



## (12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 117581043 A

(43) 申请公布日 2024.02.20

(21) 申请号 202280045785.7

(74) 专利代理机构 永新专利商标代理有限公司

(22) 申请日 2022.06.17

72002

### (30) 优先权数据

专利代理人 朴勇

2021-108818 2021 06 30 JP

(51) Int.Cl.

2021-141589 2021 08 31 JP

F16H 1/28 (2006.01)

(85) PCT国际申请进入国家阶段日

2023 12 27

### (86) PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2022/024303 2022 06 17

(87) PCT国际申请的公布数据

WO2023/276722 TA 2023 01 05

(71) 申请人 株式会社申装

地址 日本爱知县

(72) 发明人 杉浦巧美 吉市敦大

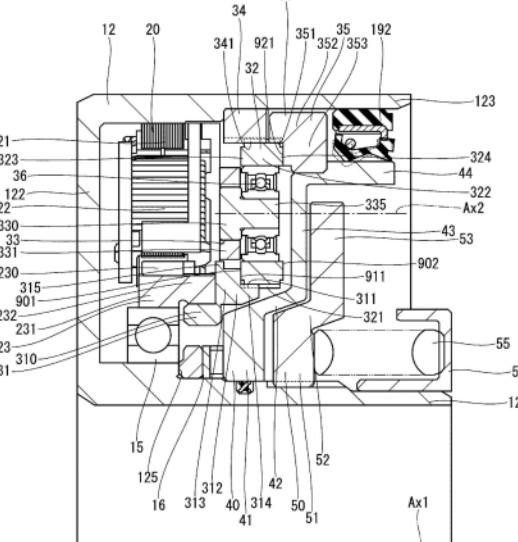
权利要求书2页 说明书19页 附图15页

(54) 发明名称

## 齿轮传动马达及使用该齿轮传动马达的离合器促动器

## (57) 摘要

多个行星齿轮(32)在轴向的一端具有作为环状的面的第一行星齿轮环状面(901),在轴向的另一端具有作为环状的面的第二行星齿轮环状面(902)。太阳轮(31)具有一部分与第一行星齿轮环状面(901)的一部分能够抵接以及滑动地对置的环状的面即太阳轮环状面(911)。第二齿圈(35)具有一部分与第二行星齿轮环状面(902)的一部分能够抵接以及滑动地对置的环状的面即输出侧环状面(921)。齿轮架子组件(330)在第一行星齿轮环状面(901)与太阳轮环状面(911)抵接时、或者在第二行星齿轮环状面(902)与输出侧环状面(921)抵接时,被限制相对于壳体(12)在轴向上的相对移动。



1. 一种齿轮传动马达,其特征在于,具备:

壳体(12);

电动机(20),设于所述壳体,能够通过通电而输出扭矩;

减速器(30),能够将来自所述电动机的扭矩减速并输出;以及

旋转部(40),通过来自所述减速器的扭矩进行旋转运动,

所述减速器具有:

太阳轮(31),被输入来自所述电动机的扭矩;

多个行星齿轮(32),能够一边与所述太阳轮啮合且自转一边沿所述太阳轮的周向公转;

销(335),设于所述行星齿轮的旋转中心;

行星齿轮轴承(36),设于所述行星齿轮与所述销之间;

环状的齿轮架(33),通过支承所述销的一端而将所述行星齿轮能够旋转地支承,并能够相对于所述太阳轮相对旋转;

环状的第一齿圈(34),能够与所述行星齿轮啮合;以及

环状的第二齿圈(35),以能够与所述行星齿轮啮合并且齿部的齿数与所述第一齿圈不同的方式形成,并向所述旋转部输出扭矩,

所述行星齿轮、所述销、所述行星齿轮轴承以及所述齿轮架构成齿轮架子组件(330),

多个所述行星齿轮中的至少一个行星齿轮在轴向的一端具有环状的面即第一行星齿轮环状面(901),在轴向的另一端具有环状的面即第二行星齿轮环状面(902),

所述太阳轮具有一部分能够与所述第一行星齿轮环状面的一部分抵接以及滑动地对置的环状的面即太阳轮环状面(911),

所述第二齿圈或者所述旋转部具有一部分能够与所述第二行星齿轮环状面的一部分抵接以及滑动地对置的环状的面即输出侧环状面(921),

所述齿轮架子组件在所述第一行星齿轮环状面与所述太阳轮环状面抵接时、或者在所述第二行星齿轮环状面与所述输出侧环状面抵接时,被限制相对于所述壳体在轴向上的相对移动。

2. 如权利要求1所述的齿轮传动马达,其特征在于,

所述第一行星齿轮环状面以及所述第二行星齿轮环状面的外径设定为所述行星齿轮的齿根圆的直径以下,

所述太阳轮环状面的外径设定为所述太阳轮的齿顶圆的直径以上,

所述输出侧环状面的内径设定为所述第二齿圈的齿顶圆的直径以下。

3. 如权利要求1或2所述的齿轮传动马达,其特征在于,

还具备相对于所述第一齿圈设于与所述第二齿圈相反的一侧的环状的板(95),

所述板具有一部分能够与所述第一行星齿轮环状面抵接以及滑动地对置的环状的面即板环状面(931),

所述齿轮架子组件在所述第一行星齿轮环状面与所述板环状面抵接时、或者在所述第二行星齿轮环状面与所述输出侧环状面抵接时,被限制相对于所述壳体在轴向上的相对移动。

4. 如权利要求1~3中任一项所述的齿轮传动马达,其特征在于,

所述太阳轮环状面的外径以及所述输出侧环状面的内径设定为下述大小：即使在所述太阳轮、所述行星齿轮、所述第一齿圈以及所述第二齿圈的中心间距离产生误差的情况下，也维持所述第一行星齿轮环状面与所述太阳轮环状面的对置、以及所述第二行星齿轮环状面与所述输出侧环状面的对置的大小。

5. 如权利要求1～4中任一项所述的齿轮传动马达，其特征在于，

所述齿轮架相对于所述行星齿轮的轴向上的中心设于所述旋转部侧。

6. 如权利要求5所述的齿轮传动马达，其特征在于，

所述齿轮架由磁性材料形成。

7. 如权利要求1～6中任一项所述的齿轮传动马达，其特征在于，

还具备设于所述第一行星齿轮环状面、所述第二行星齿轮环状面、所述太阳轮环状面以及所述输出侧环状面中的至少一个环状面上的环状的凹部即环状凹部(900)。

8. 如权利要求1～7中任一项所述的齿轮传动马达，其特征在于，

多个所述行星齿轮中的一部分行星齿轮具有所述第一行星齿轮环状面以及所述第二行星齿轮环状面。

9. 一种离合器促动器，为具备离合器(70)的离合器装置(1)中使用的离合器促动器(10)，该离合器(70)的状态在能够相对旋转的第一传递部(61)与第二传递部(62)之间变化为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的卡合状态和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的非卡合状态，所述离合器促动器的特征在于，具备：

权利要求1～8中任一项所述的齿轮传动马达(7)；以及

旋转平移部(2)，具有所述旋转部，将所述旋转部的旋转运动转换为相对于所述壳体在轴向上的相对移动即平移运动，能够将所述离合器的状态变更为卡合状态或者非卡合状态。

## 齿轮传动马达及使用该齿轮传动马达的离合器促动器

[0001] 相关申请的相互参照

[0002] 本申请基于2021年6月30日申请的日本特许申请编号2021-108818号以及2021年8月31日申请的日本特许申请编号2021-141589号,在此引用其记载内容。

### 技术领域

[0003] 本申请涉及齿轮传动马达以及使用了该齿轮传动马达的离合器促动器。

### 背景技术

[0004] 以往已知有能够变更离合器的状态的离合器促动器,该离合器设于能够相对旋转的第一传递部与第二传递部之间,且状态变化为允许第一传递部与第二传递部之间的扭矩的传递的卡合状态和切断第一传递部与第二传递部之间的扭矩的传递的非卡合状态。

[0005] 例如专利文献1所记载的离合器促动器具备齿轮传动马达,作为用于压紧离合器的驱动部。齿轮传动马达具备电动机、以及能够将来自电动机的扭矩减速并输出的减速器。减速器具有太阳轮、行星齿轮以及两个齿圈。

[0006] 现有技术文献

[0007] 专利文献

[0008] 专利文献1:日本特开2006-090533号公报

### 发明内容

[0009] 在专利文献1所记载的齿轮传动马达中,在与齿轮架以及太阳轮同步的部件之间限制由行星齿轮、销、齿轮架构成的齿轮架子组件的轴(axial)向的位置,在位置限制部产生较大的相对旋转。因此,齿轮架子组件与位置限制部件的滑动速度相对较高。若在压紧离合器的过程中对齿轮传动马达的减速器作用扭矩,则行星齿轮倾斜,从而对齿轮架整体作用轴向的负荷。因此,轴向的位置限制部存在由于滑动应力而剧烈磨损的隐患。这里,滑动应力相当于滑动距离与轴向的负荷之积。

[0010] 为了减少磨损量,虽然考虑(1)滑动应力的减少、即滑动距离或者轴向负荷的减少,(2)比磨损率的提高等应对,但在专利文献1的齿轮传动马达的构成中,(1)不能减少滑动应力,(2)为了提高比磨损率至少需要对齿轮架实施热处理,制造工序可能复杂化。另外,如果通过轴承等支承齿轮架子组件整体,则上述的问题可能得到解决,但有可能导致机形大型化等。

[0011] 另外,在专利文献1的齿轮传动马达中,由于在位置限制部产生摩擦力,因此“减速器整体的实际效率”比“仅考虑啮合效率的理论效率”低,离合器促动器的性能可能降低。因此,例如在将离合器卡合时,为了弥补效率的降低,需要额外地输出电动机的扭矩,担心电流以及功耗增大,电动机的发热量增大。由此,离合器促动器的可靠性可能降低。

[0012] 本申请的目的在于提供能够通过简单的构成提高耐磨损性以及减速器效率的齿轮传动马达以及离合器促动器。

[0013] 本申请的齿轮传动马达具备壳体、电动机、减速器、以及旋转部。电动机设于壳体，能够通过通电输出扭矩。减速器能够将来自电动机的扭矩减速并输出。旋转部通过来自减速器的扭矩进行旋转运动。

[0014] 减速器具有太阳轮、多个行星齿轮、销、行星齿轮轴承、环状的齿轮架、环状的第一齿圈以及环状的第二齿圈。向太阳轮输入来自电动机的扭矩。行星齿轮能够一边与太阳轮啮合且自转一边沿太阳轮的周向公转。销设于行星齿轮的旋转中心。

[0015] 行星齿轮轴承设于行星齿轮与销之间。齿轮架通过支承销的一端而将行星齿轮能够旋转地支承，并能够相对于太阳轮旋转。第一齿圈能够与行星齿轮啮合。第二齿圈以能够与行星齿轮啮合并且齿部的齿数与第一齿圈不同的方式形成，并向旋转部输出扭矩。

[0016] 行星齿轮、销、行星齿轮轴承以及齿轮架构成齿轮架子组件。多个行星齿轮中的至少一个在轴向的一端具有作为环状的面的第一行星齿轮环状面，在轴向的另一端具有作为环状的面的第二行星齿轮环状面。太阳轮具有一部分与第一行星齿轮环状面的一部分能够抵接以及滑动地对置的环状的面即太阳轮环状面。第二齿圈或者旋转部具有一部分与第二行星齿轮环状面的一部分能够抵接以及滑动地对置的环状的面即输出侧环状面。

[0017] 齿轮架子组件在第一行星齿轮环状面与太阳轮环状面抵接时、或者在第二行星齿轮环状面与输出侧环状面抵接时，被限制相对于壳体在轴向上的相对移动。

[0018] 在本申请中，能够通过太阳轮的太阳轮环状面以及第二齿圈或者旋转部的输出侧环状面限制齿轮架子组件的轴向上的位置。这里，第一行星齿轮环状面与太阳轮环状面的滑动速度、以及第二行星齿轮环状面与输出侧环状面的滑动速度，和专利文献1的齿轮架子组件与位置限制部件的滑动速度相比，极其低。因此，能够使第一行星齿轮环状面与太阳轮环状面的滑动距离、以及第二行星齿轮环状面与输出侧环状面的滑动距离极其小，能够大幅减少滑动应力。因此，能够减少行星齿轮、太阳轮、第二齿圈或者旋转部的磨损量，能够提高耐磨损性。

[0019] 另外，由于能够减少齿轮架子组件与作为位置限制部件的太阳轮以及第二齿圈或者旋转部之间的扭矩损失，因此能够提高减速器整体的效率。

## 附图说明

[0020] 关于本申请的上述目的以及其他目的、特征、优点，通过参照添附的附图以及下述详细的记述而更加明确。其附图为：

[0021] 图1是表示应用了第一实施方式的齿轮传动马达以及离合器促动器的离合器装置的剖面图，

[0022] 图2是表示第一实施方式的齿轮传动马达、离合器促动器以及离合器装置的一部分的剖面图，

[0023] 图3是表示第一实施方式的离合器促动器的一部分的剖面图，

[0024] 图4是表示第一实施方式的齿轮传动马达的行星齿轮及其附近的示意图，

[0025] 图5是表示比较方式的离合器促动器的一部分的剖面图，

[0026] 图6是表示比较方式的齿轮传动马达的行星齿轮及其附近的示意图，

[0027] 图7是表示第一实施方式的齿轮传动马达的行星齿轮及其附近的图，

[0028] 图8是图7的VIII-VIII线剖面的示意图，

[0029] 图9是表示太阳轮的旋转角、和行星齿轮与第一齿圈以及第二齿圈的接触点的关系的图，

[0030] 图10是表示作用于第二齿圈的扭矩与作用于齿轮架的轴向负荷的关系的图，

[0031] 图11是表示相对旋转的两个部件间的滑差率与摩擦系数的关系的图，

[0032] 图12是表示第二实施方式的离合器促动器的一部分的剖面图，

[0033] 图13是表示第三实施方式的离合器促动器的一部分的剖面图，

[0034] 图14是表示第四实施方式的离合器促动器的一部分的剖面图，

[0035] 图15是表示第五实施方式的离合器促动器的一部分的剖面图，

[0036] 图16是表示第五实施方式的离合器促动器的行星齿轮及其附近的剖面图，

[0037] 图17是表示第六实施方式的离合器促动器的一部分的剖面图。

## 具体实施方式

[0038] 以下，基于附图对多个实施方式的离合器促动器进行说明。另外，在多个实施方式中对于实质上相同的构成部位标注相同的附图标记，并省略说明。

[0039] (第一实施方式)

[0040] 在图1、2中示出应用了第一实施方式的齿轮传动马达以及离合器促动器的离合器装置。离合器装置1例如设于车辆的内燃机与变速器之间，用于允许或者切断内燃机与变速器之间的扭矩的传递。

[0041] 离合器装置1具备离合器促动器10、离合器70、作为“控制部”的电子控制单元(以下，称作“ECU”)100、作为“第一传递部”的输入轴61、以及作为“第二传递部”的输出轴62等。

[0042] 离合器促动器10具备壳体12、作为“原动机”的电动机20、减速器30、以及作为“旋转平移部”或者“转动体凸轮”的扭矩凸轮2等。这里，壳体12、电动机20、减速器30、以及作为后述的扭矩凸轮2的一部分的驱动凸轮40构成了齿轮传动马达7。

