(19)中华人民共和国国家知识产权局

(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 102770682 B
(45)授权公告日 2016.01.06

(21)申请号 201180008121.5
(22)申请日 2011.01.27
(30)优先权数据
102010006709.1 2010.02.02 DE
(85)PCT国际申请进入国家阶段日
2012.08.02
(86)PCT国际申请的申请数据
PCT/EP2011/051098 2011.01.27
(87)PCT国际申请的公布数据
WO2011/095423 DE 2011.08.11
(73)专利权人 克诺尔-布里姆斯轨道车辆系统有限公司
地址 德国慕尼黑
(72)发明人 C·艾布纳 E·富德雷尔 A·施特格曼
(74)专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专利商标事务所 11038
代理人 董华林
(51)Int.Cl.
F16D 55/224(2006.01)
F16D 65/56(2006.01)
(56)对比文件
CN 1206079 A,1999.01.27,
CN 201034133 Y,2008.03.12,
EP 0699846 A2,1996.03.06,
EP 0732247 A2,1996.09.18,
US 2006/0070830 A1,2006.04.06,
审查员 周天娟

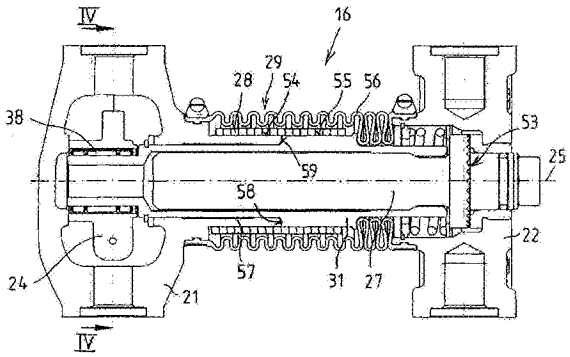
权利要求书1页 说明书10页 附图5页

(54)发明名称

轨道车辆盘式制动器的制动钳的磨损调节器及盘式制动器

(57)摘要

本发明涉及一种用于轨道车辆的盘式制动器(100)的制动钳(7)的磨损调节器(16),具有:a)螺纹传动装置,所述螺纹传动装置作为螺纹部件具有丝杠(27)和能旋拧到丝杠上的螺母(31),其中一个螺纹部件(27;31)以及用于沿磨损调节方向旋转驱动该螺纹部件的调节元件(24)能旋转地支承在第一磨损调节器壳体(21)中,而另一个螺纹部件(27;31)不能旋转地支承在第二磨损调节器壳体(22);b)盘簧单向离合机构(29),它沿能旋转的螺纹部件(27;31)的与磨损调节相反的旋转方向进行锁定,而沿相反的旋转方向自由运行,通过所述盘簧单向离合机构,能旋转的螺纹部件能与不能旋转的部件联接。本发明设定,不能旋转的部件直接通过所述第一磨损调节器壳体(21)构成。



CN 102770682 B

1. 一种用于轨道车辆的盘式制动器 (100) 的制动钳 (7) 的磨损调节器 (16)，具有：

a) 螺纹传动装置，所述螺纹传动装置作为螺纹部件具有丝杠 (27) 和能旋拧到丝杠上的螺母 (31)，其中一个螺纹部件 (27 ;31) 以及用于沿磨损调节方向旋转驱动该螺纹部件的调节元件 (24) 能旋转地支承在第一磨损调节器壳体 (21) 中，而另一个螺纹部件 (27 ;31) 不能旋转地支承在第二磨损调节器壳体 (22) 中，

b) 盘簧单向离合机构 (29)，它沿能旋转的螺纹部件 (27 ;31) 的与磨损调节相反的旋转方向进行锁定，而沿相反的旋转方向自由运行，通过所述盘簧单向离合机构，能旋转的螺纹部件能与不能旋转的部件联接，其特征在于，

c) 不能旋转的部件直接通过所述第一磨损调节器壳体 (21) 构成，能旋转的螺纹部件通过盘簧单向离合机构或盘簧在没有中间设置其他构件的情况下支承在第一磨损调节器壳体上。

2. 根据权利要求 1 所述的磨损调节器，其特征在于，盘簧单向离合机构 (29) 的盘簧 (28) 一方面与径向外部的、构成第一磨损调节器壳体 (21) 的外表面的作用面 (54) 摩擦锁合地共同作用，另一方面与能旋转的螺纹部件 (27 ;31) 的或和能旋转的螺纹部件一起旋转的元件 (60) 的径向外部的作用面 (55) 摩擦锁合地共同作用。

3. 根据权利要求 2 所述的磨损调节器，其特征在于，盘簧单向离合机构 (29) 的盘簧 (28) 沿径向方向观察仅由一波纹管 (56) 包围，所述波纹管在一个端侧固定在第一磨损调节器壳体 (21) 上，在另一个端侧固定在第二磨损调节器壳体 (22) 上。

4. 根据权利要求 2 所述的磨损调节器，其特征在于，盘簧 (28) 仅通过摩擦锁合使第一磨损调节器壳体 (21) 的作用面 (54) 与能旋转的螺纹部件 (27 ;31) 的或和能旋转的螺纹部件一起旋转的元件 (60) 的作用面 (55) 联接。

5. 根据权利要求 1 所述的磨损调节器，其特征在于，能旋转的螺纹部件 (27 ;31) 或与该螺纹部件一起旋转的元件 (60) 具有沿轴向方向指向的端面 (58)，所述端面与第一磨损调节器壳体 (21) 的对应端面 (59) 相接触，以便支承作用在磨损调节器 (16) 上的轴向力。

6. 根据权利要求 1 至 5 之一所述的磨损调节器，其特征在于，螺纹传动装置的能旋转的螺纹部件是丝杠 (27)，而不能旋转的螺纹部件是螺母 (31)。

7. 根据权利要求 6 所述的磨损调节器，其特征在于，丝杠 (27) 与作为一起旋转的元件的离合套筒 (60) 联接，在离合套筒的径向的外圆周面上构成用于作用盘簧单向离合机构 (29) 的盘簧 (28) 的作用面 (55)。

8. 根据权利要求 7 所述的磨损调节器，其特征在于，离合套筒 (60) 同轴于丝杠 (27) 地旋转支承在第一磨损调节器壳体 (21) 中。

9. 根据权利要求 1 至 5 之一所述的磨损调节器，其特征在于，能旋转的螺纹部件是螺母 (31)，而不能旋转的螺纹部件是丝杠 (27)。

10. 根据权利要求 9 所述的磨损调节器，其特征在于，用于作用盘簧单向离合机构 (29) 的盘簧 (28) 的作用面 (55) 直接在螺母 (31) 的径向外圆周面上构成。

11. 盘式制动器，其特征在于，所述盘式制动器包含根据权利要求 1 至 10 之一所述的磨损调节器。

轨道车辆盘式制动器的制动钳的磨损调节器及盘式制动器

技术领域

[0001] 本发明涉及一种用于轨道车辆的盘式制动器的制动钳的磨损调节器以及一种用于轨道车辆的盘式制动器。

背景技术

[0002] 紧凑型的制动钳单元中，制动衬片和制动盘的磨损通过延长或缩短压杆调节器或拉杆调节器来自动补偿。调节器的延长或缩短通过作为螺母－丝杠系统的螺纹传动装置来实现。为了能够实现单次操作尽可能大的调节，螺纹构造成具有非常大的螺距。螺纹因此是非自锁的。一个螺纹传动装置部件、例如螺母不能旋转地保持，而另一个螺纹传动装置部件、例如丝杠可旋转地支承。

