



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 116615614 A

(43) 申请公布日 2023. 08. 18

(21) 申请号 202180079608.6

(74) 专利代理机构 永新专利商标代理有限公司
72002

(22) 申请日 2021.11.30

专利代理师 朴勇

(30) 优先权数据

2020-201318 2020.12.03 JP

2021-016878 2021.02.04 JP

(51) Int.Cl.

F16D 13/52 (2006.01)

(85) PCT国际申请进入国家阶段日

2023.05.26

(86) PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2021/043873 2021.11.30

(87) PCT国际申请的公布数据

W02022/118839 JA 2022.06.09

(71) 申请人 株式会社电装

地址 日本爱知县

(72) 发明人 高木章 杉浦巧美 中川雅史

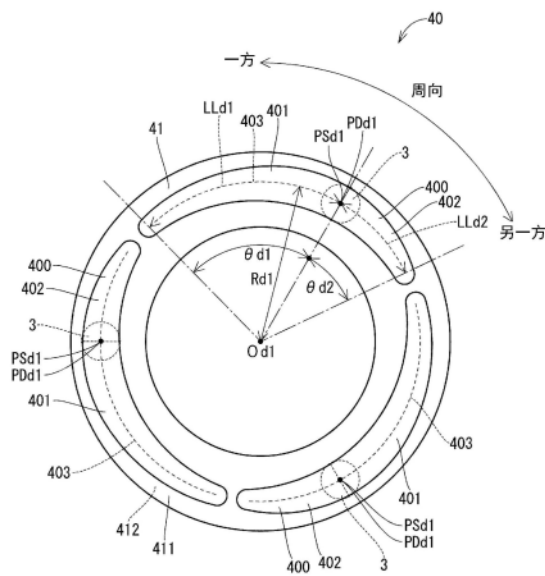
权利要求书2页 说明书23页 附图15页

(54) 发明名称

离合器装置

(57) 摘要

第一驱动凸轮槽(401)形成为从驱动凸轮特定位置(PSd1)向驱动凸轮主体(41)的周向的一侧延伸。第二驱动凸轮槽(402)从驱动凸轮特定位置(PSd1)向驱动凸轮主体(41)的周向的另一侧延伸,槽底(403)相对于驱动凸轮主体(41)的一方的端面(411)的倾斜角比第一驱动凸轮槽(401)的槽底(403)的倾斜角大。第一从动凸轮槽形成为自从动凸轮特定位置向从动凸轮主体的周向的一侧延伸。第二从动凸轮槽自从动凸轮特定位置向从动凸轮主体的周向的另一侧延伸,槽底相对于从动凸轮主体的一方的端面的倾斜角比第一从动凸轮槽的槽底的倾斜角大。控制部在通常工作时控制原动机的工作,以使滚动体(3)在第一驱动凸轮槽(401)以及第一从动凸轮槽中滚动。



1. 一种离合器装置,其特征在于,具备:

壳体(12);

原动机(20),设于所述壳体,能够通过通电而工作并输出扭矩;

减速器(30),能够将所述原动机的扭矩减速并输出;

滚动体凸轮(2),具有:驱动凸轮(40),具有驱动凸轮主体(41)以及形成于所述驱动凸轮主体的一方的端面(411)的多个驱动凸轮槽(400),该驱动凸轮(40)在被输入从所述减速器输出的扭矩时相对于所述壳体相对旋转;从动凸轮(50),具有从动凸轮主体(51)以及形成于所述从动凸轮主体的一方的端面(511)的多个从动凸轮槽(500),该从动凸轮(50)在所述驱动凸轮相对于所述壳体相对旋转时相对于所述壳体沿轴向相对移动;以及滚动体(3),被设置成能够在所述驱动凸轮槽与所述从动凸轮槽之间滚动;

离合器(70),设置于被设置成能够相对于所述壳体相对旋转的第一传递部(61)与第二传递部(62)之间,在卡合状态时允许所述第一传递部与所述第二传递部之间的扭矩的传递,在非卡合状态时切断所述第一传递部与所述第二传递部之间的扭矩的传递;

状态变更部(80、90),从所述从动凸轮受到轴向的力,能够根据所述从动凸轮相对于所述壳体在轴向的相对位置将所述离合器的状态变更为卡合状态或者非卡合状态;以及

控制部(10),能够控制向所述原动机的通电,且控制所述原动机的工作,

所述驱动凸轮槽具有:

第一驱动凸轮槽(401),从所述驱动凸轮主体的周向的特定的位置即驱动凸轮特定位置(PSd1)向所述驱动凸轮主体的周向的一侧延伸,以随着从所述驱动凸轮特定位置朝向所述驱动凸轮主体的周向的一侧而深度变浅的方式相对于所述驱动凸轮主体的一方的端面(411)倾斜地形成有槽底(403);以及

第二驱动凸轮槽(402),从所述驱动凸轮特定位置向所述驱动凸轮主体的周向的另一侧延伸,以随着从所述驱动凸轮特定位置朝向所述驱动凸轮主体的周向的另一侧而深度变浅的方式相对于所述驱动凸轮主体的一方的端面(411)倾斜地形成有槽底(403),槽底(403)相对于所述驱动凸轮主体的一方的端面(411)的倾斜角比所述第一驱动凸轮槽的槽底(403)的倾斜角大,

所述从动凸轮槽具有:

第一从动凸轮槽(501),从所述从动凸轮主体的周向的特定的位置即从动凸轮特定位置(PSv1)向所述从动凸轮主体的周向的一侧延伸,以随着从所述从动凸轮特定位置朝向所述从动凸轮主体的周向的一侧而深度变浅的方式相对于所述从动凸轮主体的一方的端面(511)倾斜地形成有槽底(503);以及

第二从动凸轮槽(502),从所述从动凸轮特定位置向所述从动凸轮主体的周向的另一侧延伸,以随着从所述从动凸轮特定位置朝向所述从动凸轮主体的周向的另一侧而深度变浅的方式相对于所述从动凸轮主体的一方的端面(511)倾斜地形成有槽底(503),槽底(503)相对于所述从动凸轮主体的一方的端面(511)的倾斜角比所述第一从动凸轮槽的槽底(503)的倾斜角大,

所述控制部在通常工作时以使所述滚动体在所述第一驱动凸轮槽以及所述第一从动凸轮槽中滚动的方式控制所述原动机的工作。

2. 根据权利要求1所述的离合器装置,其特征在于,

在将通过所述驱动凸轮特定位置处的所述驱动凸轮槽的槽底(403)上的点即驱动凸轮特定点(PDd1)且与所述驱动凸轮主体的一方的端面(411)平行的面设为驱动凸轮特定虚拟面(PPd1)时，

所述驱动凸轮特定虚拟面与所述第二驱动凸轮槽的槽底(403)的和所述驱动凸轮特定点相反的一侧的端部的距离，被设定为所述驱动凸轮特定虚拟面与所述第一驱动凸轮槽的槽底(403)的和所述驱动凸轮特定点相反的一侧的端部的距离以下，

在将通过所述从动凸轮特定位置处的所述从动凸轮槽的槽底(503)上的点即从动凸轮特定点(PDv1)且与所述从动凸轮主体的一方的端面(511)平行的面设为从动凸轮特定虚拟面(PPv1)时，

所述从动凸轮特定虚拟面与所述第二从动凸轮槽的槽底(503)的和所述从动凸轮特定点相反的一侧的端部的距离，被设定为所述从动凸轮特定虚拟面与所述第一从动凸轮槽的槽底(503)的和所述从动凸轮特定点相反的一侧的端部的距离以下。

3. 根据权利要求1或2所述的离合器装置，其特征在于，

在所述滚动体同时接触所述第一驱动凸轮槽以及所述第二驱动凸轮槽时，仅以所述滚动体与所述第一驱动凸轮槽的接触点即第一驱动凸轮接触点以及所述滚动体与所述第二驱动凸轮槽的接触点即第二驱动凸轮接触点这两个点接触，

在所述滚动体同时接触所述第一从动凸轮槽以及所述第二从动凸轮槽时，仅以所述滚动体与所述第一从动凸轮槽的接触点即第一从动凸轮接触点以及所述滚动体与所述第二从动凸轮槽的接触点即第二从动凸轮接触点这两个点接触。

4. 根据权利要求1至3中任一项所述的离合器装置，其特征在于，

还具备施力部件，该施力部件能够将所述从动凸轮相对于所述壳体向与所述离合器相反的一侧施力。

5. 根据权利要求1至4中任一项所述的离合器装置，其特征在于，

在将所述滚动体登上所述第二驱动凸轮槽地滚动所需的所述驱动凸轮的扭矩设为 T_2 ，

将在所述滚动体同时接触所述第一从动凸轮槽以及所述第二从动凸轮槽并且所述滚动体仅与所述第一驱动凸轮槽以及所述第二驱动凸轮槽中的所述第一驱动凸轮槽接触的状态下、所述滚动体在所述第一驱动凸轮槽中不滚动而是滑动所需的所述驱动凸轮的扭矩设为 T_3 时，

所述第二驱动凸轮槽被设定为，槽底(403)相对于所述驱动凸轮主体的一方的端面(411)的倾斜角满足 $T_3 < T_2$ 的关系。

6. 根据权利要求1至4中任一项所述的离合器装置，其特征在于，

在将所述滚动体登上所述第二从动凸轮槽地滚动所需的所述驱动凸轮的扭矩设为 T_2 ，

将在所述滚动体同时接触所述第一驱动凸轮槽以及所述第二驱动凸轮槽并且所述滚动体仅与所述第一从动凸轮槽以及所述第二从动凸轮槽中的所述第一从动凸轮槽接触的状态下、所述滚动体在所述第一从动凸轮槽中不滚动而是滑动所需的所述驱动凸轮的扭矩设为 T_3 时，

所述第二从动凸轮槽被设定为，槽底(503)相对于所述从动凸轮主体的一方的端面(511)的倾斜角满足 $T_3 < T_2$ 的关系。

离合器装置

[0001] 关联申请的相互参照

[0002] 本申请基于2020年12月3日提出申请的日本专利申请号2020-201318号以及2021年2月4日提出申请的日本专利申请号2021-016878号,这里引用其记载内容。

技术领域

[0003] 本发明涉及离合器装置。

背景技术

[0004] 以往,已知一种离合器装置,通过将离合器的状态变更为卡合状态或非卡合状态而允许或切断第一传递部与第二传递部之间的扭矩的传递。

[0005] 例如在专利文献1的离合器装置中,利用减速器将电动马达的旋转运动减速,利用滚动体凸轮转换为平移运动,通过按压离合器,变更离合器的状态。

[0006] 现有技术文献

[0007] 专利文献

[0008] 专利文献1:日本特开2015-017635号公报

发明内容

[0009] 在专利文献1的离合器装置中,在切断向电动马达的电流时等,由于来自离合器侧的负载载荷,滚动体凸轮复位到原点。在滚动体凸轮复位到原点时,滚动体以及周围的部件受到相对较大的冲击。为了缓和该冲击,进而抑制滚动体从槽脱出,该滚动体凸轮在通常工作时滚动体滚动的槽的相反侧具有冲击缓和部与防脱部。

[0010] 专利文献1的离合器装置具备将滚动体凸轮向原点侧施力的施力部件。另外,在专利文献1中,公开了将滚动体与防脱部的接触角设定为比滚动体与冲击缓和部的接触角大的方式。

[0011] 在专利文献1的离合器装置中,滚动体凸轮的旋转角存在有限范围的限制,防脱部也被分配旋转角度,因此担心冲击缓和部变短,不能充分地缓和冲击。另外,在旋转惯性力大到设想以上的情况下,担心在防脱部产生较大的冲击载荷,滚动体凸轮的构成部件破损。

[0012] 本发明的目的在于提供能够抑制滚动体凸轮在原地复位时的破损的离合器装置。

[0013] 本发明的离合器装置具备壳体、原动机、减速器、滚动体凸轮、离合器、状态变更部及控制部。原动机设于壳体,能够通过通电而工作且输出扭矩。减速器能够将原动机的扭矩减速并输出。

[0014] 滚动体凸轮具有:驱动凸轮,具有驱动凸轮主体以及形成于驱动凸轮主体的一方的端面的多个驱动凸轮槽,在被输入从减速器输出的扭矩时相对于壳体相对旋转;从动凸轮,具有从动凸轮主体以及形成于从动凸轮主体的一方的端面的多个从动凸轮槽,在驱动凸轮相对于壳体相对旋转时相对于壳体沿轴向相对移动;以及滚动体,被设置成能够在驱动凸轮槽与从动凸轮槽之间滚动。

[0015] 离合器设于被设为能够相对于壳体相对旋转的第一传递部与第二传递部之间,在卡合状态时允许第一传递部与第二传递部之间的扭矩的传递,在非卡合状态时切断第一传递部与第二传递部之间的扭矩的传递。状态变更部自从动凸轮受到轴向的力,能够根据从动凸轮相对于壳体在轴向上的相对位置将离合器的状态变更为卡合状态或者非卡合状态。控制部控制向原动机的通电,能够控制原动机的工作。

[0016] 驱动凸轮槽具有第一驱动凸轮槽以及第二驱动凸轮槽。第一驱动凸轮槽从驱动凸轮主体的周向的特定的位置即驱动凸轮特定位置向驱动凸轮主体的周向的一侧延伸,以随着从驱动凸轮特定位置朝向驱动凸轮主体的周向的一侧而深度变浅的方式相对于驱动凸轮主体的一方的端面倾斜地形成有槽底。第二驱动凸轮槽从驱动凸轮特定位置向驱动凸轮主体的周向的另一方侧延伸,以随着从驱动凸轮特定位置朝向驱动凸轮主体的周向的另一方侧而深度变浅的方式相对于驱动凸轮主体的一方的端面倾斜地形成有槽底,槽底相对于驱动凸轮主体的一方的端面的倾斜角比第一驱动凸轮槽的槽底的倾斜角大。

[0017] 从动凸轮槽具有第一从动凸轮槽以及第二从动凸轮槽。第一从动凸轮槽自从动凸轮主体的周向的特定的位置即从动凸轮特定位置向从动凸轮主体的周向的一侧延伸,以随着自从动凸轮特定位置朝向从动凸轮主体的周向的一侧而深度变浅的方式相对于从动凸轮主体的一方的端面倾斜地形成有槽底。第二从动凸轮槽自从动凸轮特定位置向从动凸轮主体的周向的另一侧延伸,以随着从从动凸轮特定位置朝向从动凸轮主体的周向的另一侧而深度变浅的方式相对于从动凸轮主体的一方的端面倾斜地形成有槽底,槽底相对于从动凸轮主体的一方的端面的倾斜角比第一从动凸轮槽的槽底的倾斜角大。

[0018] 控制部在通常工作时控制原动机的工作,以使滚动体在第一驱动凸轮槽以及第一从动凸轮槽中滚动。这里,“通常工作时”是指向原动机通电、使滚动体凸轮工作而将离合器的状态变更为卡合状态或者非卡合状态地工作的时间。

[0019] 在本发明中,例如在通常工作时,滚动体位于第一驱动凸轮槽以及第一从动凸轮槽且从动凸轮位于从初始位置(原点)向离合器侧离开规定距离的位置时,若由于电源失效而切断向原动机的通电,则通过来自离合器侧的施力,从动凸轮向初始位置侧返回。此时,滚动体在第一驱动凸轮槽以及第一从动凸轮槽中滚动,越过原点,攀上第二驱动凸轮槽以及第二从动凸轮槽。

[0020] 这里,第二驱动凸轮槽以及第二从动凸轮槽的倾斜角设定为比第一驱动凸轮槽以及第一从动凸轮槽的倾斜角大。因此,越过原点而攀上第二驱动凸轮槽以及第二从动凸轮槽的滚动体,滚动的速度变小且停止,向原点侧滚动,向原点的复位完成。如此,在本发明中,能够有效地抑制滚动体凸轮在原点复位时的冲击。因而,能够抑制滚动体凸轮在原点复位时的破损。

附图说明

[0021] 关于本发明的上述目的及其他目的、特征及优点,参照附图并通过下述详细的叙述会变得更明确。该附图如下。

[0022] 图1是表示第一实施方式的离合器装置的剖面图。

[0023] 图2是表示第一实施方式的离合器装置的一部分的剖面图。

[0024] 图3是2kh型奇异行星齿轮减速器的示意图以及表示输入输出模式与惯性力矩及

减速比的关系的表。

[0025] 图4是3k型奇异行星齿轮减速器的示意图以及表示输入输出模式与惯性力矩及减速比的关系的表。

[0026] 图5是表示从动凸轮的行程与作用于离合器的载荷的关系的图。

[0027] 图6是表示第一实施方式的离合器装置的原动机的线圈的示意图。

[0028] 图7是表示第一实施方式的离合器装置的驱动凸轮主体的图。

[0029] 图8是表示第一实施方式的离合器装置的从动凸轮主体的图。

[0030] 图9是表示第一实施方式的离合器装置的驱动凸轮槽以及从动凸轮槽的剖面图。

[0031] 图10是表示第一实施方式的离合器装置的驱动凸轮槽以及从动凸轮槽的剖面图，并且是表示与图9不同的状态的图。

[0032] 图11是表示第一实施方式的离合器装置的驱动凸轮槽以及从动凸轮槽的剖面图，并且是表示与图9不同的状态的图。

[0033] 图12是表示第一实施方式的离合器装置的驱动凸轮与从动凸轮的相对旋转角、和从动凸轮相对于驱动凸轮的位移的关系的图。

[0034] 图13是表示第一实施方式的离合器装置的驱动凸轮槽以及从动凸轮槽的剖面图，并且是表示产生了相位的偏移的状态的图。

[0035] 图14是表示第一实施方式的离合器装置的驱动凸轮槽以及从动凸轮槽的剖面图，并且是表示原点位置状态的图。

[0036] 图15是表示滚动体以登上第二驱动凸轮槽的方式滚动所需的驱动凸轮的扭矩、和第二驱动凸轮槽以及第二从动凸轮槽的倾斜角的关系的图。

[0037] 图16是表示滚动体在第一驱动凸轮槽中不滚动而是滑动所需的驱动凸轮的扭矩、和第二驱动凸轮槽以及第二从动凸轮槽的倾斜角的关系的图。

[0038] 图17是表示第二实施方式的离合器装置的一部分的剖面图。

具体实施方式

[0039] 以下，基于附图说明多个实施方式的离合器装置。另外，在多个实施方式中对于实质相同的构成部位赋予相同的标记而省略说明。

[0040] (第一实施方式)

