



(12)实用新型专利

(10)授权公告号 CN 209483833 U

(45)授权公告日 2019.10.11

(21)申请号 201822273627.0

(22)申请日 2018.12.29

(30)优先权数据

2018-012532 2018.01.29 JP

(73)专利权人 株式会社 艾科赛迪

地址 日本大阪

(72)发明人 今中秀幸

(74)专利代理机构 北京康信知识产权代理有限公司  
责任公司 11240

代理人 玉昌峰 吴孟秋

(51)Int.Cl.

F16D 13/64(2006.01)

F16D 13/68(2006.01)

F16F 15/133(2006.01)

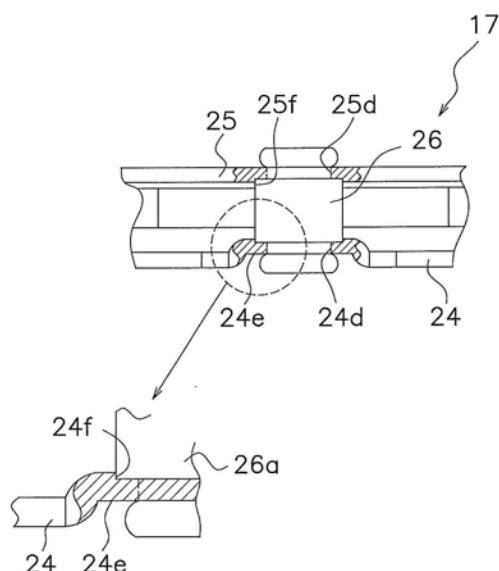
权利要求书2页 说明书11页 附图9页

(54)实用新型名称

动力传递结构以及动力传递装置

(57)摘要

本实用新型涉及动力传递结构以及动力传递装置。在使用止动销连结一对板的动力传递结构中，使得结构简单且能传递更大的扭矩。该动力传递结构包括离合器板(24)、固定板(25)以及止动销(26)。离合器板(24)以及固定板(25)在轴向上隔开间隔而配置，并在分别相对的位置上具有多个孔(24d、25d)。止动销(26)具有插入各孔(24d、25d)的颈部(26b)以及在两端的颈部(26b)之间直径比颈部(26b)更大的躯干部(26a)。此外，离合器板(24)在与固定板(25)相对的侧面上具有形成于孔(24d)的周围的承受部(24f)。另外，止动销(26)的端部与承受部(24f)嵌合。



1. 一种动力传递结构,其特征在于,包括:

第一旋转部件,具有旋转轴心和在所述旋转轴心的轴向上贯穿的多个第一连结用孔;

第二旋转部件,在轴向上与所述第一旋转部件隔开间隔而配置,能够围绕所述第一旋转部件的旋转轴心旋转,并在与所述多个第一连结用孔对应的位置上具有多个第二连结用孔;以及

连结部件,具有第一连结轴、第二连结轴和躯干部,所述第一连结轴插入所述第一连结用孔,所述第二连结轴插入所述第二连结用孔,所述躯干部在所述第一连结轴与所述第二连结轴之间形成为在旋转方向上比所述第一连结轴以及所述第二连结轴更长,

所述第一旋转部件在与所述第二旋转部件相对的侧面具有第一承受用凹部,所述第一承受用凹部形成在所述多个第一连结用孔中的至少一个连结用孔的周围,

所述连结部件在所述躯干部的至少旋转方向上的外周面具有第一扭矩传递部,所述第一扭矩传递部与所述第一承受用凹部抵接来进行扭矩传递。

2. 根据权利要求1所述的动力传递结构,其特征在于,

所述第一连结轴以及所述第二连结轴分别穿过所述第一连结用孔以及所述第二连结用孔而向外部突出,并且所述第一连结轴以及所述第二连结轴的头部被铆接。

3. 根据权利要求1所述的动力传递结构,其特征在于,

所述第一旋转部件在形成有所述第一承受用凹部的第一连结用孔的周围具有压印部,所述压印部是通过向所述第二旋转部件一侧进行压制加工而成的,

所述第一承受用凹部形成于所述压印部。

4. 根据权利要求2所述的动力传递结构,其特征在于,

所述第一旋转部件在形成有所述第一承受用凹部的第一连结用孔的周围具有压印部,所述压印部是通过向所述第二旋转部件一侧进行压制加工而成的,

所述第一承受用凹部形成于所述压印部。

5. 根据权利要求1至4中任一项所述的动力传递结构,其特征在于,

所述躯干部在径向上的长度短于在旋转方向上的长度。

6. 根据权利要求5所述的动力传递结构,其特征在于,

所述第一连结轴以及所述第二连结轴在径向上的长度短于在旋转方向上的长度。

7. 根据权利要求1所述的动力传递结构,其特征在于,

所述第二旋转部件在与所述第一旋转部件相对的侧面具有第二承受用凹部,所述第二承受用凹部形成在所述多个第二连结用孔中的至少一个连结用孔的周围,

所述连结部件在所述躯干部的至少旋转方向上的外周面具有第二扭矩传递部,所述第二扭矩传递部与所述第二承受用凹部抵接来进行扭矩传递。

8. 一种动力传递装置,在被输入来自驱动源的扭矩的输入侧部件与将扭矩输出至变速器的输出侧部件之间传递扭矩,并使所述输入侧部件和所述输出侧部件的扭转振动衰减,所述动力传递装置其特征在于,包括:

输入侧旋转部件,具有旋转轴心和在所述旋转轴心的轴向上贯穿的多个第一连结用孔;

输出侧旋转部件,在轴向上与所述输入侧旋转部件隔开间隔而配置,能够围绕所述输入侧旋转部件的旋转轴心旋转,并在与所述多个第一连结用孔对应的位置上具有多个第二

连结用孔；

连结部件，具有第一连结轴、第二连结轴和躯干部，所述第一连结轴插入所述第一连结用孔，所述第二连结轴插入所述第二连结用孔，所述躯干部在所述第一连结轴与所述第二连结轴之间形成为在旋转方向上比所述第一连结轴以及所述第二连结轴更长；以及

多个弹性部件，将所述输入侧部件与所述输出侧部件在旋转方向上弹性地连结，

所述输入侧旋转部件在与所述输出侧旋转部件相对的侧面具有承受用凹部，所述承受用凹部形成在所述多个第一连结用孔中的至少一个连结用孔的周围，

所述连结部件在所述躯干部的至少旋转方向上的外周面具有扭矩传递部，所述扭矩传递部与所述承受用凹部抵接来进行扭矩传递。

## 动力传递结构以及动力传递装置

### 技术领域

[0001] 本实用新型涉及动力传递结构以及动力传递装置。

### 背景技术

[0002] 用于车辆离合器的离合器盘总成具有作为输入侧旋转部件的离合器板和固定板、作为输出侧部件的花键毂、以及配置于它们之间的多个扭转弹簧。离合器板和固定板在轴向上隔开间隔而相对配置，并通过多个止动销而相互固定。

[0003] 为了在离合器板与固定板之间传递扭矩，需要确保止动销强度。为此，在专利文献1中，止动销由轴环和销构成，使其分担保持一对板之间的空间的功能以及紧固两板的功能，以确保止动销的耐久强度。另外，在专利文献2的止动销中，利用扣环而不需要铆接，并使止动销的主体部由具有高强度的硬的材料形成。

[0004] 专利文献1：日本特开平10-54423号公报

[0005] 专利文献2：日本特开2000-130462号公报

[0006] 专利文献1以及专利文献2的止动销均除了止动销主体以外还需要扣环、轴环。因此，存在成本高、且用于组装的工时也增加的问题。

### 实用新型内容

[0007] 本实用新型的技术问题在于，在使用止动销等连结部件连结一对部件的动力传递结构中，使得结构简单且能传递更大的扭矩。

[0008] (1) 本实用新型涉及的动力传递结构包括第一旋转部件、第二旋转部件以及连结部件。第一旋转部件具有旋转轴心和在旋转轴心的轴向上贯穿的多个第一连结用孔。第二旋转部件在轴向上与第一旋转部件隔开间隔而配置，能够围绕第一旋转部件的旋转轴心旋转，并在与多个第一连结用孔对应的位置上具有多个第二连结用孔。连结部件具有第一连结轴、第二连结轴和躯干部，第一连结轴插入第一连结用孔，第二连结轴插入第二连结用孔，躯干部在第一连结轴与第二连结轴之间形成为在旋转方向上比第一连结轴以及第二连结轴更长。此外，第一旋转部件在与第二旋转部件相对的侧面具有第一承受用凹部，第一承受用凹部形成在多个第一连结用孔中的至少一个连结用孔的周围。另外，连结部件在躯干部的至少旋转方向上的外周面具有第一扭矩传递部，第一扭矩传递部与第一承受用凹部抵接来进行扭矩传递。