[0003] 通过控制机构使带有单向离合机构（例如套筒式单向离合机构）的调节杆旋转，所述调节杆又驱动丝杠或螺母或者说使其旋转，使得调节器在压杆调节器的情况下例如延长。因此，为了调节，调节杆通过压杆与嵌接在调节杆的球笼中的球头操作。通过压入调节杆中的套筒式单向离合机构使丝杠跟随旋转。这里盘簧单向离合机构沿自由运转方向滑转。

[0004] 如果压杆在制动器松开时重新释放调节杆，则调节杆通过复位弹簧重新旋转回到其初始位置，在所述初始位置中，调节杆挡靠在调节器壳体的刚性的止挡上。套筒式单向离合机构此时沿自由运转方向旋转，此时，丝杠通过盘簧单向离合机构的盘簧被防止随同旋转。当调节杆挡靠在调节器壳体的止挡上时，或者当在调节器中（例如当衬片贴靠到制动盘上时）形成调节器的控制机构不再能克服的轴向力时，调节过程终止。

[0005] 在压杆调节器中，通过丝杠和调节器壳体之间的盘簧单向离合机构防止丝杠－螺母机构的例如丝杠沿缩短压杆调节器的方向的旋转。除了调节元件的单向离合机构以外，所述盘簧单向离合机构还构成另一个或第二单向离合机构。当调节元件通过其复位弹簧的力旋转返回其初始位置或者当在制动时在调节器上作用高的张紧力并由此在丝杠上作用大的转矩时，能旋转的丝杠通过盘簧单向离合机构保持在其位置中。

[0006] 在同类的EP 0 732 247 B1中记载了一种轨道车辆的制动盘的制动钳的压杆调节器，其中，根据图3，螺母抗旋转地固定在右边的磨损调节器壳体（附图标记22）中，而丝杠可旋转地支承在与左边的磨损调节器壳体（附图标记21）相连的导向管中。此外存在沿丝杠的与磨损调节相反的旋转方向进行锁定的而沿相反的旋转方向自由运转的盘簧单向离合机构，通过所述盘簧单向离合机构丝杠与单独的导向管能联接，所述导向管固定在左面的磨损调节器壳体中。盘簧单向离合机构的盘簧这里由左面的磨损调节器壳体沿径向包围，左面的磨损调节器壳体还容纳调节杆（附图标记24）以及其套筒式单向离合机构。在制动操作时加载到压杆调节器上并使其缩短的轴向力在从抗旋转的螺母通过调节杆到达丝杠的力传递流中支承在左面的磨损调节器壳体中。由此调节精度不仅受到螺纹传动装置的螺纹摩擦的影响，而且还受到调节杆和左面的磨损调节器壳体之间或调节杆和丝杠之间的摩擦状态的影响。

[0007] 同样属于相同类型的 EP 0 699 846 B1 记载了一种用于轨道车辆的盘式制动器，具有制动钳和自动的磨损调节器。在这里记载的作为压杆调节器的结构形式中，调节杆通过带外齿部的调节套筒构成。在调节套筒中压入单向离合机构。扇形齿轮与调节套筒的齿部啮合，通过所述扇形齿轮，调节套筒借助于杠杆克服复位弹簧的力旋转。通过单向离合机构带动螺母，由此压杆调节器延长。根据图 2，这里丝杠不可旋转地支承在左面的磨损调节器壳体中，螺母可旋转地支承在右面的磨损调节器壳体中。通过盘簧单向离合机构的盘簧，能旋转的螺母可固定在径向内部的管件（附图标记 39）中，所述管件与右面的磨损调节器壳体连接。此外，右面的磨损调节器壳体的管状的壳体部件（附图标记 30）包围盘簧单向离合机构。

[0008] 在现有技术的所述的压杆调节器中，各有至少一个磨损调节器壳体构造成多件式的并且特别是构造成双管式的，其方式是，盘簧单向离合机构的盘簧与单独的、与相关的磨损调节器壳体连接的管共同作用，另一方面盘簧单向离合机构分别由该磨损调节器壳体的管状的突起径向包围。但这种双管式的磨损调节器壳体在制造以及安装或为了维修目的拆卸时导致一定的成本耗费。

[0009] 此外，为了连接单独的管与相关的磨损调节器壳体的位置需求降低了用于盘簧单向离合机构的结构空间，因此盘簧在所述现有技术中必须通过钩子固定在不可旋转的且单独的管上。但这种钩子对于盘簧单向离合机构的切换精度以及由此对磨损调节器的调节精度有不利影响。此外，在制造时需要单独的用于制造钩子的步骤。

发明内容

[0010] 与此相对，本发明的目的在于，改进前面所述类型的磨损调节器，使得所述磨损调节器能够简单地制造并且同时具有较高的调节精度。

[0011] 本发明实现一种用于轨道车辆的盘式制动器的制动钳的磨损调节器，具有：

[0012] a) 螺纹传动装置，所述螺纹传动装置作为螺纹部件具有丝杠和能旋拧到丝杠上的螺母，其中一个螺纹部件以及用于沿磨损调节方向旋转驱动该螺纹部件的调节元件能旋转地支承在第一磨损调节器壳体中，而另一个螺纹部件不能旋转地支承在第二磨损调节器壳体中，

[0013] b) 盘簧单向离合机构，它沿能旋转的螺纹部件的与磨损调节相反的旋转方向进行锁定，而沿相反的旋转方向自由运行，通过所述盘簧单向离合机构，能旋转的螺纹部件能与不能旋转的部件联接，其特征在于，

[0014] c) 不能旋转的部件直接通过所述第一磨损调节器壳体构成，能旋转的螺纹部件通过盘簧单向离合机构或盘簧在没有中间设置其他构件的情况下支承在第一磨损调节器壳体上。

[0015] 本发明设定，不能旋转的部件直接通过第一磨损调节器壳体构成。这里表述“直接”是指，能旋转的螺纹部件可以通过盘簧单向离合机构或盘簧直接地、即没有中间设置其他构件、例如管子的情况下支承在第一磨损调节器壳体上。在这种情况下，第一磨损调节器壳体例如构造成一体的，其中在第一磨损调节器壳体上没有固定构造成单独的部件的构件，如突起部或管子，当磨损调节器必须支承使其缩短的方向加载的轴向力时，这些构件处于力传递流中。

[0016] “第一”磨损调节器壳体是指磨损调节器的这样的壳体部件，该壳体部件铰接在制动钳的一个钳杆上，“第二”磨损调节器壳体是指这样的壳体部件，该壳体部件铰接在另一个钳杆上。在专业领域的惯用说法中，第一磨损调节器壳体通常称为“壳体”，而第二磨损调节器壳体通常称为“轭架”。

[0017] 由此可以不必使用现有技术中的第一磨损调节器壳体的双管式的结构，特别是可以取消固定在第一磨损调节器壳体上可能的单独的导向管，由此，有利地降低了磨损调节器的构件的数量并且由此降低了制造和装配成本。