[0041] 在图1、图2中表示第一实施方式的离合器装置。离合器装置1例如设在车辆的内燃机与变速器之间，用于允许或切断内燃机与变速器之间的扭矩的传递。

[0042] 离合器装置1具备壳体12、作为“原动机”的马达20、减速器30、作为“旋转平移部”或者“滚动体凸轮”的滚珠凸轮2、离合器70、状态变更部80、及作为“控制部”的电子控制单元(以下，称作“ECU”)10。

[0043] 另外，离合器装置1具备作为“第一传递部”的输入轴61与作为“第二传递部”的输出轴62。

[0044] ECU10是具有作为运算机构的CPU、作为存储机构的ROM、RAM等、作为输入输出机构的I/O等的小型计算机。ECU10基于来自对车辆各部设置的各种传感器的信号等信息，按照保存在ROM等中的程序执行运算，控制车辆的各种装置及设备的工作。这样，ECU10执行保存在非移动性实体记录介质中的程序。通过执行该程序，执行与程序对应的方法。

[0045] ECU10能够基于来自各种传感器的信号等信息来控制内燃机等工作。此外，ECU10能够控制后述的马达20的工作。

[0046] 输入轴61例如与未图示的内燃机的驱动轴连接，能够与驱动轴一起旋转。即，从驱动轴对输入轴61输入扭矩。

[0047] 在搭载内燃机的车辆设置固定体11(参照图2)。固定体11例如形成为筒状，固定于车辆的发动机室。在固定体11的内周壁与输入轴61的外周壁之间设置滚珠轴承141。由此，输入轴61经由滚珠轴承141而被固定体11轴支承。

[0048] 壳体12设于固定体11的内周壁与输入轴61的外周壁之间。壳体12具有壳体内筒部121、壳体板部122、壳体外筒部123、壳体小板部124、壳体台阶面125、壳体小内筒部126、壳体侧花键槽部127等。

[0049] 壳体内筒部121形成为大致圆筒状。壳体小板部124以从壳体内筒部121的端部向径向外侧延伸的方式形成为环状的板状。壳体小内筒部126以从壳体小板部124的外缘部向与壳体内筒部121相反的一侧延伸的方式形成为大致圆筒状。壳体板部122以从壳体小内筒部126的与壳体小板部124相反的一侧的端部向径向外侧延伸的方式形成为环状的板状。壳体外筒部123以从壳体板部122的外缘部向与壳体小内筒部126以及壳体内筒部121相同的一侧延伸的方式形成为大致圆筒状。这里，壳体内筒部121、壳体小板部124、壳体小内筒部126、壳体板部122及壳体外筒部123例如由金属一体地形成。

[0050] 如上述那样，壳体12整体形成为中空并且扁平形状。

[0051] 壳体台阶面125在壳体小板部124的与壳体小内筒部126相反的一侧的面上形成为圆环的平面状。壳体侧花键槽部127以沿壳体内筒部121的轴向延伸的方式形成于壳体内筒部121的外周壁。壳体侧花键槽部127在壳体内筒部121的周向上形成有多个。

[0052] 壳体12以外壁的一部分抵接于固定体11的壁面的一部分的方式固定于固定体11(参照图2)。壳体12被未图示的螺栓等固定于固定体11。这里，壳体12相对于固定体11以及输入轴61同轴地设置。另外，在壳体内筒部121的内周壁与输入轴61的外周壁之间形成大致圆筒状的空间。

[0053] 壳体12具有收容空间120。收容空间120形成于壳体内筒部121、壳体小板部124、壳体小内筒部126、壳体板部122及壳体外筒部123之间。

[0054] 马达20收容于收容空间120。马达20具有定子21、转子23等。定子21具有定子芯211、线圈22。定子芯211例如由层叠钢板形成为大致圆环状，固定于壳体外筒部123的内侧。线圈22分别设于定子芯211的多个突极。

[0055] 马达20具有作为“永磁体”的磁体230。转子23例如由铁类的金属形成为大致圆环状。更详细地说，转子23例如由磁特性相对较高的纯铁形成。

[0056] 磁体230设于转子23的外周壁。磁体230以磁极交替的方式在转子23的周向上等间隔地设有多个。

[0057] 离合器装置1具备轴承151。轴承151设于壳体小内筒部126的外周壁。在轴承151的径向外侧设有后述的太阳轮31。转子23在太阳轮31的径向外侧设为不能相对于太阳轮31进行相对旋转。轴承151设于收容空间120，将太阳轮31、转子23以及磁体230支承为能够旋转。

[0058] 这里，线圈22具有绕组集25(参照图6)。绕组集25具有U相绕组251、V相绕组252、W相绕组253。U相绕组251、V相绕组252、W相绕组253分别卷绕于定子芯211，各自的一端电连

接。

[0059] ECU10具有开关元件271~276、电压检测部250。

[0060] 开关元件271的一端连接于未图示的电池的正极,另一端连接于开关元件272的一端。开关元件272的另一端接地。开关元件273的一端连接于未图示的电池的正极,另一端连接于开关元件274的一端。开关元件274的另一端接地。开关元件275的一端连接于未图示的电池的正极,另一端连接于开关元件276的一端。开关元件276的另一端接地。

[0061] U相绕组251的另一端连接于开关元件271与开关元件272的连接点。V相绕组252的另一端连接于开关元件273与开关元件274的连接点。W相绕组253的另一端连接于开关元件275与开关元件276的连接点。

[0062] 电压检测部250设于开关元件272、274、276与地之间,能够检测该部位的电位差。

[0063] ECU10通过控制向线圈22供给的电力,能够控制马达20的工作。若向线圈22供给电力,则在定子芯211中产生旋转磁场,转子23旋转。由此,从转子23输出扭矩。这样,马达20具有定子21以及相对于定子21可相对旋转地设置的转子23,通过电力的供给,能够从转子23输出扭矩。

[0064] 更详细地说,ECU10通过控制开关元件271~276的开关工作而控制从电池向绕组集25供给的电力,由此能够控制马达20的工作,以使转子23正转或者反转。

[0065] 如此,在本实施方式中,马达20具有一个绕组集(25)、即一个系统的绕组集,在通常时,通过向绕组集25的通电而输出扭矩。另外,在绕组集25断线的情况等电源失效时,向绕组集25的通电被切断,马达20的工作停止。

[0066] ECU10根据由电压检测部250检测出的电压,能够检测流经绕组集25的电流值。由此,ECU10能够检测绕组集25的断线。

[0067] 这里,转子23在定子21的定子芯211的径向内侧被设为能够相对于定子21进行相对旋转。马达20是内转子类型的无刷直流马达。

[0068] 在本实施方式中,离合器装置1具备旋转角传感器104。旋转角传感器104设于收容空间120。

[0069] 旋转角传感器104检测从与转子23一体地旋转的感应磁体(Sensor Magnet)产生的磁通,向ECU10输出与检测到的磁通对应的信号。由此,ECU10能够基于来自旋转角传感器104的信号来检测转子23的旋转角及转速等。此外,ECU10能够基于转子23的旋转角及转速等来计算驱动凸轮40相对于壳体12及后述从动凸轮50的相对旋转角度、从动凸轮50及状态变更部80相对于壳体12及驱动凸轮40的轴向的相对位置等。

[0070] 减速器30收容于收容空间120。减速器30具有太阳轮31、行星齿轮32、行星架33、第一齿圈34、第二齿圈35等。

[0071] 太阳轮31被设为与转子23同轴并且可以一体旋转。即,转子23与太阳轮31独立地形成,以能够一体旋转的方式的同轴配置。

[0072] 更详细地说,太阳轮31具有太阳轮主体310、作为“齿部”以及“外齿”的太阳轮齿部311、齿轮侧花键槽部315。太阳轮主体310例如由金属形成为大致圆筒状。齿轮侧花键槽部315在太阳轮主体310的一方的端部侧的外周壁沿轴向延伸地形成。齿轮侧花键槽部315沿太阳轮主体310的周向形成有多个。太阳轮主体310的一方的端部侧由轴承151轴支承。

[0073] 在转子23的内周壁形成有与齿轮侧花键槽部315对应的花键槽部。转子23位于太

阳轮31的径向外侧,且设为花键槽部与齿轮侧花键槽部315花键配合。由此,转子23相对于太阳轮31不能相对旋转,并且能够沿轴向相对移动。

[0074] 太阳轮齿部311形成于太阳轮31的另一方的端部侧的外周壁。与转子23一体旋转的太阳轮31被输入马达20的扭矩。这里,太阳轮31与减速器30的“输入部”对应。在本实施方式中,太阳轮31例如由铁钢材料形成。

[0075] 行星齿轮32沿太阳轮31的周向设有多个,能够一边与太阳轮31啮合并自转一边在太阳轮31的周向上公转。更详细地说,行星齿轮32例如由金属形成为大致圆筒状,在太阳轮31的径向外侧在太阳轮31的周向上等间隔地设有4个。行星齿轮32具有作为“齿部”以及“外齿”的行星齿轮齿部321。行星齿轮齿部321以能够与太阳轮齿部311啮合的方式形成在行星齿轮32的外周壁。

[0076] 行星架33将行星齿轮32支承为能够旋转,能够相对于太阳轮31相对旋转。更详细地说,行星架33相对于太阳轮31设于径向外侧。行星架33能够相对于转子23以及太阳轮31相对旋转。

[0077] 行星架33具有行星架主体330与销331。行星架主体330例如由金属形成为大致圆环状。行星架主体330在径向上位于太阳轮31与线圈22之间,在轴向上位于转子23以及磁体230与行星齿轮32之间。另外,行星齿轮32相对于行星架主体330以及线圈22位于与壳体板部122相反的一侧。

[0078] 销331具有连接部335、支承部336。连接部335以及支承部336分别例如由金属形成为圆柱状。连接部335与支承部336以各自的轴错开而成为平行的状态的方式一体地形成。因此,连接部335以及支承部336的包括各自的轴的虚拟平面的截面形状为曲柄形状(参照图1)。

[0079] 销331以作为一方的端部侧的部位的连接部335连接于行星架主体330的方式固定于行星架主体330。这里,支承部336被设为在行星架主体330的与转子23以及磁体230相反的一侧,其轴相对于连接部335的轴位于行星架主体330的径向外侧(参照图1)。销331与行星齿轮32的数量对应地合计设置有四个。

[0080] 减速器30具有行星齿轮轴承36。行星齿轮轴承36例如是滚针轴承,设于销331的支承部336的外周壁与行星齿轮32的内周壁之间。由此,行星齿轮32经由行星齿轮轴承36被销331的支承部336能够旋转地支承。

[0081] 第一齿圈34具有能够与行星齿轮32啮合的齿部即第一齿圈齿部341,固定于壳体12。更详细地说,第一齿圈34例如由金属形成为大致圆环状。第一齿圈34在相对于线圈22与壳体板部122相反的一侧,以外缘部嵌合于壳体外筒部123的内周壁的方式固定于壳体12。因此,第一齿圈34不能相对于壳体12旋转。

[0082] 这里,第一齿圈34相对于壳体12、转子23、太阳轮31同轴地设置。作为“齿部”以及“内齿”的第一齿圈齿部341以能够与行星齿轮32的行星齿轮齿部321的轴向的一方的端部侧啮合的方式形成于第一齿圈34的内缘部。

[0083] 第二齿圈35具有第二齿圈齿部351,被设为能够与后述的驱动凸轮40一体旋转,该第二齿圈齿部351是能够与行星齿轮32啮合的齿部且齿数与第一齿圈齿部341不同。更详细地说,第二齿圈35例如由金属形成为大致圆环状。第二齿圈35具有齿轮内筒部355、齿轮板部356、齿轮外筒部357。齿轮内筒部355形成为大致圆筒状。齿轮板部356以从齿轮内筒部

355的一端向径向外侧延伸的方式形成为环状的板状。齿轮外筒部357以从齿轮板部356的外缘部向与齿轮内筒部355相反的一侧延伸的方式形成为大致圆筒状。

[0084] 这里,第二齿圈35相对于壳体12、转子23、太阳轮31同轴地设置。作为“齿部”以及“内齿”的第二齿圈齿部351以能够与行星齿轮32的行星齿轮齿部321的轴向的另一方的端部侧啮合的方式形成于齿轮外筒部357的内周壁。在本实施方式中,第二齿圈齿部351的齿数比第一齿圈齿部341的齿数多。更详细地说,第二齿圈齿部351的齿数比第一齿圈齿部341的齿数多出对行星齿轮32的个数即4乘以整数所得到的数量。

[0085] 另外,行星齿轮32需要在同一部位与两个具有不同的各参数的第一齿圈34以及第二齿圈35不相干扰地正常啮合,因此进行了使第一齿圈34以及第二齿圈35的一方或两方变位而使各齿轮对的中心距离恒定的设计。

[0086] 通过上述构成,若马达20的转子23旋转,则太阳轮31旋转,行星齿轮32的行星齿轮齿部321一边与太阳轮齿部311、第一齿圈齿部341以及第二齿圈齿部351啮合并自转,一边沿太阳轮31的周向公转。这里,由于第二齿圈齿部351的齿数比第一齿圈齿部341的齿数多,因此第二齿圈35相对于第一齿圈34相对旋转。因此,在第一齿圈34与第二齿圈35之间对应于第一齿圈齿部341与第二齿圈齿部351的齿数差的微差旋转作为第二齿圈35的旋转而被输出。由此,来自马达20的扭矩被减速器30减速而从第二齿圈35输出。如此,减速器30能够将马达20的扭矩减速并输出。在本实施方式中,减速器30构成了3k型的奇异行星齿轮减速器。

[0087] 第二齿圈35与后述的驱动凸轮40独立地形成,且被设为能够与驱动凸轮40一体旋转。第二齿圈35将来自马达20的扭矩减速并向驱动凸轮40输出。这里,第二齿圈35与减速器30的“输出部”对应。

[0088] 滚珠凸轮2具有作为“旋转部”的驱动凸轮40、作为“平移部”的从动凸轮50、作为“滚动体”的滚珠3。

[0089] 驱动凸轮40具有驱动凸轮主体41、驱动凸轮内筒部42、驱动凸轮板部43、驱动凸轮外筒部44、驱动凸轮槽400等。驱动凸轮主体41形成为大致圆环的板状。驱动凸轮内筒部42以从驱动凸轮主体41的外缘部沿轴向延伸的方式形成为大致圆筒状。驱动凸轮板部43以从驱动凸轮内筒部42的与驱动凸轮主体41相反侧的端部向径向外侧延伸的方式形成为大致圆环的板状。驱动凸轮外筒部44以从驱动凸轮板部43的外缘部向与驱动凸轮内筒部42相反的一侧延伸的方式形成为大致圆筒状。这里,驱动凸轮主体41、驱动凸轮内筒部42、驱动凸轮板部43和驱动凸轮外筒部44例如由金属一体地形成。

[0090] 驱动凸轮槽400以从驱动凸轮主体41的驱动凸轮内筒部42侧的面即一方的端面411向另一方的端面412侧凹陷的方式形成(参照图7)。驱动凸轮槽400形成为,在驱动凸轮主体41的周向上,距一方的端面411的深度变化。驱动凸轮槽400例如在驱动凸轮主体41的周向上等间隔地形成有三个。驱动凸轮槽400的更详细的构成将在后面进行说明。

[0091] 驱动凸轮40设于壳体内筒部121与壳体外筒部123之间,使得驱动凸轮主体41位于壳体内筒部121的外周壁与太阳轮31的内周壁之间,并且驱动凸轮板部43相对于行星齿轮32位于与行星架主体330相反的一侧。驱动凸轮40能够相对于壳体12相对旋转。

[0092] 第二齿圈35以齿轮内筒部355的内周壁嵌合于驱动凸轮外筒部44的外周壁的方式与驱动凸轮40一体地设置。第二齿圈35相对于驱动凸轮40不能相对旋转。即,第二齿圈35能

够与作为“旋转部”的驱动凸轮40一体地旋转。因此,若来自马达20的扭矩被减速器30减速并从第二齿圈35输出,则驱动凸轮40相对于壳体12相对旋转。即,驱动凸轮40若被输入从减速器30输出的扭矩,则相对于壳体12相对旋转。

[0093] 从动凸轮50具有从动凸轮主体51、从动凸轮筒部52、凸轮侧花键槽部54、从动凸轮槽500等。从动凸轮主体51形成为大致圆环的板状。从动凸轮筒部52以从从动凸轮主体51的外缘部沿轴向延伸的方式形成为大致圆筒状。这里,从动凸轮主体51和从动凸轮筒部52例如由金属一体地形成。