[0009] 在该动力传递结构中，第一旋转部件与第二旋转部件通过连结部件连结。在连结部件的躯干部的外周面设置有第一扭矩传递部，第一扭矩传递部与形成于第一旋转部件的第一承受用凹部抵接。

[0010] 在此，例如当扭矩输入第一旋转部件时，该扭矩经由第一承受用凹部以及第一扭矩传递部传递至连结部件，并进一步传递至第二旋转部件。因此，至少在第一旋转部件与连结部件之间，扭矩经由第一承受用凹部以及第一扭矩传递部(即躯干部)而传递。此外，躯干部由于在旋转方向上的长度大于两连结轴，因此能够传递更大的扭矩。

[0011] (2) 优选的是,第一连结轴以及第二连结轴分别穿过第一连结用孔以及第二连结用孔而向外部突出,并且第一连结轴以及第二连结轴的头部被铆接。

[0012] 连结部件通过铆接而固定于第一以及第二旋转部件。因此,与通过螺丝等进行固定的情况相比结构简单。

[0013] (3) 优选的是,第一旋转部件在形成有第一承受用凹部的第一连结用孔的周围具有压印部,压印部是通过向第二旋转部件一侧进行压制加工而成的。此外,第一承受用凹部形成于压印部。

[0014] (4) 优选的是,躯干部在径向上的长度短于在旋转方向上的长度。即,优选躯干部是椭圆形等的异形截面,径向上的长度短于旋转方向上的长度。

[0015] 在该情况下,当在连结部件的内周侧配置部件时,易于避免连结部件与该部件间的干扰。

[0016] (5) 优选的是,第一连结轴以及第二连结轴在径向上的长度短于在旋转方向上的长度。在该情况下,也与前述同样地,易于在连结部件的内周侧配置其它部件。

[0017] (6) 优选的是,第二旋转部件在与第一旋转部件相对的侧面具有第二承受用凹部,第二承受用凹部形成在多个第二连结用孔中的至少一个连结用孔的周围。此外,连结部件在躯干部的至少旋转方向上的外周面具有第二扭矩传递部,第二扭矩传递部与第二承受用凹部抵接来进行扭矩传递。

[0018] 在此,由于不仅在第一旋转部件与连结部件之间,而且在第二旋转部件与连结部件之间也经由承受用凹部和扭矩传递部传递扭矩,因此与前述同样地,能够传递更大的扭矩。

[0019] (7) 本实用新型涉及的动力传递装置在被输入来自驱动源的扭矩的输入侧部件与将扭矩输出至变速器的输出侧部件之间传递扭矩,并使输入侧部件与输出侧部件的扭转振动衰减。该动力传递装置包括输入侧旋转部件、输出侧旋转部件、连结部件以及多个弹性部件。输入侧旋转部件具有旋转轴心和在旋转轴心的轴向上贯穿的多个第一连结用孔。输出侧旋转部件在轴向上与输入侧旋转部件隔开间隔而配置,能够围绕输入侧旋转部件的旋转轴心旋转,并在与多个第一连结用孔对应的位置上具有多个第二连结用孔。连结部件具有第一连结轴、第二连结轴和躯干部,第一连结轴插入第一连结用孔,第二连结轴插入第二连结用孔,躯干部在第一连结轴与第二连结轴之间形成为在旋转方向上比第一连结轴以及第二连结轴更长。多个弹性部件将输入侧部件与输出侧部件在旋转方向上弹性地连结。此外,输入侧旋转部件在与输出侧旋转部件相对的侧面具有承受用凹部,承受用凹部形成在多个第一连结用孔中的至少一个连结用孔的周围。另外,连结部件在躯干部的至少旋转方向上的外周面具有扭矩传递部,扭矩传递部与承受用凹部抵接来进行扭矩传递。

[0020] 在如上所述的本实用新型中,能够获得结构简单且具有高的扭矩传递力的动力传递结构以及动力传递装置。

## 附图说明

[0021] 图1是作为本实用新型的一实施方式的离合器盘总成的纵剖面概略图。

[0022] 图2是离合器盘总成的局部主视图。

[0023] 图3是离合器盘总成的扭转特性线图。

- [0024] 图4是图1的局部放大图。
- [0025] 图5是图2的局部放大图。
- [0026] 图6的(a)和(b)是止动销的主视图以及底视图。
- [0027] 图7是示出止动销的安装结构的平面图。
- [0028] 图8是图1的局部放大图。
- [0029] 图9主要是低刚度减振器的分解立体图。
- [0030] 图10是示出图9的局部的图。

## 具体实施方式

[0031] 图1是根据本实用新型一实施方式的作为动力传递装置的离合器盘总成的剖视图。图1的0-0线为离合器盘总成1的旋转轴线。该离合器盘总成1将来自配置于图1的左侧的发动机以及飞轮的扭矩传递至配置于图1的右侧的变速器，且使扭矩变动衰减。另外，图2是离合器盘总成1的局部主视图。

### [整体构成]

[0033] 离合器盘总成1具有：离合器盘2(输入侧部件)，扭矩通过摩擦接合从飞轮输入离合器盘2；减振器机构3，对从离合器盘2输入的扭矩变动进行衰减及吸收；以及花键毂4(输出侧部件)。

### [离合器盘2]

[0035] 离合器盘2被未图示的压板压抵于飞轮。离合器盘2具有：缓冲板6；以及一对摩擦衬片8，通过铆钉7固定于缓冲板6的两面。缓冲板6固定于减振器机构3的外周部。

### [减振器机构3]

[0037] 如图3所示，为了有效地对从发动机传递来的扭矩变动进行衰减及吸收，减振器机构3在正侧(驱动侧的旋转方向)以及负侧具有四级扭转特性。具体地，在扭转特性的正侧以及负侧，第一级(L1)区域以及第二级(L2)区域为低扭转刚度以及低迟滞扭矩的区域，第三级(H3)区域以及第四级(H4)区域为高扭转刚度以及高迟滞扭矩的区域。

[0038] 减振器机构3具有低刚度减振器11、高刚度减振器12、全区域迟滞扭矩产生机构(以下，记载为“L-H迟滞产生机构”)13、低扭转角度区域迟滞扭矩产生机构(以下，记载为“L迟滞产生机构”)14、中扭转角度区域迟滞扭矩产生机构(以下，记载为“L2迟滞产生机构”)15、高扭转角度区域迟滞扭矩产生机构(以下，记载为“H迟滞产生机构”)16以及限动机构17。

[0039] 低刚度减振器11在低扭转角度区域(L1+L2)进行动作。高刚度减振器12在扭转角度比低扭转角度区域大的高扭转角度区域(H3+H4)进行动作。另外，高刚度减振器12具有比低刚度减振器11高的扭转刚度。

[0040] L-H迟滞产生机构13是在低扭转角度区域(L1+L2)以及高扭转角度区域(H3+H4)的全部扭转角度区域产生迟滞扭矩的机构，相当于第三迟滞扭矩产生机构。L迟滞产生机构14是仅在低扭转角度区域的全区域(L1+L2)产生迟滞扭矩的机构，相当于第一迟滞扭矩产生机构。L2迟滞产生机构15是仅在第二级的第二扭转角度区域(L2)产生迟滞扭矩的机构，相当于第四迟滞扭矩产生机构。H迟滞产生机构16是仅在高扭转角度区域(H3+H4)产生迟滞扭矩的机构，相当于第二迟滞扭矩产生机构。

[0041] 限动机构17为,若作为输入侧部件的离合器盘2与作为输出侧部件的花键毂4的扭转角度(相对旋转角度)达到规定角度,则禁止在此之上的两部件的相对旋转角度的机构。

[0042] <高刚度减振器12>

[0043] 如图4所示,高刚度减振器12具有第一输入侧旋转部件20、作为第一输出侧旋转部件的毂缘21、以及作为高刚度弹性部件的多个高刚度弹簧22。

[0044] -第一输入侧旋转部件20-

[0045] 扭矩从发动机经由离合器盘2输入至第一输入侧旋转部件20,该第一输入侧旋转部件20具有离合器板24(第一旋转部件)以及固定板25(第二旋转部件)。

[0046] 离合器板24以及固定板25实质上形成为环状,并在轴向上隔开间隔而配置。离合器板24配置于发动机侧,固定板25配置于变速器侧。离合器板24以及固定板25其外周部通过止动销26连结,离合器板24和固定板25一体地旋转。