[0018] 此外，盘簧单向离合机构的盘簧一方面作用在能旋转的螺纹部件的作用面上，另一方面作用在现在是第一磨损调节器壳体的外表面上构成的作用面上，以便通过与不可旋转的螺纹部件的摩擦锁合或摩擦锁合的联接防止可旋转的螺纹部件旋转，并且不再作用在设置在第一磨损调节器壳体的内部的、单独的管子的作用面上。由此得到一种有利的位置条件。特别是此时对于盘簧单向离合机构的盘簧存在更多的结构空间，由此，盘簧沿磨损调节器的轴向方向的纵向延伸尺寸可以加大。由于此时可以有更多螺旋作用在第一磨损调节器壳体或不可旋转的螺纹部件的作用面上，由此改进了盘簧单向离合机构的摩擦锁合，并由此改进了力传递。同时可以省去用于固定盘簧的钩子。这个措施又对盘簧单向离合机构的切换精度并由此对磨损调节器的调节精度产生有利影响。在这种情况下，盘簧单向离合机构上的力传递可以只通过盘簧的螺旋与第一磨损调节器壳体上或能旋转的螺纹部件上的配设的作用面之间的摩擦锁合进行。

[0019] 盘簧单向离合机构的盘簧特别优选地一方面与径向外部的、构成第一磨损调节器壳体的外表面的作用面摩擦锁合地共同作用，另一方面与能旋转的螺纹部件或与能旋转的螺纹部件一起旋转的元件的径向外部的作用面摩擦锁合地共同作用。换而言之，用于盘簧的作用面已经构成第一磨损调节器壳体的外表面的一部分，而不必由其他的管子或壳体部段包围盘簧。“作用面”这里是指相关构件的表面，盘簧的螺旋从径向外部作用在所述表面上，以便在盘簧和相关构件之间形成摩擦锁合。

[0020] 为了例如密封地保护螺纹传动装置、盘簧单向离合机构以及磨损调节器的其他构件不受污物和湿气影响，盘簧单向离合机构的盘簧沿径向方向观察仅由沿磨损调节器的轴向方向为弹性的波纹管包围，所述波纹管在一个端侧固定在第一磨损调节器壳体上，在另一个端侧固定在第二磨损调节器壳体上。盘簧单向离合机构和盘簧此时沿轴向方向观察优选设置在波纹管的在磨损调节器壳体上的两个连接位置之间。

[0021] 当盘簧具有通过根据本发明的措施实现的恰当的最小长度时，盘簧可以仅通过摩擦锁合使第一磨损调节器壳体的作用面与能旋转的螺纹部件或与能旋转的螺纹部件一起旋转的元件的作用面联接，而省去了形锁合的钩子。如上所述，对于盘簧省去钩子对盘簧单向离合机构的切换精度并由此对磨损调节器的调节精度产生有利影响。特别是由此可以避免作用面或盘簧的磨损，因为不会由于此时盘簧沿轴向方向的自由运动出现盘簧的带有局部大的应力峰值的扭曲。

[0022] 根据一个改进方案，能旋转的螺纹部件或与该螺纹部件一起旋转的元件具有沿轴向方向指向的端面，所述端面与第一磨损调节器壳体的对应端面相接触，以便支承作用在磨损调节器上的轴向力。因此，在这种情况下，轴向的力传递流例如由第二磨损调节器壳体经由不可旋转地保持在这里的螺纹部件和与该螺纹部件相旋拧并通过盘簧单向离合机

构防止旋转的且本身能旋转的螺纹部件在两个相互接触的端面上直接传递到第一磨损调节器壳体中。因此，作用在磨损调节器上的并通过钳杆导入的压力直接地并且没有迂回(Umweg)地经由例如 EP 0732247 B1 中的调节杆导入第一磨损调节器壳体，从而调节杆的摩擦条件不再能影响调节精度。特别是通过这种力传递流使盘簧单向离合机构下面的分隔缝闭合。

[0023] 螺纹传动装置的能旋转的螺纹部件优选构造成丝杠，而不可旋转的螺纹部件构造成螺母。此时，作为一起旋转的元件的离合套筒可以与丝杠联接，在其径向的外圆周面上构成用于作用盘簧单向离合机构的盘簧的作用面。离合套筒此时例如旋转支承在第一磨损调节器壳体中。离合套筒是必要的，因为丝杠设置在螺母内部，盘簧沿径向设置在外部，丝杠的旋转运动必须沿径向向外传递。

[0024] 根据一个可选方案，能旋转的螺纹部件通过螺母构成，不可旋转的螺纹部件通过丝杠构成。此时例如用于作用盘簧单向离合机构的盘簧的作用面直接在螺母径向外部的圆周面上构成，因为螺母已经沿径向设置在外部。

[0025] 本发明特别是还包括轨道车辆的盘式制动器，所述盘式制动器包含前面所述的磨损调节器。具体情况由下面对实施例的说明得出。

附图说明

[0026] 下面在附图中示出和在以下描述中进一步阐述本发明的实施例。在附图中：

[0027] 图 1 示出按照本发明一种优选实施形式的带有制动钳的压杆调节器作为磨损调节器的轨道车辆的盘式制动器的俯视图；

[0028] 图 2 示出图 1 的制动钳的部分剖开的视图；

[0029] 图 3 示出图 1 的盘式制动器的压杆调节器的横剖面视图；

[0030] 图 4 示出沿着图 3 的线 IV-IV 的横截面视图，其示出一个通过一个套筒式单向离合机构支承在调节器壳体中的调节元件处于其初始位置；

[0031] 图 5 示出图 4 的调节元件处于超出初始位置受到载荷的位置；

[0032] 图 6 示出图 5 的放大的局部视图；

[0033] 图 7 示出图 4 的调节元件处于与图 3 的压杆调节器最大调节位移对应的位置；

[0034] 图 8 示出压杆调节器的另一个实施形式的横截面视图；

[0035] 图 9 示出图 3 的压杆调节器在延长状态下的横剖面视图；

[0036] 图 10 示出压杆调节器的另一个实施形式的横剖面视图。

具体实施方式

[0037] 图 1 和图 2 示出用于轨道车辆的特别是能横向移动的轮组的盘式制动器 100，具有偏心地被驱动的制动钳 7，所述制动钳的两个钳杆 6、8 在其一个端部上与制动块 15 联接，而在其中间区域与制动力马达 14 联接。制动盘 1 作为轴盘仅部分示出。

[0038] 在制动器壳体 2 上在可以视为保持空间固定的连接部位 10 处借助于销栓 9 绕一个旋转轴线能旋转地联接制动钳 7 的双侧部的钳杆 6 的两个侧部。另一侧的钳杆 8 在连接部位 10 通过销栓 9 能旋转地联接在制动器壳体 2 上，销栓 9 这里绕平行于所述旋转轴线的旋转轴线能旋转地支承在制动器壳体 2 上并偏心地承载轴线平行的销栓突起部 11，钳杆 8

支承在所述销栓突起部上。

[0039] 从销栓 9 伸出一个转动臂 12，制动缸的活塞杆作为制动力马达 14 的力输出机构 13 铰接在该转动臂的端部上。两个钳杆 6 和 8 在其一个端部上与能压紧在制动盘 1 上的制动块 15 连接，在其另一个端部上与连接两个钳杆的磨损调节器 16、在该实施例中是压杆调节器，能旋转地在连接部位 17、18、19 和 20 处连接。压杆调节器 16 或其调节器壳体为了其连接设有在钳杆 6 和 8 的两个侧部 4 和 5 之间延伸的支承件 21 和 22。这些支承件在下面也称为第一或第二磨损调节器壳体 21、22。