[0094] 凸轮侧花键槽部54以在从动凸轮主体51的内周壁上沿轴向延伸的方式形成。凸轮侧花键槽部54在从动凸轮主体51的周向上形成有多个。

[0095] 从动凸轮50设置为,从动凸轮主体51相对于驱动凸轮主体41位于与壳体台阶面125相反的一侧并且驱动凸轮内筒部42以及驱动凸轮板部43的径向内侧,凸轮侧花键槽部54与壳体侧花键槽部127与花键配合。由此,从动凸轮50相对于壳体12不能相对旋转并且能够在轴向上相对移动。

[0096] 从动凸轮槽500以自从动凸轮主体51的驱动凸轮主体41侧的面即一方的端面511向另一方的端面512侧凹陷的方式形成(参照图8)。从动凸轮槽500形成为,在从动凸轮主体51的周向上,距一方的端面511的深度变化。从动凸轮槽500例如在从动凸轮主体51的周向上等间隔地形成有三个。从动凸轮槽500的更详细的构成将在后面进行说明。

[0097] 另外,驱动凸轮槽400和从动凸轮槽500在从驱动凸轮主体41的从动凸轮主体51侧的面侧、或从动凸轮主体51的驱动凸轮主体41侧的面侧观察时分别形成为相同的形状。

[0098] 滚珠3例如由金属形成为球状。滚珠3分别能够在3个驱动凸轮槽400与3个从动凸轮槽500之间滚动。即,滚珠3合计设有3个。

[0099] 如此,驱动凸轮40、从动凸轮50和滚珠3构成作为“滚动体凸轮”的滚珠凸轮2。当驱动凸轮40相对于壳体12及从动凸轮50相对旋转时,滚珠3沿着驱动凸轮槽400及从动凸轮槽500各自的槽底滚动。

[0100] 如图1所示,滚珠3设于第一齿圈34以及第二齿圈35的径向内侧。更详细地说,滚珠3的大部分设于第一齿圈34以及第二齿圈35的轴向的范围内。

[0101] 如上述那样,驱动凸轮槽400以及从动凸轮槽500形成为,在驱动凸轮40或者从动凸轮50的周向上深度变化。因此,当在从减速器30输出的扭矩的作用下驱动凸轮40相对于壳体12及从动凸轮50相对旋转时,滚珠3在驱动凸轮槽400及从动凸轮槽500中滚动,从动凸轮50相对于驱动凸轮40及壳体12在轴向上相对移动,即产生行程。

[0102] 如此,从动凸轮50具有以在与驱动凸轮槽400之间夹持滚珠3的方式形成于一方的端面511的多个从动凸轮槽500,与驱动凸轮40以及滚珠3一起构成了滚珠凸轮2。当驱动凸轮40相对于壳体12相对旋转时,从动凸轮50相对于驱动凸轮40及壳体12在轴向上相对移动。这里,从动凸轮50由于凸轮侧花键槽部54与壳体侧花键槽部127花键配合,所以不相对于壳体12相对旋转。此外,驱动凸轮40相对于壳体12虽然相对旋转,但在轴向上不相对移动。

[0103] 在本实施方式中,离合器装置1具备作为“施力部件”的回动弹簧55、回动弹簧保持件56、C形圈57。回动弹簧55例如是螺旋弹簧,在从动凸轮主体51的与驱动凸轮主体41相反的一侧设于壳体内筒部121的与壳体小板部124相反的一侧的端部的径向外侧。回动弹簧55

的一端抵接于从动凸轮主体51的与驱动凸轮主体41相反的一侧的面。

[0104] 回动弹簧保持件56例如由金属形成为大致圆环状,在壳体内筒部121的径向外侧抵接于回动弹簧55的另一端。C形圈57固定于壳体内筒部121的外周壁,以将回动弹簧保持件56的内缘部的与从动凸轮主体51相反的一侧的面卡止。

[0105] 回动弹簧55具有在轴向上伸长的力。因此,从动凸轮50以在与驱动凸轮40之间夹着滚珠3的状态被回动弹簧55向驱动凸轮主体41侧施力。

[0106] 输出轴62具有轴部621、板部622、筒部623、摩擦板624(参照图2)。轴部621形成为大致圆筒状。板部622以从轴部621的一端向径向外侧以环状的板状延伸的方式而与轴部621一体地形成。筒部623以从板部622的外缘部向轴部621的相反侧以大致圆筒状延伸的方式而与板部622一体地形成。摩擦板624形成为大致圆环的板状,设于板部622的筒部623侧的端面。这里,摩擦板624不能够相对于板部622相对旋转。在筒部623的内侧形成有离合器空间620。

[0107] 输入轴61的端部经过壳体内筒部121的内侧,位于从动凸轮50的与驱动凸轮40相反的一侧。输出轴62在相对于从动凸轮50与驱动凸轮40相反的一侧与输入轴61同轴地设置。在轴部621的内周壁与输入轴61的端部的外周壁之间设置滚珠轴承142。由此,输出轴62经由滚珠轴承142被输入轴61轴支承。输入轴61及输出轴62能够相对于壳体12相对旋转。

[0108] 离合器70在离合器空间620中设在输入轴61与输出轴62之间。离合器70具有内侧摩擦板71、外侧摩擦板72、卡止部701。内侧摩擦板71形成为大致圆环的板状,在输入轴61与输出轴62的筒部623之间以在轴向上排列的方式设有多个。内侧摩擦板71设置为,内缘部与输入轴61的外周壁花键配合。因此,相对于输入轴61,内侧摩擦板71不能够相对旋转,并且能够在轴向上相对移动。

[0109] 外侧摩擦板72形成为大致圆环的板状,在输入轴61与输出轴62的筒部623之间,以在轴向上排列的方式设有多个。这里,内侧摩擦板71和外侧摩擦板72在输入轴61的轴向上交替地配置。外侧摩擦板72设置为,外缘部与输出轴62的筒部623的内周壁花键配合。因此,相对于输出轴62,外侧摩擦板72不能够相对旋转,并且能够在轴向上相对移动。多个外侧摩擦板72中的最靠摩擦板624侧的外侧摩擦板72能够与摩擦板624接触。

[0110] 卡止部701形成为大致圆环状,且被设置成外缘部与输出轴62的筒部623的内周壁嵌合。卡止部701能够将多个外侧摩擦板72中的最靠从动凸轮50侧的外侧摩擦板72的外缘部卡止。因此,抑制了多个外侧摩擦板72、多个内侧摩擦板71从筒部623的内侧脱落。另外,卡止部701与摩擦板624的距离大于多个外侧摩擦板72及多个内侧摩擦板71的合计板厚。

[0111] 在卡合状态、即多个内侧摩擦板71及多个外侧摩擦板72相互接触即卡合的状态下,在内侧摩擦板71与外侧摩擦板72之间产生摩擦力,与该摩擦力的大小对应地限制了内侧摩擦板71和外侧摩擦板72的相对旋转。另一方面,在非卡合状态、即多个内侧摩擦板71及多个外侧摩擦板72相互离开即不卡合的状态下,在内侧摩擦板71与外侧摩擦板72之间不产生摩擦力,内侧摩擦板71和外侧摩擦板72的相对旋转不被限制。

[0112] 在离合器70为卡合状态时,输入到输入轴61的扭矩经由离合器70向输出轴62传递。另一方面,在离合器70为非卡合状态时,输入到输入轴61的扭矩不向输出轴62传递。

[0113] 如此,离合器70在输入轴61与输出轴62之间传递扭矩。离合器70在卡合的卡合状态时,允许输入轴61与输出轴62之间的扭矩的传递,在不卡合的非卡合状态时,切断输入轴

61与输出轴62之间的扭矩的传递。

[0114] 在本实施方式中,离合器装置1是通常为非卡合状态的所谓常开式(normally open type)的离合器装置。

[0115] 状态变更部80具有作为“弹性变形部”的盘簧81、盘簧保持件82、推力轴承83。盘簧保持件82具有保持件筒部821、保持件凸缘部822。保持件筒部821形成为大致圆筒状。保持件凸缘部822以从保持件筒部821的一端向径向外侧延伸的方式形成为环状的板状。保持件筒部821与保持件凸缘部822例如由金属一体地形成。盘簧保持件82以保持件筒部821的另一端的外周壁嵌合于从动凸轮筒部52的内周壁的方式固定于从动凸轮50。

[0116] 盘簧81被设为内缘部在保持件筒部821的径向外侧位于从动凸轮筒部52与保持件凸缘部822之间。推力轴承83设于从动凸轮筒部52与盘簧81之间。

[0117] 盘簧保持件82以保持件凸缘部822能够卡止盘簧81的轴向的一端即内缘部的方式固定于从动凸轮50。因此,盘簧81以及推力轴承83通过保持件凸缘部822抑制了从盘簧保持件82的脱落。盘簧81能够沿轴向弹性变形。

[0118] 如图1、2、7、8所示,在滚珠3位于在驱动凸轮主体41的轴向即深度方向上离驱动凸轮槽400的一方的端面411最远的部位即最深部所对应的位置(原点)以及在从动凸轮主体51的轴向即深度方向上离从动凸轮槽500的一方的端面511最远的部位即最深部所对应的位置(原点)时,驱动凸轮40与从动凸轮50的距离相对较小,在盘簧81的轴向的另一端即外缘部与离合器70之间形成有间隙 $Sp1$ (参照图1)。因此,离合器70为非卡合状态,输入轴61与输出轴62之间的扭矩的传递被切断。

[0119] 这里,在变更离合器70的状态的通常工作时,若在ECU10的控制下向马达20的线圈22供给了电力,则马达20旋转,从减速器30输出扭矩,驱动凸轮40相对于壳体12相对旋转。由此,滚珠3从与最深部对应的位置向驱动凸轮槽400以及从动凸轮槽500的周向的一侧滚动。由此,从动凸轮50一边压缩回动弹簧55一边相对于壳体12在轴向上相对移动,即向离合器70侧移动。由此,盘簧81向离合器70侧移动。

[0120] 若由于从动凸轮50的轴向移动而盘簧81向离合器70侧移动,则间隙 $Sp1$ 变小,盘簧81的轴向的另一端与离合器70的外侧摩擦板72接触。若在盘簧81与离合器70接触后从动凸轮50进一步在轴向上移动,则盘簧81在轴向上弹性变形并将外侧摩擦板72向摩擦板624侧推压。由此,多个内侧摩擦板71及多个外侧摩擦板72相互卡合,离合器70成为卡合状态。因此,允许输入轴61与输出轴62之间的扭矩传递。

[0121] 此时,盘簧81一边被推力轴承83轴支承一边相对于从动凸轮50以及盘簧保持件82相对旋转。如此,推力轴承83从盘簧81受到推力方向的载荷并将盘簧81轴支承。

[0122] ECU10在离合器传递扭矩达到离合器要求扭矩量的情况下,使马达20的旋转停止。由此,离合器70成为将离合器传递扭矩维持为离合器要求扭矩量的卡合保持状态。这样,状态变更部80的盘簧81从从动凸轮50受到轴向的力,能够对应于从动凸轮50相对于壳体12及驱动凸轮40的轴向的相对位置将离合器70的状态变更为卡合状态或非卡合状态。

[0123] 输出轴62的轴部621的与板部622相反侧的端部与未图示的变速器的输入轴连接,输出轴62能够与该输入轴一起旋转。即,从输出轴62输出的扭矩被向变速器的输入轴输入。向变速器输入的扭矩被变速器变速,作为驱动扭矩向车辆的驱动轮输出。由此,车辆行驶。

[0124] 接下来,对本实施方式的减速器30采用的3k型的奇异行星齿轮减速器进行说明。

[0125] 在本实施方式那样的电动离合器装置中,要求缩短将离合器与致动器的初始间隙(相当于间隙 Sp_1)填满的初始响应所需要的时间。为了使初始响应变快,根据旋转运动方程式可知,减小绕输入轴的惯性力矩即可。输入轴为实心圆筒部件的情况下的惯性力矩在长度和密度恒定的情况下进行比较时,与外径的4次幂成比例地变大。在本实施方式的离合器装置1中,与这里所述的“输入轴”对应的太阳轮31是中空圆筒部件,但该趋势不变。

[0126] 在图3的上段示出2kh型的奇异行星齿轮减速器的示意图。另外,在图4的上段示出3k型的奇异行星齿轮减速器的示意图。这里,将太阳轮设为A,将行星齿轮设为B,将第一齿圈设为C,将第二齿圈设为D,将行星架设为S。若比较2kh型与3k型,则3k型是对2kh型添加了太阳轮A而得到的构成。

[0127] 在2kh型的情况下,绕输入轴的惯性力矩最小的是以构成要素中最靠径向内侧的行星架S为输入要素的情况(参照图3的下段的表)。

[0128] 另一方面,在3k型的情况下,绕输入轴的惯性力矩最小的是以构成要素中最靠径向内侧的太阳轮A为输入要素的情况(参照图4的下段的表)。

[0129] 2kh型的以行星架S为输入要素的情况相比于3k型的以太太阳轮A为输入要素的情况而言,惯性力矩的大小更大。因而,在要求快速初始响应的电动离合器装置中,在该减速器采用奇异行星齿轮减速器的情况下,优选的是3k型且以太太阳轮A为输入要素。

[0130] 另外,在电动离合器装置中,所需载荷为几千~十几千N而非非常大,为了兼顾高响应和高载荷,需要增大减速器的减速比。在2kh型和3k型中,若以相同齿轮各参数来比较各自的最大减速比,则3k型的最大减速比为2kh型的最大减速比的约2倍而较大。此外,在3k型中能够得到大减速比的是惯性力矩最小的以太太阳轮A为输入要素时(参照图4的下段的表)。因而,在兼顾高响应和高载荷方面,最优构成可以说是3k型且以太太阳轮A为输入要素的构成。

[0131] 在本实施方式中,减速器30是以太太阳轮31(A)为输入要素、以第二齿圈35(D)为输出要素、以第一齿圈34(C)为固定要素的3k型的奇异行星齿轮减速器。因此,能够减小绕太阳轮31的惯性力矩,并且能够增大减速器30的减速比。因而,在离合器装置1中能够兼顾高响应和高载荷。

[0132] 另外,在2kh型的情况下,行星架S直接贡献于动力传递,因此在利用销将行星齿轮B悬臂支承于行星架S的主体的构成中,担心在行星齿轮B的旋转支承轴(销)与行星架S的主体之间作用较大的弯曲力矩(参照图3的上段的示意图)。

[0133] 另一方面,在3k型的情况下,行星架S仅具有将行星齿轮B相对于太阳轮A与第一齿圈C以及第二齿圈D保持在适当的位置的功能,因此作用于行星齿轮B的旋转支承轴(销)与行星架S的主体之间的弯曲力矩较小(参照图4的上段的示意图)。

[0134] 因此,在本实施方式中,通过将减速器30设为高响应、高载荷的3k型的奇异行星齿轮减速器,能够不损害离合器装置1的响应性以及耐久性地实现利用行星架主体330以及销331从轴向的一侧支承行星齿轮32的构成、即悬臂支承。

[0135] 接下来,说明状态变更部80具有作为弹性变形部的盘簧81所带来的效果。

[0136] 如图5所示,关于从动凸轮50的轴向的移动即行程与作用于离合器70的载荷的关系,比较以在轴向上难以弹性变形的刚体推压离合器70的构成(参照图5的单点划线)、和如本实施方式那样以在轴向上能够弹性变形的盘簧81推压离合器70的构成(参照图5的实线)

可知,当行程的偏差相同时,用盘簧81推压离合器70的构成相比于用刚体推压离合器70的构成而言,作用于离合器70的载荷的偏差较小。这是因为,与用刚体推压离合器70的构成相比,通过经由盘簧81,能够减小合成弹簧常数,所以能够减小致动器引起的从动凸轮50的行程的偏差所对应的载荷的偏差。在本实施方式中,由于状态变更部80具有作为弹性变形部的盘簧81,所以能够减小与从动凸轮50的行程的偏差对应的载荷的偏差,能够容易地使目标载荷作用于离合器70。

[0137] 以下,更详细地说明本实施方式的各部的构成。

[0138] 在本实施方式中,离合器装置1具备供油部5(参照图1、2)。供油部5以一端在离合器空间620露出的方式在输出轴62中形成为通路状。供油部5的另一端连接于未图示的油供给源。由此,从供油部5的一端向离合器空间620的离合器70供给油。

[0139] ECU10控制从供油部5向离合器70供给的油量。向离合器70供给的油能够将离合器70润滑及冷却。这样,在本实施方式中,离合器70是湿式离合器,能够被油冷却。

[0140] 在本实施方式中,作为“旋转平移部”的滚珠凸轮2在作为“旋转部”的驱动凸轮40以及第二齿圈35与壳体12之间形成有收容空间120。这里,收容空间120相对于驱动凸轮40以及第二齿圈35在与离合器70相反的一侧形成于壳体12的内侧。马达20以及减速器30设于收容空间120。离合器70设于相对于驱动凸轮40与收容空间120相反的一侧的空间即离合器空间620。

[0141] 在本实施方式中,离合器装置1具备推力轴承161、推力轴承垫圈162。推力轴承垫圈162例如由金属形成为大致圆环的板状,且设为一个面抵接于壳体台阶面125。推力轴承161设于推力轴承垫圈162的另一个面和驱动凸轮主体41的与从动凸轮50相反的一侧的面之间。推力轴承161从驱动凸轮40承受推力方向的载荷并且对驱动凸轮40进行轴支承。在本实施方式中,从离合器70侧经由从动凸轮50作用于驱动凸轮40的推力方向的载荷经由推力轴承161以及推力轴承垫圈162作用于壳体台阶面125。因此,能够利用壳体台阶面125稳定地轴支承驱动凸轮40。