[0043] ECU 100是具有作为运算机构的CPU、作为存储机构的ROM、RAM等、以及作为输入输出机构的I/O等的小型计算机。ECU 100基于来自设于车辆的各部的各种传感器的信号等信息，按照储存于ROM等中的程序执行运算，来控制车辆的各种装置以及设备的工作。如此，ECU 100执行在非暂时性有形记录介质中储存的程序。通过执行该程序，从而执行与程序对应的方法。

[0044] ECU 100能够基于来自各种传感器的信号等信息，控制内燃机等的工作。另外，ECU 100能够控制后述的电动机20的工作。

[0045] 输入轴61例如连接于未图示的内燃机的驱动轴，能够与驱动轴一同旋转。换句话说，从驱动轴对输入轴61输入扭矩。

[0046] 在搭载内燃机的车辆设置有固定体11(参照图2)。固定体11例如形成为筒状，并固定于车辆的发动机舱。在固定体11的内周壁与输入轴61的外周壁之间设置有滚珠轴承141。由此，输入轴61经由滚珠轴承141由固定体11轴支承。

[0047] 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具有作为“壳体筒部”的壳体内筒部121、壳体板部122、壳体外筒部123、密封槽部124、壳体台阶面125、壳体侧花键槽部127、壳体孔部128等。

[0048] 壳体内筒部121形成为大致圆筒状。壳体板部122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。壳体外筒部123以从壳体板部122的外缘部向与壳体内筒部121相同一侧延伸的方式形成为大致圆筒状。这里,壳体内筒部121、壳体板部122、以及壳体外筒部123例如通过金属一体地形成。

[0049] 如上述那样,壳体12在整体上形成为中空且扁平形状。

[0050] 密封槽部124以从壳体内筒部121的外周壁向径向内侧凹陷的方式形成为环状。壳体台阶面125在密封槽部124与壳体板部122之间,以朝向与壳体板部122相反一侧的方式形成为圆环的平面状。

[0051] 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。壳体孔部128以沿板厚方向贯穿壳体板部122的方式形成。

[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)。这里,壳体12相对于固定体11以及输入轴61同轴地设置。这里,“同轴”不限于两个轴严格一致的同轴的状态,而是包含稍微偏心的状态或者倾斜的状态(以下相同)。

[0053] 壳体12具有作为“空间”的收容空间120。收容空间120形成于壳体内筒部121、壳体板部122、以及壳体外筒部123之间。

[0054] 电动机20收容于收容空间120。电动机20具有定子21、线圈22、转子23、作为“磁铁”的磁体230、以及磁体外壳24等。

[0055] 定子21具有定子磁轭211、以及定子齿212。定子21例如通过层叠钢板形成。定子磁轭211形成为大致圆筒状。定子齿212以从定子磁轭211的内周壁向径内方向突出的方式与定子磁轭211一体地形成。定子齿212在定子磁轭211的周向上等间隔地形成有多个。线圈22分别设于多个定子齿212。定子21以定子磁轭211的外周壁与壳体外筒部123的内周壁嵌合的方式固定于壳体12。

[0056] 转子23例如通过铁系的金属形成。转子23具有转子主体231、以及转子筒部232。转子主体231形成为大致圆环状。转子筒部232以从转子主体231的外缘部呈筒状延伸的方式形成。

[0057] 磁体230设于转子23的外周壁。磁体230以磁极相互交替的方式在转子23的周向上等间隔地设置有多个。

[0058] 磁体外壳24以覆盖磁体230的转子23的径向外侧的面的方式设于转子23。更详细地说,磁体外壳24例如通过非磁性金属形成。

[0059] 离合器促动器10具备转子轴承15。转子轴承15相对于壳体台阶面125在壳体板部122侧设于壳体内筒部121的径向外侧。转子轴承15具有内环151、外环152、以及作为“轴承转动体”的轴承球153等。

[0060] 内环151、外环152例如通过金属形成为筒状。外环152设于内环151的径向外侧。轴承球153例如通过金属形成为球状。轴承球153在呈环状形成于内环151的外周壁的槽部、以及呈环状形成于外环152的内周壁的槽部中,以能够在内环151与外环152之间转动的方式设置。轴承球153在内环151以及外环152的周向上设置有多个。通过轴承球153在内环151与外环152之间转动,从而内环151与外环152能够相对旋转。通过轴承球153,内环151与外环152向轴向的相对移动被限制。

[0061] 转子轴承15在内环151的内周壁抵接于壳体内筒部121的外周壁、内环151的轴向

的一方的端面从壳体板部122分离规定距离的状态下设于壳体内筒部121。转子23以转子主体231的内周壁与转子轴承15的外周壁嵌合的方式设置。由此,转子轴承15将转子23支承为能够相对于壳体12相对旋转。

[0062] ECU 100通过控制对线圈22供给的电力,从而能够控制电动机20的工作。若对线圈22供给电力,则在定子21产生旋转磁场,转子23进行旋转。由此,从转子23输出扭矩。如此,电动机20具有定子21、以及能够相对于定子21相对旋转地设置的转子23,能够通过电力的供给从转子23输出扭矩。

[0063] 这里,转子23在定子21的径向内侧能够相对于定子21旋转地设置。电动机20为内转子型无刷直流电动机。

[0064] 在本实施方式中,离合器促动器10具备旋转角传感器104。旋转角传感器104以相对于线圈22位于壳体板部122侧的方式设于电动机20。

[0065] 旋转角传感器104检测从与转子23一体地旋转的感测磁体或者从磁体230产生的磁通,并将与检测出的磁通相应的信号输出到ECU 100。由此,ECU 100能够基于来自旋转角传感器104的信号,检测转子23的旋转角以及转速等。另外,ECU 100能够基于转子23的旋转角以及转速等,计算驱动凸轮40相对于壳体12以及后述的从动凸轮50的相对旋转角度,以及从动凸轮50相对于壳体12以及驱动凸轮40在轴向上的相对位置等。

[0066] 如图3所示,减速器30具有太阳轮31、行星齿轮32、齿轮架33、第一齿圈34、以及第二齿圈35等。

[0067] 太阳轮31与转子23同轴且能够一体旋转地设置。换句话说,转子23与太阳轮31通过不同的材料独立地形成,以能够一体地旋转的方式同轴地配置。

[0068] 更详细地说,太阳轮31具有太阳轮基部310、作为“齿部”以及“外齿”的太阳轮齿部311、太阳轮筒部312、以及太阳轮延伸部315。太阳轮31例如通过金属形成。太阳轮基部310形成为大致圆环状。太阳轮筒部312以从太阳轮基部310的外缘部呈筒状延伸的方式与太阳轮基部310一体地形成。太阳轮齿部311形成于太阳轮筒部312的与太阳轮基部310相反一侧的端部的外周壁。太阳轮延伸部315以从太阳轮筒部312的太阳轮基部310侧的端部的外周壁向外方向延伸的方式形成为环状。

[0069] 太阳轮31以太阳轮基部310的外周壁与转子筒部232的内周壁嵌合的方式设置。由此,太阳轮31通过转子轴承15支承为能够与转子23一同相对于壳体12相对旋转。

[0070] 向与转子23一体旋转的太阳轮31输入电动机20的扭矩。这里,太阳轮31对应于减速器30的“输入部”。

[0071] 行星齿轮32沿太阳轮31的周向设置有多个,能够一边与太阳轮31啮合且自转一边沿太阳轮31的周向公转。更详细地说,行星齿轮32例如通过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置有多个。在本实施方式中,行星齿轮32设置有四个。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啮合的方式形成于行星齿轮32的外周壁。

[0072] 齿轮架33将行星齿轮32能够旋转地支承,并能够相对于太阳轮31相对旋转。

[0073] 更详细地说,齿轮架33具有齿轮架主体331。齿轮架主体331例如通过金属形成为大致圆环的板状。齿轮架主体331在轴向上位于线圈22与行星齿轮32之间。

[0074] 减速器30具有销335、以及行星齿轮轴承36。销335例如通过金属形成为大致圆柱

状。销335使轴向的端部固定于齿轮架主体331地设置。

[0075] 行星齿轮轴承36设于销335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通过销335被能够旋转地支承。即,销335设于行星齿轮32的旋转中心,将行星齿轮32能够旋转地支承。另外,行星齿轮32与销335经由行星齿轮轴承36在规定的范围内在轴向上能够相对移动。换言之,行星齿轮32与销335通过行星齿轮轴承36将轴向的能够相对移动的范围限制为规定的范围。

[0076] 第一齿圈34具有作为能够与行星齿轮32啮合的齿部的第一齿圈齿部341,并固定于壳体12。更详细地说,第一齿圈34例如通过金属形成为大致圆筒状。第一齿圈34在相对于定子21与壳体板部122相反的一侧,以外缘部与壳体外筒部123的内周壁嵌合的方式固定于壳体12。因此,第一齿圈34不能相对于壳体12相对旋转。

[0077] 这里,第一齿圈34对于壳体12、转子23、以及太阳轮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的内周壁。

[0078] 第二齿圈35具有作为能够与行星齿轮32啮合的齿部、且齿数与第一齿圈齿部341不同的第二齿圈齿部351,并能够与后述的驱动凸轮40一体旋转地设置。更详细地说,第二齿圈35例如通过金属形成为筒状。

[0079] 这里,第二齿圈35对于壳体12、转子23、以及太阳轮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第二齿圈35的轴向的第一齿圈34侧的端部的内周壁。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的齿数与第一齿圈齿部341的齿数相比,多出行星齿轮32的个数乘以整数而得的数。

[0080] 另外,由于行星齿轮32需要在同一部位处与两个具有不同的规格的第一齿圈34以及第二齿圈35无干扰地正常地啮合,因此设计为使第一齿圈34以及第二齿圈35的一方或两方变位来使各齿轮对的中心距离恒定。

[0081] 通过上述构成,若电动机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和第一齿圈齿部341以及第二齿圈齿部351啮合且自转,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,与第一齿圈齿部341和第二齿圈齿部351的齿数差相应的微小转速差作为第二齿圈35的旋转而输出。由此,来自电动机20的扭矩通过减速器30而减速,并从第二齿圈35输出。如此,减速器30能够将电动机20的扭矩减速并输出。在本实施方式中,减速器30构成3k型精密行星齿轮减速器。

[0082] 第二齿圈35与后述的驱动凸轮40独立地形成,能够与驱动凸轮40一体旋转地设置。第二齿圈35将来自电动机20的扭矩减速并向驱动凸轮40输出。这里,第二齿圈35对应于减速器30的“输出部”。

[0083] 扭矩凸轮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、以及作为“凸轮转动体”的凸轮球3。

[0084] 驱动凸轮40具有驱动凸轮主体41、驱动凸轮特定形状部42、驱动凸轮板部43、驱动凸轮外筒部44、以及驱动凸轮槽400等。驱动凸轮主体41形成为大致圆环的板状。驱动凸轮

特定形状部42从驱动凸轮主体41的外缘部以相对于驱动凸轮主体41的轴倾斜地延伸的方式形成。驱动凸轮板部43以从驱动凸轮特定形状部42的与驱动凸轮主体41相反一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特定形状部42相反一侧延伸的方式形成为大致圆筒状。这里，驱动凸轮主体41、驱动凸轮特定形状部42、驱动凸轮板部43、以及驱动凸轮外筒部44例如通过金属一体地形成。

[0085] 驱动凸轮槽400以从驱动凸轮主体41的一方的端面向另一方的端面侧凹陷、且沿驱动凸轮主体41的周向延伸的方式形成。驱动凸轮槽400以在驱动凸轮主体41的周向上距离一方的端面的深度发生变化的方式形成。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。

[0086] 驱动凸轮40以驱动凸轮主体41位于壳体内筒部121的外周壁与太阳轮31的太阳轮筒部312的内周壁之间、且驱动凸轮板部43相对于行星齿轮32位于与齿轮架主体331相反一侧的方式设于壳体内筒部121与壳体外筒部123之间。驱动凸轮40能够相对于壳体12相对旋转。

[0087] 第二齿圈35以与形成有第二齿圈齿部351的端部相反一侧的端部的内周壁嵌合于驱动凸轮板部43的外缘部的方式与驱动凸轮40—体地设置。第二齿圈35不能相对于驱动凸轮40相对旋转。即，第二齿圈35能够与作为“旋转部”的驱动凸轮40—体旋转地设置。因此，若来自电动机20的扭矩通过减速器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，若驱动凸轮40被输入从减速器30输出的扭矩，则能够相对于壳体12相对旋转。

[0088] 从动凸轮50具有从动凸轮主体51、从动凸轮特定形状部52、从动凸轮板部53、凸轮侧花键槽部54、以及从动凸轮槽500等。从动凸轮主体51形成为大致圆环的板状。从动凸轮特定形状部52以从从动凸轮主体51的外缘部相对于从动凸轮主体51的轴倾斜地延伸的方式形成。从动凸轮板部53以从从动凸轮特定形状部52的与从动凸轮主体51相反一侧的端部向径向外侧延伸的方式形成为大致圆环的板状。这里，从动凸轮主体51、从动凸轮特定形状部52、以及从动凸轮板部53例如通过金属一体地形成。

[0089] 凸轮侧花键槽部54在从动凸轮主体51的内周壁中以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。

[0090] 从动凸轮50以从动凸轮主体51相对于驱动凸轮主体41位于与转子轴承15相反一侧、且驱动凸轮特定形状部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花键结合的方式设置。由此，从动凸轮50相对于壳体12不能相对旋转但能够沿轴向相对移动。

[0091] 从动凸轮槽500以从作为从动凸轮主体51的驱动凸轮主体41侧的面的一方的端面向另一方的端面侧凹陷，且沿从动凸轮主体51的周向延伸的方式形成。从动凸轮槽500以在从动凸轮主体51的周向上距离一方的端面的深度发生变化的方式形成。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。

[0092] 另外，驱动凸轮槽400与从动凸轮槽500分别在从驱动凸轮主体41的从动凸轮主体51侧的面一侧、或者从从动凸轮主体51的驱动凸轮主体41侧的面一侧观察时，形成为相同的形式。

[0093] 凸轮球3例如通过金属形成为球状。凸轮球3设置为能够分别在三个驱动凸轮槽400与三个从动凸轮槽500之间转动。即，凸轮球3共计设置三个。

[0094] 如此，驱动凸轮40、从动凸轮50、以及凸轮球3构成了作为“转动体凸轮”的扭矩凸轮2。若驱动凸轮40相对于壳体12以及从动凸轮50相对旋转，则凸轮球3在驱动凸轮槽400以及从动凸轮槽500中沿各个槽底转动。

[0095] 如上述那样，驱动凸轮槽400以及从动凸轮槽500在驱动凸轮40或者从动凸轮50的周向上以深度发生变化的方式形成。因此，若驱动凸轮40通过从减速器30输出的扭矩而相对于壳体12以及从动凸轮50相对旋转，则凸轮球3在驱动凸轮槽400以及从动凸轮槽500中转动，从动凸轮50相对于驱动凸轮40以及壳体12沿轴向相对移动，即产生行程。

[0096] 如此，从动凸轮50具有在与驱动凸轮槽400之间夹持凸轮球3并形成于一方的端面的多个从动凸轮槽500，与驱动凸轮40以及凸轮球3一同构成扭矩凸轮2。若驱动凸轮40相对于壳体12旋转，则从动凸轮50相对于驱动凸轮40以及壳体12沿轴向相对移动。这里，由于凸轮侧花键槽部54与壳体侧花键槽部127花键结合，因此从动凸轮50不相对于壳体12相对旋转。另外，驱动凸轮40虽然相对于壳体12相对旋转，但在轴向上不相对移动。