[0047] 如图2所示,在离合器板24以及固定板25上分别沿圆周方向隔开间隔地形成有第一保持部24a、25a以及第二保持部24b、25b四个保持部。第一保持部24a、25a与第二保持部24b、25b沿圆周方向交替配置。另外,在固定板25上形成有多个配合孔25c。

[0048] 需要说明的是,在图2中,虽然示出的是固定板25,但关于各第一保持部24a、第二保持部24b,配置于相反侧的离合器板24也为同样的构成。另外,在图2中,使固定板25的一部分断开来加以示出。

[0049] -毂缘21-

[0050] 谷缘21为大致圆板状的部件(参照图9),配置于花键毂4的外周。谷缘21配置于离合器板24与固定板25的轴向之间,能够与离合器板24和固定板25在规定的角度范围内相对旋转。如图5所示,谷缘21与花键毂4通过形成于相互的内周部以及外周部的多个齿21c、4c而咬合。需要说明的是,在相互的齿21c、4c之间设定有规定的间隙G1。即,谷缘21与花键毂4能够以齿21c、4c的间隙G1的角度(相当于低扭转角度区域(L1+L2))相对旋转。

[0051] 如图5所示,在谷缘21与离合器板24以及固定板25的第一保持部24a、25a及第二保持部24b、25b相对的位置分别形成有第一窗孔21a及第二窗孔21b。并且,在第一窗孔21a收容有第一高刚度弹簧22a,该第一高刚度弹簧22a通过离合器板24以及固定板25的第一保持部24a、25a而在轴向以及径向上被保持。另外,在第二窗孔21b收容有第二高刚度弹簧22b,该第二高刚度弹簧22b通过离合器板24以及固定板25的第二保持部24b、25b而在轴向以及径向上被保持。

[0052] 需要说明的是,离合器板24以及固定板25的第一保持部24a、25a以及第二保持部24b、25b的圆周方向两端能够与各第一高刚度弹簧22a、第二高刚度弹簧22b的端面卡合。

[0053] 在此,第一高刚度弹簧22a沿圆周方向无间隙地配置于谷缘21的第一窗孔21a,第二高刚度弹簧22b沿圆周方向无间隙地配置于谷缘21的第二窗孔21b。另一方面,虽然第一高刚度弹簧22a沿圆周方向无间隙地配置于离合器板24以及固定板25的第一保持部24a、25a,但第二高刚度弹簧22b沿圆周方向隔着间隙G2(参照图2以及图5)配置于离合器板24以及固定板25的第二保持部24b、25b。该间隙G2相当于第三级的扭转角度(角度区域H3)。

[0054] 需要说明的是,在谷缘21的第二窗孔21b各自的内周侧形成有在轴向上贯穿的配合孔21e。

[0055] 虽然详情将在后面叙述,但通过以上的构成,在高扭转角度区域H3、H4中,首先仅

压缩第一高刚度弹簧22a(H3区域),之后,除了第一高刚度弹簧22a外还压缩第二高刚度弹簧22b(H4区域)。

[0056] <限动机构17>

[0057] 如图5所示,限动机构17包括形成于毂缘21的外周部的多个止动用切口21d以及上述止动销26(连结部件)。止动用切口21d跨规定的角度范围而形成,并向径向外侧开放。此外,止动销26在轴向上贯穿该止动用切口21d。

[0058] 另外,止动用切口21d的圆周方向两端部朝向内周侧形成得深,中央部分形成得浅。在该浅的部分的内周侧形成有第二窗孔21b。

[0059] 将止动销26及其安装部分在图6以及图7中放大示出。需要说明的是,图6示出了铆接前的止动销26,该图的(a)为主视图、(b)为底视图。另外,图7为从径向外侧观察将止动销26铆接固定后的状态的平面图。

[0060] 止动销26具有躯干部26a以及比躯干部26a小型且为相似形的颈部26b(第一以及第二连结轴)。颈部26b形成于躯干部26a的两端。躯干部26a以及颈部26b为分别具有大直径部以及小直径部的异形截面。详细而言,躯干部26a以及颈部26b的剖面分别为椭圆形。如图5所示,该止动销26以小直径部朝向径向、大直径部朝向圆周方向的方式进行组装。

[0061] 如图7所示,在离合器板24以及固定板25形成有用于装配止动销26的孔24d、25d(第一以及第二连结用孔)。止动销26的颈部26b插入该孔24d、25d,躯干部26a的端面与离合器板24以及固定板25的侧面抵接。于是,通过将颈部26b的头部铆接,离合器板24与固定板25在轴向上隔开规定的间隙而固定。

[0062] 在离合器板24中,在孔24d的周围形成有通过压印加工而向固定板25侧凹陷的凹部24e(压印部)。在该凹部24e的固定板25侧的面形成有承受止动销26的躯干部26a的端部外周面(扭矩传递部)的承受部24f(承受用凹部)。承受部24f的形状与躯干部26a的形状同样,躯干部26a与承受部24f无间隙地嵌合。通过这样的构成,离合器板24与止动销26通过承受部24f与躯干部26a的接触而能传递扭矩。

[0063] 需要说明的是,在固定板25中,虽然未形成相当于离合器板24的凹部24e的部分,但形成有与离合器板24的承受部24f同样的承受部25f。

[0064] 在这样的限动机构17中,具有如下的特征。

[0065] (1)由于使止动销26为异形截面,并以小直径部分朝向径向的方式装配止动销26,因而与现有相比,能够缩小限动机构17的径向空间。因此,能够将限动机构17配置于较外周侧,并能够确保用于配置高刚度弹簧22的圆周方向空间比现有更长。因此,能够实现扭转角度的广角化。

[0066] (2)尽管使止动销26为异形截面,但由于在躯干部26a的整周存在垫块(与板侧面抵接的部分),因此无损铆接止动销26时的填充率。

[0067] (3)由于使传递至止动销26的扭矩经由承受部24f、25f由躯干部26a承受,而非颈部26b,因此与现有结构那样由颈部传递扭矩的情况相比,在同尺寸的情况下,能够传递更大的扭矩。

[0068] <低刚度减振器11>

[0069] 如图8以及图9所示,低刚度减振器11具有作为第二输入侧旋转部件的副板34和弹簧座35、作为第二输出侧旋转部件的驱动板36、以及作为低刚度弹性部件的多个低刚度弹

簧37。

[0070] -副板34-

[0071] 副板34配置于离合器板24与毂缘21的轴向之间，几乎为矩形，角部形成为圆弧状。如图9所示，副板34在中央部具有圆形的开口，并具有分别为两个的第一保持部34a和第二保持部34b、四个第一配合突起34c、突起长度比第一配合突起34c短的四个第二配合突起34d、以及环状槽34e。

[0072] 第一保持部34a以及第二保持部34b形成于各第一配合突起34c的内周侧。四个第一配合突起34c在四个角部外周向毂缘21侧突出形成。环状槽34e在第一保持部34a以及第二保持部34b的内周侧形成于开口部的边缘。

[0073] -弹簧座35-

[0074] 弹簧座35在副板34与毂缘21的轴向之间和副板34隔开间隔地相对配置。弹簧座35与副板34为几乎同样的形状。弹簧座35在中央部具有圆形的开口，并具有分别为两个的第一保持部35a和第二保持部35b、四个凸台部35c、以及四个切口35d。在各凸台部35c上形成有切口35e。另外，在第二保持部35b的圆周方向两端形成有沿圆周方向延伸的圆弧状槽35f。

[0075] 第一保持部35a以及第二保持部35b分别形成于与副板34的第一保持部34a以及第二保持部34b相对的位置。四个凸台部35c形成于四个角部外周。副板34的第一配合突起34c与该四个凸台部35c的切口35e配合，进而凸台部35c与毂缘21的配合孔21e配合。切口35d与副板34的第二配合突起34d相对应地形成，第二配合突起34d与该切口35d配合。

[0076] 如上所述，通过第一配合突起34c与切口35e的配合、以及第二配合突起34d与切口35d的配合，副板34和弹簧座35被一体化。此外，通过第一配合突起34c和凸台部35c与配合孔21e的配合，弹簧座35和毂缘21被一体化。因此，副板34及弹簧座35与毂缘21一体地旋转。

[0077] -驱动板36-

[0078] 驱动板36配置于副板34与弹簧座35的轴向之间，能够与副板34以及弹簧座35在规定的角度范围内相对旋转。驱动板36在中央部具有开口，并具有分别为两个的第一窗孔36a和第二窗孔36b、以及形成于驱动板36的内周面的多个配合凹部36c。