[0142] 在本实施方式中,离合器装置1具备作为“密封部件”的内侧密封部件191、外侧密封部件192。内侧密封部件191、外侧密封部件192例如是由橡胶等弹性材料以及金属环形成为环状的油封。

[0143] 内侧密封部件191的内径以及外径比外侧密封部件192的内径以及外径小。

[0144] 内侧密封部件191被设为在径向上位于壳体内筒部121与推力轴承161之间,在轴向上位于推力轴承垫圈162与驱动凸轮主体41之间。内侧密封部件191固定于壳体内筒部121,能够相对于驱动凸轮40相对旋转。

[0145] 外侧密封部件192设于第二齿圈35的齿轮内筒部355与壳体外筒部123的离合器70侧的端部之间。外侧密封部件192固定于壳体外筒部123,能够相对于第二齿圈35相对旋转。

[0146] 这里,外侧密封部件192被设为在从内侧密封部件191的轴向观察时位于内侧密封部件191的径向外侧(参照图1、2)。

[0147] 驱动凸轮主体41的推力轴承垫圈162侧的面能够相对于内侧密封部件191的密封唇部滑动。即,内侧密封部件191以与作为“旋转部”的驱动凸轮40接触的方式设置。内侧密封部件191将驱动凸轮主体41与推力轴承垫圈162之间气密或者液密地密封。

[0148] 第二齿圈35的齿轮内筒部355的外周壁能够与作为外侧密封部件192的内缘部的

密封唇部滑动。即,外侧密封部件192在作为“旋转部”的驱动凸轮40的径向外侧以与和驱动凸轮40一体旋转的第二齿圈35接触的方式设置。外侧密封部件192将齿轮内筒部355的外周壁与壳体外筒部123的内周壁之间气密或者液密地密封。

[0149] 通过如上述那样设置的内侧密封部件191以及外侧密封部件192,能够将收容马达20以及减速器30的收容空间120与设有离合器70的离合器空间620之间气密或者液密地保持。由此,即使例如在离合器70中产生了磨损粉等异物,也能够抑制该异物从离合器空间620向收容空间120侵入。因此,能够抑制因异物造成的马达20或者减速器30的工作不良。

[0150] 在本实施方式中,由于通过内侧密封部件191、外侧密封部件192将收容空间120与离合器空间620之间气密或者液密地保持,因此即使向离合器70供给的油中包含磨损粉等异物,也能够抑制包含该异物的油从离合器空间620向收容空间120流入。

[0151] 在本实施方式中,壳体12形成为,从与外侧密封部件192的径向外侧对应的部位开始到与内侧密封部件191的径向内侧对应的部位为止为封闭的形状(参照图1、2)。

[0152] 在本实施方式中,在与壳体12之间形成收容空间120的驱动凸轮40以及第二齿圈35虽然相对于壳体12相对旋转,但是相对于壳体12在轴向上不相对移动。因此,在离合器装置1工作时,能够抑制收容空间120的容积的变化,能够抑制在收容空间120中产生负压。由此,能够抑制包含异物的油等被从离合器空间620侧向收容空间120吸入。

[0153] 另外,与驱动凸轮40的内缘部接触的内侧密封部件191虽然相对于驱动凸轮40在周向上滑动,但是在轴向上不滑动。另外,与第二齿圈35的齿轮内筒部355的外周壁接触的外侧密封部件192虽然相对于第二齿圈35在周向上滑动,但是在轴向上不滑动。

[0154] 如图1所示,驱动凸轮主体41比驱动凸轮外筒部44更靠与离合器70相反的一侧。即,作为“旋转部”的驱动凸轮40形成为,通过在轴向上弯曲,从而驱动凸轮40的内缘部即驱动凸轮主体41和驱动凸轮40的外缘部即驱动凸轮外筒部44在轴向上成为不同的位置。

[0155] 从动凸轮主体51设置为,在驱动凸轮主体41的离合器70侧位于驱动凸轮内筒部42的径向内侧。即,驱动凸轮40和从动凸轮50在轴向上被设为套匣状。

[0156] 更详细地说,从动凸轮主体51位于第二齿圈35的齿轮板部356、齿轮外筒部357、驱动凸轮板部43以及驱动凸轮内筒部42的径向内侧。进而,太阳轮31的太阳轮齿部311、行星架33及行星齿轮32位于驱动凸轮主体41及从动凸轮主体51的径向外侧。由此,能够大幅地减小包括减速器30及滚珠凸轮2的离合器装置1的轴向的体积。

[0157] 另外,在本实施方式中,如图1所示,在驱动凸轮主体41的轴向上,驱动凸轮主体41、太阳轮31、行星架33和线圈22以一部分重叠的方式配置。换言之,线圈22设置为,一部分位于驱动凸轮主体41、太阳轮31及行星架33的轴向的一部分的径向外侧。由此,能够进一步减小离合器装置1的轴向的体积。

[0158] 接下来,对驱动凸轮槽400、从动凸轮槽500的更详细的构成进行说明。

[0159] 如图7所示,驱动凸轮槽400具有第一驱动凸轮槽401、第二驱动凸轮槽402。第一驱动凸轮槽401从驱动凸轮40的驱动凸轮主体41的周向的特定的位置即驱动凸轮特定位置PSd1向驱动凸轮主体41的周向的一侧延伸,以随着从驱动凸轮特定位置PSd1朝向驱动凸轮主体41的周向的一侧而深度变浅的方式,相对于驱动凸轮主体41的一方的端面411倾斜地形成有槽底403。

[0160] 第二驱动凸轮槽402从驱动凸轮特定位置PSd1向驱动凸轮主体41的周向的另一方

侧延伸,以随着从驱动凸轮特定位置PSd1朝向驱动凸轮主体41的周向的另一方侧而深度变浅的方式,相对于驱动凸轮主体41的一方的端面411倾斜地形成有槽底403,槽底403相对于驱动凸轮主体41的一方的端面411的倾斜角大于第一驱动凸轮槽401的槽底403的倾斜角。另外,在驱动凸轮主体41的周向上,驱动凸轮特定位置PSd1与驱动凸轮槽400的最深部一致。

[0161] 如图8所示,从动凸轮槽500具有第一从动凸轮槽501、第二从动凸轮槽502。第一从动凸轮槽501从从动凸轮50的从动凸轮主体51的周向的特定的位置即从动凸轮特定位置PSv1向从动凸轮主体51的周向的一侧延伸,以随着自从动凸轮特定位置PSv1朝向从动凸轮主体51的周向的一侧而深度变浅的方式,相对于从动凸轮主体51的一方的端面511倾斜地形成有槽底503。

[0162] 第二从动凸轮槽502自从动凸轮特定位置PSv1向从动凸轮主体51的周向的另一方侧延伸,以随着自从动凸轮特定位置PSv1朝向从动凸轮主体51的周向的另一方侧而深度变浅的方式,相对于从动凸轮主体51的一方的端面511倾斜地形成有槽底503,槽底503相对于从动凸轮主体51的一方的端面511的倾斜角比第一从动凸轮槽501的槽底503的倾斜角大。另外,在从动凸轮主体51的周向上,从动凸轮特定位置PSv1与从动凸轮槽500的最深部一致。另外,第一驱动凸轮槽401的槽底403的倾斜角与第一从动凸轮槽501的槽底503的倾斜角相同。而且,第二驱动凸轮槽402的槽底403的倾斜角与第二从动凸轮槽502的槽底503的倾斜角相同。

[0163] 如图7所示,在驱动凸轮主体41的一方的端面411上,沿着第二驱动凸轮槽402的槽底403的轨迹LLd2整体的圆周角 θ_{d2} 比沿着第一驱动凸轮槽401的槽底403的轨迹LLd1整体的圆周角 θ_{d1} 小。这里,圆周角 θ_{d2} 对应于将驱动凸轮主体41的中心O_{d1}与驱动凸轮特定位置PSd1连结的直线和将中心O_{d1}与第二驱动凸轮槽402的槽底403以及轨迹LLd2的端部连结的直线所成的角。另外,圆周角 θ_{d1} 对应于将驱动凸轮40的中心O_{d1}与驱动凸轮特定位置PSd1连结的直线和将中心O_{d1}与第一驱动凸轮槽401的槽底403以及轨迹LLd1的端部连结的直线所成的角。

[0164] 如图8所示,在从动凸轮主体51的一方的端面511上,沿着第二从动凸轮槽502的槽底503的轨迹LLv2整体的圆周角 θ_{v2} 比沿着第一从动凸轮槽501的槽底503的轨迹LLv1整体的圆周角 θ_{v1} 小。这里,圆周角 θ_{v2} 对应于将从动凸轮主体51的中心O_{v1}与从动凸轮特定位置PSv1连结的直线和将中心O_{v1}与第二从动凸轮槽502的槽底503以及轨迹LLv2的端部连结的直线所成的角。另外,圆周角 θ_{v1} 对应于将从动凸轮50的中心O_{v1}与从动凸轮特定位置PSv1连结的直线和将中心O_{v1}与第一从动凸轮槽501的槽底503以及轨迹LLv1的端部连结的直线所成的角。

[0165] 如图7所示,在驱动凸轮主体41上,沿驱动凸轮主体41的周向等间隔地形成有三个相同构成的驱动凸轮槽400。驱动凸轮槽400的第一驱动凸轮槽401以及第二驱动凸轮槽402形成为,在驱动凸轮主体41的一方的端面411上,驱动凸轮主体41的中心O_{d1}与槽底403的距离R_{d1}恒定。

[0166] 如图8所示,在从动凸轮主体51上,沿从动凸轮主体51的周向等间隔地形成有三个相同构成的从动凸轮槽500。从动凸轮槽500的第一从动凸轮槽501以及第二从动凸轮槽502形成为,在从动凸轮主体51的一方的端面511上,从动凸轮主体51的中心O_{v1}与槽底503的距

离Rv1恒定。

[0167] ECU10通过控制开关元件271~276的工作,从而控制向绕组集25的通电,能够控制马达20的工作。另外,ECU10利用由电压检测部250检测出的电压,能够辨别“绕组集25未断线的通常时”或“绕组集25断线的异常时”。

[0168] ECU10在绕组集25未断线的通常时,控制马达20的工作,以使滚珠3在第一驱动凸轮槽401以及第一从动凸轮槽501中滚动。此时,ECU10通过向绕组集25通电,从马达20输出扭矩,使驱动凸轮40相对于从动凸轮50相对旋转,以使滚珠3在第一驱动凸轮槽401以及第一从动凸轮槽501中滚动。由此,从动凸轮50相对于驱动凸轮40以及壳体12在轴向上相对移动,离合器70的卡合状态变化为非卡合状态或者卡合状态。这里,将向马达20的线圈22的绕组集25通电、使滚珠凸轮2工作且将离合器70的状态变更为卡合状态或者非卡合状态地工作的时间称作“通常工作时”。

[0169] 接下来,更详细地说明离合器装置1的工作等。另外,在图9~11、13、14中,示出了通过驱动凸轮槽400的槽底403以及从动凸轮槽500的槽底503且与驱动凸轮主体41的一方的端面411以及从动凸轮主体51的一方的端面511垂直的曲面所截取的剖面。

[0170] 如图9所示,在停止向马达20的通电时,滚珠3位于驱动凸轮特定位置PSd1以及从动凸轮特定位置PSv1、即作为初始位置的原点。此时,滚珠3与第一驱动凸轮槽401以及第二驱动凸轮槽402的槽底403接触,并且与第一从动凸轮槽501以及第二从动凸轮槽502的槽底503接触。另外,驱动凸轮主体41的一方的端面411与从动凸轮主体51的一方的端面511离开距离L1。另外,在滚珠3位于原点的“原点状态”时,从动凸轮50向离合器70侧的轴向的移动量为零。因此,也将此时的状态称作“行程零状态”。

[0171] 这里,若将第一驱动凸轮槽401的槽底403相对于一方的端面411的倾斜角设为 α ,将第二驱动凸轮槽402的槽底403相对于一方的端面411的倾斜角设为 β ,则 $\alpha < \beta$ 。另外,第一从动凸轮槽501的槽底503相对于一方的端面511的倾斜角比第二从动凸轮槽502的槽底503相对于一方的端面511的倾斜角小。

[0172] 在绕组集25未断线的通常时的通常工作时,若通过通电使马达20旋转,则滚珠3在第一驱动凸轮槽401以及第一从动凸轮槽501中滚动,到达第一驱动凸轮槽401的与驱动凸轮特定位置PSd1相反的一侧的端部以及第一从动凸轮槽501的与从动凸轮特定位置PSv1相反的一侧的端部(参照图10)。此时,驱动凸轮主体41的一方的端面411与从动凸轮主体51的一方的端面511成为离开距离L2的状态。另外,此时,从动凸轮50向离合器70侧的轴向的移动量成为最大。因此,也将此时的状态称作“行程最大状态”。

[0173] 在行程最大状态时(参照图10),例如若由于绕组集25的断线等引起的电源失效而切断向马达20的通电,则通过来自离合器70侧的回动弹簧55的施力等,从动凸轮50向初始位置侧返回。此时,滚珠3在第一驱动凸轮槽401以及第一从动凸轮槽501中滚动,越过第一驱动凸轮槽401与第二驱动凸轮槽402之间以及第一从动凸轮槽501与第二从动凸轮槽502之间的原点,攀上第二驱动凸轮槽402以及第二从动凸轮槽502(参照图11)。此时,滚珠3不与第一驱动凸轮槽401以及第一从动凸轮槽501接触,而仅与第二驱动凸轮槽402的槽底403以及第二从动凸轮槽502的槽底503接触。

[0174] 如上述那样,在从行程最大状态起电源失效而驱动凸轮40以及经由减速器30连结于驱动凸轮40的马达20被反向驱动、滚珠3以及从动凸轮50复位到原点位置时,离合器70以

及回动弹簧55的弹性能量全部被转换为旋转部件的旋转能量。

[0175] 而且,在滚珠3攀上第二驱动凸轮槽402以及第二从动凸轮槽502并滚动的过程中(参照图11),其旋转能量再次转换为弹性能量。在该过程中,若考虑摩擦引起的损失,则滚珠3绝对不会攀上至第二驱动凸轮槽402以及第二从动凸轮槽502的最大行程位置。因此,只要第二驱动凸轮槽402以及第二从动凸轮槽502的与初始位置(原点)相反的一侧的端部的距最深部的高度最大也与第一驱动凸轮槽401以及第二驱动凸轮槽402的与初始位置(原点)相反的一侧的端部的距最深部的高度相同,就能够有富余地吸收原点复位时的冲击能量。

[0176] 在本实施方式中,若将通过驱动凸轮特定位置PSd1处的驱动凸轮槽400的槽底403上的点即驱动凸轮特定点PDd1且与驱动凸轮主体41的一方的端面411平行的面设为驱动凸轮特定虚拟面PPd1,则驱动凸轮特定虚拟面PPd1与第二驱动凸轮槽402的槽底403的和驱动凸轮特定点PDd1相反的一侧的端部的距离Dd2被设定为驱动凸轮特定虚拟面PPd1与第一驱动凸轮槽401的槽底403的和驱动凸轮特定点PDd1相反的一侧的端部的距离Dd1以下(参照图9)。这里,驱动凸轮特定点PDd1与驱动凸轮槽400的最深部对应。另外,在本实施方式中,第一驱动凸轮槽401的槽底403以及第二驱动凸轮槽402的槽底403分别对应于相对于形成驱动凸轮槽400的壁面中的一方的端面411以及驱动凸轮特定虚拟面PPd1的倾斜角为恒定的部分。

[0177] 关于上述构成,在采用另一表述时,第二驱动凸轮槽402的槽底403的和驱动凸轮特定点PDd1(最深部)相反的一侧的端部与最深部的深度方向的距离(Dd2)被设定为第一驱动凸轮槽401的槽底403的和驱动凸轮特定点PDd1(最深部)相反的一侧的端部与最深部的深度方向的距离(Dd1)以下。

[0178] 另外,在本实施方式中,驱动凸轮特定虚拟面PPd1与第二驱动凸轮槽402的和驱动凸轮特定点PDd1相反的一侧的端部(一方的端面411上的部位)的距离Dd2被设定为驱动凸轮特定虚拟面PPd1与第一驱动凸轮槽401的和驱动凸轮特定点PDd1相反的一侧的端部(一方的端面411上的部位)的距离Dd1以下(参照图9)。

[0179] 若将通过从动凸轮特定位置PSv1处的从动凸轮槽500的槽底503上的点即从动凸轮特定点PDv1且与从动凸轮主体51的一方的端面511平行的面设为从动凸轮特定虚拟面PPv1,则从动凸轮特定虚拟面PPv1与第二从动凸轮槽502的槽底503的和从动凸轮特定点PDv1相反的一侧的端部的距离被设定为从动凸轮特定虚拟面PPv1与第一从动凸轮槽501的槽底503的和从动凸轮特定点PDv1相反的一侧的端部的距离以下(参照图9)。这里,从动凸轮特定点PDv1与从动凸轮槽500的最深部对应。另外,在本实施方式中,第一从动凸轮槽501的槽底503以及第二从动凸轮槽502的槽底503分别对应于相对于形成从动凸轮槽500的壁面中的一方的端面511以及从动凸轮特定虚拟面PPv1的倾斜角为恒定的部分。

[0180] 关于上述构成,在采用另一表述时,第二从动凸轮槽502的槽底503的和从动凸轮特定点PDv1(最深部)相反的一侧的端部与最深部的深度方向的距离被设定为第一从动凸轮槽501的槽底503的和从动凸轮特定点PDv1(最深部)相反的一侧的端部与最深部的深度方向的距离以下。