[0040] 在对例如气动的制动力马达 14 进行压力介质加载时，其力输出机构 13 使转动臂 12 旋转，由此，由于销栓突起部 11 偏心的设置，钳杆 8 绕其与压杆调节器 16 的连接部位 20 沿使其制动块 15 朝制动盘 1 的压紧方向旋转。制动钳 7 的偏心张紧的结构和原理因此对应于根据上面已经提及的 EP 0 732 247 A2 的结构和原理。在配设给钳杆 8 的制动块 15 贴靠到制动盘 1 上之后，钳杆 8 绕其与制动块 15 的连接部位 18 旋转，此时通过连接部位 20，杆 16 和钳杆 6 的连接部位 19 绕连接部位 10 旋转，以使其制动块 15 贴靠到制动盘 1 上。

[0041] 压杆调节器 16 根据制动块 15 的磨损增大其长度。为此，压杆调节器具有调节杆 24，所述调节杆绕压杆调节器 16 的纵轴线 25 能旋转地支承在配设给钳杆 6 的第一磨损调节器壳体 21 上。调节杆 24 的销状的止挡段 23 借助于支承在第一磨损调节器壳体 21 上的复位弹簧 26 压入其初始位置并压向在图 3 至 8 中示出的止挡 37。

[0042] 如图 3 所示，通过预紧的齿部 53 防旋转固定的延伸的丝杠 27 与纵轴线 25 同轴地不可旋转并且不能轴向移动地保持在第二磨损调节器壳体 22 中。与此不同，与丝杠 27 旋拧的调节螺母 31 能旋转地支承在第一磨损调节器壳体 21 上。丝杠 27 和调节螺母共同构成压杆调节器 16 的螺纹传动装置。

[0043] 调节螺母 31 通过一个设有盘簧 28 单向旋转离合器或盘簧单向离合机构 29 能够与第一磨损调节器壳体 21 抗旋转地连接。另一方面，调节螺母 31 通过套筒式单向离合机构 38 由调节杆 24 朝压杆调节器 16 的延长方向驱动。这种具有两个单向旋转离合器或飞轮的磨损调节器的原理结构和工作方式是公知的，因此不需要对所有细节进行说明。但也可以采用磨损调节器的其他结构形式，例如拉杆调节器，其中重要的只是，所述磨损调节器具有对应于调节杆 24 的调节元件。在根据图 3 所示的实施例中，丝杠 27 不可旋转地支承在第二磨损调节器壳体 22 中，相反调节螺母 21 能旋转地支承在第一磨损调节器壳体 21 中。通过具有套筒式单向离合机构 38 的调节杆 24，调节螺母 31 能够沿一个方向旋转，压杆调节器 16 在该方向上延长，以进行磨损调节。但也可以设想例如根据 EP 0 732 247 A2 的实施形式，其中，丝杠 27 由调节杆 24 驱动能旋转，而调节螺母 31 不可旋转地支承，如根据图 10 的实施例还要说明的那样。

[0044] 簧 28 支承由作用在压杆调节器 16 上的轴向力产生的转矩，所述转矩由此时被防止旋转的调节螺母 31 直接作用在第一磨损调节器壳体 21 的径向外部的作用面 54 上，所述作用面同时构成第一磨损调节器壳体 21 的外表面。所述径向外部的作用面 54 这里优选在管状的、但与第一磨损调节器壳体 21 一体的突起部 57 上构成。

[0045] 在图 3 中优选能旋转的调节螺母 3 同样具有用于盘簧 28 的作用面 55，就是说，盘簧的一些螺旋可以作用在该作用面上，盘簧的其他螺旋作用在第一磨损调节器壳体 21 的作用面 54 上，以便在轴向加载时通过盘簧 28 的直径缩小防止调节螺母 31 的旋转并由此防

止压杆调节器 16 缩短。盘簧单向离合机构的盘簧 28 此时只通过摩擦锁合使第一磨损调节器壳体 21 的作用面 54 与调节螺母 31 的作用面联接，同时放弃使用形锁合的结构，例如钩子。

[0046] 为了保护螺纹传动装置 27、31、盘簧单向离合机构 29 以及其他构件不受污物和湿气影响，盘簧单向离合机构 29 的盘簧 28 沿径向方向观察只还由沿压杆调节器 16 的轴向方向是弹性的波纹管 56 包围，所述波纹管例如通过张紧环在一个端侧固定在第一磨损调节器壳体 21 上，而在另一个端侧固定在第二磨损调节器壳体 22 上。

[0047] 调节螺母 31 具有指向轴向方向的端面 58，所述端面与第一磨损调节器壳体 21 的对应端面 59 接触，以便支承作用在压杆调节器 16 上的轴向力。轴向的力传递流因此例如从第二磨损调节器壳体 22 经由固定保持在这里的丝杠 27 和与丝杠螺纹连接并通过盘簧单向离合机构 29 防止旋转的调节螺母 31 在两个彼此接触的端面 58、59 上直接且即刻地传递到第一磨损调节器壳体 21 中。

[0048] 图 9 中示出处于伸长状态的图 3 的压杆调节器，就是说，调节螺母 31 由调节杆 24 沿在丝杠 27 上的一个旋转方向驱动，该旋转方向使压杆调节器 16 延长，以便自动对发生磨损的制动块 15 进行自动调节。盘簧单向离合机构 29 这里自由运转，就是说盘簧 28 在盘簧 28 的直径扩大的情况下脱离与作用面 54 或 44 的接合，从而调节螺母 31 能够沿磨损调节的方向自由旋转。如图所示，波纹管 56 在压杆调节器 16 延长时弹性变形，因为两个磨损调节器壳体 21、22 相互远离。

[0049] 在图 10 中示出压杆调节器 16 的另一个实施例，其中，螺纹传动装置的能旋转的螺纹部件筒管丝杠 27 构成，螺纹传动装置的不能旋转的螺纹部件通过调节螺母 31 构成。此时，离合套筒 60 作为一起旋转的元件与丝杠 27 旋转联接，在所述离合套筒的径向外圆周面上构成用于作用盘簧单向离合机构 29 的盘簧 28 的作用面 55。离合套筒 60 此时与丝杠 27 一起例如旋转支承在第一磨损调节器壳体 21 中，调节螺母 31 不能旋转地保持在第二磨损调节器壳体 22 中。在这种情况下，离合套筒 60 包围丝杠 27 的至少一个指向第一磨损调节器壳体 21 的部段，离合套筒 60 通过套筒式单向离合机构 38 与调节杆 24 连接。如果压杆调节器 16 受到轴向载荷，离合套筒 60 的端面 58 也支承在第一磨损调节器壳体 21 或其突出部 57 的对应的端面 59 上。

[0050] 为了进行磨损调节，调节套筒 24 同样通过套筒式单向离合机构 38 和离合套筒 60 驱动丝杠 27，以便使丝杠从调节螺母 31 中旋出，以便延长压杆调节器 16。盘簧单向离合机构 29 此时自由运转，就是说，盘簧 28 的螺旋在盘簧 28 的直径扩大的情况下脱离与作用面 54 或 55 的接合，从而丝杠 27 沿磨损调节方向能自由旋转。相反，丝杠 27 沿相反方向的旋转通过起锁定作用的盘簧单向离合机构 29 阻止。

[0051] 控制杆 32 在钳杆 6 的两个侧部 4 和 5 之间延伸，所述控制杆的倒圆的向后的端部支承在调节杆 24 的自由端上的支承凹座中。控制杆 32 因此通过连接部位 33 与调节杆 24 连接。但在图 2 中操作杠杆 24 没有画出。控制杆 32 在其中间区域朝制动钳外侧弯曲，以避免与其他构件、特别是与制动力马达 14 碰撞。控制杆 32 前面的同样倒圆的端部支承在旋转杠杆 35 的这里不可见的支承凹座中，如图 2 中所示的那样。双臂的旋转杠杆 35 在其中间的区域中在铰接部位 36 能旋转地支承并具有自由的侧腿 35a。旋转杠杆 35 与邻接的构件相接合的功能原理在 EP 0 732 247 A2 详细说明。