[0079] 另外，在第一窗孔36a的内周端部的两侧分别形成有沿圆周方向延伸的第一配合槽36d。在第二窗孔36b的内周端部的一侧形成有沿圆周方向延伸的第二配合槽36e。

[0080] 第一窗孔36a以及第二窗孔36b分别形成于与副板34以及弹簧座35的第一保持部34a、35a以及第二保持部34b、35b相对的位置。此外，在第一窗孔36a中收容有第一低刚度弹簧37a，该第一低刚度弹簧37a通过副板34以及弹簧座35的第一保持部34a、35a而在轴向以及径向上被保持。另外，在第二窗孔36b中收容有第二低刚度弹簧37b，该第二低刚度弹簧37b通过副板34以及弹簧座35的第二保持部34b、35b而在轴向以及径向上被保持。

[0081] 需要说明的是，副板34以及弹簧座35的第一保持部34a、35a以及第二保持部34b、35b的圆周方向两端能够与各第一低刚度弹簧37a、第二低刚度弹簧37b的端面卡合。

[0082] 在此，第一低刚度弹簧37a沿圆周方向无间隙地配置于驱动板36的第一窗孔36a，第二低刚度弹簧37b沿圆周方向无间隙地配置于驱动板36的第二窗孔36b。另一方面，虽然第一低刚度弹簧37a沿圆周方向无间隙地配置于副板34以及弹簧座35的第一保持部34a、35a，但第二低刚度弹簧37b沿圆周方向隔着间隙地配置于副板34以及弹簧座35的第二保持

部34b、35b。该间隙相当于第一级的扭转角度(低扭转角度区域L1)。

[0083] 低刚度弹簧37的弹簧常数设定为大幅小于高刚度弹簧22的弹簧常数。即,高刚度弹簧22的刚度远高于低刚度弹簧37。因此,在第一级区域(L1)以及第二级区域(L2)中,高刚度弹簧22未被压缩,仅低刚度弹簧37被压缩。

[0084] [花键毂4]

[0085] 花键毂4配置于离合器板24以及固定板25的内周侧。如图4以及图8所示,花键毂4具有在轴向上延伸的筒状的凸台41以及从凸台41向径向外侧延伸的凸缘42。在凸台41的内周部形成有与变速器的输入轴(未图示)配合的花键孔4a。

[0086] 在凸台41的外周面,在凸缘42的发动机侧形成有多个配合凸部4d。配合凸部4d与驱动板36的配合凹部36c实质上无间隙地配合。另外,在凸缘42的外周面形成有齿4c。如在图5中所说明的那样,该齿4c能够与毂缘21的齿21c咬合,在两齿4c,21c的圆周方向间存在间隙G1。

[0087] <L-H迟滞产生机构13>

[0088] L-H迟滞产生机构13在扭转角度区域的全区域(L1+L2+H3+H4)产生迟滞扭矩H。

[0089] 如图8所示,L-H迟滞产生机构13具有第一摩擦垫圈51、第二摩擦垫圈52以及第一锥形弹簧54。

[0090] 第一摩擦垫圈51为树脂制,在花键毂4的凸台41的外周配置于配合凸部4d的侧面与离合器板24的内周端部之间。

[0091] 第二摩擦垫圈52为树脂制,且配置于花键毂4的凸缘42与固定板25的内周端部的轴向之间。在第二摩擦垫圈52的外周部具有与后述的第三摩擦垫圈53配合的配合部(未图示),两部件一体旋转。

[0092] 另外,第一锥形弹簧54配置于第二摩擦垫圈52与固定板25的内周端部的轴向之间,对固定板25、第二摩擦垫圈52施力,以使第二摩擦垫圈52与固定板25相互分离。

[0093] 综上,在离合器板24及固定板25与花键毂4相对旋转的全扭转角度区域中,在第一摩擦垫圈51与离合器板24或者花键毂4之间产生摩擦阻力,并在第二摩擦垫圈52与花键毂4之间产生摩擦阻力。通过这些摩擦阻力,在全扭转角度区域产生迟滞扭矩H。

[0094] <L迟滞产生机构14>

[0095] L迟滞产生机构14仅在作为第一级区域及第二级区域的低扭转角度区域的全区域(L1+L2)产生迟滞扭矩hL。

[0096] 如图9所示,L迟滞产生机构14具有装配于副板34的环状槽34e中的作为施力部件的波形线56。波形线56由局部具有缺口部的环状线材形成。波形线56沿圆周方向以规定的间隔具有多个按压部56a。按压部56a向驱动板36侧突出形成,并能够弹性变形。另外,按压部56a的前端部能够与形成于驱动板36的各窗孔36a、36b的第一配合槽36d以及第二配合槽36e配合。如此,波形线56不能相对于驱动板36相对旋转,而能够在环状槽34e内沿圆周方向移动。此外,通过波形线56的弹性变形,驱动板36被向弹簧座35侧施力。

[0097] 在此,如上所述,副板34以及弹簧座35与毂缘21一体旋转。另外,驱动板36与花键毂4一体旋转。此外,如上所述,毂缘21与花键毂4能够以间隙G1的角度相对旋转。换言之,毂缘21(与弹簧座35一体旋转)和花键毂4(与驱动板36一体旋转)仅能够在扭转特性的第一级区域和第二级区域的低扭转角度区域的全区域(L1+L2)相对旋转。

[0098] 此外,由于弹簧座35与驱动板36通过波形线56而相互按压,从而弹簧座35和驱动板36仅在低扭转角度的全区域( $L_1+L_2$ )相对旋转并产生摩擦阻力。另外,在波形线56与副板34的环状槽34e的底部之间也产生摩擦阻力。通过这些摩擦阻力,产生迟滞扭矩 $hL$ 。

[0099] <L2迟滞产生机构15>

[0100] L2迟滞产生机构15仅在第二级的扭转角度区域( $L_2$ )产生迟滞扭矩 $hL_2$ 。

[0101] L2迟滞产生机构15具有波形弹簧60。波形弹簧60为能够在轴向上弹性变形的环状弹性体,其以在轴向上被压缩的状态配置于花键毂4的凸缘42与弹簧座35之间。波形弹簧60与毂缘21以及弹簧座35抵接,若相对于毂缘21旋转,则产生摩擦阻力。

[0102] 在图10中提取示出了波形弹簧60及其周边的部件。波形弹簧60具有环状的主体部60a以及从主体部60a向径向外侧延伸的两对爪部60b。爪部60b的前端部向轴向折弯,并通过形成于弹簧座35的圆弧状槽35f而与第二低刚度弹簧37b的两端部抵接。两个爪部60b之间的在圆周方向上的距离与第二低刚度弹簧37b的自由长度几乎一致。由此,通过第二低刚度弹簧37b进行波形弹簧60在圆周(旋转)方向上的定位,并且,第二低刚度弹簧37b以及波形弹簧60能够一体地旋转。需要说明的是,槽35f沿圆周方向的距离比两个爪部60b间沿圆周方向的距离长。

[0103] 另外,在主体部60a的内周部形成有多个配合凹部60c。配合凹部60c隔着规定的间隙与花键毂4的配合凸部4d配合。该间隙相当于第一级的扭转角度区域( $L_1$ )的角度。因而,在第一级区域中不通过波形弹簧60产生迟滞扭矩,仅能够在第二级区域( $L_2$ )通过波形弹簧60获得迟滞扭矩 $hL_2$ 。

[0104] <H迟滞产生机构16>

[0105] H迟滞产生机构16仅在作为第三级区域以及第四级区域的高扭转角度区域( $H_3+H_4$ )产生迟滞扭矩 $hH$ 。

[0106] 如图4以及图8所示,H迟滞产生机构16具有装配于副板34的环状的第一摩擦件61、具有环状的第二摩擦件62的第三摩擦垫圈53以及第二锥形弹簧64。

[0107] 第一摩擦件61固定于副板34的发动机侧的侧面,能够与离合器板24的内周部的侧面抵接。第一摩擦件61和副板34一起与毂缘21一体旋转。

[0108] 第三摩擦垫圈53配置于毂缘21内周部与固定板25内周部之间,具有向固定板25侧突出的多个配合突起53a。该配合突起53a与固定板25的配合孔25c配合。因而,第三摩擦垫圈53与固定板25一体旋转。第二摩擦件62固定于第三摩擦垫圈53的毂缘21侧的侧面,能够与毂缘21的内周部的侧面抵接。

[0109] 第二锥形弹簧64配置于第三摩擦垫圈53与固定板25之间。第二锥形弹簧64向第三摩擦垫圈53和固定板25在轴向上相互分离的方向对第三摩擦垫圈53和固定板25施力。因而,通过第二锥形弹簧64,第一摩擦件61与离合器板24相互被按压,第二摩擦件62与毂缘21相互被按压。