[0097] 扭矩凸轮2相对于电动机20设于轴向的一方侧，将来自电动机20的扭矩引起的旋转运动，转换为相对于壳体12的轴向的相对移动即平移运动。

[0098] 在本实施方式中，离合器促动器10具备作为“施力部件”的复位弹簧55、以及复位弹簧保持件56。复位弹簧55例如为螺旋弹簧，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的径向外侧。复位弹簧55的一端抵接于从动凸轮主体51的与驱动凸轮主体41相反一侧的面。

[0099] 复位弹簧保持件56具有保持件内筒部561、保持件板部562、以及保持件外筒部563。保持件内筒部561形成为大致圆筒状。保持件板部562以从保持件内筒部561的一方的端部向径向外侧延伸的方式形成为环状的板状。保持件外筒部563以从保持件板部562的外缘部向与保持件内筒部561相同一侧延伸的方式形成为大致圆筒状。保持件内筒部561、保持件板部562、以及保持件外筒部563例如通过金属一体地形成。

[0100] 复位弹簧保持件56以保持件内筒部561的内周壁与壳体内筒部121的外周壁嵌合的方式固定于壳体内筒部121。复位弹簧55的另一端在保持件内筒部561与保持件外筒部563之间抵接于保持件板部562。

[0101] 复位弹簧55具有在轴向上伸长的力。因此，从动凸轮50在与驱动凸轮40之间夹持凸轮球3的状态下，被复位弹簧55向驱动凸轮主体41侧施力。

[0102] 输出轴62具有轴部621、板部622、筒部623、以及摩擦板624(参照图2)。轴部621形成为大致圆筒状。板部622以从轴部621的一端向径向外侧呈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相反的一侧呈大致圆筒状延伸的方式与板部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。

[0103] 输入轴61的端部穿过壳体内筒部121的内侧，相对于从动凸轮50位于与驱动凸轮40相反的一侧。输出轴62相对于从动凸轮50在与驱动凸轮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有滚珠轴承142。由此，输出

轴62经由滚珠轴承142由输入轴61轴支承。输入轴61以及输出轴62能够相对于壳体12相对旋转。

[0104] 离合器70在离合器空间620中设于输入轴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、以及卡止部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之间以沿轴向排列的方式设置有多个。内侧摩擦板71以内缘部与输入轴61的外周壁花键结合的方式设置。因此，内侧摩擦板71相对于输入轴61不能相对旋转但能够沿轴向相对移动。

[0105] 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之间以沿轴向排列的方式设置有多个。这里，内侧摩擦板71与外侧摩擦板72在输入轴61的轴向上交替地配置。外侧摩擦板72以外缘部与输出轴62的筒部623的内周壁花键结合的方式设置。因此，外侧摩擦板72相对于输出轴62不能相对旋转但能够沿轴向相对移动。多个外侧摩擦板72中的位于最靠摩擦板624侧的外侧摩擦板72能够与摩擦板624接触。

[0106] 卡止部701形成为大致圆环状，以外缘部与输出轴62的筒部623的内周壁嵌合的方式设置。卡止部701能够将多个外侧摩擦板72中的位于最靠从动凸轮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的距离比多个外侧摩擦板72以及多个内侧摩擦板71的板厚的合计大。

[0107] 在多个内侧摩擦板71以及多个外侧摩擦板72相互接触、换句话说卡合的状态即卡合状态下，在内侧摩擦板71与外侧摩擦板72之间产生摩擦力，根据该摩擦力的大小，内侧摩擦板71与外侧摩擦板72的相对旋转被限制。另一方面，在多个内侧摩擦板71以及多个外侧摩擦板72相互分离、换句话说未卡合的状态即非卡合状态下，在内侧摩擦板71与外侧摩擦板72之间不产生摩擦力，不限制内侧摩擦板71与外侧摩擦板72的相对旋转。

[0108] 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传递至输出轴62。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。

[0109] 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，在未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。

[0110] 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的常开式(normally open type)的离合器装置。

[0111] 离合器促动器10具备状态变更部80。状态变更部80具有作为“弹性变形部”的碟形弹簧81、碟形弹簧保持件82、以及碟形弹簧推力轴承83。碟形弹簧保持件82具有保持件筒部821、以及保持件凸缘部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例如通过金属一体地形成。碟形弹簧保持件82例如以保持件筒部821的另一端连接于从动凸轮板部53的与驱动凸轮40相反一侧的端面的方式设于从动凸轮50。这里，保持件筒部821与从动凸轮板部53例如通过焊接连接。

[0112] 碟形弹簧81以内缘部在保持件筒部821的径向外侧，位于从动凸轮板部53与保持件凸缘部822之间的方式设置。碟形弹簧推力轴承83形成为环状，在保持件筒部821的径向外侧设于从动凸轮板部53与碟形弹簧81的内缘部之间。

[0113] 碟形弹簧保持件82以保持件凸缘部822能够将碟形弹簧81的轴向的一端即内缘部卡止的方式固定于从动凸轮50。因此，碟形弹簧81以及碟形弹簧推力轴承83通过保持件凸缘部822来抑制从碟形弹簧保持件82的脱落。碟形弹簧81能够沿轴向弹性变形。

[0114] 图3是表示未安装状态变更部80的状态的离合器促动器10的剖面图。

[0115] 如图1、图2所示，在凸轮球3位于在驱动凸轮槽400的驱动凸轮主体41的轴向即深度方向上相距驱动凸轮主体41的一方的端面最远的部位即最深部所对应的位置(原点)、以及在从动凸轮槽500的从动凸轮主体51的轴向即深度方向上相距从动凸轮主体51的一方的端面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，在碟形弹簧81的轴向的另一端即外缘部与离合器70之间形成有缝隙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。

[0116] 这里，在变更离合器70的状态的通常工作时，若通过ECU 100的控制向电动机20的线圈22供给电力，则电动机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，凸轮球3从最深部所对应的位置向驱动凸轮槽400以及从动凸轮槽500的周向的一方侧转动。由此，从动凸轮50一边压缩复位弹簧55一边相对于壳体12沿轴向相对移动，即向离合器70侧移动。由此，碟形弹簧81向离合器70侧移动。

[0117] 若通过从动凸轮50的轴向的移动，碟形弹簧81向离合器70侧移动，则缝隙Sp1变小，碟形弹簧81的轴向的另一端与离合器70的外侧摩擦板72接触。若在碟形弹簧81与离合器70接触后，从动凸轮50进一步沿轴向移动，则碟形弹簧81沿轴向弹性变形，且向摩擦板624侧按压外侧摩擦板72。由此，多个内侧摩擦板71以及多个外侧摩擦板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之间的扭矩的传递。

[0118] 此时，碟形弹簧81一边由碟形弹簧推力轴承83轴支承一边相对于从动凸轮50以及碟形弹簧保持件82相对旋转。如此，碟形弹簧推力轴承83从碟形弹簧81承受推力方向的负荷，且对碟形弹簧81进行轴支承。

[0119] 当离合器传递扭矩达到离合器要求扭矩容量时，ECU 100使电动机20的旋转停止。由此，离合器70成为离合器传递扭矩维持为离合器要求扭矩容量的卡合保持状态。如此，状态变更部80的碟形弹簧81从从动凸轮50承受轴向的力，能够根据从动凸轮50相对于壳体12以及驱动凸轮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者非卡合状态。

[0120] 另外，扭矩凸轮2将来自电动机20的扭矩引起的旋转运动，转换为相对于壳体12的轴向的相对移动即平移运动，从而能够将离合器70的状态变更为卡合状态或者非卡合状态。

[0121] 输出轴62的轴部621的与板部622相反一侧的端部连接于未图示的变速器的输入轴，并能够与该输入轴一同旋转。换句话说，向变速器的输入轴输入从输出轴62输出的扭矩。向变速器输入的扭矩通过变速器而变速，并作为驱动扭矩向车辆的驱动轮输出。由此，车辆行驶。

[0122] 在本实施方式中，离合器装置1具备油供给部5(参照图1、2)。油供给部5以一端在离合器空间620中露出的方式在输出轴62中形成为通路状。油供给部5的另一端连接于未图示的油供给源。由此，从油供给部5的一端向离合器空间620的离合器70供给油。

[0123] ECU 100控制从油供给部5向离合器70供给的油的量。供给到离合器70的油能够将离合器70润滑以及冷却。如此，在本实施方式中，离合器70为湿式离合器，能够通过油来冷

却。

[0124] 在本实施方式中,作为“旋转平移部”的扭矩凸轮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。电动机20以及减速器30设于收容空间120。离合器70相对于驱动凸轮40设于与收容空间120相反一侧的空间即离合器空间620。

[0125] 离合器促动器10具备推力轴承16。如图1所示,推力轴承16具有作为“推力轴承转动体”的滚子161、座圈162、以及支撑板163。座圈162例如通过金属形成为环状的板状。滚子161例如通过金属形成为大致圆柱状,设置为与座圈162的一方的端面接触并且能够沿座圈162的周向转动。滚子161在座圈162的周向上设置有多个。

[0126] 支撑板163具有板主体164、以及板凸部165。板主体164形成为大致圆环状。板凸部165以从板主体164的内缘部向轴向突出的方式形成为大致圆环状。板主体164与板凸部165例如通过金属一体地形成。

[0127] 支撑板163以板凸部165抵接于壳体台阶面125的方式设于壳体内筒部121的径向外侧。座圈162以另一方的端面抵接于板主体164的与板凸部165相反一侧的端面的方式设于壳体内筒部121的径向外侧。滚子161设于座圈162与驱动凸轮主体41之间,并与座圈162的驱动凸轮主体41侧的端面、以及驱动凸轮主体41的座圈162侧的面接触,且能够在座圈162的周向上转动。

[0128] 推力轴承16从驱动凸轮40承受推力方向即轴向的负荷,且对驱动凸轮40进行轴支撑。在本实施方式中,来自离合器70侧的轴向的负荷经由碟形弹簧81、碟形弹簧推力轴承83、从动凸轮50、凸轮球3、驱动凸轮40作用于推力轴承16。

[0129] 在本实施方式中,离合器促动器10具备作为“密封部件”的内侧密封部件191、以及外侧密封部件192。内侧密封部件191例如是通过橡胶等弹性材料形成为环状的油封。外侧密封部件192例如是通过橡胶等弹性材料以及金属环等形成为环状的油封。

[0130] 内侧密封部件191设于在壳体内筒部121形成的密封槽部124。内侧密封部件191以外缘部能够与驱动凸轮主体41的内周壁滑动的方式设于密封槽部124。

[0131] 外侧密封部件192相对于第二齿圈35在与第一齿圈34相反的一侧设于壳体外筒部123与驱动凸轮外筒部44之间。外侧密封部件192以内缘部的唇形密封部能够与驱动凸轮外筒部44的外周壁滑动的方式设于壳体外筒部123。

[0132] 这里,外侧密封部件192在从内侧密封部件191的轴向观察时,以位于内侧密封部件191的径向外侧的方式设置(参照图1、2)。

[0133] 如上述那样,驱动凸轮主体41的内周壁能够与内侧密封部件191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与壳体内筒部121之间气密或者液密地密封。

[0134] 驱动凸轮外筒部44的外周壁能够与作为外侧密封部件192的内缘部的唇形密封部滑动。即,外侧密封部件192以与作为“旋转部”的驱动凸轮40接触的方式设置。外侧密封部件192将驱动凸轮外筒部44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。

[0135] 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,能够将收容电动机20以及减速器30的收容空间120保持气密或者液密,能够将收容空间120与设置有离合

器70的离合器空间620之间保持气密或者液密。由此,例如即使在离合器70中产生磨损粉末等异物,也能够抑制该异物从离合器空间620侵入收容空间120。因此,能够抑制异物引起的电动机20或者减速器30的工作不良。

[0136] 以下,更详细地说明本实施方式的各部的构成。

[0137] 如图3所示,行星齿轮32、销335、行星齿轮轴承36以及齿轮架33构成了齿轮架子组件330。

[0138] 多个行星齿轮32中的至少一个在轴向的一端具有作为环状的面的第一行星齿轮环状面901、在轴向的另一端具有作为环状的面的第二行星齿轮环状面902。

[0139] 更详细地说,行星齿轮32具有行星齿轮齿部321、行星齿轮主体322、第一凸部323、以及第二凸部324。行星齿轮主体322形成为筒状。第一凸部323以从行星齿轮32的轴向的一方的端面呈筒状突出的方式形成。第一凸部323的外径比行星齿轮主体322的外径小。第一凸部323的与行星齿轮主体322相反一侧的端面形成为环状且平面状。第二凸部324以从行星齿轮32的轴向的另一方的端面呈筒状突出的方式形成。第二凸部324的外径比行星齿轮主体322的外径小。第二凸部324的与行星齿轮主体322相反一侧的端面形成为环状且平面状。行星齿轮齿部321形成于行星齿轮主体322的外周壁。

[0140] 第一行星齿轮环状面901、第二行星齿轮环状面902分别形成于第一凸部323、第二凸部324的端面。因此,第一行星齿轮环状面901以及第二行星齿轮环状面902形成为环状且平面状。四个行星齿轮32均具有第一行星齿轮环状面901以及第二行星齿轮环状面902。

[0141] 太阳轮31具有一部分与第一行星齿轮环状面901的一部分能够抵接以及滑动地对置的环状的面即太阳轮环状面911。

[0142] 更详细地说,太阳轮筒部312具有太阳轮大径部313、以及太阳轮小径部314。太阳轮大径部313在太阳轮基部310侧形成为筒状。太阳轮小径部314相对于太阳轮大径部313在与太阳轮基部310相反的一侧与太阳轮大径部313一体地形成为筒状。太阳轮小径部314的外径比太阳轮大径部313的外径小。因此,在太阳轮大径部313的外周壁与太阳轮小径部314的外周壁之间形成有环状且平面状的台阶面。太阳轮环状面911形成于该台阶面。因此,太阳轮环状面911形成为环状且平面状。

[0143] 太阳轮齿部311形成于太阳轮小径部314的外周壁。太阳轮环状面911的一部分与第一行星齿轮环状面901的一部分能够抵接以及滑动地对置。因此,在从太阳轮31的轴Ax1方向以及行星齿轮32的轴Ax2方向观察时,太阳轮环状面911的一部分与第一行星齿轮环状面901的一部分重叠(参照图4的阴影部分)。

[0144] 第二齿圈35具有一部分与第二行星齿轮环状面902的一部分能够抵接以及滑动地对置的环状的面即输出侧环状面921。

[0145] 更详细地说,第二齿圈35具有第二齿圈齿部351、第二齿圈主体352、以及第二齿圈延伸部353。第二齿圈主体352形成为筒状。第二齿圈延伸部353以从第二齿圈主体352的与第一齿圈34相反一侧的内周壁向径内方向延伸的方式形成为环状。第二齿圈延伸部353的第一齿圈34侧的端面形成为环状且平面状。输出侧环状面921形成于第二齿圈延伸部353的第一齿圈34侧的端面。因此,输出侧环状面921形成为环状且平面状。

[0146] 第二齿圈齿部351在第二齿圈主体352的内周壁中相对于第二齿圈延伸部353形成于第一齿圈34侧。输出侧环状面921的一部分与第二行星齿轮环状面902的一部分能够抵接

以及滑动地对置。因此,在从行星齿轮32的轴向观察时,输出侧环状面921的一部分与第二行星齿轮环状面902的一部分重叠。

[0147] 齿轮架子组件330在第一行星齿轮环状面901与太阳轮环状面911抵接时、或者在第二行星齿轮环状面902与输出侧环状面921抵接时,被限制相对于壳体12在轴向上的相对移动。