[0052] 如图 2 所示，旋转杠杆 35 的自由端 35a 在制动盘侧以一定的间距 s 与杠杆件 45 对置，已形成无效行程装置 44。杠杆件 45 构造成转动臂 12 的延长部。间距 s 对应于从以正确的放松行程松开的盘式制动器出发，杠杆件 45 的端部在两个制动块 15 仍无夹紧力地贴靠在制动盘 1 上时所经过的路程。在制动贴靠时，杠杆件 45 恰好挡靠在旋转杠杆 35 的侧腿 35a 上。

[0053] 在制动贴靠过程中，由盘式制动器例如由于制动块磨损导致的过大的放松行程出发，从开始克服放松 - 超行程(**Löse-Überhub**)时起，杠杆件 45 在其进一步的运动中直至达到制动器贴合在旋转杠杆 35 旋转的情况下带动侧腿 35a，控制杆 32 沿朝调节杆 24 的方向移动，并在此时操作压杆调节器 16。控制杆 32 在制动器侧的前端部因此通过包围旋转杠杆 35 的连接部位 46 能够连接在制动力马达 14 的力输出机构 13 上。

[0054] 在所诉实施例的改进方案中，在制动钳上，钳杆可以居中地铰接在拉杆调节器 16 上，所述拉杆调节器能通过调节杆 24 沿拉杆调节器的缩短方向操作。磨损调节器 16 可以是任意的结构形式，如上所述，磨损调节器仅需要具有调节杆。制动钳在空间固定的部件、特别是在车架或转盘架上的固定可以在不同的连接部位 10 的连接部位实现。制动钳单元的结构形式可以是可能取消制动器壳体。制动钳 7 的张紧也可以是其他形式的，可以按多种已知方式之一实现，例如借助于直接与钳杆 6、8 连接的制动缸，或借助于通过杠杆机构与钳杆 6、8 连接的制动缸。

[0055] 因此，压杆调节器 16 的长度可以根据制动力马达的行程通过控制机构调整，所述控制机构以控制杆 32 作用在压杆调节器 16 的调节杆 24 上。特别是如图 3 至图 8 所示，调节杆 24 以套筒式单向离合机构 38 支承在压杆调节器 16 的调节器壳体或支承部件 21 中，并在无调节的初始位置中以销状的止挡部段 23 通过复位弹簧 26 向支承部件 21 的止挡 37 或支承部件 21 的盖 21a 加载。这种状态特别是在图 4 中示出，在图 4 中，调节杆 24 位于其弹簧加载的初始位置中。

[0056] 用于处于其初始位置的调节元件 24 的止挡 37 包含至少一个沿止挡方向弹性的元件 39，优选是压缩弹簧。所述压缩弹簧 39 是预紧的，其中，压缩弹簧的预紧力大于将调节杆 24 向止挡 37 加载的复位弹簧 26 的力。压缩弹簧 39 这样定位在支承件 21 中或在其盖子 21a 中，使得当调节杆由于复位弹簧 26 的力旋转到其初始位置中时，调节杆 24 贴靠在其上。由于预紧的压缩弹簧 39 的预紧力大于复位弹簧 26 的力，确保了调节杆 24 具有确定的初始位置。

[0057] 压缩弹簧 39 特别是容纳在压杆调节器 16 的支承件 21 或其盖子 21a 的圆柱形凹口 40 中，并预紧地以两个端部支承在这里，所述压缩弹簧 39 通过压力件 41 接触调节杆 24，所述压力件沿止挡方向可移动地支承在凹部 40 中，如在图 4 和图 6 中最佳地示出的那样。压力件 41 例如通过装入盖子 21a 中的凹部 40 的径向内部环形槽中的胀圈 42 防止从凹部 40 中出来，或由此产生压缩弹簧 39 的预紧。具体而言，通过处于预紧下的压缩弹簧 39 沿轴向将压力件 41 压向在凹部 40 中构成的止挡，所述止挡这里通过胀圈 42 构成。根据图 4 可以容易地设想，由于盖子 21a，压缩弹簧 39、压力件 41 以及复位弹簧 26 能够简单地安装。

[0058] 因此，复位弹簧 26，这里优选是锥形弹簧将调节杆 24 保持在其初始位置中。调节杆 24 这里贴靠在压力件 41 上，所述压力件能移动地支承在支承件 21 中的例如构造成盲孔的凹部 40 中，并能够克服预紧的压缩弹簧 39 移动。如图 4、5 和 7 所示，附加于配设给调节

杆 24 的初始位置的并连同压缩弹簧 39 的止挡 37，还在支承件 21 或其盖子 21a 中设有另一个止挡，当压杆调节器 16 调节了最大的调节行程，则调节杆 26 以另一个销状的止挡部段 49 克服复位弹簧的作用挡靠在所述另一个止挡上。该状态在图 7 中示出。

[0059] 在盘簧单向离合机构 29 的盘簧 28 有大的弹性变形时，压缩弹簧 19 被过压，如图 5 和图 6 所示。作用在调节杆 24 以及由此作用在套筒式单向离合机构 38 上的力矩此时被限制在通过压缩弹簧 39 导入套筒式单向离合机构 38 中的力矩或力。压力件 41 此时在压缩弹簧 39 弹性变形时，如图 6 所示，向凹部或盲孔 40 中移动一段距离，并从胀圈 42 上抬起，所述胀圈否则在初始位置中构成用于压力件 42 的止挡。

[0060] 因此，如果盘簧单向离合机构 29 由于在载荷作用下弹性拉长允许调节螺母 31 沿缩短的方向发生一定的旋转，则调节杆 24 可以克服压缩弹簧的力跟随所述旋转，此时压力件 41 直线移动（见图 6）。套筒式单向离合机构 38 这里只受到力矩加载，所述力矩由压缩弹簧 39 的弹簧力和弹簧力的作用线到调节螺母 31 的旋转轴线的距离得出，所述调节螺母与纵轴线 25 同轴。

[0061] 根据在图 8 中示出的另一个实施形式，压缩弹簧 39 和压力件 41 保持在空心螺栓 51 的内部，所述空心螺栓从外部旋入支承件 21 的构造成螺纹孔的通孔 52。此时，弹性的止挡 37 能够以简单的方式补充装备到已经存在的压杆调节器 16 中。此外，弹性的止挡 37 的结构和工作原理与前面的实施例中说明的情况相同。同样，根据图 8 的实施形式省去了根据图 4 至图 6 的实施形式中的盖子 21a。

[0062] 根据另一个这里未示出的实施例，弹性的元件可以不是构成压缩弹簧 39，而是可以构造成任意的弹性元件。特别是可以设想构造成锥形弹簧，构造成与调节器壳体或支承件 21 硫化的或单独设置或支承的弹性体。

[0063] 同样，还可以设想弹性元件作为与支承件 21 一体的部段的实施形式，该部段由于特殊的几何形状具有与支承件 21 的与其邻接的区域相比较高的弹性。因此，在这种情况下，较高的柔性或弹性不是源自较低的材料刚度，而是源自止挡 37 几何形状导致的与支承件 21 的邻接的区域相比较小的刚度。