[0110] 由上可知,在离合器板24及固定板25与毂缘21相对旋转的高扭转角度区域的全区域( $H_3+H_4$ )中,在第一摩擦件61与离合器板24之间以及第二摩擦件62与毂缘21之间产生摩擦阻力。通过这些摩擦阻力,产生迟滞扭矩 $hH$ 。

[0111] 综上,如图3所示,在各角度区域产生如下的迟滞扭矩。

[0112] 第一级区域( $L_1$ ): $H(L-H$ 迟滞产生机构13)+ $hL$ (L迟滞产生机构14)

[0113] 第二级区域(L2) : H+hL+hL2 (L2迟滞产生机构15)

[0114] 第三级区域以及第四级区域(H3+H4) : H+hH (H迟滞产生机构16) 关于通过以上的迟滞扭矩产生机构13~16产生的迟滞扭矩,期望通过低扭转角度区域(L1+L2)中的L-H迟滞产生机构13产生的迟滞扭矩H与通过L迟滞产生机构14产生的迟滞扭矩hL的比例为迟滞扭矩hL在50%以上。

[0115] [动作]

[0116] 关于本实施方式的离合器盘总成1的扭转特性,角度范围的大小虽然不同,但基本上正侧与负侧对称。因而,在此仅对正侧的动作进行说明,省略对负侧的动作的说明。

[0117] <第一级>

[0118] 当传递扭矩以及扭矩变动小时,本装置在扭转特性的第一级(L1)进行动作。在该第一级中,刚度低的第一低刚度弹簧37a以及第二低刚度弹簧37b中仅自由长度长的第一低刚度弹簧37a被压缩。因此,副板34及弹簧座35与驱动板36相对旋转。另一方面,第一高刚度弹簧22a以及第二高刚度弹簧22b由于刚度高而几乎不被压缩。因而,输入侧旋转部件20(离合器板24以及固定板25)与毂缘21一体旋转。

[0119] 由上可知,在扭转特性的第一级中,{输入侧旋转体2+毂缘21+副板34+弹簧座35}一体旋转,{驱动板36+花键毂4}相对于这些部件旋转。

[0120] 这种情况下,通过L-H迟滞产生机构13产生迟滞扭矩H,并通过L迟滞产生机构14产生迟滞扭矩hL。具体地,在第一摩擦垫圈51与离合器板24或者花键毂4之间、以及在第二摩擦垫圈52与花键毂4之间产生摩擦阻力。另外,同时地,在波形线56与驱动板36之间、以及在驱动板36与弹簧座35之间也产生摩擦阻力。

[0121] 需要说明的是,波形弹簧60由于爪部60b与第二低刚度弹簧37b卡合,因此在该第一级中波形弹簧60为可自由旋转的状态,在波形弹簧60与毂缘21之间不产生摩擦阻力。

[0122] <第二级>

[0123] 若传递扭矩或者扭矩变动更为变大,则第一低刚度弹簧37a被压缩,且进一步地自由长度短的第二低刚度弹簧37b也开始被压缩。由于第一低刚度弹簧37a与第二低刚度弹簧37b并列配置,因此当第二低刚度弹簧37b开始被压缩时,与仅第一低刚度弹簧37a被压缩的情况(第一级)相比,扭转刚度变高。即,过渡至扭转特性的第二级。

[0124] 在该第二级中,除了与第一级同样的迟滞扭矩产生机构13、14以外,L2迟滞产生机构15也进行动作。

[0125] 即,在与第一级同样的部件间产生摩擦阻力,并且,在波形弹簧60与毂缘21之间也产生摩擦阻力。具体地,若第二低刚度弹簧37b被压缩,则波形弹簧60相对于毂缘21与第二低刚度弹簧37b被压缩的量相应地进行旋转,在波形弹簧60与毂缘21之间产生摩擦阻力。因而,在第二级中,除了与第一级同样的迟滞扭矩H+hL,还通过波形弹簧60与毂缘21之间的摩擦阻力产生迟滞扭矩hL2。

[0126] <第三级>

[0127] 若传递扭矩或者扭矩变动进一步增大,则第一低刚度弹簧37a以及第二低刚度弹簧37b进一步被压缩,输入侧旋转部件20相对于花键毂4进一步旋转。于是,毂缘21的齿21c与花键毂4的齿4c抵接,毂缘21与花键毂4一体地旋转。在该状态下,第一低刚度弹簧37a以及第二低刚度弹簧37b未在先前的状态以上地被压缩,而是高刚度弹簧22中的自由长度长

的第一高刚度弹簧22a开始被压缩。由于第一高刚度弹簧22a的刚度高于第一低刚度弹簧37a以及第二低刚度弹簧37b，因此可获得比第二级进一步更高的第三级的扭转刚度。

[0128] 在第三级中，由于第一高刚度弹簧22a被压缩，因此在输入侧旋转部件20与毂缘21（以及花键毂4）之间产生相对旋转。另一方面，固定板25与第三摩擦垫圈53一体旋转，毂缘21与副板34一体旋转。因而，在该第三级中，L-H迟滞产生机构13以及H迟滞产生机构16进行动作。

[0129] 即，在固定于第三摩擦垫圈53的第二摩擦件62与毂缘21之间产生摩擦阻力。另外，在固定于副板34的第一摩擦件61与离合器板24之间产生摩擦阻力。通过这些摩擦阻力，产生迟滞扭矩hH。即，共产生迟滞扭矩H+hH。

[0130] 在此，在该第三级中，副板34及弹簧座35与驱动板36未相对旋转，在这些部件之间未产生摩擦阻力。即，L迟滞产生机构14以及L2迟滞产生机构15未进行动作。

[0131] <第四级>

[0132] 若传递扭矩或者扭矩变动进一步增大，则第一高刚度弹簧22a被压缩，并且进一步地自由长度短的第二高刚度弹簧22b也开始被压缩。由于第一高刚度弹簧22a与第二高刚度弹簧22b并列配置，因此若第二高刚度弹簧22b开始被压缩，则与仅第一高刚度弹簧22a被压缩的情况（第三级）相比，扭转刚度变高。即，过渡至扭转特性的第四级。

[0133] 在该第四级中，相对旋转的部件与第三级同样，L-H迟滞产生机构13以及H迟滞产生机构16进行动作，获得迟滞扭矩H+hH。

[0134] <限动机构17的动作>

[0135] 然后，若传递扭矩或者扭矩变动进一步增大，则离合器板24及固定板25与毂缘21的相对旋转角度增大。于是，止动销26与止动用切口21d的侧面抵接，离合器板24及固定板25与毂缘21的相对旋转停止。

[0136] [特征]

[0137] 如上所述，在本实施方式的离合器盘总成1中，具有如下的特征。

[0138] (1) L迟滞产生机构14由于仅在低扭转角度区域产生迟滞扭矩hL，所以与在全部扭转角度区域进行动作的情况相比，可抑制摩擦部件的磨损。因而，在低扭转角度区域中，可获得长期稳定的迟滞扭矩，尤其能够有效地抑制空转时的异响。

[0139] (2) L迟滞产生机构14由低刚度减振器11的构成部件以及装配于副板34的环状槽34e的波形线56构成。因而，L迟滞产生机构14在轴向上的空间得以抑制。

[0140] (3) 除了L迟滞产生机构14之外，还设置了L-H迟滞产生机构13。因而，能够使要由各个迟滞产生机构产生的迟滞扭矩较小，能够抑制摩擦部件的磨损。

[0141] [其它实施方式]

[0142] 本实用新型并非限定于如以上那样的实施方式，其可在不脱离本实用新型的范围的情况下进行各种变形或者修改。

[0143] (a) 在前述实施方式中，虽然以止动销为异形截面的情况为例进行了说明，但即使是与现有同样地为圆形剖面的情况下，也同样能够应用本实用新型。

[0144] (b) 关于限动机构（止动销和其承受部）的构成，也可以是一部分的止动销而非全部的止动销为前述实施方式那样的构成。

[0145] (c) 在前述实施方式中，虽然以止动销的躯干部与板的承受部无间隙地嵌合的构

成为例进行了说明,但主体部与承受部至少在旋转方向上无间隙地嵌合即可。

[0146] (d) 在前述实施方式中,虽然将本实用新型应用于具有四级扭转特性的离合器盘总成,但对扭转特性的级数并无限定。例如,也同样能够将本实用新型应用于具有两级扭转特性的离合器盘总成。