[0148] 由此,能够通过太阳轮31的太阳轮环状面911、以及第二齿圈35的输出侧环状面921限制齿轮架子组件330的轴向的位置。

[0149] 第一行星齿轮环状面901以及第二行星齿轮环状面902的外径设定为行星齿轮32的齿根圆的直径以下。太阳轮环状面911的外径设定为太阳轮31的齿顶圆的直径以上。输出侧环状面921的内径设定为第二齿圈35的齿顶圆的直径以下。

[0150] 更详细地说,第一行星齿轮环状面901以及第二行星齿轮环状面902的外径设定得比行星齿轮齿部321的齿根圆的直径小。太阳轮环状面911的外径设定得比太阳轮齿部311的齿顶圆的直径大。输出侧环状面921的内径设定得比第二齿圈齿部351的齿顶圆的直径小。

[0151] 太阳轮环状面911的外径以及输出侧环状面921的内径设定为下述大小,即使在太阳轮31、行星齿轮32、第一齿圈34、以及第二齿圈35的中心间距离产生误差的情况下,也维持第一行星齿轮环状面901与太阳轮环状面911的对置、以及第二行星齿轮环状面902与输出侧环状面921的对置的大小。

[0152] 如图3、图4所示,在本实施方式中,若通过来自电动机20的扭矩,太阳轮31旋转,则行星齿轮32一边与太阳轮31啮合且自转一边沿太阳轮31的周向公转。此时,第一行星齿轮环状面901的一部分与太阳轮环状面911的一部分能够沿行星齿轮32的旋转方向滑动(参照图4的阴影部分)。此时的滑动速度极其低。另外,此时,第二行星齿轮环状面902的一部分与输出侧环状面921的一部分能够沿行星齿轮32的旋转方向滑动。此时的滑动速度也极其低。

[0153] 如图5、图6所示,在比较方式的齿轮传动马达中,行星齿轮32不具有第一凸部323、第二凸部324、第一行星齿轮环状面901以及第二行星齿轮环状面902。另外,也未形成有太阳轮环状面911、输出侧环状面921。

[0154] 齿轮架主体331的线圈22侧的端面的内缘部与太阳轮延伸部315的行星齿轮32侧的面能够抵接以及滑动地设置。因此,在比较方式中,若通过来自电动机20的扭矩,太阳轮31旋转,则行星齿轮32一边与太阳轮31啮合且自转一边沿太阳轮31的周向公转,齿轮架主体331在太阳轮31的径向外侧相对于太阳轮31相对旋转。此时,齿轮架主体331的线圈22侧的端面的内缘部与太阳轮延伸部315的行星齿轮32侧的面能够沿齿轮架主体331的旋转方向滑动(参照图6的阴影部分)。此时的滑动速度相对较高。另外,此时,销335的前端部与驱动凸轮板部43能够沿齿轮架主体331的旋转方向滑动。此时的滑动速度也相对较高。因此,滑动应力较大,存在太阳轮31与齿轮架33、以及销335与驱动凸轮板部43剧烈地磨损的隐患。

[0155] 另一方面,在本实施方式中,由于第一行星齿轮环状面901与太阳轮环状面911的滑动速度以及第二行星齿轮环状面902与输出侧环状面921的滑动速度极其低,滑动应力小,因此能够抑制行星齿轮32与太阳轮31或者第二齿圈35的磨损。

[0156] 另外,在本实施方式以及比较方式中,太阳轮31、行星齿轮32、第二齿圈35、以及驱

动凸轮40通过热处理提高了强度。另外,齿轮架主体331、以及销335未被热处理,与太阳轮31、行星齿轮32、第二齿圈35、以及驱动凸轮40相比强度较低。因此,在强度较高的太阳轮31与强度较低的齿轮架主体331滑动、以及强度较高的驱动凸轮40与强度较低的销335滑动的比较方式中,特别是齿轮架主体331以及销335可能剧烈地磨损。另一方面,在强度较高的行星齿轮32与强度较高的太阳轮31或者强度较高的第二齿圈35滑动的本实施方式中,能够抑制各部件的磨损。

[0157] 例如,即使在未对太阳轮31、行星齿轮32、第二齿圈35、驱动凸轮40实施热处理的情况下,本实施方式的构成的行星齿轮32与太阳轮31或者第二齿圈35的磨损量也相对于比较方式的构成的太阳轮31与齿轮架主体331、以及驱动凸轮40与销335的磨损量,为1/10左右。在对行星齿轮32、第二齿圈35、以及驱动凸轮40实施了热处理的情况下,本实施方式的构成的行星齿轮32与太阳轮31或者第二齿圈35的磨损量,相对于比较方式的构成的太阳轮31与齿轮架主体331、以及驱动凸轮40与销335的磨损量,为1/100~1/200左右。

[0158] 如图7、图8所示,在由于行星齿轮轴承36的晃动而行星齿轮32倾斜的状态下,若使太阳轮31旋转,则行星齿轮齿部321与第一齿圈齿部341以及第二齿圈齿部351的接触部沿轴向(图8中由y表示的方向)滑动。该方向在离合器70由非卡合状态变化为卡合状态时即卡合时,相对于行星齿轮32为离合器70的方向,在离合器70由卡合状态变化为非卡合状态时即释放时,相对于行星齿轮32为电动机20的方向。此时作用于轴向的负荷即轴向负荷,考虑能够通过作用于齿面的负荷与摩擦系数( $\mu$ )的积来计算。

[0159] 在图7、图8中,示出从第一齿圈齿部341作用于行星齿轮齿部321的齿面的负荷WC、从第二齿圈齿部351作用于行星齿轮齿部321的齿面的负荷WD、向y方向的滑动开始前的第一齿圈齿部341与行星齿轮齿部321的接触点y1、滑动中的接触点y1'、向y方向的滑动开始前的第二齿圈齿部351与行星齿轮齿部321的接触点y2、以及滑动中的接触点y2'。向与行星齿轮32的接触点移动的方向相反的方向产生作为轴向负荷的摩擦力F1、F2。这里, $F1 = \mu \cdot WC$ 、 $F2 = \mu \cdot WD$ 。

[0160] 在图9中示出太阳轮31的旋转角( $\theta$ )与接触点y1、y2的位置(y)的关系。通过实线表示接触点y1的位置,通过单点划线表示接触点y2的位置。

[0161] 在图10中示出作为作用于第二齿圈35的扭矩(负荷)的扭矩T\_out与作用于齿轮架33的轴向负荷F\_axial的关系。通过实线表示行星齿轮轴承36的倾斜相对较小时的轴向负荷,通过虚线表示行星齿轮轴承36的倾斜相对较大时的轴向负荷。如图10所示,行星齿轮轴承36的倾斜越大时,轴向负荷的绝对值越变大。

[0162] 在图11中示出相对旋转的两个部件间的滑差率与摩擦系数的关系。在比较方式中,由于太阳轮31与齿轮架主体331之间以及驱动凸轮40与销335之间的滑差率r2相对较大,因此太阳轮31与齿轮架主体331之间以及驱动凸轮40与销335之间的摩擦系数 $\mu_2$ 也相对较大。另一方面,在本实施方式中,由于行星齿轮32与太阳轮31或者第二齿圈35之间的滑差率r1远远比r2小,因此行星齿轮32与太阳轮31或者第二齿圈35之间的摩擦系数 $\mu_1$ 也远远小于 $\mu_2$ 。因此,在本实施方式中,与比较方式相比,能够大幅减少部件的磨损量。

[0163] 如以上说明那样,在本实施方式中,第二齿圈35具有一部分与第二行星齿轮环状面902的一部分能够抵接以及滑动地对置的环状的面即输出侧环状面921。齿轮架子组件330在第一行星齿轮环状面901与太阳轮环状面911抵接时、或者在第二行星齿轮环状面902

与输出侧环状面921抵接时,被限制相对于壳体12在轴向上的相对移动。

[0164] 在本实施方式中,能够通过太阳轮31的太阳轮环状面911、以及第二齿圈35的输出侧环状面921限制齿轮架子组件330的轴向的位置。这里,第一行星齿轮环状面901与太阳轮环状面911的滑动速度、以及第二行星齿轮环状面902与输出侧环状面921的滑动速度,与专利文献1的齿轮架子组件和位置限制部件的滑动速度相比,极其低。因此,能够使第一行星齿轮环状面901与太阳轮环状面911的滑动距离、以及第二行星齿轮环状面902与输出侧环状面921的滑动距离极其小,能够大幅减少滑动应力。因此,能够减少行星齿轮32、太阳轮31、以及第二齿圈35的磨损量,能够提高耐磨损性。

[0165] 另外,由于能够减少齿轮架子组件330与作为位置限制部件的太阳轮31以及第二齿圈35之间的扭矩损失,因此能够提高减速器30整体的效率。

[0166] 另外,在本实施方式中,第一行星齿轮环状面901以及第二行星齿轮环状面902的外径设定为行星齿轮32的齿根圆的直径以下。太阳轮环状面911的外径设定为太阳轮31的齿顶圆的直径以上。输出侧环状面921的内径设定为第二齿圈35的齿顶圆的直径以下。

[0167] 因此,在行星齿轮32的组装时,能够避免太阳轮齿部311与第一行星齿轮环状面901干扰、以及第二齿圈齿部351与第二行星齿轮环状面902干扰,能够提高组装性。

[0168] 另外,在本实施方式中,太阳轮环状面911的外径以及输出侧环状面921的内径设定为下述大小,即使在太阳轮31、行星齿轮32、第一齿圈34、以及第二齿圈35的中心间距离产生误差的情况下,也维持第一行星齿轮环状面901与太阳轮环状面911的对置、以及第二行星齿轮环状面902与输出侧环状面921的对置的大小。

[0169] 由此,即使在太阳轮31、行星齿轮32、第一齿圈34、以及第二齿圈35的中心间距离产生误差的情况下,也抑制行星齿轮32从太阳轮环状面911与输出侧环状面921之间脱落,能够良好地持续太阳轮环状面911以及输出侧环状面921对齿轮架子组件330在轴向上的位置的限制。

[0170] 另外,本实施方式为具备离合器70的离合器装置1中使用的离合器促动器10,该离合器70的状态在能够相对旋转的输入轴61与输出轴62之间向允许输入轴61与输出轴62之间的扭矩的传递的卡合状态和切断输入轴61与输出轴62之间的扭矩的传递的非卡合状态变化,该离合器促动器10具备上述的齿轮传动马达7与扭矩凸轮2。扭矩凸轮2具有驱动凸轮40,将驱动凸轮40的旋转运动转换为相对于壳体12的轴向上的相对移动即平移运动,能够将离合器70的状态变更为卡合状态或者非卡合状态。

[0171] 在离合器促动器中,在离合器的卡合时,对行星齿轮等施加高负荷。因此,在专利文献1的离合器促动器中,部件的磨损量增大,流向马达的电流增大,效率以及可靠性可能降低。另一方面,本实施方式的离合器促动器10由于具备上述的齿轮传动马达7,因此能够减少部件的磨损量,减少流向电动机20的电流,能够提高效率以及可靠性。

[0172] (第二实施方式)

[0173] 在图12中示出第二实施方式的齿轮传动马达以及离合器促动器的一部分。第二实施方式的第二齿圈35、驱动凸轮40的构成等与第一实施方式不同。

[0174] 在本实施方式中,第二齿圈35不具有第二齿圈延伸部353。因此,第二齿圈35将筒状的第二齿圈主体352作为主要的构成要素,因此能够设为单纯的形状,能够通过冲压等容易地制造。

[0175] 驱动凸轮40具有驱动凸轮最外筒部45。驱动凸轮最外筒部45与驱动凸轮板部43的外缘部一体地形成筒状。这里，驱动凸轮最外筒部45的行星齿轮32侧的端部相对于驱动凸轮板部43的行星齿轮32侧的端面向行星齿轮32侧突出。驱动凸轮最外筒部45的行星齿轮32侧的端面形成为环状且平面状。

[0176] 第二齿圈35以第二齿圈主体352的与第二齿圈齿部351相反一侧的内周壁与驱动凸轮最外筒部45的外周壁嵌合的方式，与驱动凸轮40能够一体地旋转地设置。

[0177] 驱动凸轮40具有一部分与第二行星齿轮环状面902的一部分能够抵接以及滑动地对置的环状的面即输出侧环状面921。

[0178] 输出侧环状面921形成于驱动凸轮最外筒部45的行星齿轮32侧的端面。因此，输出侧环状面921形成为环状且平面状。输出侧环状面921的一部分与第二行星齿轮环状面902的一部分能够抵接以及滑动地对置。因此，在从行星齿轮32的轴向观察时，输出侧环状面921的一部分与第二行星齿轮环状面902的一部分重叠。

[0179] 齿轮架子组件330在第一行星齿轮环状面901与太阳轮环状面911抵接时、或者在第二行星齿轮环状面902与输出侧环状面921抵接时，被限制相对于壳体12在轴向上的相对移动。

[0180] 由此，能够通过太阳轮31的太阳轮环状面911、以及驱动凸轮40的输出侧环状面921限制齿轮架子组件330的轴向上的位置。

[0181] 如以上说明那样，在本实施方式中，驱动凸轮40具有一部分与第二行星齿轮环状面902的一部分能够抵接以及滑动地对置的环状的面即输出侧环状面921。齿轮架子组件330在第一行星齿轮环状面901与太阳轮环状面911抵接时、或者在第二行星齿轮环状面902与输出侧环状面921抵接时，被限制相对于壳体12在轴向上的相对移动。

[0182] 因此，能够起到与第一实施方式相同的效果。

[0183] (第三实施方式)

[0184] 在图13中示出第三实施方式的齿轮传动马达以及离合器促动器的一部分。第三实施方式的转子23、太阳轮31的构成等与第二实施方式不同。

[0185] 在本实施方式中，转子23与太阳轮31通过相同的部件一体地形成。太阳轮31不具有太阳轮基部310、以及太阳轮延伸部315。转子23与太阳轮31通过转子筒部232与太阳轮筒部312的太阳轮大径部313的连接而整体上呈筒状且一体地形成。

[0186] 在本实施方式中，不需要在比较方式中为了限制齿轮架33的轴向的移动而所需的太阳轮延伸部315，因此能够简化太阳轮31的构成。另外，通过将转子23与太阳轮31一体地形成，从而能够使部件的形状单纯化，且减少部件数量。

[0187] (第四实施方式)

[0188] 在图14中表示第四实施方式的齿轮传动马达以及离合器促动器的一部分。第四实施方式的齿轮架33的构成等与第三实施方式不同。

[0189] 在本实施方式中，齿轮架33相对于行星齿轮32的轴向的中心设于驱动凸轮40侧。

[0190] 更详细地说，齿轮架33的齿轮架主体331相对于行星齿轮主体322的轴向的中心设于驱动凸轮40的驱动凸轮板部43侧，并且设于驱动凸轮特定形状部42与驱动凸轮最外筒部45之间。

[0191] 由此，与第三实施方式相比，能够将行星齿轮32例如以齿轮架主体331的板厚量靠

近线圈22侧地配置,能够将离合器促动器10的轴向的长度缩短d1量。

[0192] 在齿轮架主体331以及销335与驱动凸轮板部43之间形成有规定的缝隙。因此,齿轮架主体331以及销335与驱动凸轮板部43不能抵接以及滑动。

[0193] 在本实施方式中,齿轮架33通过磁性材料形成。

[0194] 如以上说明那样,在本实施方式中,齿轮架33相对于行星齿轮32的轴向的中心设于驱动凸轮40侧。因此,能够将行星齿轮32靠近线圈22侧地配置,能够缩短离合器促动器10的轴向的长度。