[0181] 另外,在本实施方式中,从动凸轮特定虚拟面PPv1与第二从动凸轮槽502的和从动凸轮特定点PDv1相反的一侧的端部(一方的端面511上的部位)的距离被设定为从动凸轮特

定虚拟面PPv1与第一从动凸轮槽501的和从动凸轮特定点PDv1相反的一侧的端部(一方的端面511上的部位)的距离以下(参照图9)。

[0182] 通常工作时的从动凸轮50相对于驱动凸轮40在轴向的最大的位移为 L_2-L_1 ,对应于驱动凸轮槽400的最深部与最浅部的槽深度之差、和从动凸轮槽500的最深部与最浅部的槽深度之差的合计。驱动凸轮40与从动凸轮50的相对旋转角、和从动凸轮50相对于驱动凸轮40的位移的关系如图12所示那样。

[0183] 如图9、10所示,第一驱动凸轮槽401的槽底403相对于驱动凸轮主体41的一方的端面411的倾斜角 α 与第一驱动凸轮槽401的槽底403相对于驱动凸轮特定虚拟面PPd1的倾斜角(α)相同。另外,第二驱动凸轮槽402的槽底403相对于驱动凸轮主体41的一方的端面411的倾斜角 β 与第二驱动凸轮槽402的槽底403相对于驱动凸轮特定虚拟面PPd1的倾斜角(β)相同。

[0184] 而且,第一从动凸轮槽501的槽底503相对于从动凸轮主体51的一方的端面511的倾斜角与第一从动凸轮槽501的槽底503相对于从动凸轮特定虚拟面PPv1的倾斜角相同。另外,第二从动凸轮槽502的槽底503相对于从动凸轮主体51的一方的端面511的倾斜角与第二从动凸轮槽502的槽底503相对于从动凸轮特定虚拟面PPv1的倾斜角相同。

[0185] 接下来,对基于ECU10的原点学习控制进行说明。

[0186] ECU10在起动时等进行存储即学习滚珠凸轮2的原点的原点学习控制。通过进行原点学习控制,能够使滚珠凸轮2以及离合器装置1高精度地工作。

[0187] 在 原点学习控制时,例如在产生了某一个滚珠3与驱动凸轮槽400或者从动凸轮槽500的相位的偏移的状态下(参照图13),若存储原点,则将会学习错误的原点。另外,在该状态下,滚珠3仅在一(第一驱动凸轮槽401)与驱动凸轮槽400接触,在两点(第一从动凸轮槽501、第二从动凸轮槽502)与从动凸轮槽500接触(参照图13)。

[0188] 因此,在本实施方式中,ECU10在维持滚珠3与驱动凸轮槽400以一点接触、并且滚珠3与从动凸轮槽500以两点接触的状态下,使滚珠3在第一驱动凸轮槽401中滑动,使驱动凸轮40向驱动凸轮主体41的周向的一侧旋转,强制地形成原点位置状态(参照图14)。另外,在该状态、即原点位置状态下,滚珠3以两点(第一驱动凸轮槽401、第二驱动凸轮槽402)与驱动凸轮槽400接触,以两点(第一从动凸轮槽501、第二从动凸轮槽502)与从动凸轮槽500接触(参照图14)。

[0189] 如图14所示,通过在强制地形成原点位置状态的状态下存储原点,能够准确地学习原点。

[0190] 接下来,说明原点学习时对驱动凸轮40赋予的驱动扭矩以及第二驱动凸轮槽402以及第二从动凸轮槽502的倾斜角的设定。

[0191] 在 原点学习时,在从产生了滚珠3与驱动凸轮槽400或者从动凸轮槽500的相位的偏移的状态(参照图13)起强制地形成原点位置状态时,若作为驱动凸轮40的扭矩的扭矩过度地大,则有滚珠3越过原点而登上第二驱动凸轮槽402以及第二从动凸轮槽502的隐患。若产生该现象,则无法进行准确的原点学习。因此,为了准确地进行原点学习,需要将扭矩限制为小于滚珠3不会登上第二驱动凸轮槽402以及第二从动凸轮槽502那样的值。

[0192] 因而,在原点学习时,若将滚珠3登上第二驱动凸轮槽402以及第二从动凸轮槽502地滚动所需的驱动凸轮40的扭矩设为 T_2 ,将在维持滚珠3与驱动凸轮槽400以一点接触并且

滚珠3与从动凸轮槽500以两点接触的状态下(参照图13)使滚珠3在第一驱动凸轮槽401中滑动而使驱动凸轮40向驱动凸轮主体41的周向的一侧旋转时所需的驱动凸轮40的扭矩设为 T_3 ,则为了实现准确的原点学习,需要以成为 $T_3 < T_2$ 的方式设定第二驱动凸轮槽402以及第二从动凸轮槽502的倾斜角 β 。

[0193] 这里,第二驱动凸轮槽402以及第二从动凸轮槽502的倾斜角 β 越大, T_2 越大(参照图15)。另外, T_3 与第二驱动凸轮槽402以及第二从动凸轮槽502的倾斜角 β 的大小无关,是恒定的(参照图16)。

[0194] 具体而言,如图15、16所示,需要将第二驱动凸轮槽402以及第二从动凸轮槽502的倾斜角 β 设定为,倾斜角 β 为 β_1 时的 T_2 即 $T_2(\beta_1)$ 比倾斜角 β 为 β_1 时的 T_3 即 $T_3(\beta_1)$ 大。

[0195] 另外,在第二驱动凸轮槽402以及第二从动凸轮槽502的倾斜角 β 相对较小的情况下,在从图13所示的状态起使驱动凸轮40向驱动凸轮主体41的周向的一侧旋转时,存在产生在驱动凸轮40的第一驱动凸轮槽401与滚珠3的接触点处滚珠3不滑动而登上从动凸轮50的第二从动凸轮槽502的现象的隐患。若产生该现象,则不能进行准确的原点学习。

[0196] 由此,为了避免该现象,需要对第二驱动凸轮槽402以及第二从动凸轮槽502的倾斜角 β 的最小值设置限制(β_{\min})。因此,在 β_1 的选定中, β_1 需要设定为 β_{\min} 以上。

[0197] 根据以上,在本实施方式中,第二驱动凸轮槽402以及第二从动凸轮槽502的倾斜角 β 被设定为满足 $T_3 < T_2$ 、 $\beta_{\min} \leq \beta$ 的关系。

[0198] 如以上说明那样,在本实施方式中,第一驱动凸轮槽401从驱动凸轮主体41的周向的特定的位置即驱动凸轮特定位置 PSd_1 向驱动凸轮主体41的周向的一侧延伸,相对于驱动凸轮主体41的一方的端面411倾斜地形成有槽底403。第二驱动凸轮槽402从驱动凸轮特定位置 PSd_1 向驱动凸轮主体41的周向的另一方侧延伸,槽底403相对于驱动凸轮主体41的一方的端面411的倾斜角比第一驱动凸轮槽401的槽底403的倾斜角大。

[0199] 第一从动凸轮槽501自从动凸轮主体51的周向的特定的位置即从动凸轮特定位置 PSv_1 向从动凸轮主体51的周向的一侧延伸,相对于从动凸轮主体51的一方的端面511倾斜地形成有槽底503。第二从动凸轮槽502从从动凸轮特定位置 PSv_1 向从动凸轮主体51的周向的另一方侧延伸,槽底503相对于从动凸轮主体51的一方的端面511的倾斜角比第一从动凸轮槽501的槽底503的倾斜角大。

[0200] ECU10在通常工作时控制马达20的工作,以使滚珠3在第一驱动凸轮槽401以及第一从动凸轮槽501中滚动。

[0201] 在本实施方式中,例如在通常工作时,滚珠3位于第一驱动凸轮槽401以及第一从动凸轮槽501,从动凸轮50从初始位置(原点)向离合器70侧离开规定距离的位置时,若由于电源失效而切断向马达20的通电,则在来自离合器70侧的施力下,从动凸轮50向初始位置侧返回。此时,滚珠3在第一驱动凸轮槽401以及第一从动凸轮槽501中滚动,越过原点,攀上第二驱动凸轮槽402以及第二从动凸轮槽502。

[0202] 这里,第二驱动凸轮槽402以及第二从动凸轮槽502的倾斜角设定为比第一驱动凸轮槽401以及第一从动凸轮槽501的倾斜角大。因此,越过原点而攀上第二驱动凸轮槽402以及第二从动凸轮槽502的滚珠3,滚动的速度变小且停止,向原点侧滚动,向原点的复位完成。如此,在本实施方式中,能够有效地抑制滚珠凸轮2在原点复位时的冲击,并且迅速地进行原点复位。因而,能够抑制滚珠凸轮2在原点复位时的破损。

[0203] 另外,在本实施方式中,若将通过驱动凸轮特定位置PSd1处的驱动凸轮槽400的槽底403上的点即驱动凸轮特定点PDd1且与驱动凸轮主体41的一方的端面411平行的面设为驱动凸轮特定虚拟面PPd1,则驱动凸轮特定虚拟面PPd1与第二驱动凸轮槽402的槽底403的和驱动凸轮特定点PDd1相反的一侧的端部的距离Dd2被设定为驱动凸轮特定虚拟面PPd1与第一驱动凸轮槽401的槽底403的和驱动凸轮特定点PDd1相反的一侧的端部的距离Dd1以下(参照图9)。

[0204] 若将通过从动凸轮特定位置PSv1处的从动凸轮槽500的槽底503上的点即从动凸轮特定点PDv1且与从动凸轮主体51的一方的端面511平行的面设为从动凸轮特定虚拟面PPv1,则从动凸轮特定虚拟面PPv1与第二从动凸轮槽502的槽底503的和从动凸轮特定点PDv1相反的一侧的端部的距离被设定为从动凸轮特定虚拟面PPv1与第一从动凸轮槽501的槽底503的和从动凸轮特定点PDv1相反的一侧的端部的距离以下(参照图9)。

[0205] 因此,在滚珠凸轮2复位到原点时,可在第二驱动凸轮槽402以及第二从动凸轮槽502中设定能够充分地吸收蓄积于离合器70以及回动弹簧55的弹性能量的容量。

[0206] 另外,在本实施方式中,在滚珠3同时接触第一驱动凸轮槽401与第二驱动凸轮槽402时,仅在滚珠3与第一驱动凸轮槽401的接触点即第一驱动凸轮接触点PTd1以及滚珠3与第二驱动凸轮槽402的接触点即第二驱动凸轮接触点PTd2这2点接触(参照图14)。另外,此时,在第一驱动凸轮接触点PTd1与第二驱动凸轮接触点PTd2之间,滚珠3与槽底403不接触,在滚珠3与槽底403之间形成有间隙S1。

[0207] 关于上述构成,在采用另一表述时,在第一驱动凸轮槽401的第二驱动凸轮槽402侧的端部与第二驱动凸轮槽402的第一驱动凸轮槽401侧的端部连续地形成,不会在两个端部之间在槽底403上具有与驱动凸轮主体41的一方的端面411平行的部分。

[0208] 在滚珠3同时接触第一从动凸轮槽501与第二从动凸轮槽502时,仅在滚珠3与第一从动凸轮槽501的接触点即第一从动凸轮接触点PTv1以及滚珠3与第二从动凸轮槽502的接触点即第二从动凸轮接触点PTv2这2点接触(参照图13、14)。另外,此时,在第一从动凸轮接触点PTv1与第二从动凸轮接触点PTv2之间,滚珠3与槽底503不接触,在滚珠3与槽底503之间形成有间隙S2。

[0209] 关于上述构成,在采用另一表述时,第一从动凸轮槽501的第二从动凸轮槽502侧的端部与第二从动凸轮槽502的第一从动凸轮槽501侧的端部连续地形成,不会在两个端部之间在槽底503上具有与从动凸轮主体51的一方的端面511平行的部分。

[0210] 然而,在专利文献1(日本特开2015-17635号公报)的离合器装置中,滚动体凸轮的原点所对应的槽部分形成为与滚动体凸轮的轴垂直的平面状。因此,在原点学习时,滚动体的位置容易变得不稳定,有无法准确地进行原点学习的隐患。

[0211] 另一方面,在本实施方式中,驱动凸轮槽400形成为,当滚珠3同时接触第一驱动凸轮槽401与第二驱动凸轮槽402时,滚珠3与驱动凸轮槽400仅在两点接触。另外,从动凸轮槽500形成为,在滚珠3同时接触第一从动凸轮槽501与第二从动凸轮槽502时,滚珠3与从动凸轮槽500仅在两点接触。

[0212] 因此,原点学习时的滚珠3的位置稳定,能够提高原点学习精度。

[0213] 另外,本实施方式还具备能够将从动凸轮50相对于壳体12向与离合器70相反的一侧施力的回动弹簧55。

[0214] 仅凭基于离合器70的弹力的从动凸轮50的返回,担心不能充分地确保伴随着电源失效的离合器间隙(Sp1)。在本实施方式中,利用回动弹簧55,能够充分地确保离合器间隙,能够有效地减少电源失效时的离合器70的拖曳扭矩。

[0215] 另外,在本实施方式中,在将滚珠3登上第二驱动凸轮槽402地滚动所需的驱动凸轮40的扭矩设为 T_2 ,将在滚珠3同时接触第一从动凸轮槽501与第二从动凸轮槽502并且滚珠3仅与第一驱动凸轮槽401以及第二驱动凸轮槽402中的第一驱动凸轮槽401接触的状态下、滚珠3在第一驱动凸轮槽401中不滚动而是滑动所需的驱动凸轮40的扭矩设为 T_3 ,则第二驱动凸轮槽402设定为,槽底403相对于驱动凸轮主体41的一方的端面411的倾斜角满足 $T_3 < T_2$ 的关系。

[0216] 另外,在本实施方式中,在将滚珠3登上第二从动凸轮槽502地滚动所需的驱动凸轮40的扭矩设为 T_2 ,将在滚珠3同时接触第一驱动凸轮槽401与第二驱动凸轮槽402并且滚珠3仅与第一从动凸轮槽501以及第二从动凸轮槽502中的第一从动凸轮槽501接触的状态下、滚珠3在第一从动凸轮槽501中不滚动而是滑动所需的驱动凸轮40的扭矩设为 T_3 ,则第二从动凸轮槽502设定为,槽底503相对于从动凸轮主体51的一方的端面511的倾斜角满足 $T_3 < T_2$ 的关系。

[0217] 因此,能够适当地进行原点学习。具体而言,通过如上述那样设定马达20的扭矩,在 T_2 与 T_3 之间设定余量,使得滚珠3不会攀上第二驱动凸轮槽402以及第二从动凸轮槽502,并且能够准确地制作出滚珠3在第一驱动凸轮槽401、第二驱动凸轮槽402、第一从动凸轮槽501及第二从动凸轮槽502中以4点接触的原点位置状态。因此,能够高精度地进行原点学习。

[0218] (第二实施方式)

[0219] 在图17中表示第二实施方式的离合器装置。第二实施方式中,离合器、状态变更部的构成等与第一实施方式不同。

[0220] 在本实施方式中,在固定体11的内周壁与输入轴61的外周壁之间设有滚珠轴承141、143。由此,输入轴61经由滚珠轴承141、143而被固定体11轴支承。

[0221] 壳体12以外壁的一部分抵接于固定体11的壁面的方式固定于固定体11。例如壳体12以壳体小板部124的与滚珠3相反的一侧的面、壳体内筒部121的内周壁以及壳体小内筒部126的内周壁抵接于固定体11的外壁的方式固定于固定体11。壳体12利用未图示的螺栓等固定于固定体11。这里,壳体12相对于固定体11以及输入轴61同轴地设置。

[0222] 马达20、减速器30、滚珠凸轮2等相对于壳体12的配置与第一实施方式相同。

[0223] 在本实施方式中,输出轴62具有轴部621、板部622、筒部623、罩625。轴部621形成大致圆筒状。板部622以从轴部621的一端向径向外侧以环状的板状延伸的方式与轴部621一体地形成。筒部623以从板部622的外缘部向与轴部621相反侧以大致圆筒状延伸的方式与板部622一体地形成。输出轴62经由滚珠轴承142而被输入轴61轴支承。在筒部623的内侧,形成有离合器空间620。

[0224] 离合器70在离合器空间620中设在输入轴61与输出轴62之间。离合器70具有支承部73、摩擦板74、摩擦板75、压力板76。相对于输出轴62的板部622,支承部73在从动凸轮50侧以从输入轴61的端部的外周壁向径向外侧延伸的方式形成为大致圆环的板状。

[0225] 摩擦板74形成为大致圆环的板状,在支承部73的外缘部中设在输出轴62的板部

622侧。摩擦板74固定于支承部73。通过支承部73的外缘部向板部622侧变形,从而摩擦板74能够与板部622接触。

[0226] 摩擦板75形成为大致圆环的板状,在支承部73的外缘部中设在输出轴62的板部622的相反侧。摩擦板75固定于支承部73。

[0227] 压力板76形成为大致圆环的板状,相对于摩擦板75,设在从动凸轮50侧。

[0228] 在摩擦板74与板部622相互接触即卡合的状态的卡合状态下,在摩擦板74与板部622之间产生摩擦力,对应于该摩擦力的大小,摩擦板74和板部622的相对旋转被限制。另一方面,在摩擦板74与板部622相互离开即不卡合的状态的非卡合状态下,在摩擦板74与板部622之间不产生摩擦力,摩擦板74和板部622的相对旋转不被限制。

[0229] 在离合器70为卡合状态时,输入到输入轴61的扭矩经由离合器70向输出轴62传递。另一方面,在离合器70为非卡合状态时,输入到输入轴61的扭矩不向输出轴62传递。