[0147] (e) 由各迟滞扭矩产生机构产生的迟滞扭矩的大小并无限定。能够根据要求的扭转特性适当变更迟滞扭矩的大小。

[0148] (f) 构成L迟滞产生机构的作为施力部件的波形线56并不限于该形状。例如,只要是具有弯折部的线材、线圈等用于在轴向上施力的具有弯曲部的线材,同样能够应用作为施力部件。

[0149] (g) 在前述实施方式中,虽然作为动力传递装置的一个例子以离合器盘总成为例进行了说明,但也能够将本实用新型应用于例如双质量飞轮、流体式扭矩传递装置的锁定装置等其它动力传递装置。

[0150] 附图标记说明

- [0151] 1 离合器盘总成(动力传递装置)
- [0152] 2 离合器盘(输入侧部件)
- [0153] 3 减振器机构
- [0154] 4 花键毂(输出侧部件)
- [0155] 11 低刚度减振器
- [0156] 12 高刚度减振器
- [0157] 17 限动机构
- [0158] 22 高刚度弹簧(高刚度弹性部件)
- [0159] 24 离合器板(第一旋转部件)
- [0160] 24e 凹部(压印部)
- [0161] 24f 承受部(承受用凹部)
- [0162] 25 固定板(第二旋转部件)
- [0163] 26 止动销(连结部件)
- [0164] 26a 躯干部
- [0165] 26b 颈部(连结轴)
- [0166] 37 低刚度弹簧(低刚度弹性部件)。