[0195] 另外,在本实施方式中,齿轮架33通过磁性材料形成。

[0196] 在通过磁性材料形成齿轮架33,将齿轮架33相对于行星齿轮32的轴向的中心设于线圈22侧的情况下,电动机20的磁体230与齿轮架33接近,可能产生将齿轮架33向电动机20侧吸引的负荷。因此,在本实施方式中,通过加工性良好的磁性材料形成齿轮架33,并将齿轮架33相对于行星齿轮32的轴向的中心设于驱动凸轮40侧,从而能够降低部件成本并且抑制上述负荷的产生。

[0197] (第五实施方式)

[0198] 在图15中示出第五实施方式的齿轮传动马达以及离合器促动器的一部分。第五实施方式的第一齿圈34的附近的构成等与第四实施方式不同。

[0199] 本实施方式还具备相对于第一齿圈34设于与第二齿圈35相反的一侧的环状的板95。

[0200] 更详细地说,板95例如通过金属形成为环状的板状。板95以外缘部夹持在形成于壳体外筒部123的内周壁的台阶面与第一齿圈34之间的方式设置。

[0201] 板95具有一部分与第一行星齿轮环状面901能够抵接以及滑动地对置的环状的面即板环状面931。

[0202] 更详细地说,板环状面931在板95的第一齿圈34以及行星齿轮32侧的端面的内缘部形成为环状且平面状。

[0203] 齿轮架子组件330在第一行星齿轮环状面901与板环状面931抵接时、或者在第二行星齿轮环状面902与输出侧环状面921抵接时,被限制相对于壳体12在轴向上的相对移动。

[0204] 由此,能够通过太阳轮31的太阳轮环状面911以及板95的板环状面931和第二齿圈35的输出侧环状面921,限制齿轮架子组件330的轴向上的位置。

[0205] 如图16所示,若从第二齿圈齿部351或者第一齿圈齿部341对行星齿轮齿部321作用轴向负荷F\_axial1,则从板环状面931对输出侧环状面921作用与F\_axial1同等的轴向负荷F\_axial2。作用于行星齿轮32的力矩M2通过

[0206]  $M2 = R_{axial} \times F_{axial2} - R_{pitch} \times F_{axial1}$  来表示。这里,由于轴向负荷F\_axial1所作用的位置与行星齿轮32的轴Ax2的距离R\_pitch、和轴向负荷F\_axial2所作用的位置与行星齿轮32的轴Ax2的距离R\_axial大致相同 ( $R_{axial} \approx R_{pitch}$ ),因此

[0207]  $M2 \approx 0$ ,几乎不对行星齿轮32产生力矩。

[0208] 如以上说明那样,本实施方式还具备相对于第一齿圈34设于与第二齿圈35相反的一侧的环状的板95。板95具有一部分与第一行星齿轮环状面901能够抵接以及滑动地对置的环状的面即板环状面931。齿轮架子组件330在第一行星齿轮环状面901与板环状面931抵

接时、或者在第二行星齿轮环状面902与输出侧环状面921抵接时,被限制相对于壳体12在轴向上的相对移动。

[0209] 在本实施方式中,通过用板环状面931与输出侧环状面921夹持第一行星齿轮环状面901以及第二行星齿轮环状面902,从而能够限制行星齿轮32的位置。因此,能够减少可能对行星齿轮32产生的力矩。由此,能够减少对行星齿轮轴承36施加的应力,能够提高可靠性。

[0210] (第六实施方式)

[0211] 在图17中示出第六实施方式的齿轮传动马达以及离合器促动器的一部分。第六实施方式的太阳轮环状面911的构成等与第一实施方式不同。

[0212] 本实施方式还具备环状凹部900。环状凹部900设于太阳轮环状面911。环状凹部900以从太阳轮环状面911即太阳轮大径部313的外周壁与太阳轮小径部314的外周壁之间的台阶面向转子23侧凹陷的方式形成为环状。

[0213] 通过在太阳轮31形成环状凹部900,能够减少太阳轮31的惯性,并且能够减少成本。

[0214] (其他实施方式)

[0215] 在上述的实施方式中,示出了设置四个行星齿轮32的例子。而在其他实施方式中,行星齿轮32只要为两个以上即可,可以设置任意个。这里,行星齿轮32优选的是在齿轮架33的周向上等间隔地设置。

[0216] 另外,在上述的实施方式中,示出了多个行星齿轮32全部具有第一行星齿轮环状面901以及第二行星齿轮环状面902的例子。而在其他实施方式中,也可以是多个行星齿轮32中的一部分具有第一行星齿轮环状面901以及第二行星齿轮环状面902。在该情况下,能够减少第一行星齿轮环状面901以及第二行星齿轮环状面902的加工工时。这里,例如在设置六个行星齿轮32的情况下,考虑六个行星齿轮32中的三个行星齿轮32具有第一行星齿轮环状面901以及第二行星齿轮环状面902的方式。优选的是具有第一行星齿轮环状面901以及第二行星齿轮环状面902的三个行星齿轮32在彼此之间隔着一个不具有第一行星齿轮环状面901以及第二行星齿轮环状面902的行星齿轮32地在齿轮架33的周向上等间隔地设置。

[0217] 另外,在第六实施方式中,示出了在太阳轮环状面911设置环状凹部900的例子。而在其他实施方式中,环状凹部900也可以设置于第一行星齿轮环状面901、第二行星齿轮环状面902、太阳轮环状面911、以及输出侧环状面921的至少一个。由此,能够减少设有环状凹部900的部件的惯性,并且能够减少成本。

[0218] 另外,在上述的实施方式中,示出了通过磁性材料形成齿轮架的例子。而在其他实施方式中,齿轮架例如也可以通过不锈钢等非磁性材料形成。

[0219] 另外,在其他实施方式中,驱动凸轮槽400以及从动凸轮槽500分别为三个以上即可,也可以形成任意个。另外,凸轮球3也可以与驱动凸轮槽400以及从动凸轮槽500的数量相配合地设置任意个。

[0220] 另外,上述的多个实施方式只要在构成上不存在阻碍因素,则可以任意组合。

[0221] 另外,本申请不限于通过来自内燃机的驱动扭矩行驶的车辆,也能够应用于能够通过来自电机的驱动扭矩行驶的电动汽车、混合动力车等。

[0222] 另外,在其他实施方式中,也可以从“第二传递部”输入扭矩,并经由“离合器”从

“第一传递部”输出扭矩。另外,例如在将“第一传递部”或者“第二传递部”的一方固定为不能旋转的情况下,通过将“离合器”设为卡合状态,从而能够停止“第一传递部”或者“第二传递部”的另一方的旋转。在该情况下,能够将离合器装置用作制动器装置。

[0223] 本申请的齿轮传动马达不限于离合器促动器的马达部,能够作为其他装置的马达部、或者单体的马达来利用。

[0224] 如此,本申请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方式来实施。

[0225] 本申请所记载的离合器装置的控制部及其方法,也可以通过下述专用计算机来实现,该专用计算机通过构成被编程为执行由计算机程序而具体化的一个至多个功能的处理器以及存储器来提供。或者本申请所记载的离合器装置的控制部及其方法,也可以通过下述专用计算机来实现,该专用计算机通过由一个以上的专用硬件逻辑电路构成处理器来提供。或者,本申请所记载的离合器装置的控制部及其方法也可以通过下述一个以上的专用计算机来实现,该一个以上的专用计算机通过被编程为执行一个至多个功能的处理器以及存储器、与由一个以上的硬件逻辑电路构成的处理器的组合来构成。另外,计算机程序作为由计算机执行的指令,也可以存储于计算机能够读取的非暂时性有形记录介质。

[0226] 本申请基于实施方式进行了记述。然而,本申请不限于该实施方式以及构造。本申请也包含各种变形例及等同范围内的变形。另外,各种组合以及方式、进而其中包含仅一要素、其以上、或者其以下的其他组合、方式也落入本申请的范围以及思想范围内。