[0064] 附图标记列表

[0065] 1 制动盘

[0066] 2 制动器壳体

[0067] 6 钳杆

[0068] 7 制动钳

[0069] 8 钳杆

[0070] 9 销栓

[0071] 10 连接部位

[0072] 11 销栓突出部

[0073] 12 转动臂

[0074] 13 力输出机构

[0075] 14 制动力马达

[0076] 15 制动块

[0077] 16 压杆调节器

[0078]	17	连接部位
[0079]	18	连接部位
[0080]	19	连接部位
[0081]	20	连接部位
[0082]	21	第一磨损调节器壳体
[0083]	21a	盖子
[0084]	22	第二磨损调节器壳体
[0085]	23	贴靠段
[0086]	24	调节杆
[0087]	25	纵轴线
[0088]	26	复位弹簧
[0089]	27	丝杠
[0090]	28	盘簧
[0091]	29	盘簧单向离合机构
[0092]	31	调节螺母
[0093]	32	控制杆
[0094]	33	连接部位
[0095]	35	旋转杠杆
[0096]	35a	端部
[0097]	36	铰接部位
[0098]	37	止挡
[0099]	38	套筒式单向离合机构
[0100]	39	压缩弹簧
[0101]	40	凹部
[0102]	41	压力件
[0103]	42	胀圈
[0104]	43	止挡
[0105]	44	无效行程装置
[0106]	45	杠杆件
[0107]	46	连接部位
[0108]	49	止挡部段
[0109]	51	空心螺栓
[0110]	52	通孔
[0111]	53	齿部
[0112]	54	作用面
[0113]	55	作用面
[0114]	56	波纹管
[0115]	57	突出部
[0116]	58	端面