[0230] 罩625形成为大致圆环状,以将压力板76的与摩擦板75相反的一侧覆盖的方式设于输出轴62的筒部623。

[0231] 在本实施方式中,离合器装置1代替在第一实施方式中表示的状态变更部80而具备状态变更部90。状态变更部90具有作为“弹性变形部”的膜片弹簧91、回动弹簧92、分离轴承93等。

[0232] 膜片弹簧91形成为大致圆环的盘簧状,以轴向的一端即外缘部与压力板76抵接的方式设于罩625。这里,膜片弹簧91形成为,外缘部相对于内缘部位于离合器70侧,内缘部与外缘部之间的部位被罩625支承。此外,膜片弹簧91能够在轴向上弹性变形。由此,膜片弹簧91通过轴向的一端即外缘部将压力板76向摩擦板75侧施力。由此,压力板76被推压于摩擦板75,摩擦板74被推压于板部622。即,离合器70通常为卡合状态。

[0233] 在本实施方式中,离合器装置1是通常为卡合状态的所谓常闭式(normally close type)的离合器装置。

[0234] 回动弹簧92例如是螺旋弹簧,以一端抵接于从动凸轮筒部52的离合器70侧的端面的方式设置。

[0235] 分离轴承93设在回动弹簧92的另一端与膜片弹簧91的内缘部之间。回动弹簧92将分离轴承93向膜片弹簧91侧施力。分离轴承93从膜片弹簧91受到推力方向的载荷并将膜片弹簧91轴支承。另外,回动弹簧92的施力比膜片弹簧91的施力小。

[0236] 如图17所示,在滚珠3位于与驱动凸轮槽400以及从动凸轮槽500的最深部对应的位置(原点)时,驱动凸轮40与从动凸轮50的距离相对较小,在分离轴承93与从动凸轮50的从动凸轮筒部52的端面之间形成有间隙 S_{p2} 。因此,通过膜片弹簧91的施力,摩擦板74被推压于板部622,离合器70是卡合状态,允许输入轴61与输出轴62之间的扭矩的传递。

[0237] 这里,若在ECU10的控制下向马达20的线圈22供给了电力,则马达20旋转,从减速器30输出扭矩,驱动凸轮40相对于壳体12相对旋转。由此,滚珠3从与最深部对应的位置向驱动凸轮槽400以及从动凸轮槽500的周向的一侧滚动。由此,从动凸轮50相对于壳体12以及驱动凸轮40在轴向上相对移动,即向离合器70侧移动。由此,分离轴承93与从动凸轮筒部52的端面之间的间隙 S_{p2} 变小,回动弹簧92在从动凸轮50与分离轴承93之间在轴向上被压缩。

[0238] 若从动凸轮50向离合器70侧进一步移动,则回动弹簧92被最大限度压缩,分离轴

承93被从动凸轮50向离合器70侧推压。由此,分离轴承93将膜片弹簧91的内缘部推压、并且抵抗来自膜片弹簧91的反作用力而向离合器70侧移动。

[0239] 若分离轴承93将膜片弹簧91的内缘部推压并且向离合器70侧移动,则膜片弹簧91的内缘部向离合器70侧移动,并且外缘部向与离合器70相反的一侧移动。由此,摩擦板74从板部622离开,离合器70的状态从卡合状态变更为非卡合状态。结果,输入轴61与输出轴62之间的扭矩的传递被切断。

[0240] ECU10在离合器传递扭矩成为0时使马达20的旋转停止。由此,离合器70的状态被维持为非卡合状态。这样,状态变更部90的膜片弹簧91从从动凸轮50受到轴向的力,能够根据从动凸轮50相对于壳体12的轴向的相对位置将离合器70的状态变更为卡合状态或非卡合状态。

[0241] 在本实施方式中,与第一实施方式相同,能够有效地抑制滚珠凸轮2在原地复位时的冲击,并且迅速地复位到原点。因而,能够抑制滚珠凸轮2在原地复位时的破损。

[0242] 在本实施方式中,作为“密封部件”的内侧密封部件191、外侧密封部件192能够将收容空间120与离合器空间620之间气密或者液密地保持。

[0243] 在本实施方式中,离合器装置1不具备在第一实施方式中表示的供油部5。即,在本实施方式中,离合器70是干式离合器。

[0244] 如此,本发明对于具备干式离合器的常闭式的离合器装置也能够应用。

[0245] (其他实施方式)

[0246] 在上述的实施方式中,示出了第一驱动凸轮槽401的槽底403以及第二驱动凸轮槽402的槽底403相对于一方的端面411的倾斜角恒定的例子。另外,示出了第一从动凸轮槽501的槽底503以及第二从动凸轮槽502的槽底503相对于一方的端面511的倾斜角恒定的例子。与此相对,在其他实施方式中,如果第二驱动凸轮槽402的槽底403的倾斜角比第一驱动凸轮槽401的槽底403的倾斜角大,则第一驱动凸轮槽401的槽底403以及第二驱动凸轮槽402的槽底403相对于一方的端面411的倾斜角也可以不恒定。另外,如果第二从动凸轮槽502的槽底503的倾斜角比第一从动凸轮槽501的槽底503的倾斜角大,则第一从动凸轮槽501的槽底503以及第二从动凸轮槽502的槽底503相对于一方的端面511的倾斜角也可以不恒定。

[0247] 另外,在其他实施方式中,也可以不具备作为“施力部件”的回动弹簧55。

[0248] 另外,在其他实施方式中,状态变更部的弹性变形部只要能够在轴向上弹性变形,例如也可以是螺旋弹簧或者橡胶等。另外,在其他实施方式中,状态变更部也可以不具有弹性变形部而是仅由刚体构成。

[0249] 另外,在其他实施方式中,驱动凸轮槽400及从动凸轮槽500只要分别是3个以上,则形成几个都可以。此外,滚珠3也对应于驱动凸轮槽400及从动凸轮槽500的数量地设置几个都可以。

[0250] 另外,本发明并不限于通过来自内燃机的驱动扭矩而行驶的车辆,对于能够通过来自马达的驱动扭矩而行驶的电动汽车或混合动力车等也能够应用。

[0251] 另外,在其他实施方式中,也可以从第二传递部输入扭矩,经由离合器从第一传递部输出扭矩。此外,例如,在将第一传递部或第二传递部的一方不可旋转地固定了的情况下,通过将离合器设为卡合状态,能够停止第一传递部或第二传递部的另一方的旋转。该情

况下,能够将离合器装置用作制动装置。

[0252] 如此,本发明并不限于上述实施方式,在不脱离其主旨的范围内能够以各种形态实施。

[0253] 本发明所记载的离合器装置的控制部及其方法也可以通过专用计算机来实现,该专用计算机通过构成被编程为执行由计算机程序具体化的一个或多个功能的处理器以及存储器来提供。或者,本发明所记载的离合器装置的控制部及其方法也可以通过专用计算机来实现,该专用计算机通过用一个以上的专用硬件逻辑电路构成处理器来提供。或者,本发明所记载的离合器装置的控制部及其方法也可以通过一个以上的专用计算机来实现,该专用计算机通过被编程为执行一个或多个功能的处理器以及存储器与一个以上的硬件逻辑电路所构成的处理器的组合而构成。另外,计算机程序也可以作为由计算机执行的指令而存储于计算机可读取的非移动有形记录介质。

[0254] 将本发明基于实施方式进行了记述。但是,本发明并不限于该实施方式及构造。本发明也包含各种各样的变形例及同等范围内的变形。此外,各种各样的组合及形态、进而在它们中仅包含一要素、其以上或其以下的其他组合及形态也落入在本发明的范畴及思想范围中。

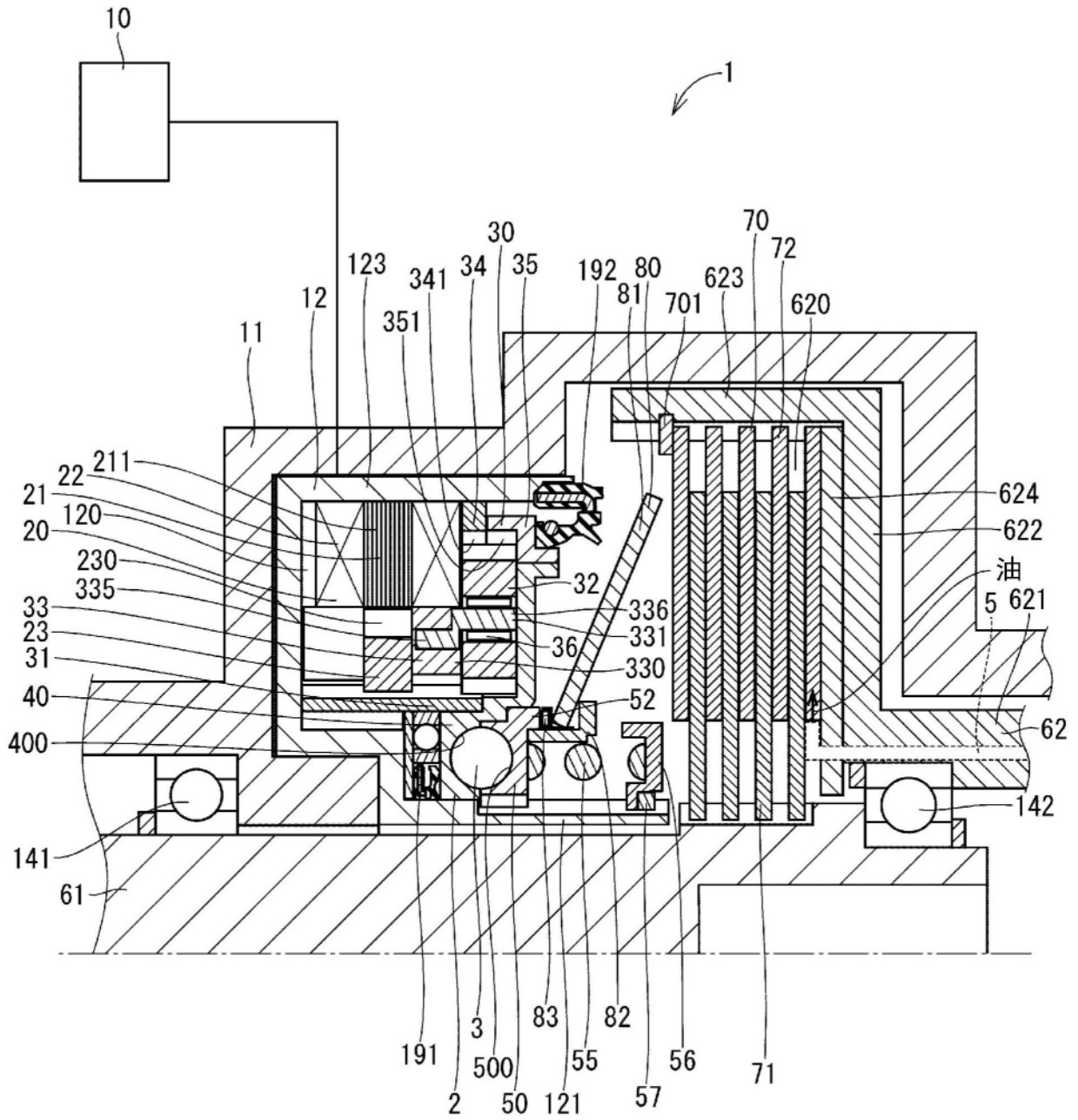
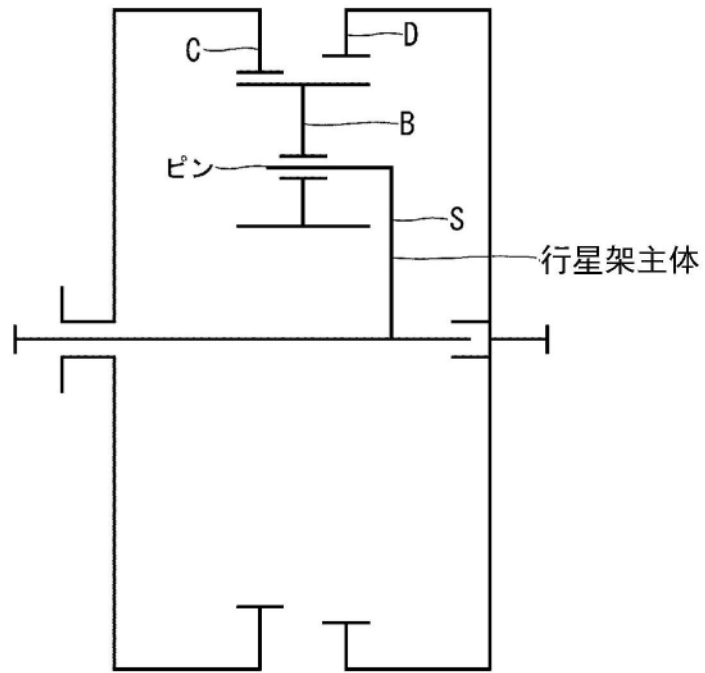
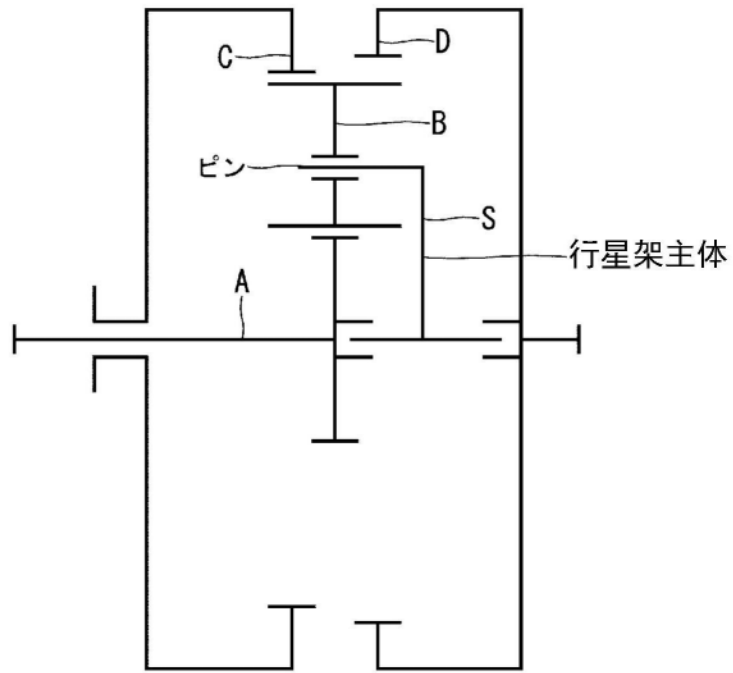


图2



输入输出模式			惯性力矩	减速比
输入	输出	固定		
S	D	C	中	中
S	C	D	中	中
C	D	S	大	×(增速)
C	S	D	大	×(增速)
D	S	C	大	×(增速)
D	C	S	大	小

图3



输入输出模式			惯性力矩	减速比
输入	输出	固定		
A	D	C	小	大
A	C	D	小	大
C	D	A	大	×(增速)
C	A	D	大	×(增速)
D	A	C	大	×(增速)
D	C	A	大	小