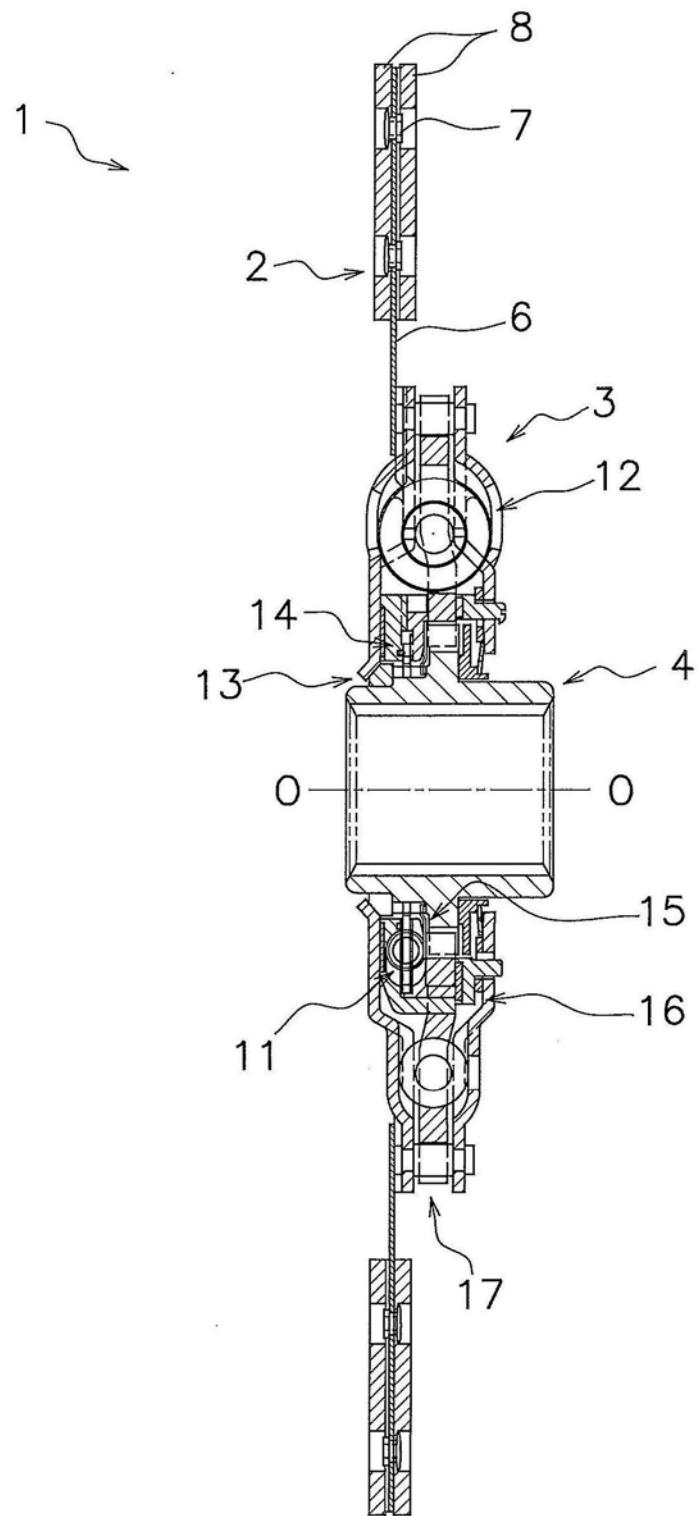


图1

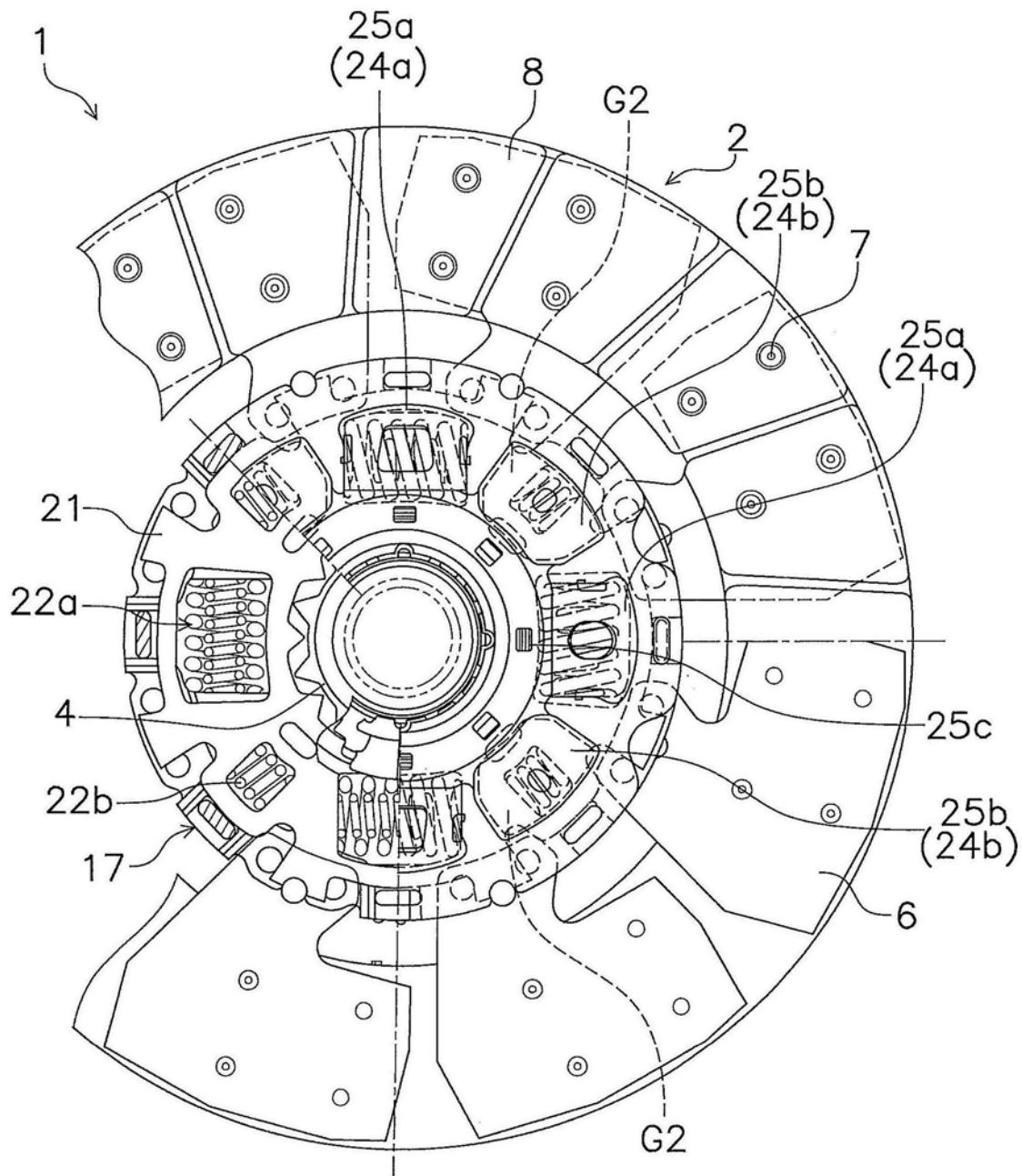


图2

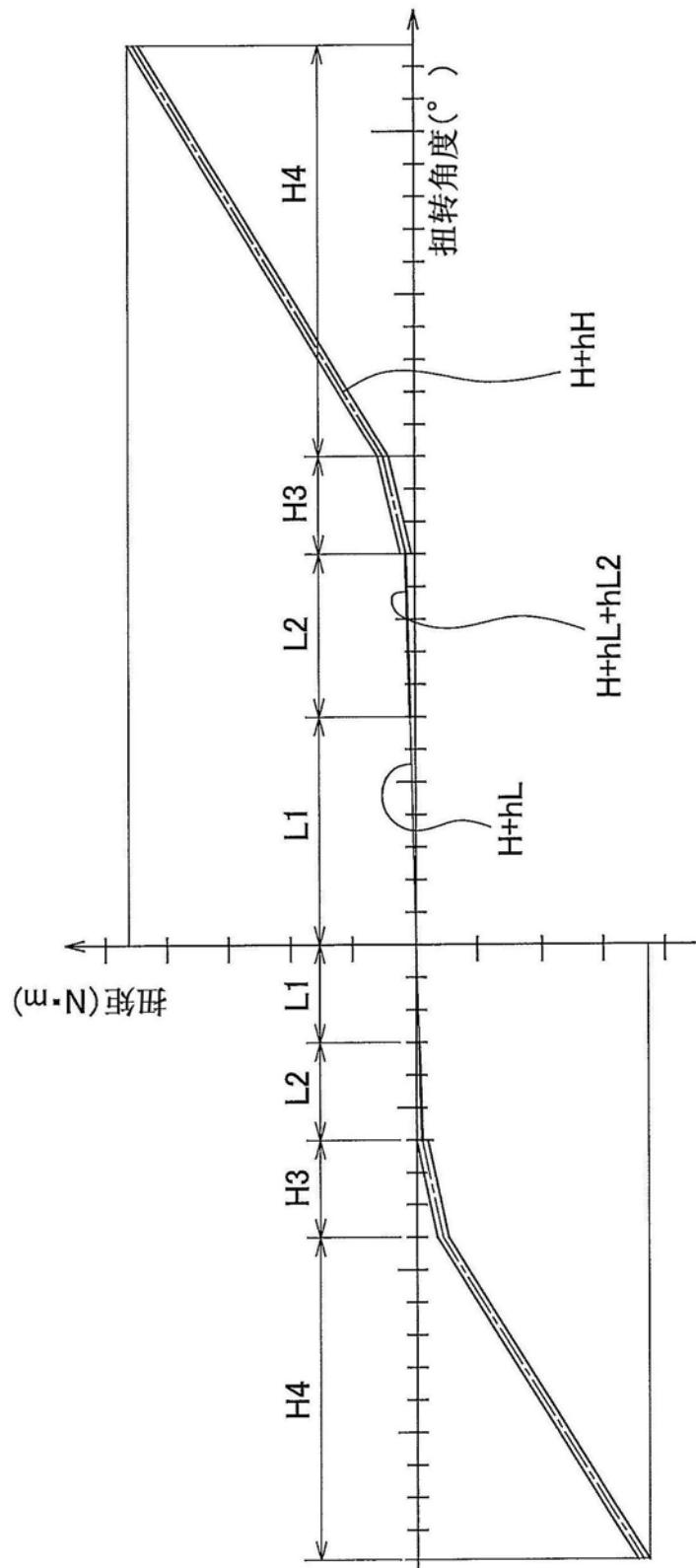


图3

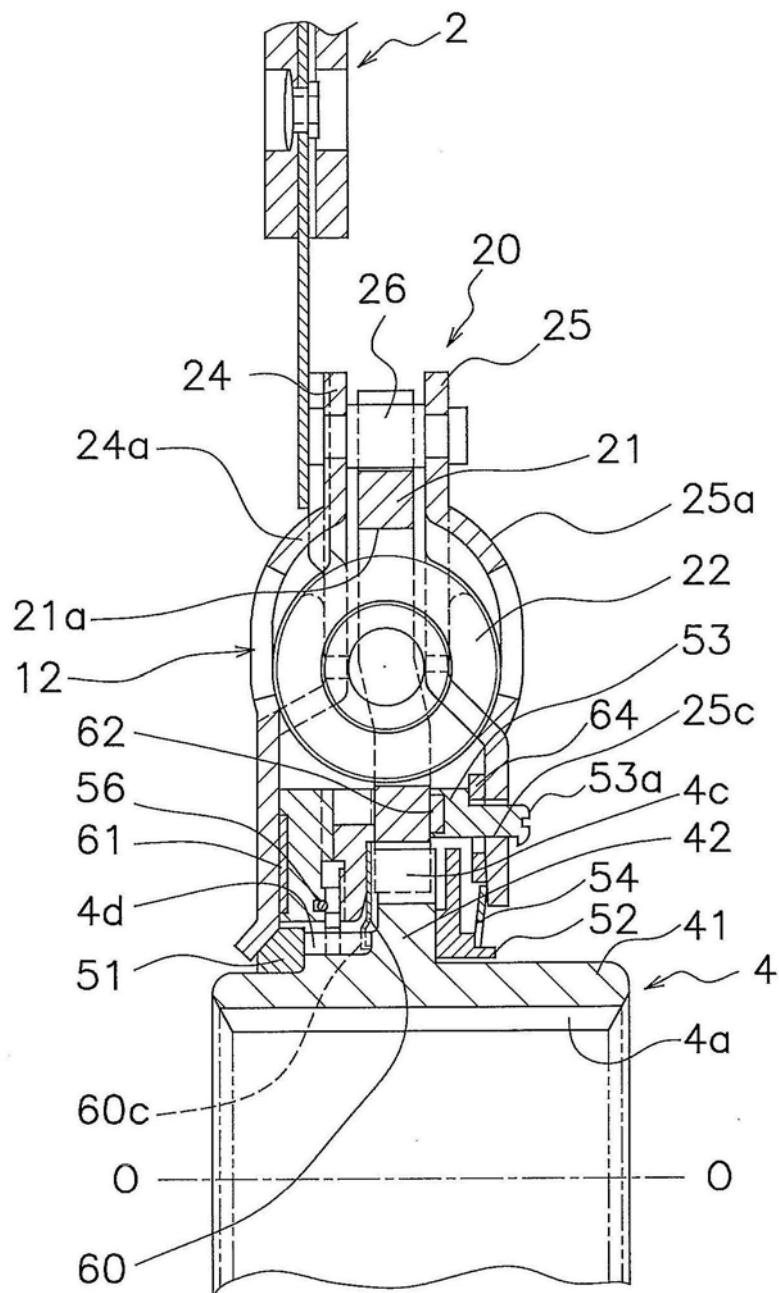


图4