[0117]	59	端面
[0118]	60	离合套筒
[0119]	100	盘式制动器

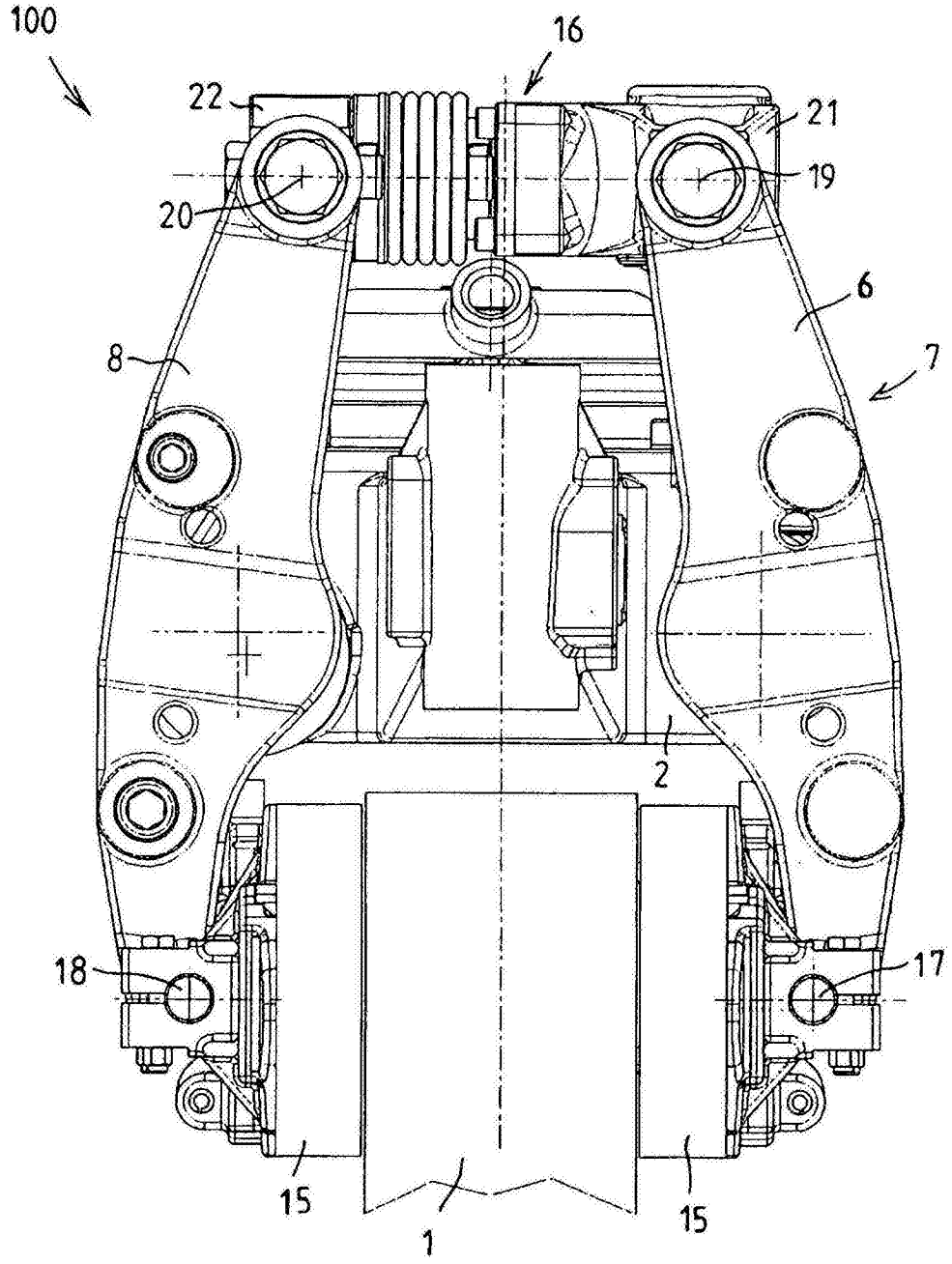


图 1

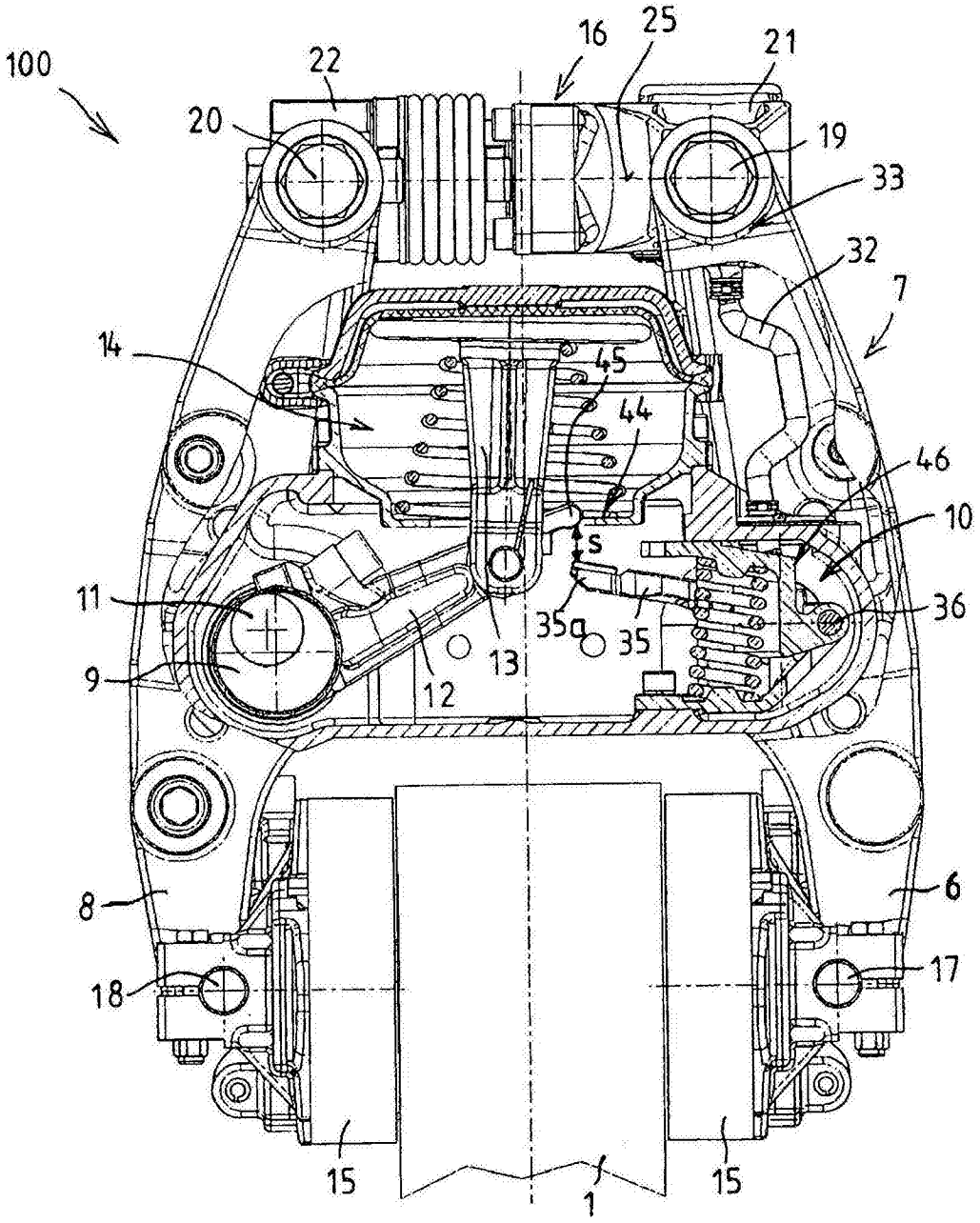

100
22
16
25
21
20
19
33
32
7
14
45
44
46
10
s
11
36
35a
35
13
12
9
8
6
18
17
15
1
15