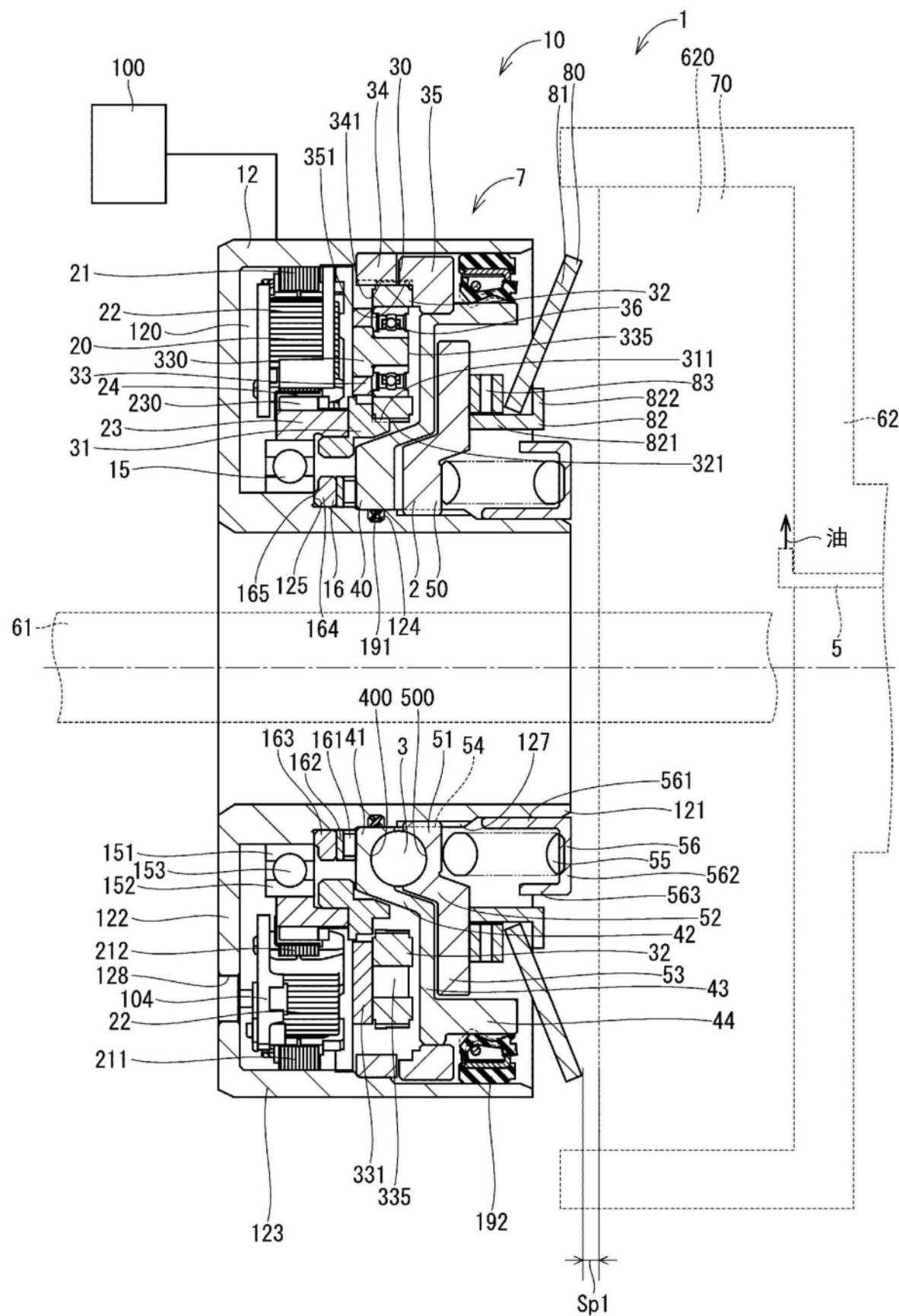


图1

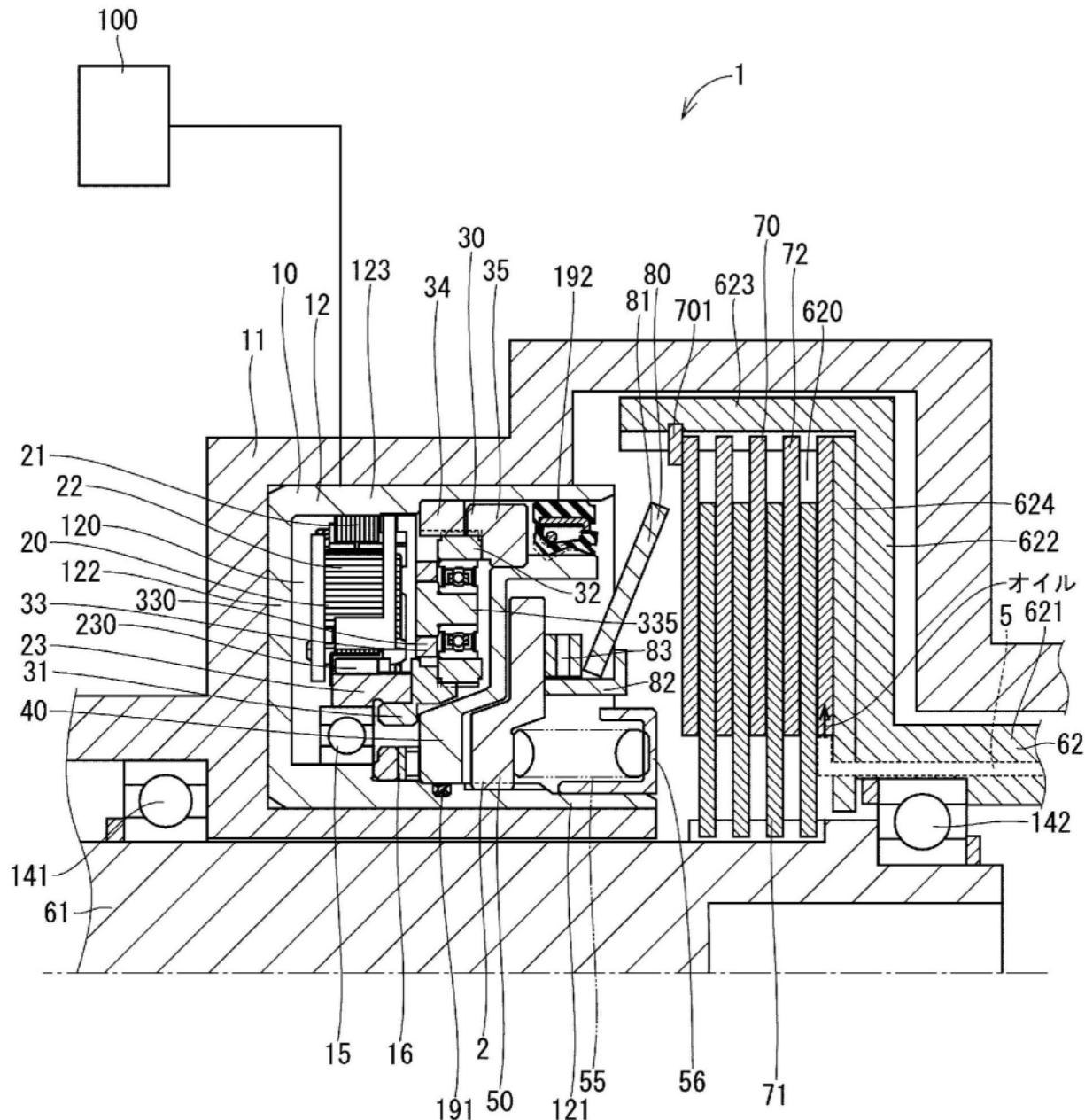


图2

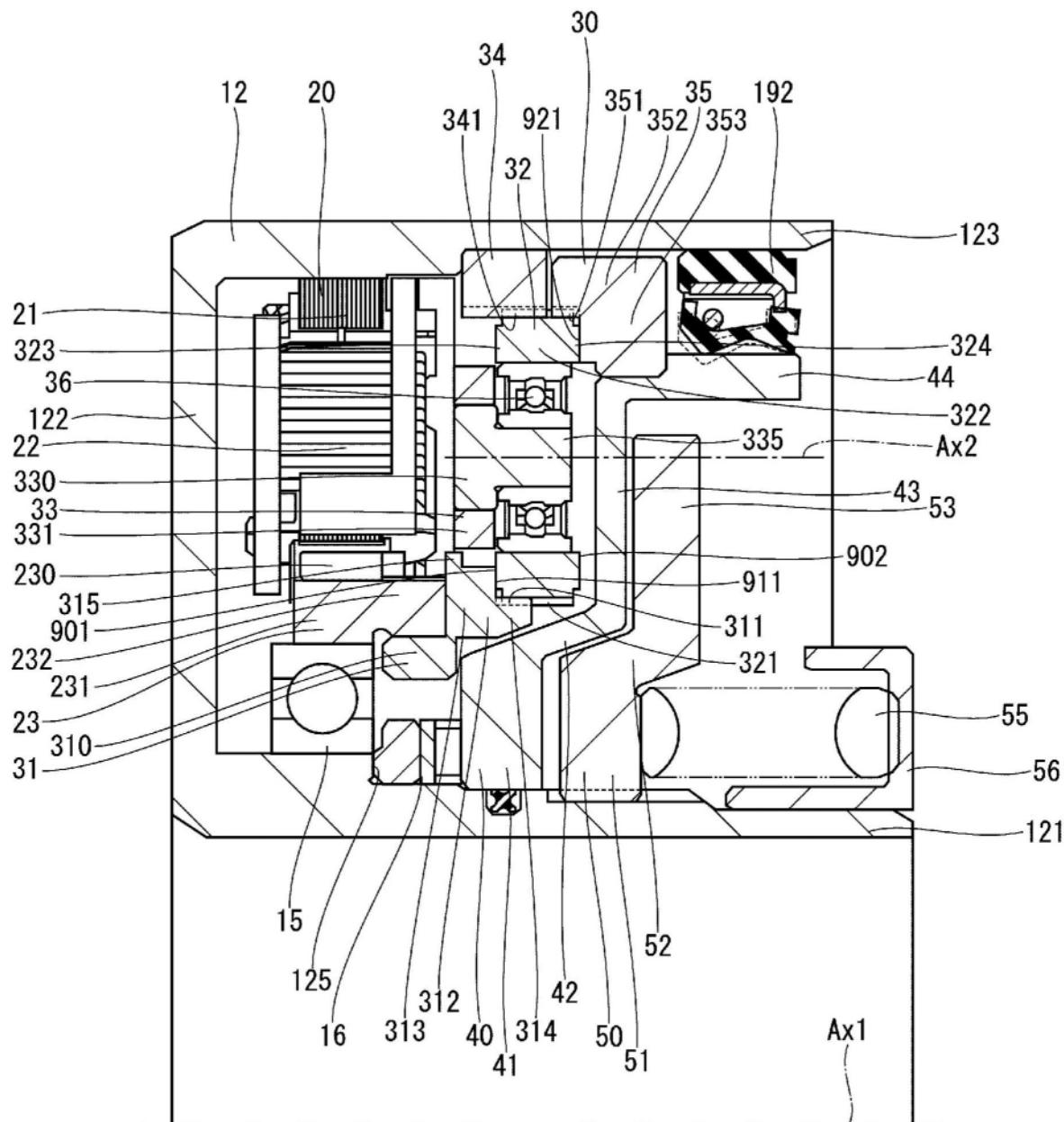


图3

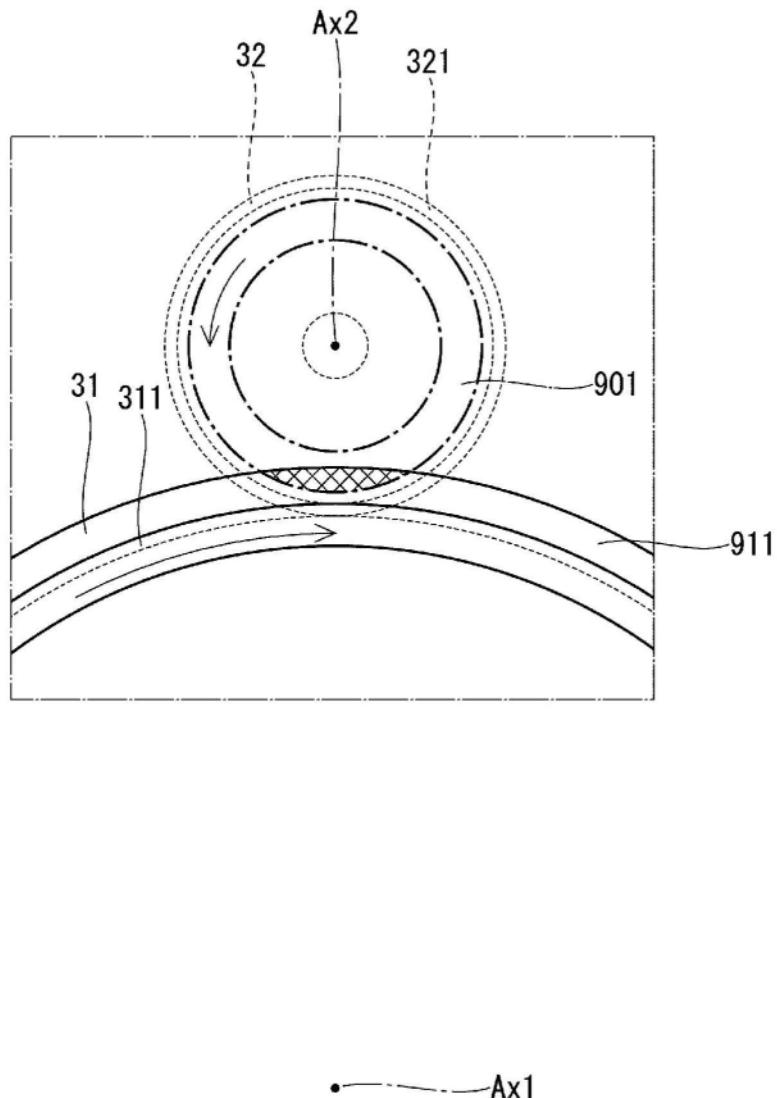


图4

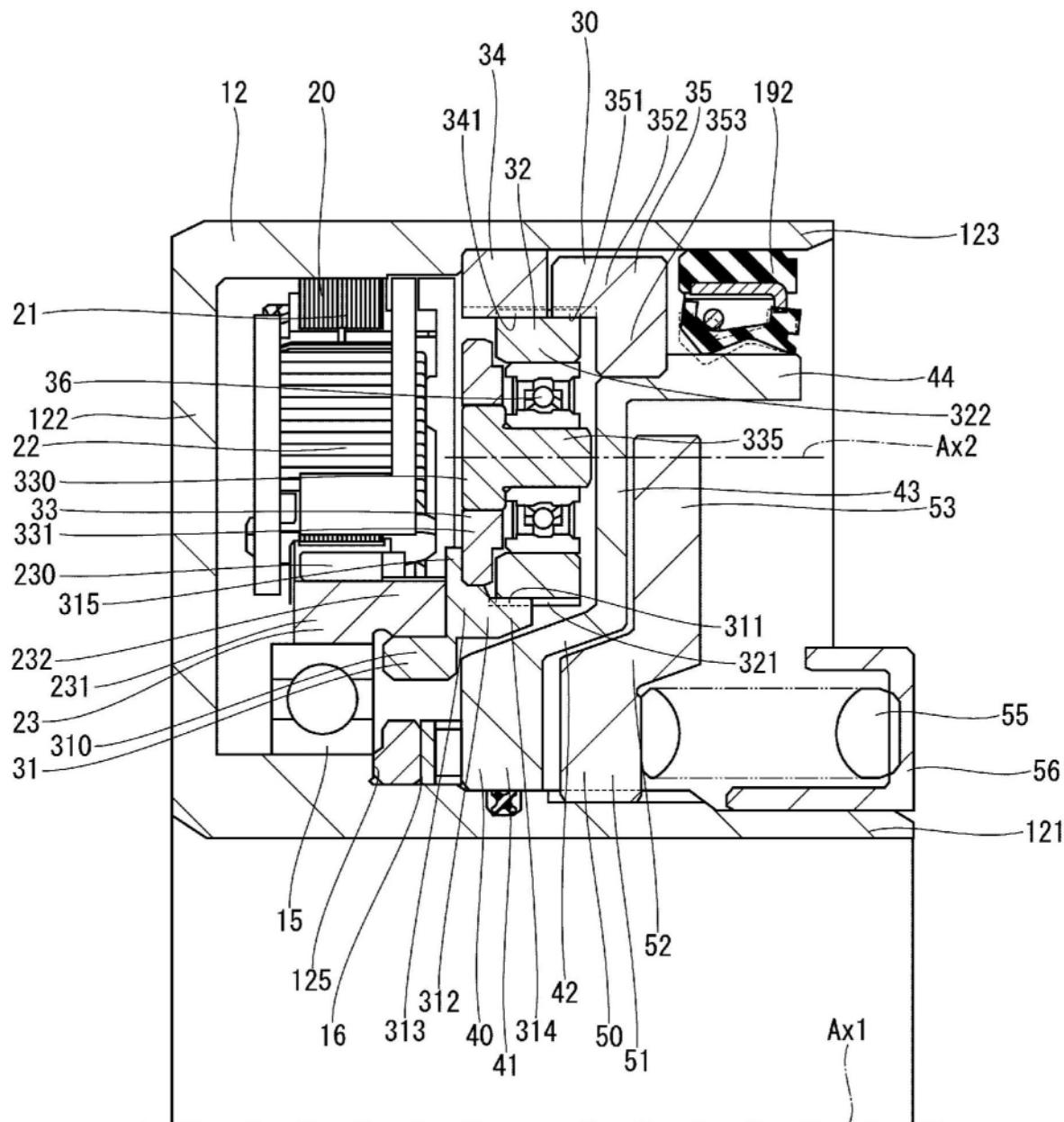


图5

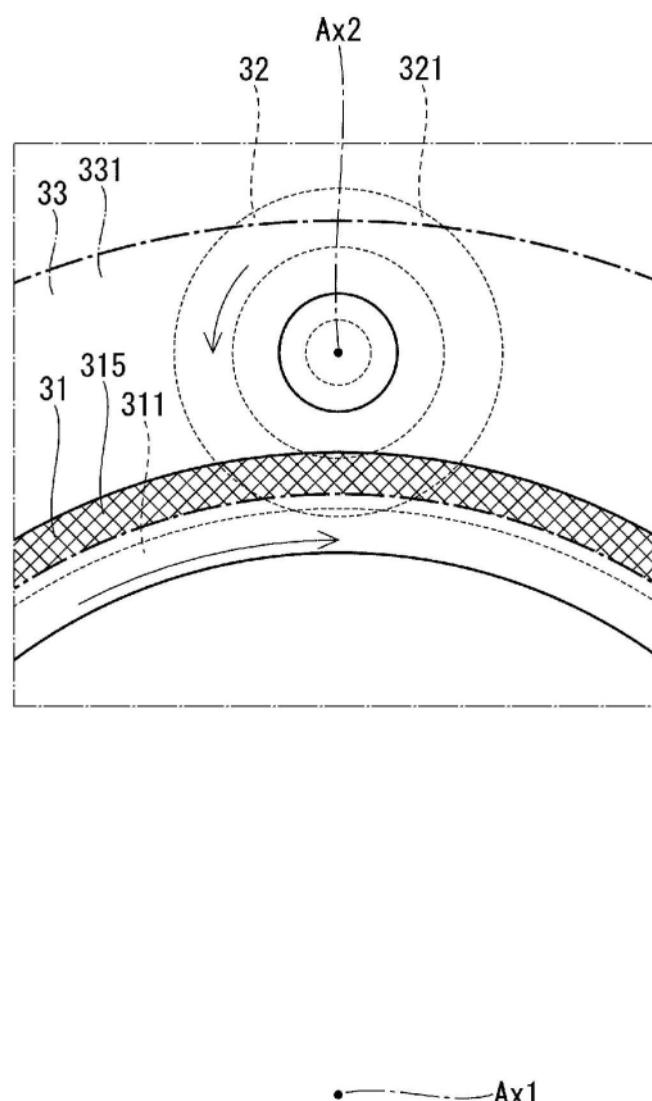