图4

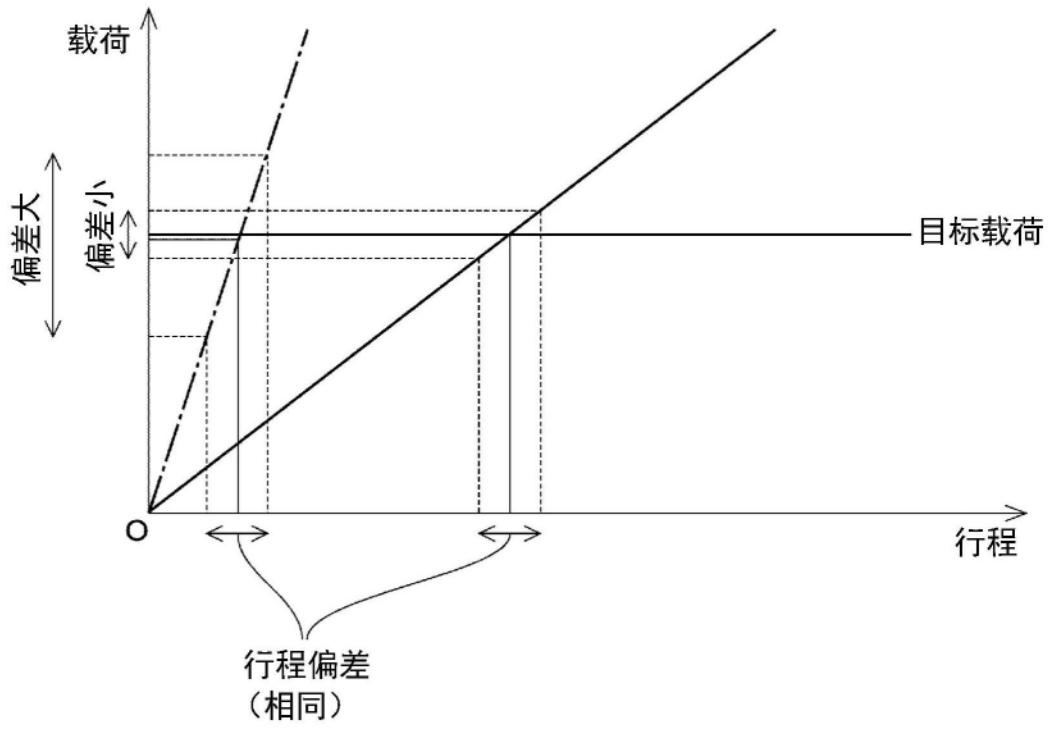


图5

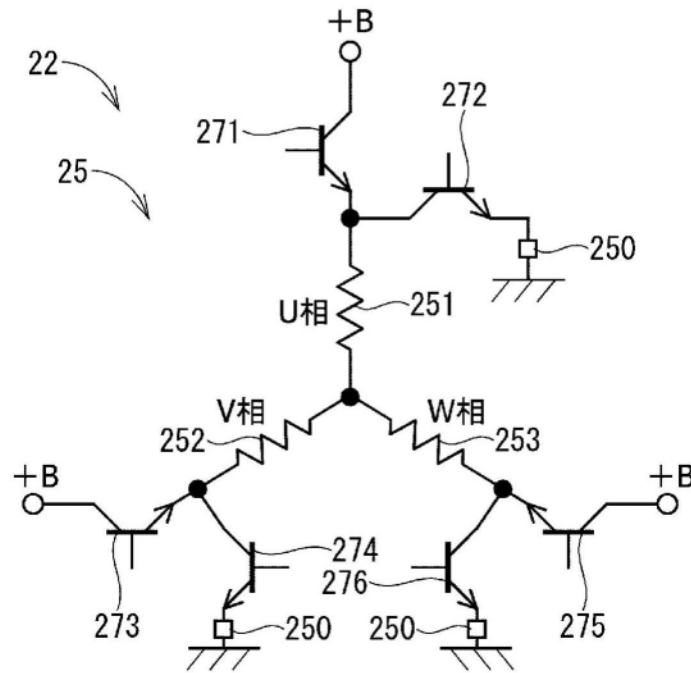


图6

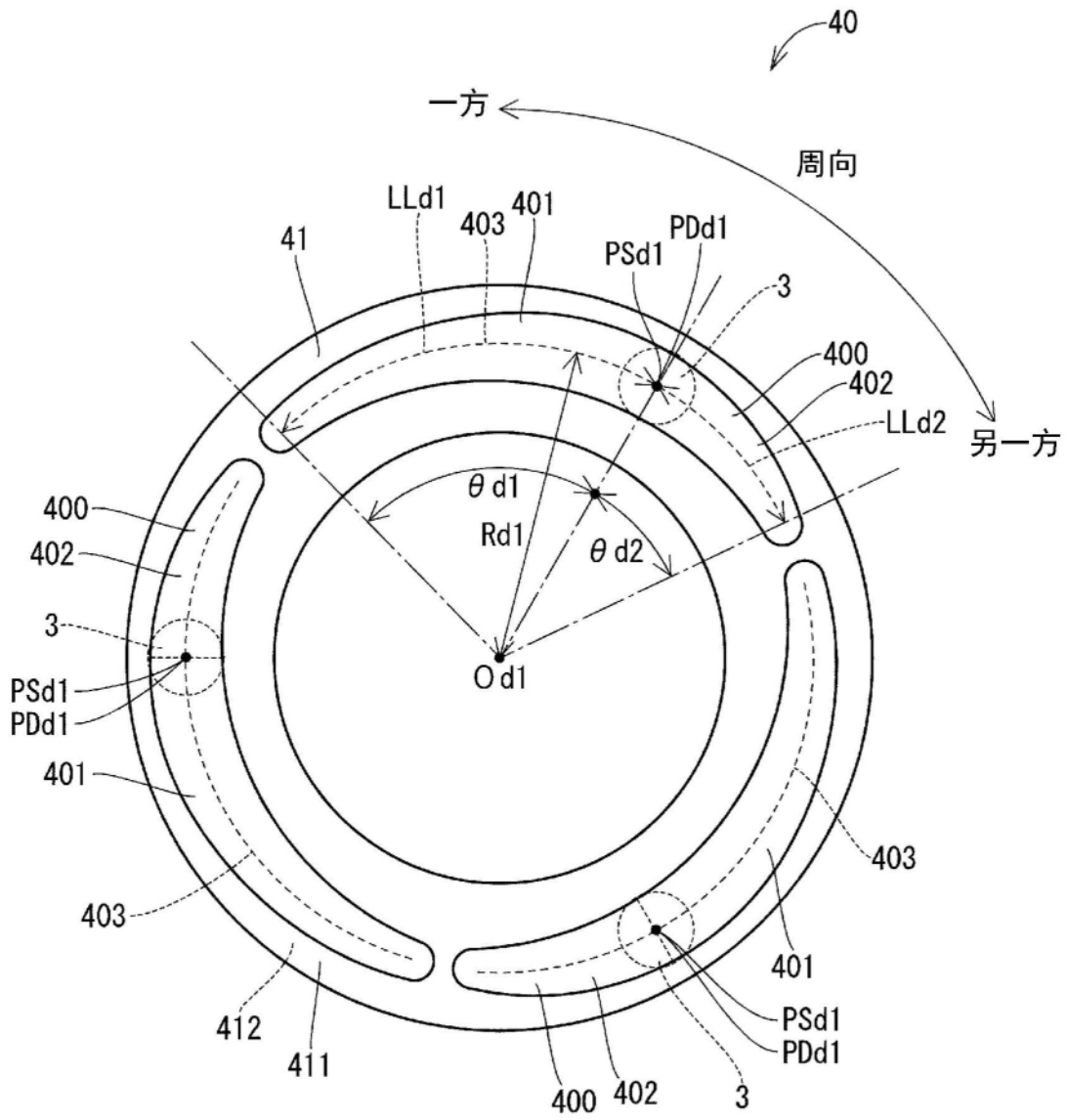


图7

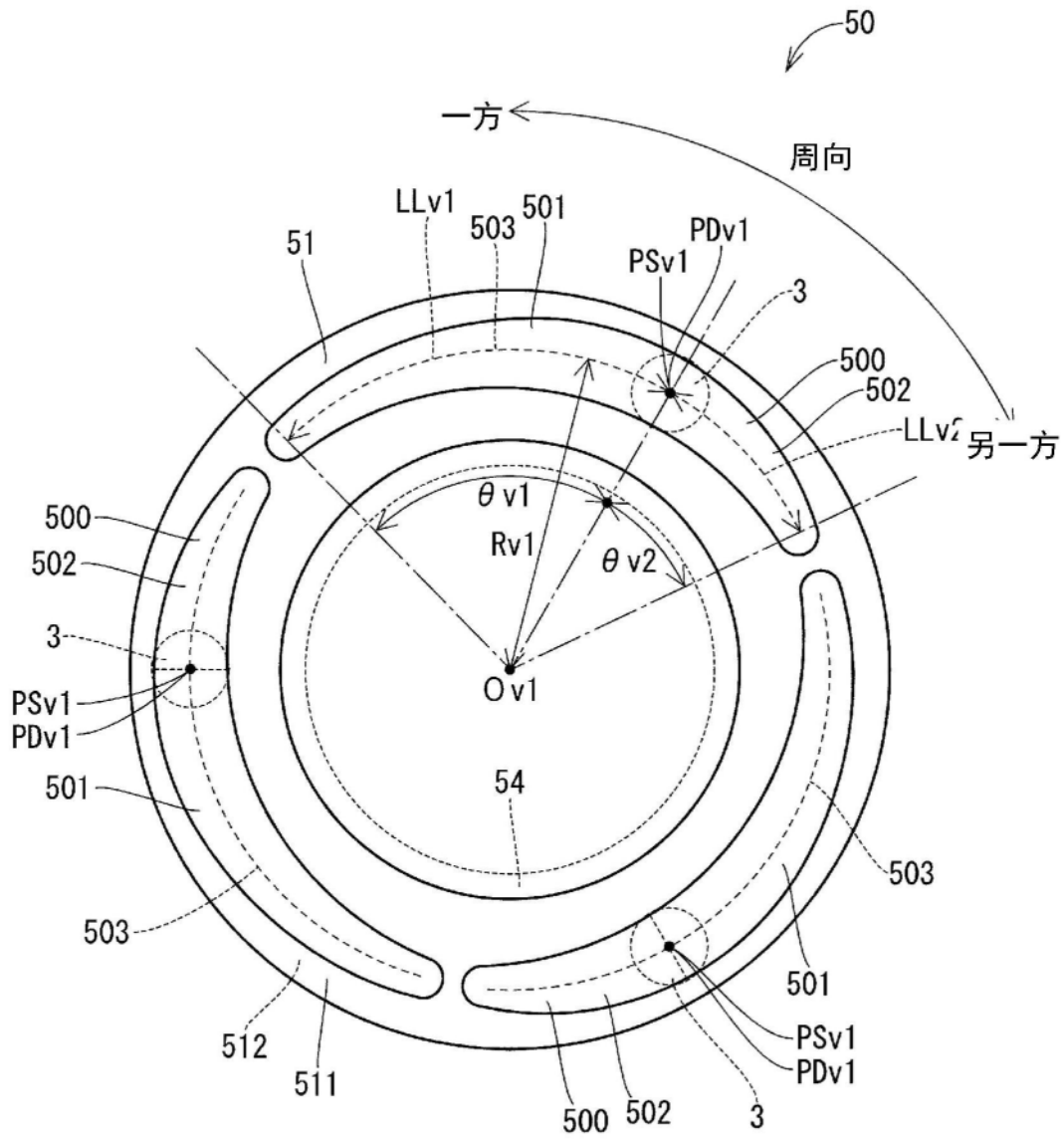


图8

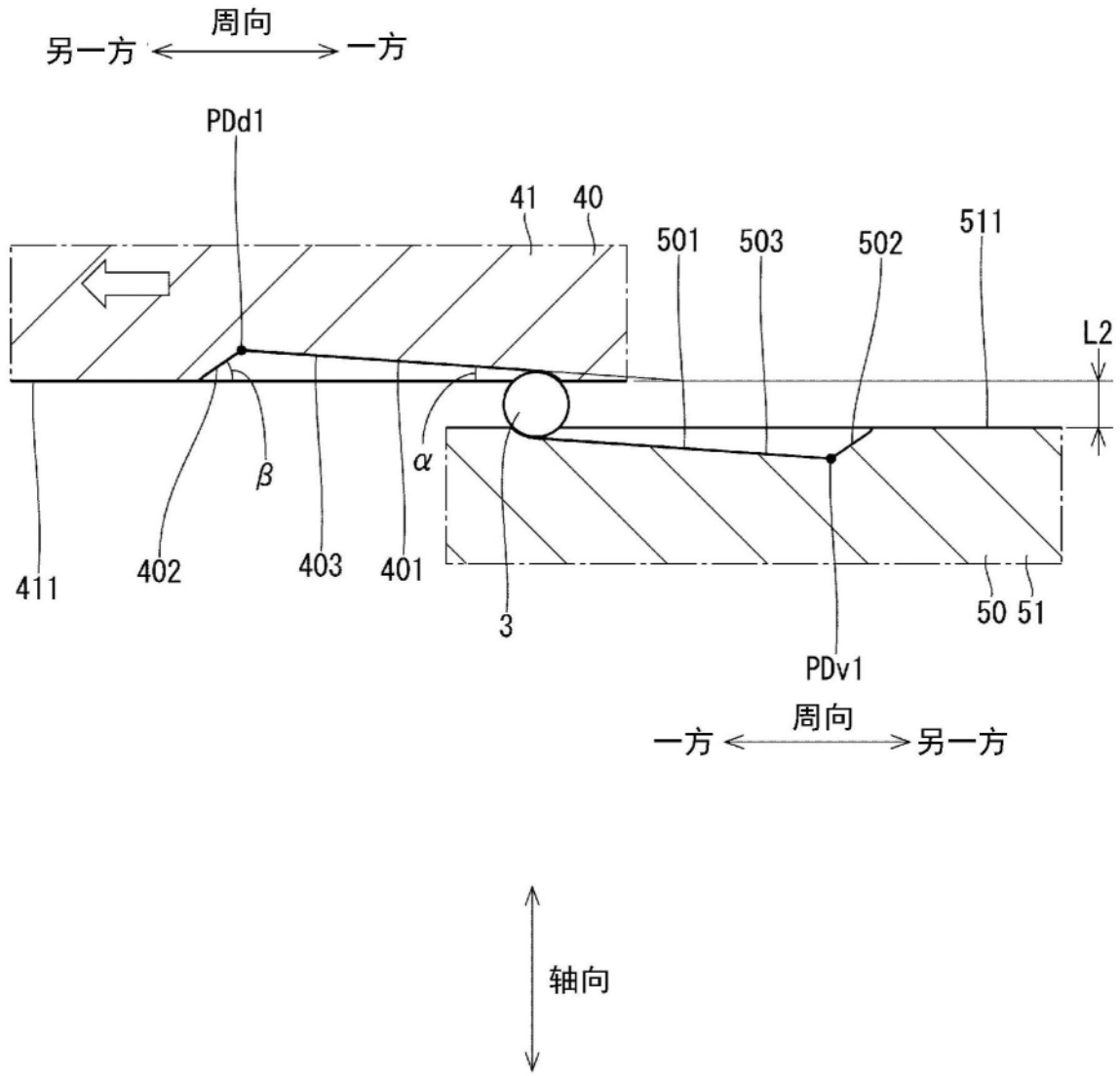


图10

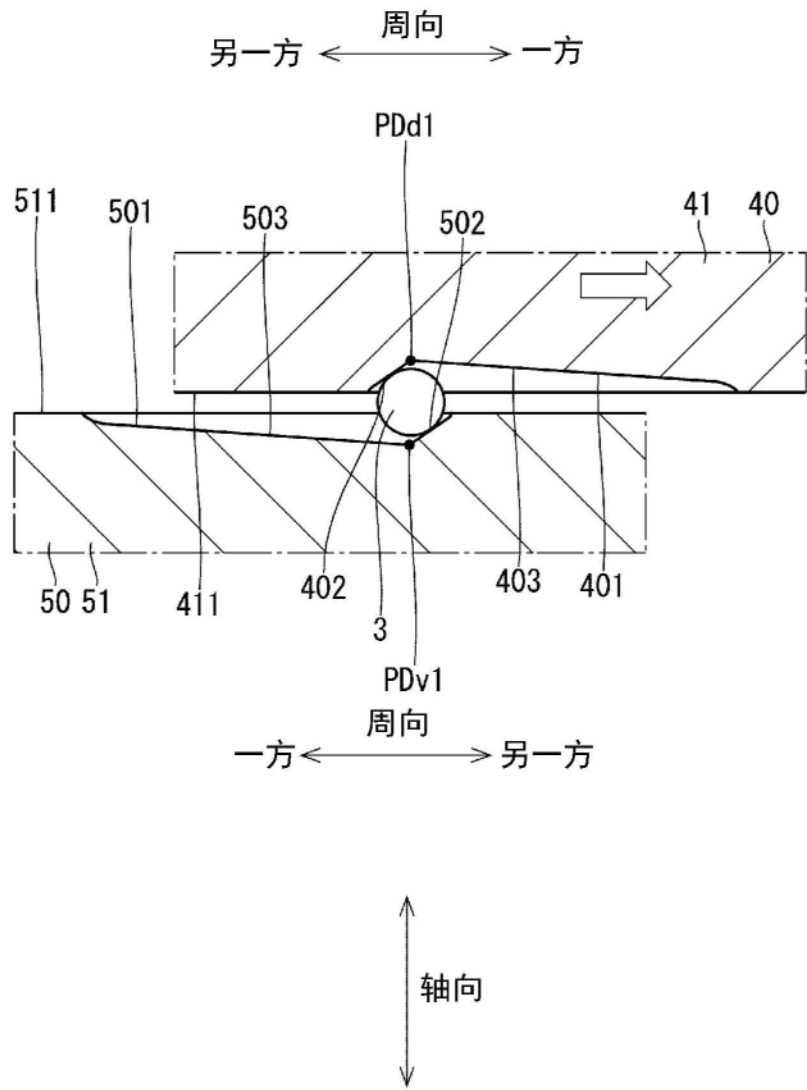


图11