图 2

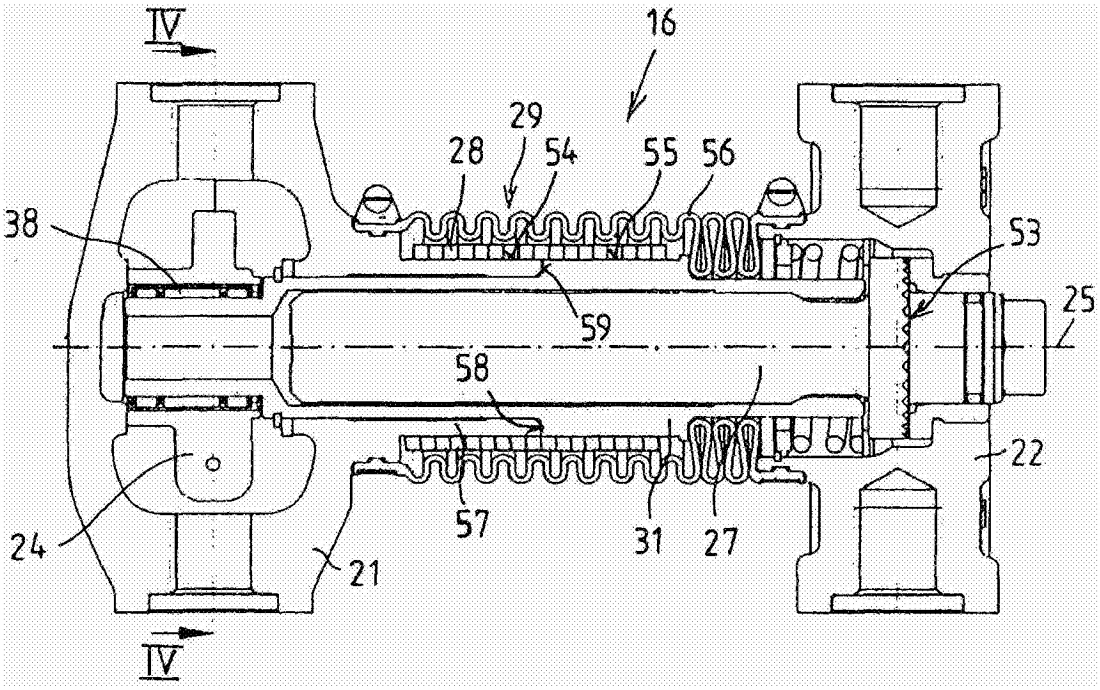

IV
16
29
28
54
55
56
38
53
25
59
58
22
24
57
31
27
21
IV

图 3

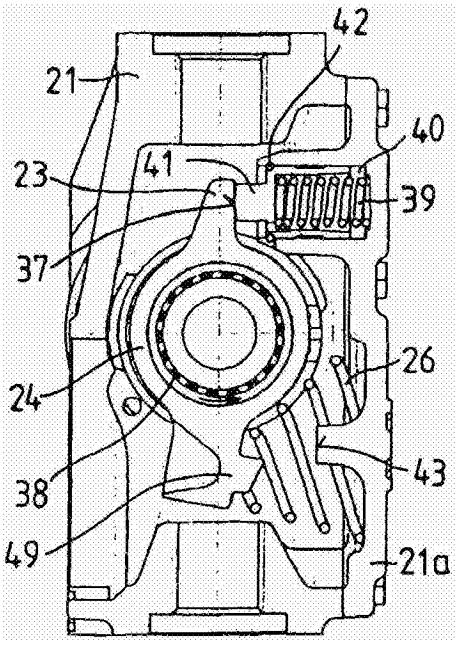

42
21
40
41
23
39
37
26
24
43
38
49
21a

图 4

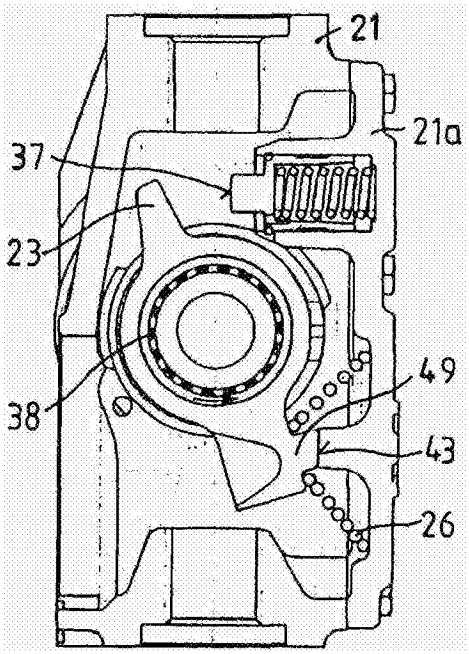

21
21a
37
23
49
38
43
26

图 7

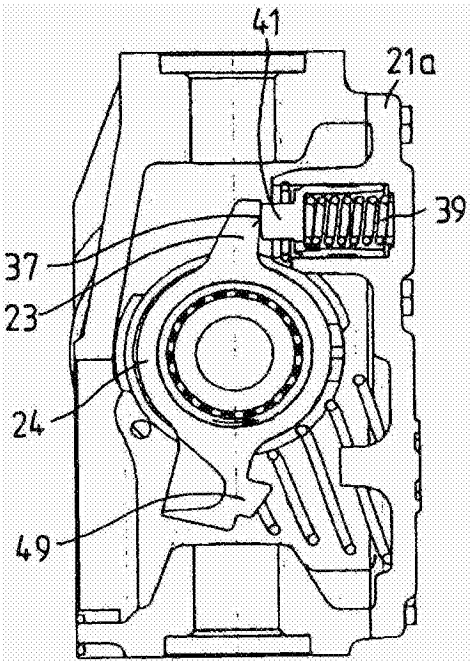

41
21a
39
37
23
24
49

图 5

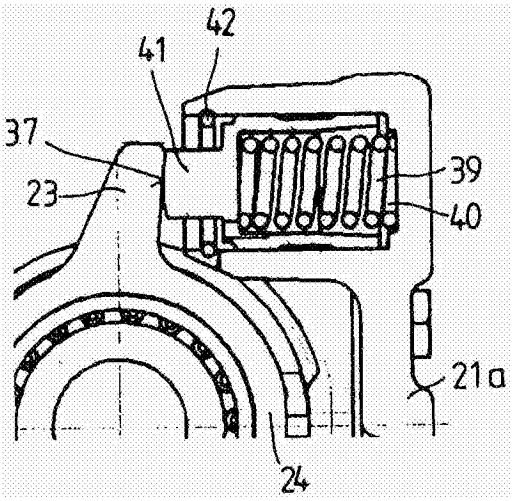

42
41
37
39
23
40
21a
24

图 6

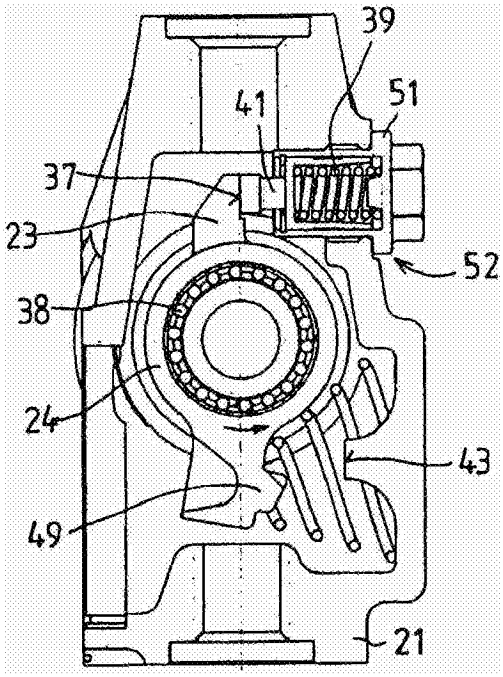

39
41
51
37
23
52
38
24
43
49
21

图 8

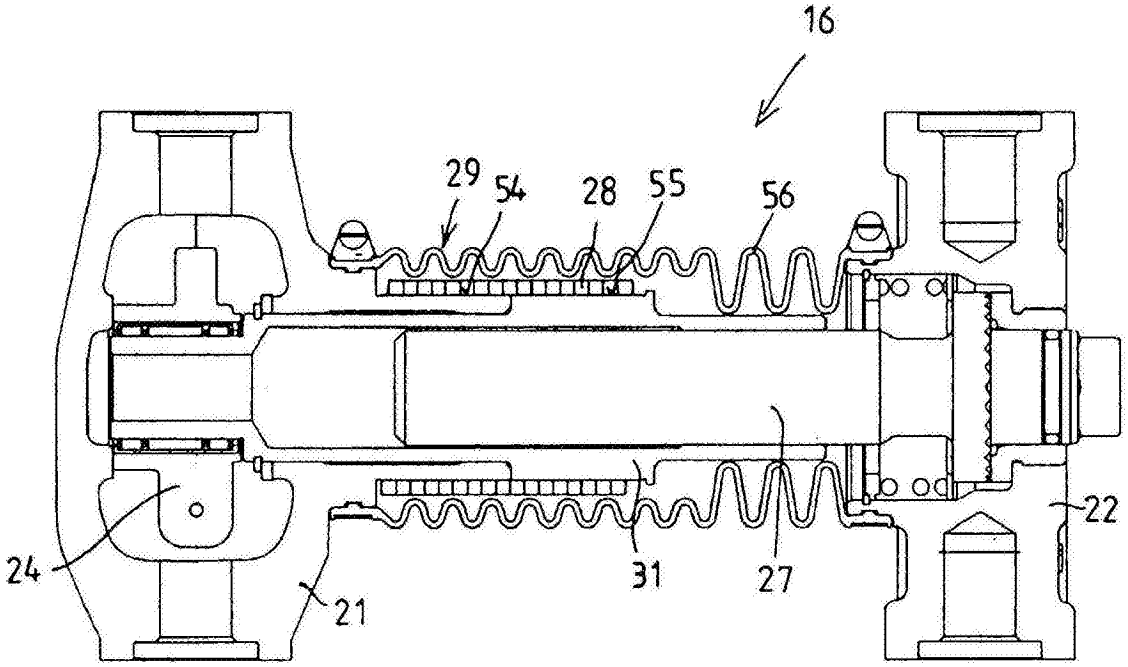

16
29
54
28
55
56
22
24
31
27
21

图 9

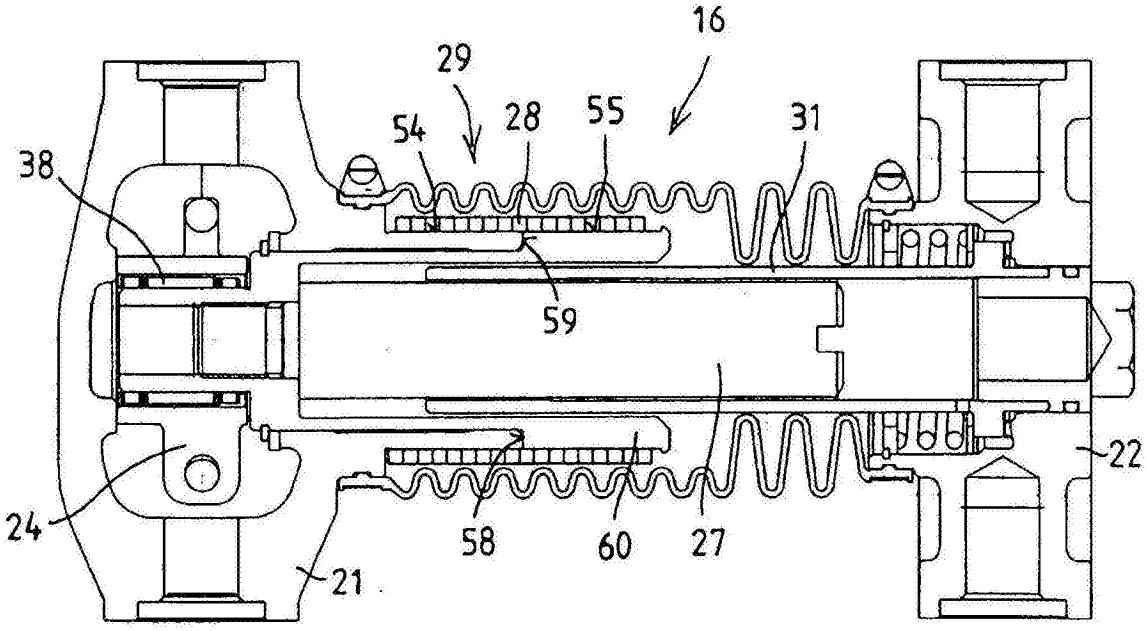

16
29
54
28
55
31
38
59
22
24
58
60
27
21

图 10