图6

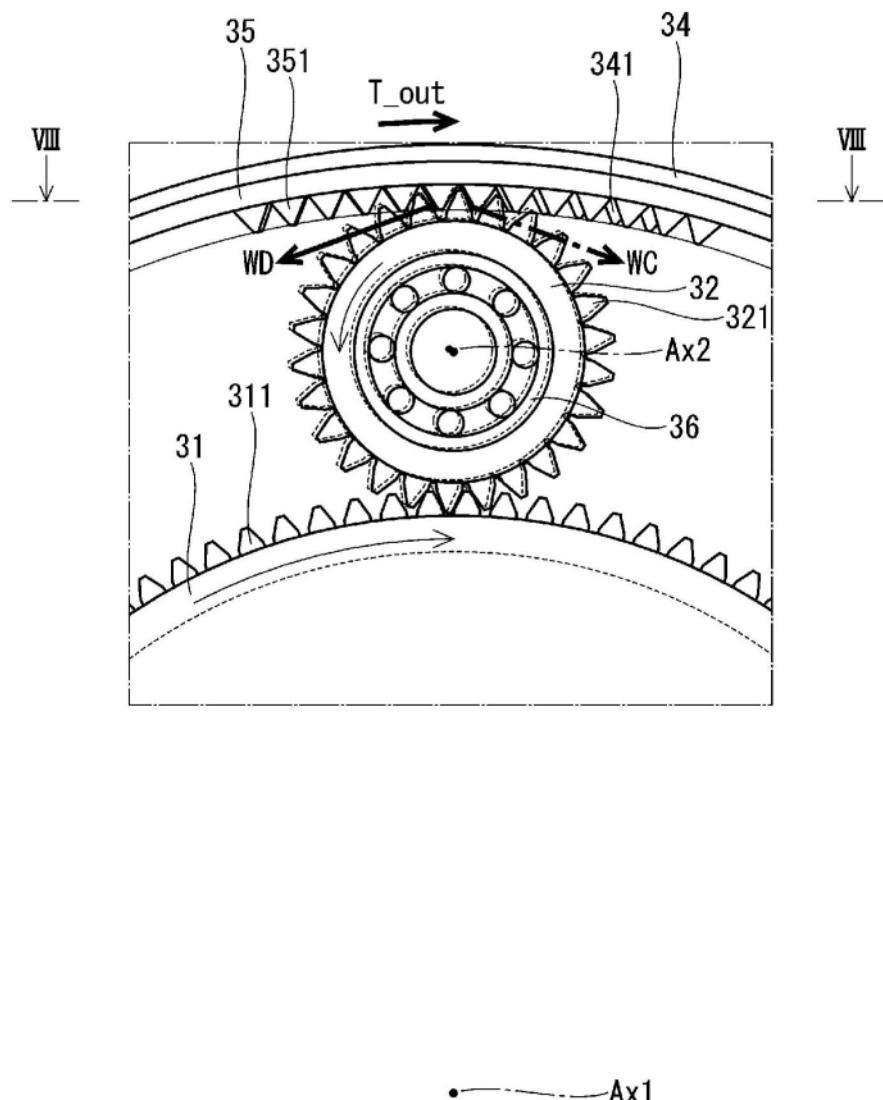


图7

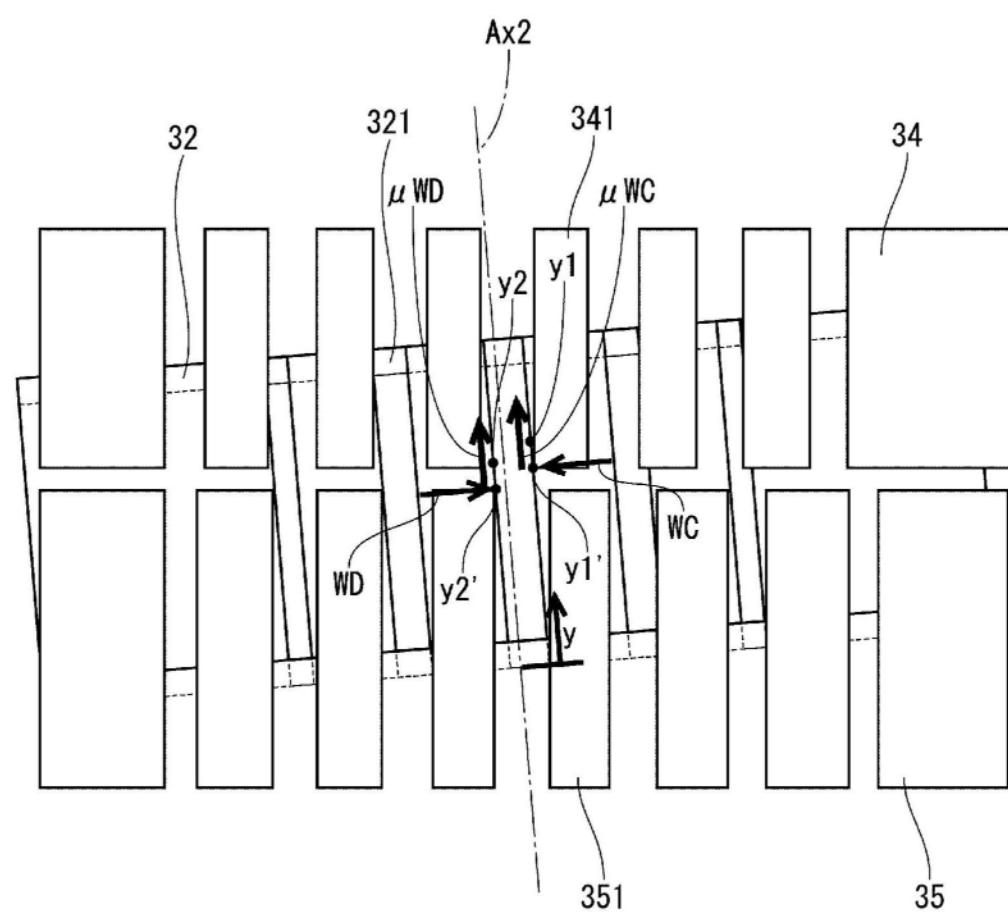


图8

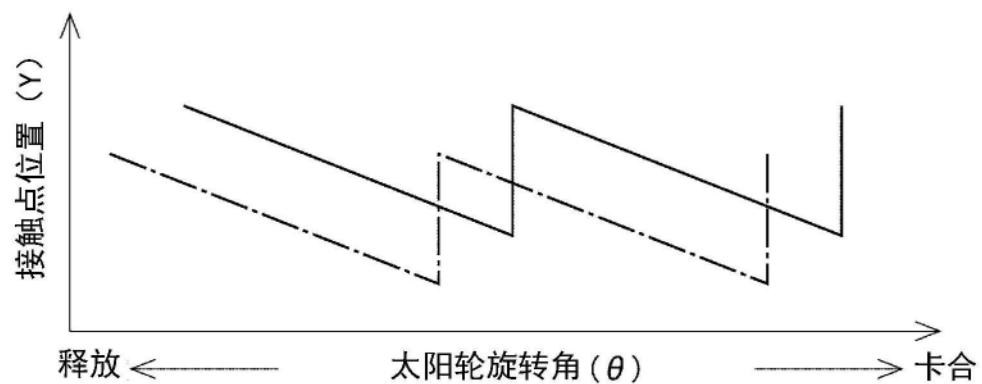


图9

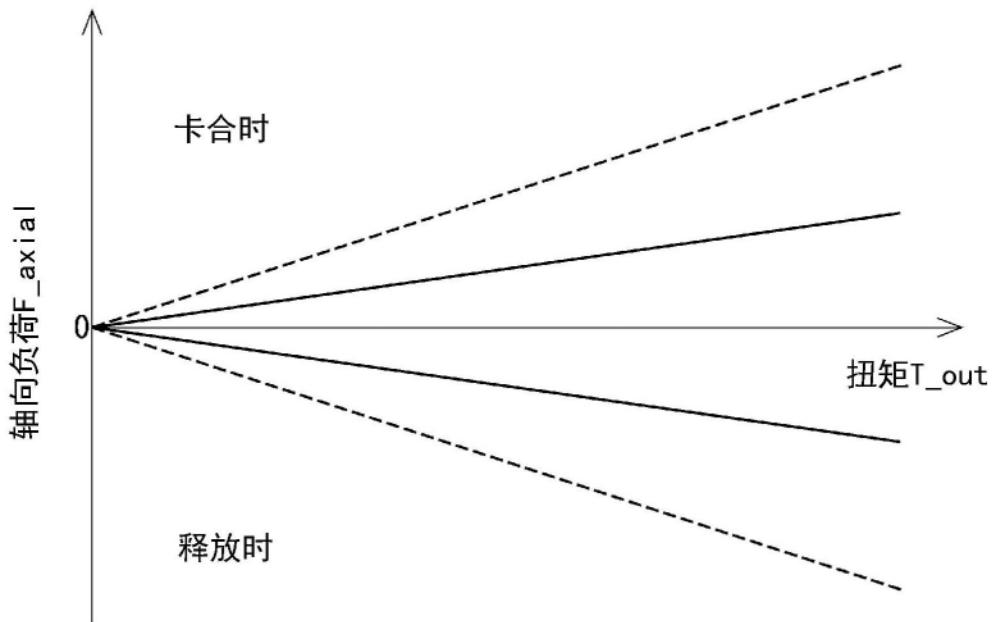


图10

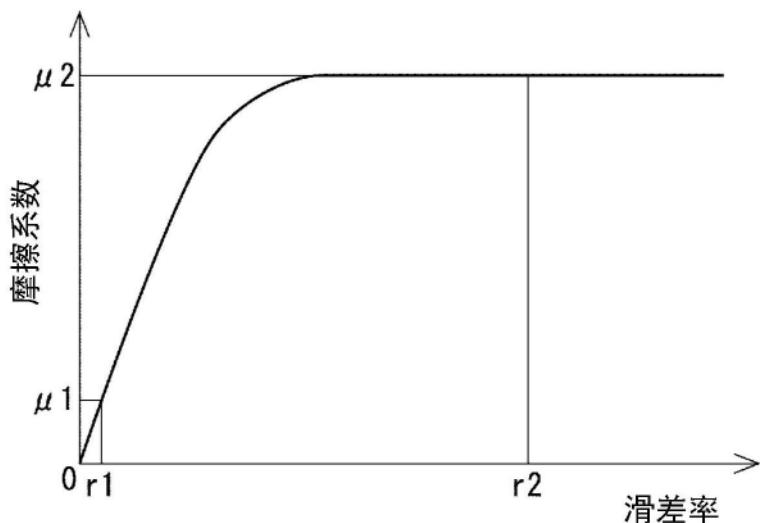


图11