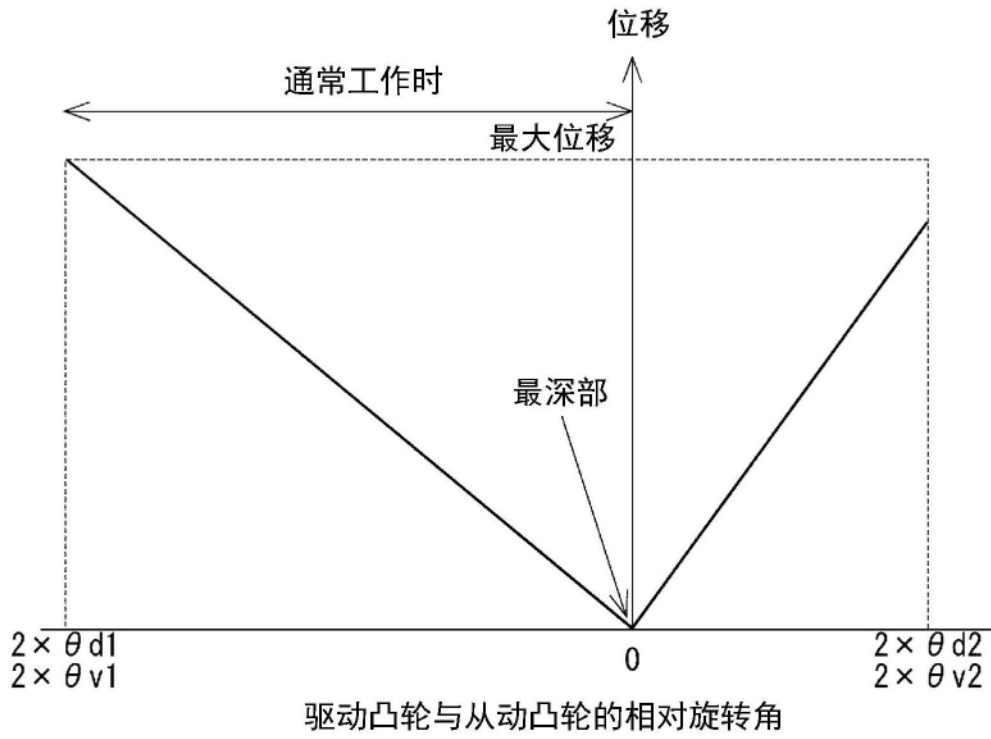


图12

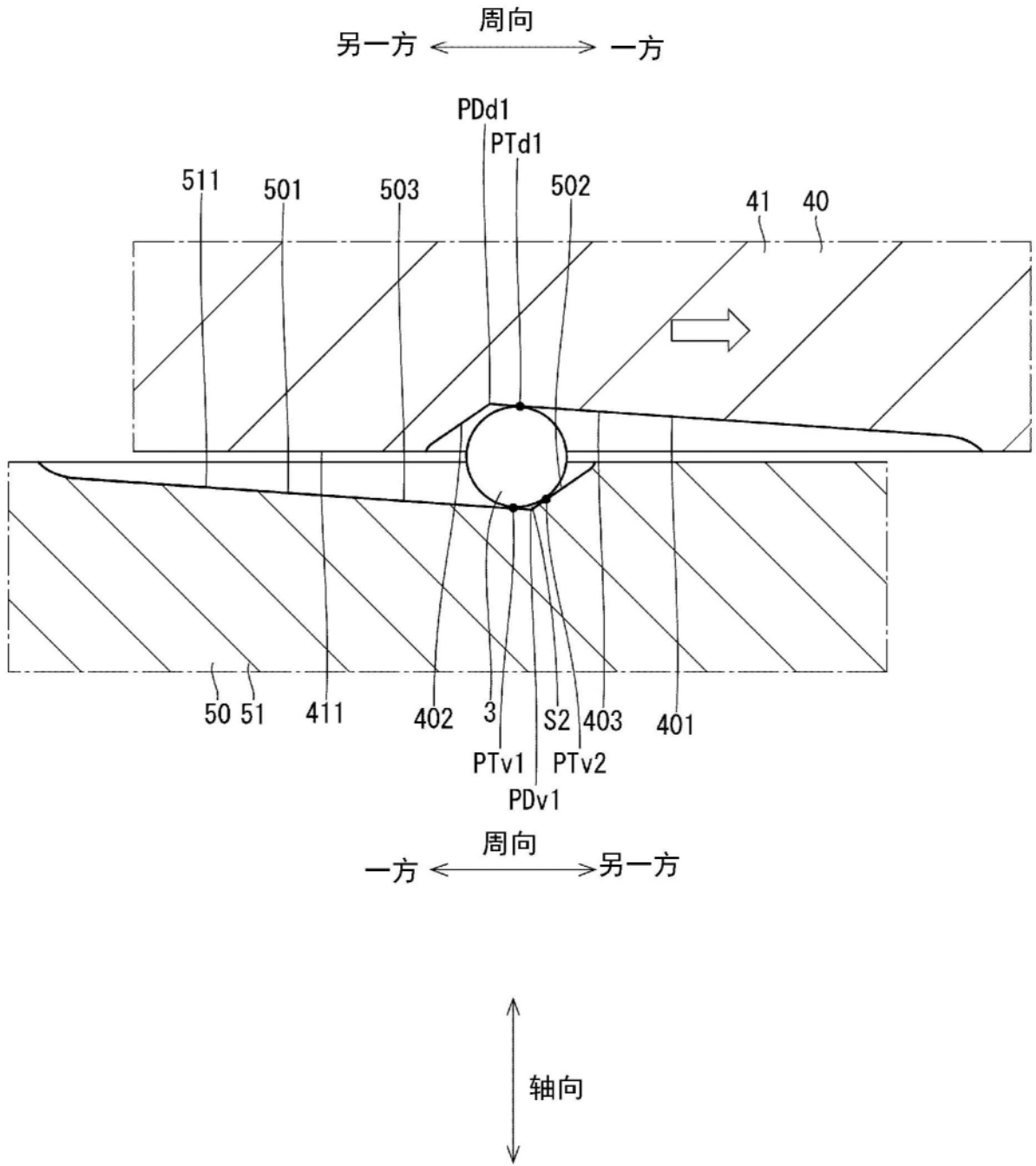


图13

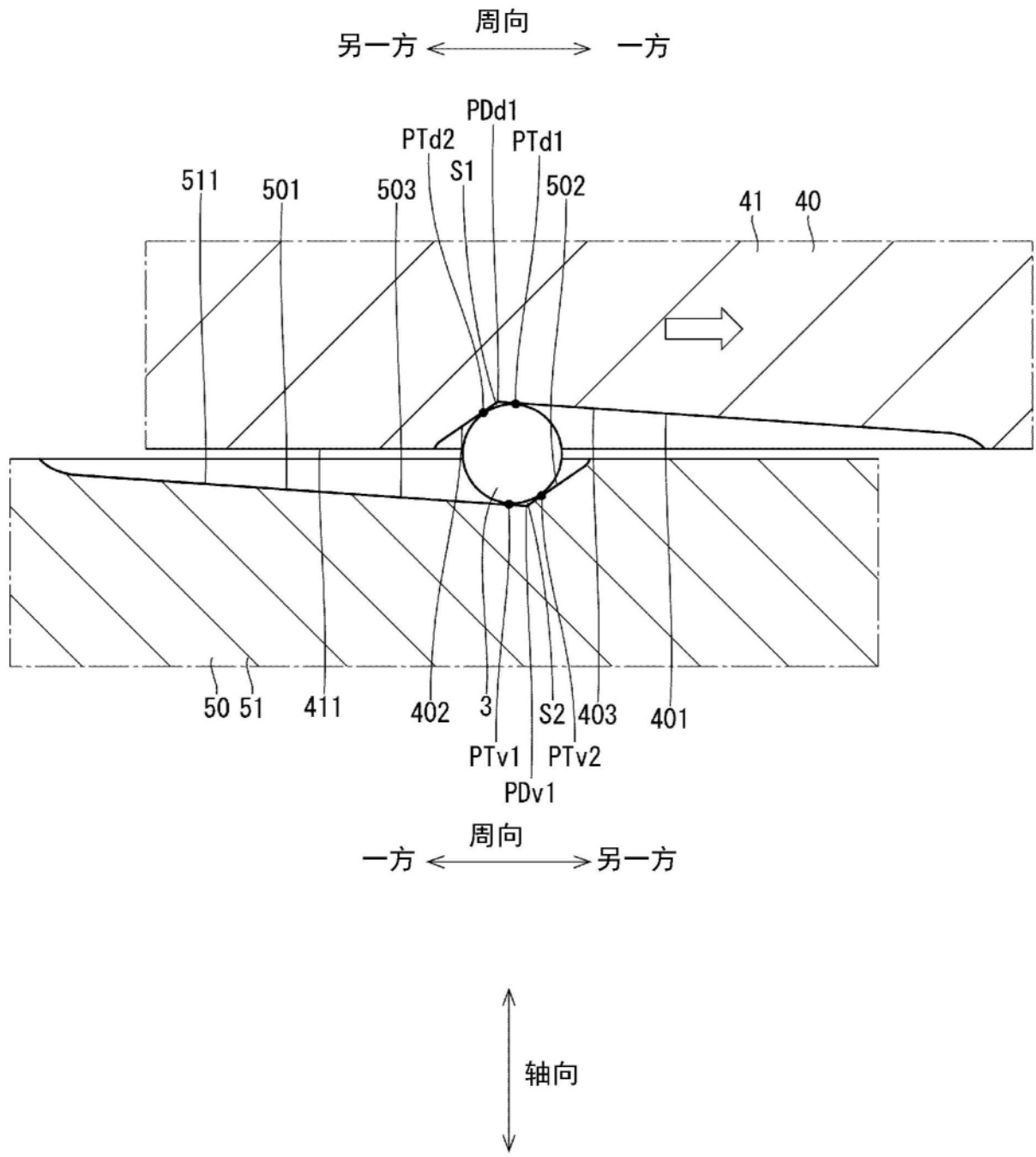


图14

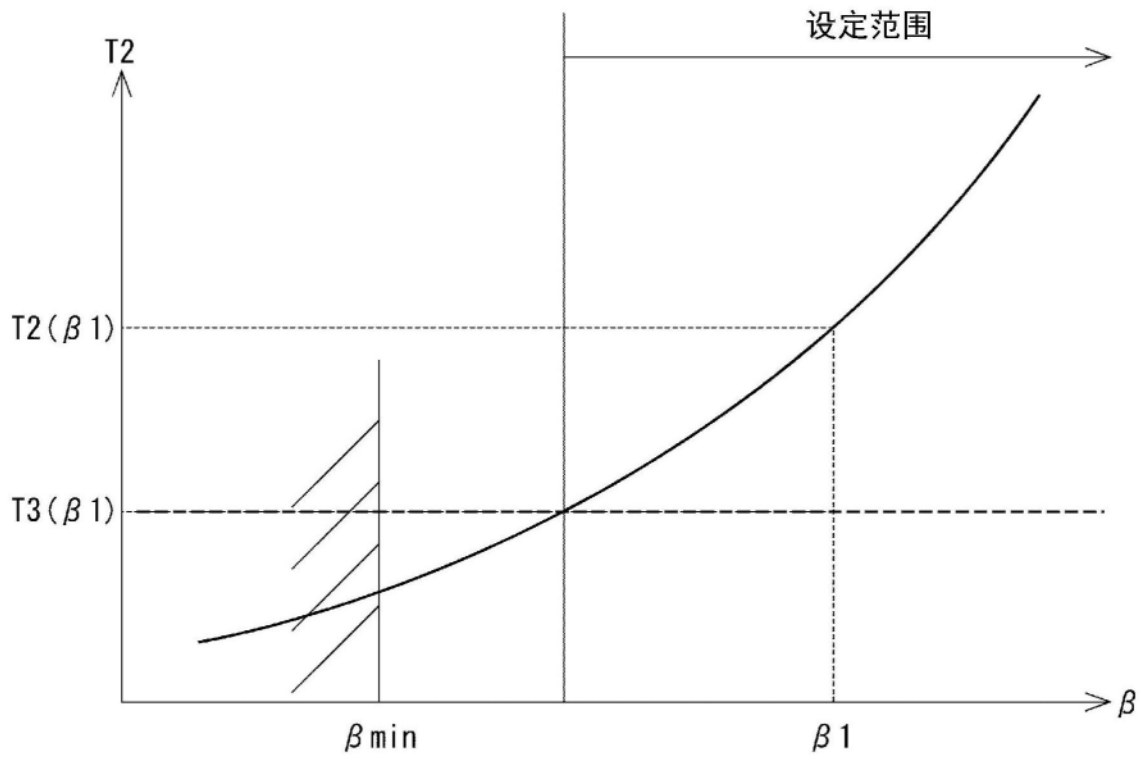


图15

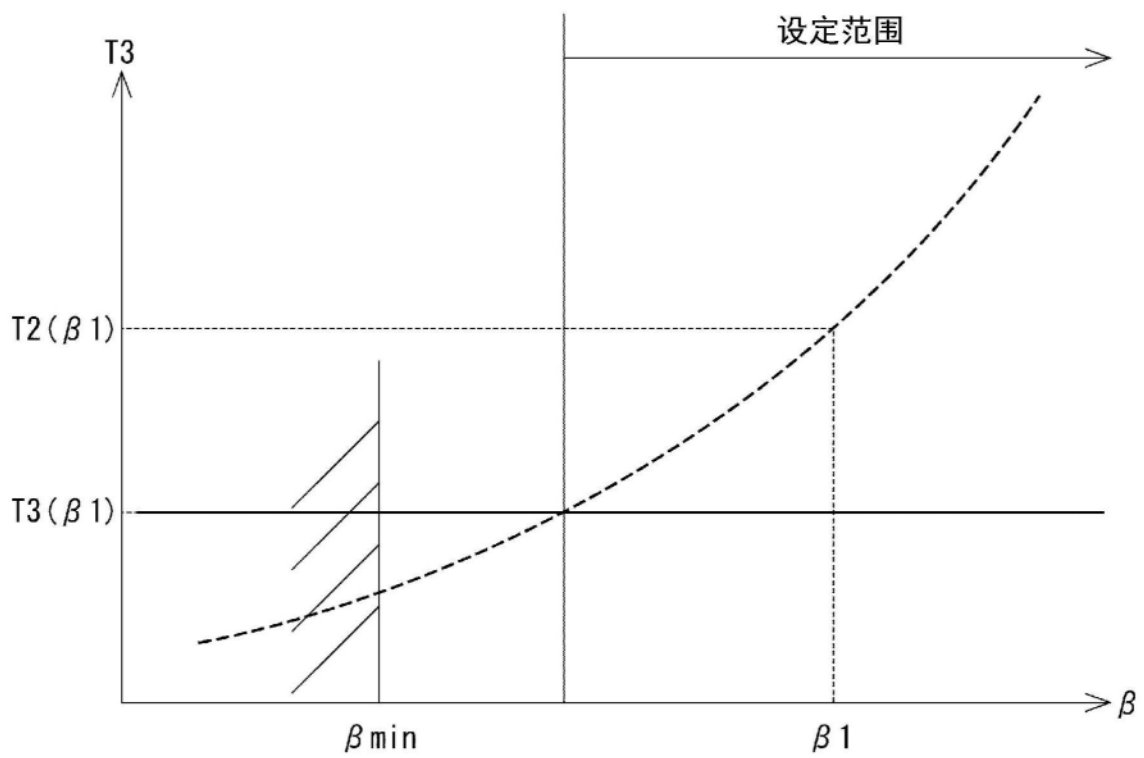


图16

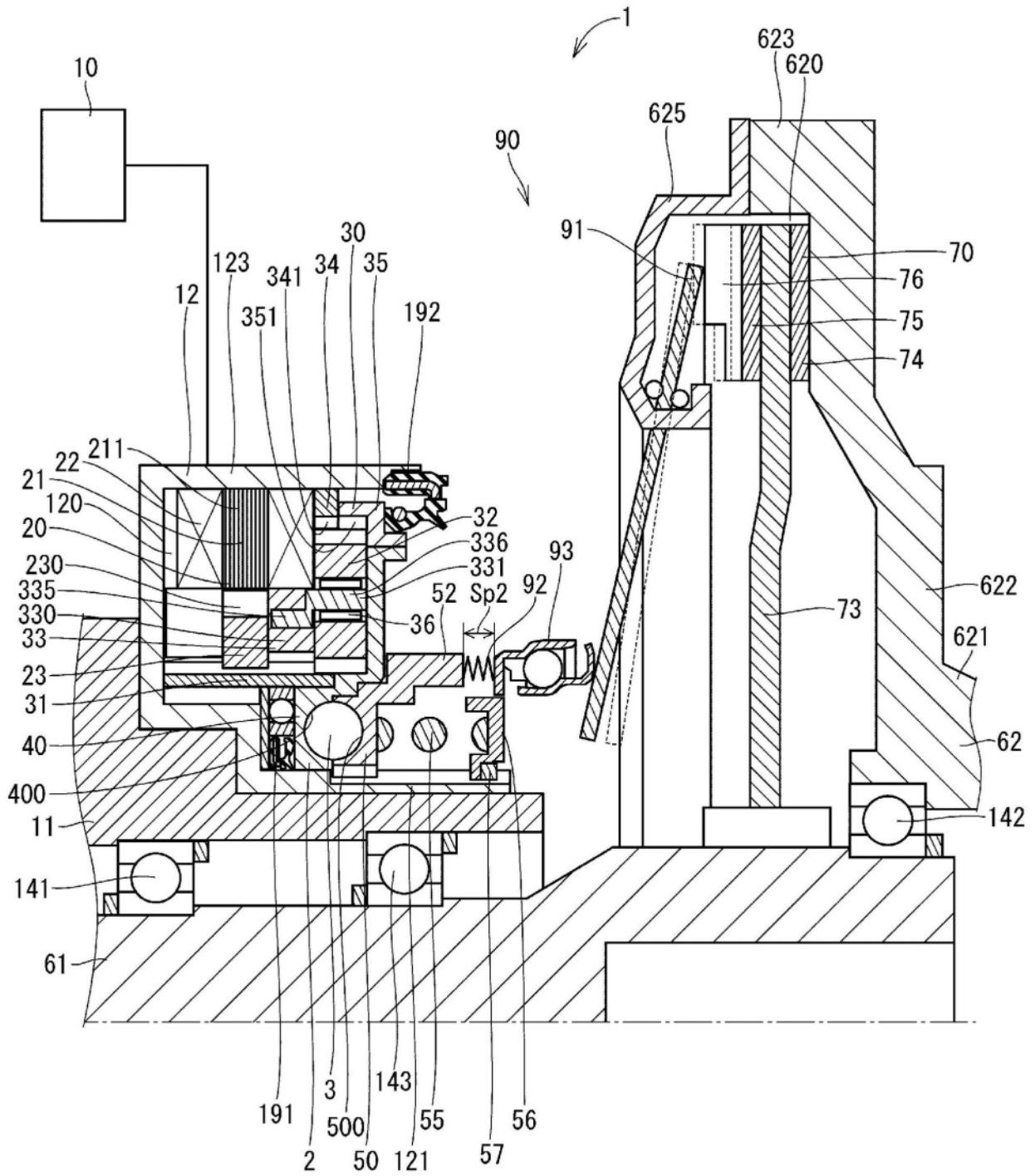


图17