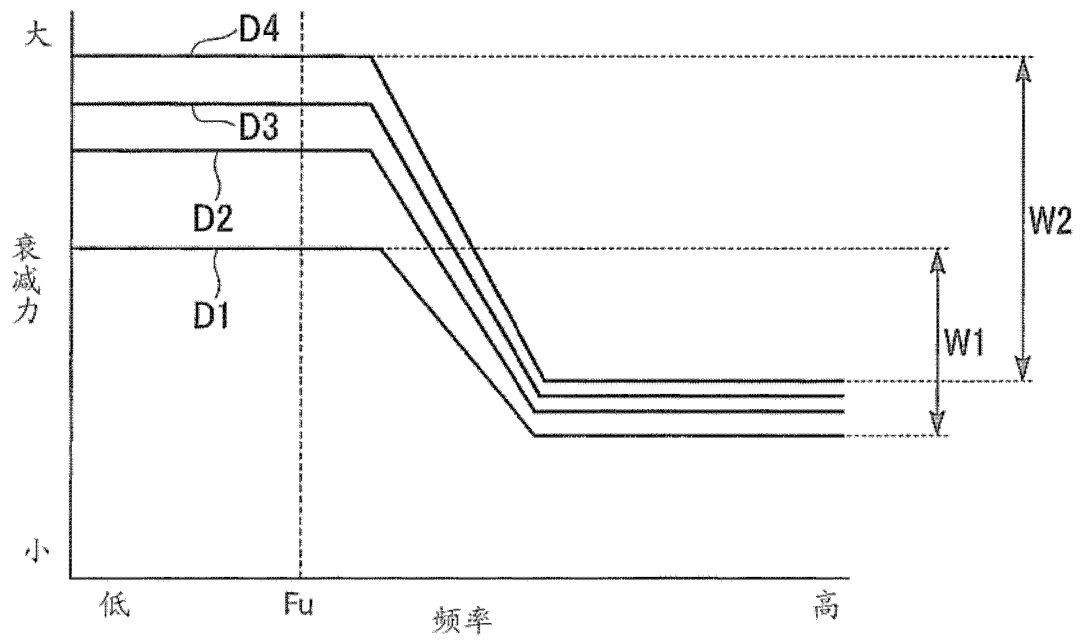


图15

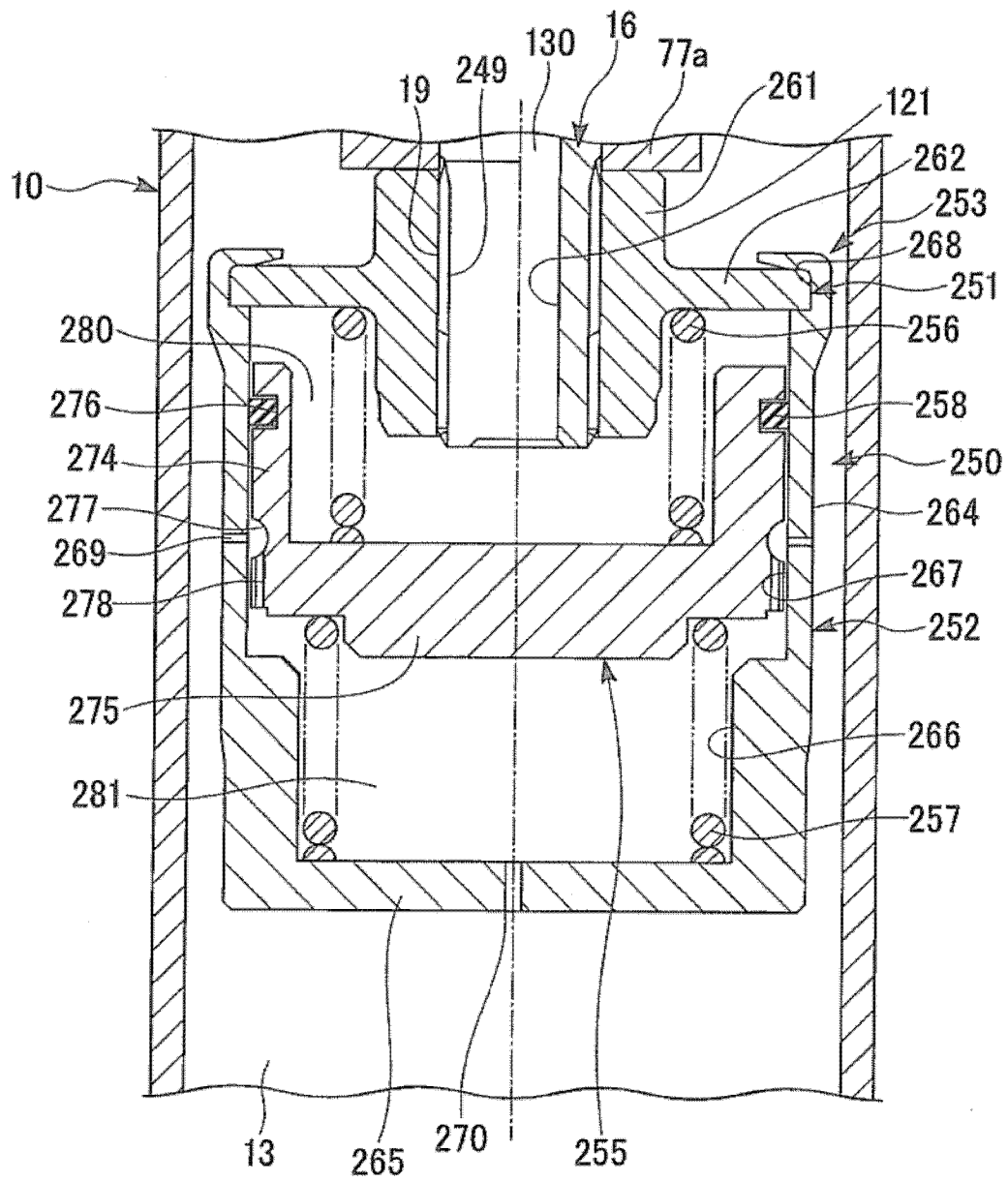


图16