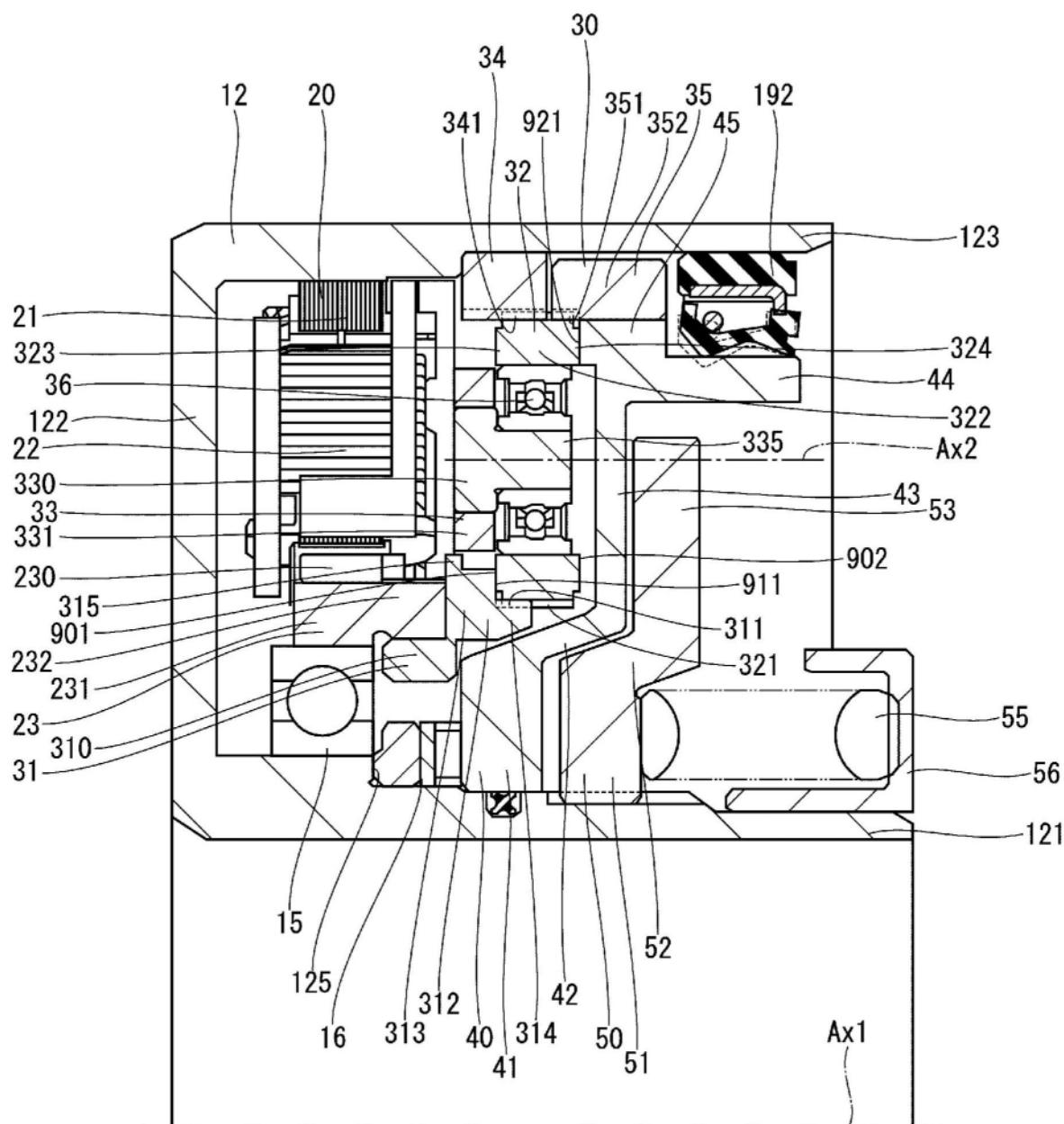


图12

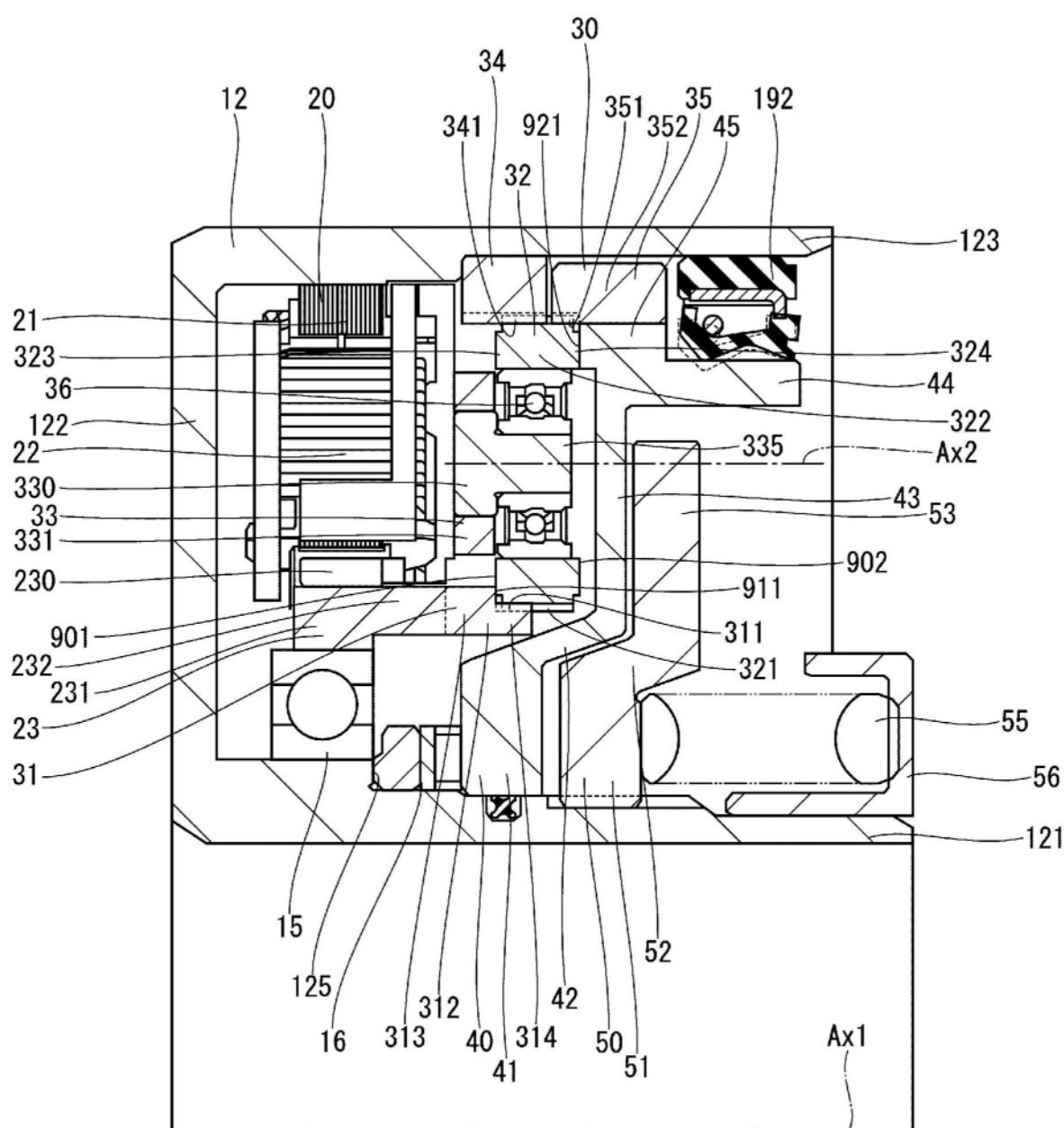


图13

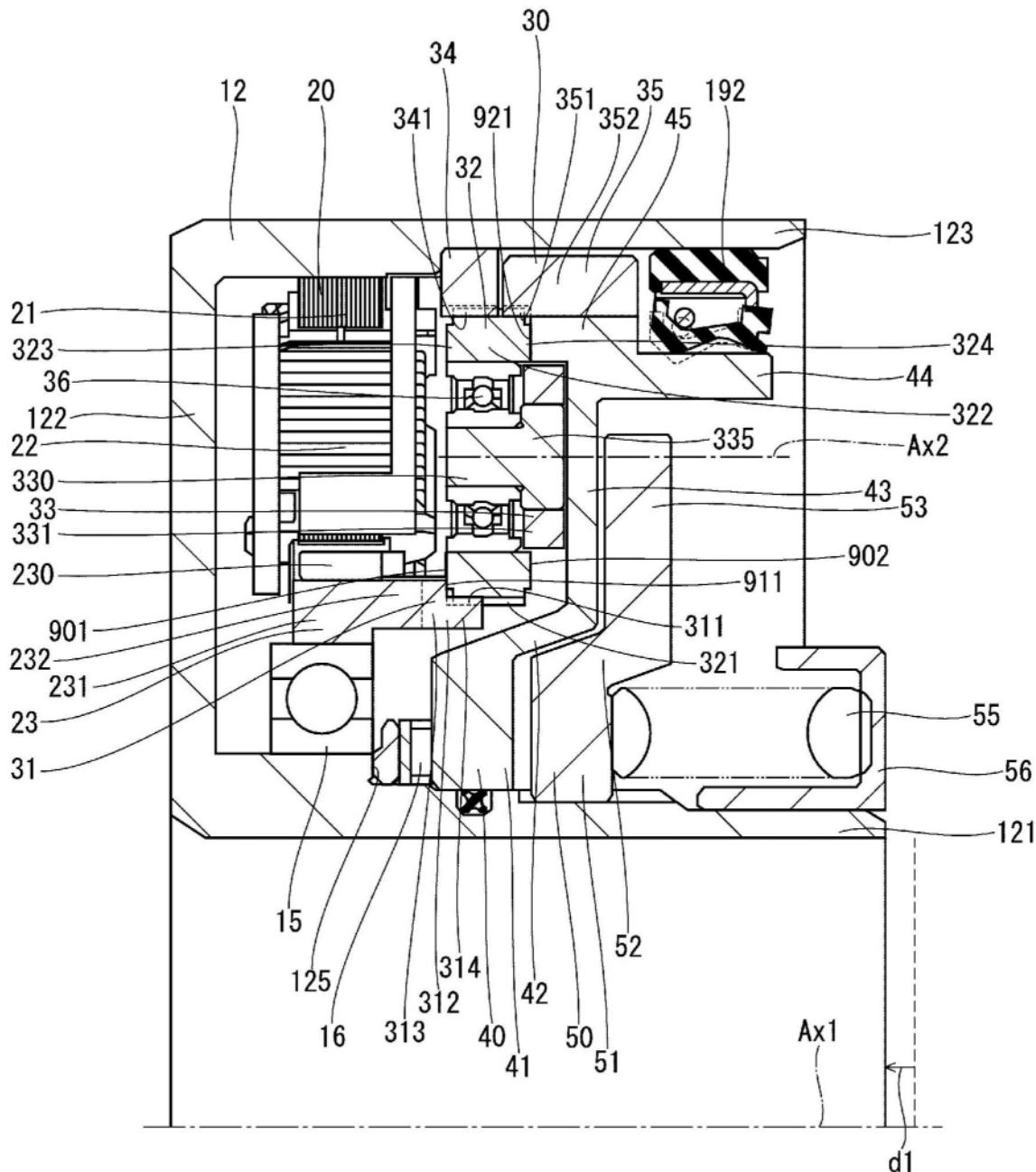


图14

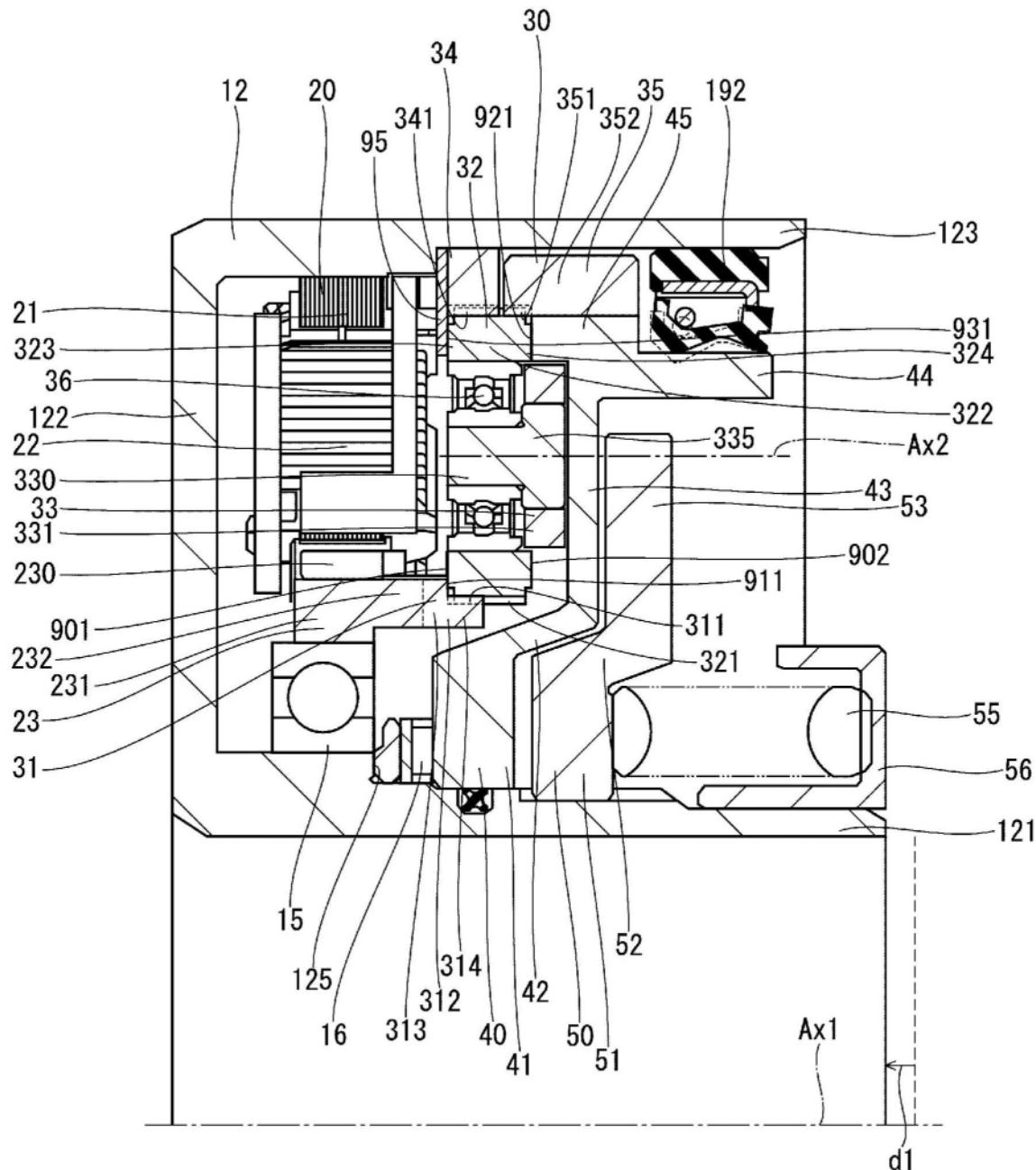


图15

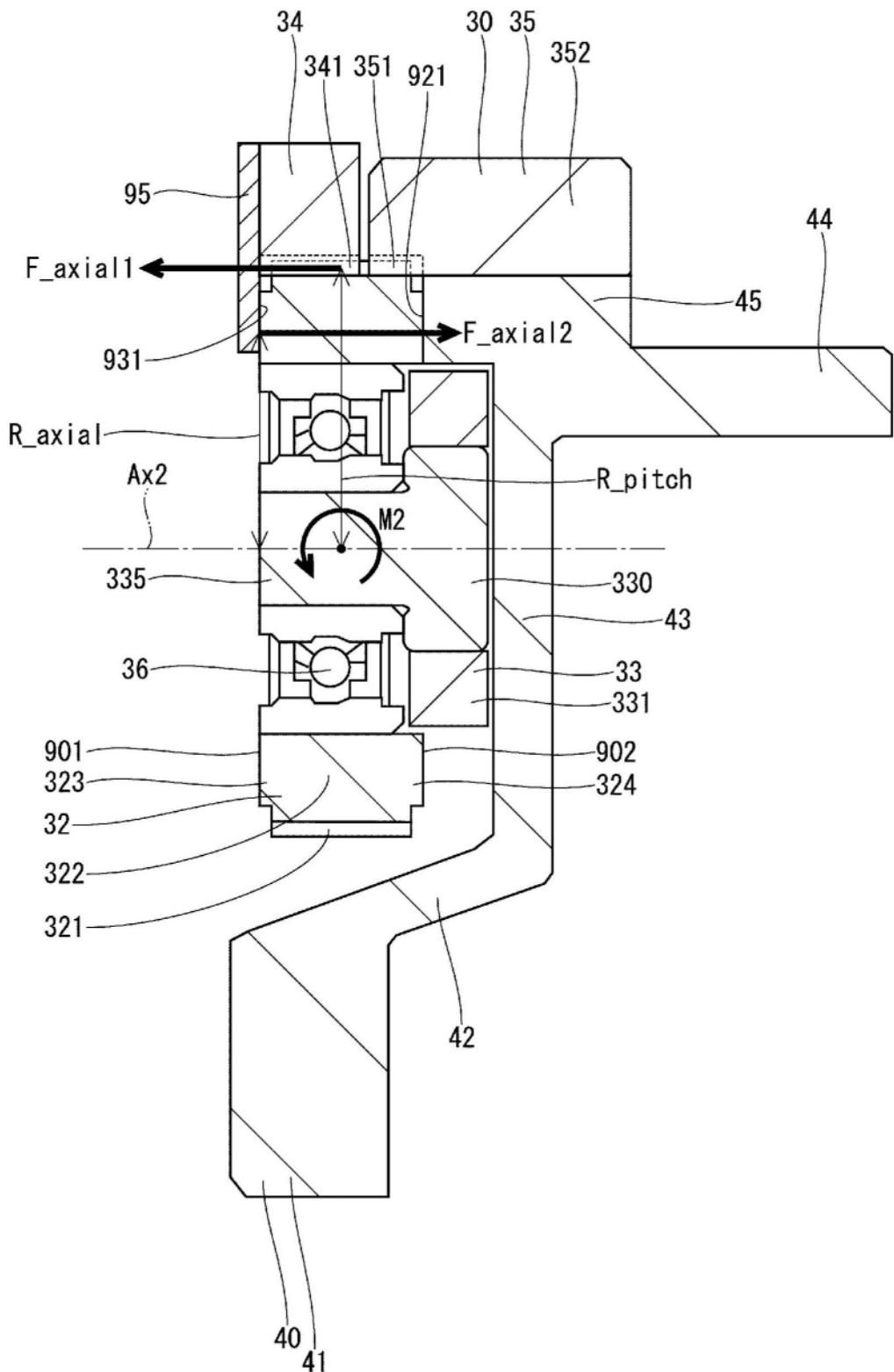


图16

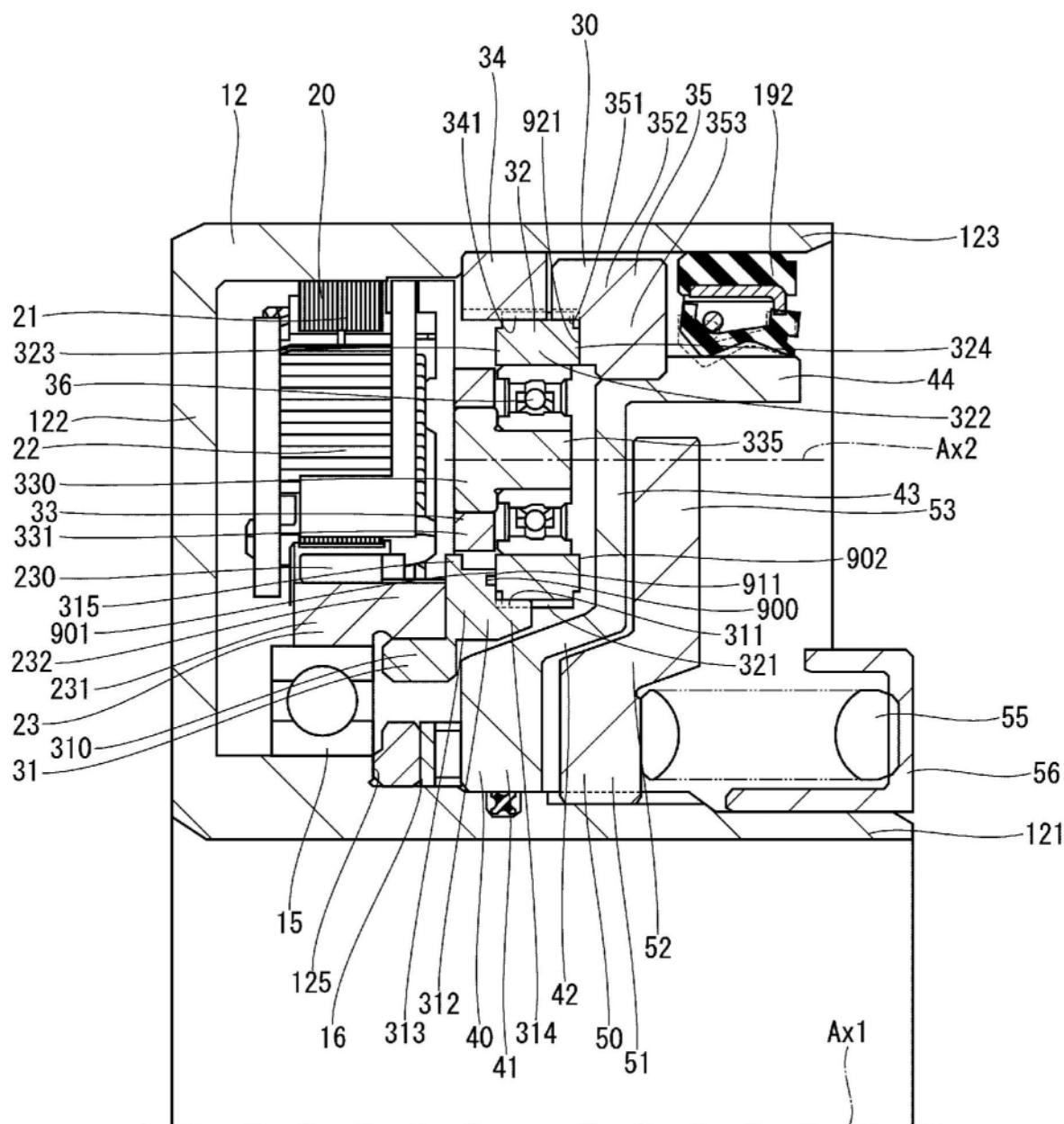


图17