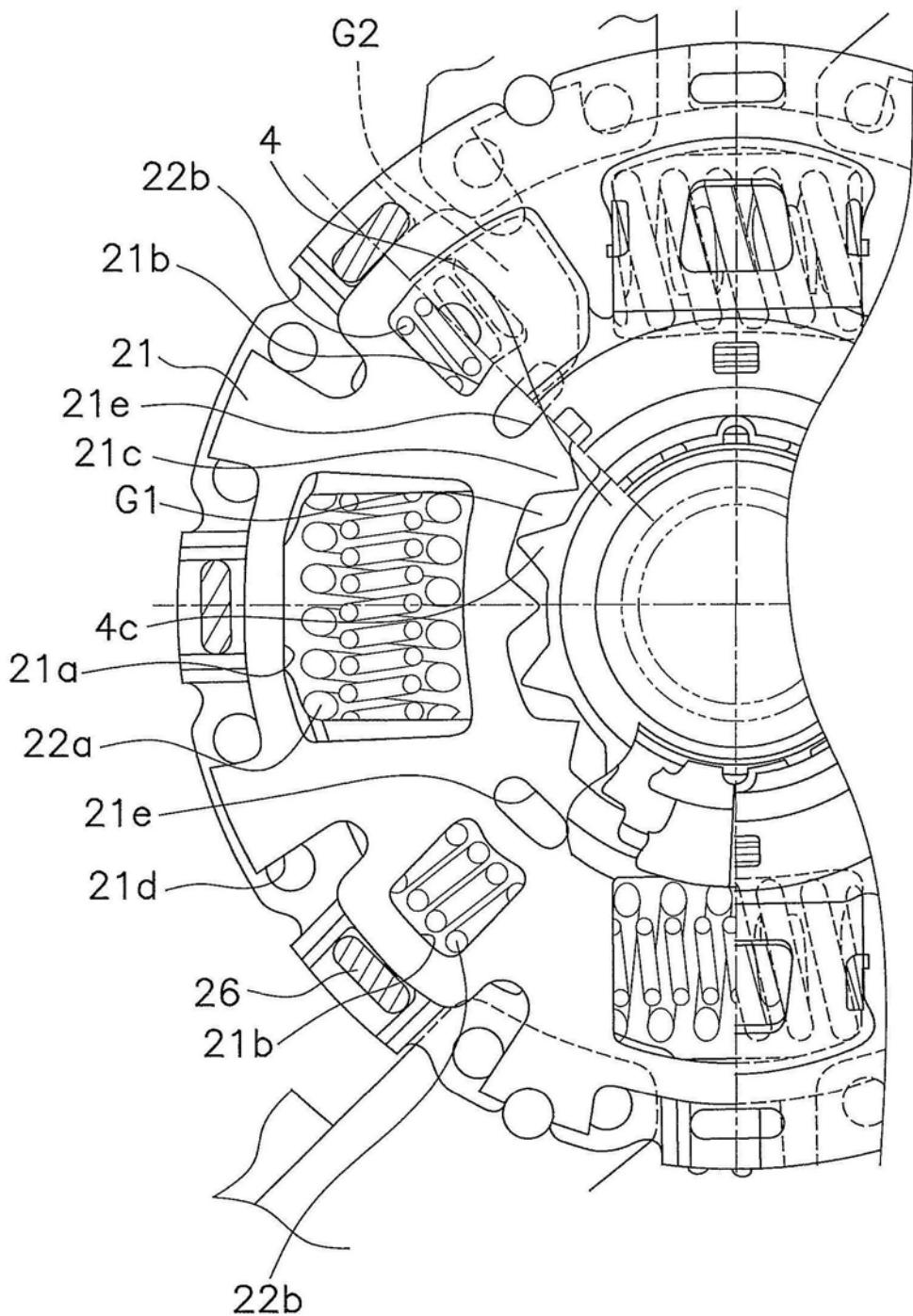


图5

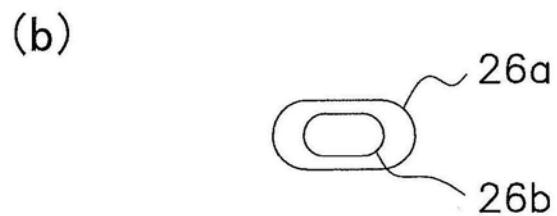
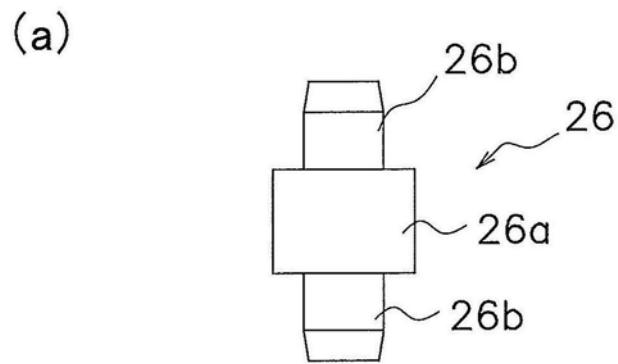


图6

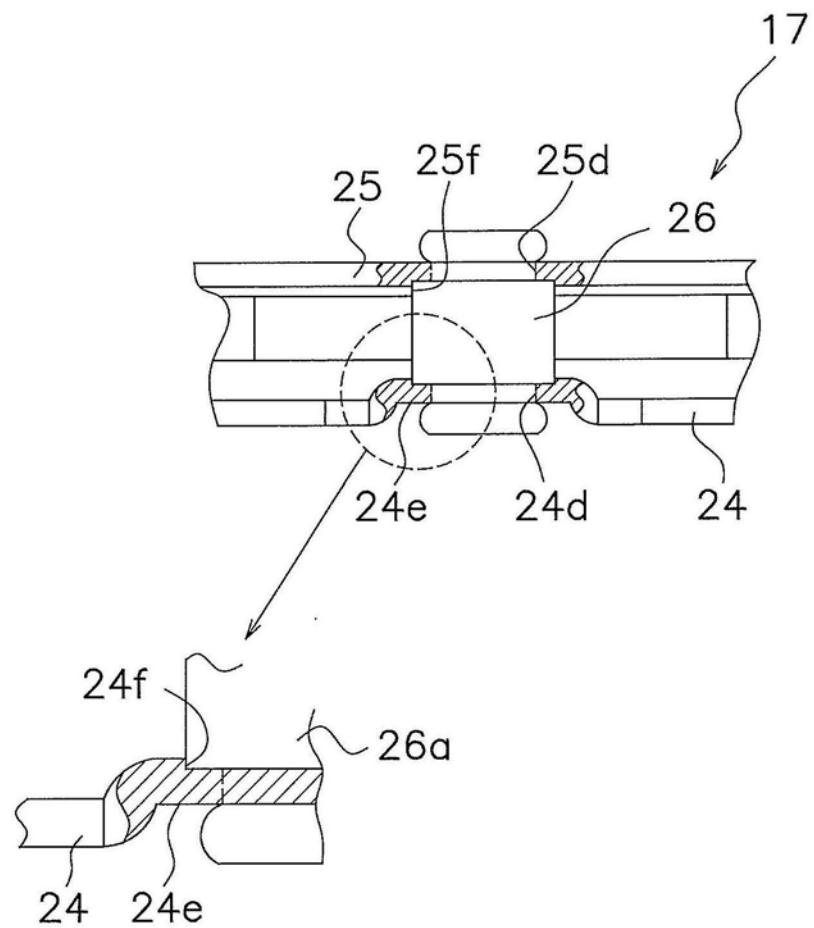


图7

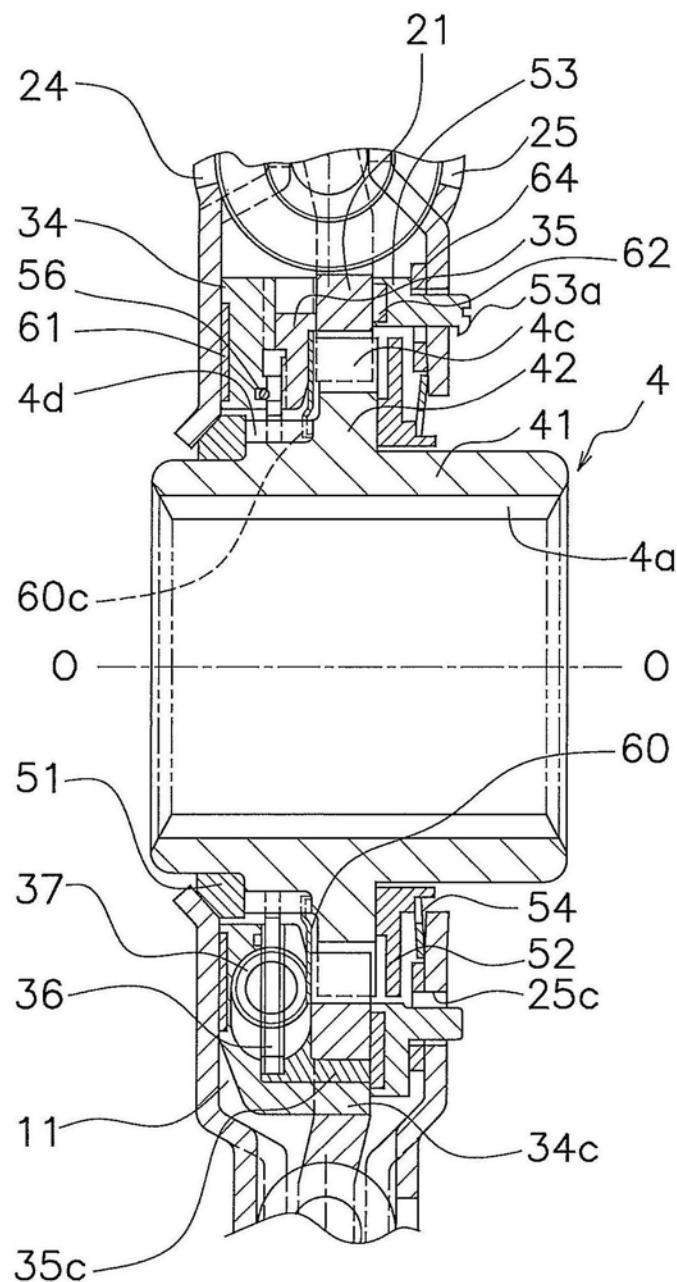


图8

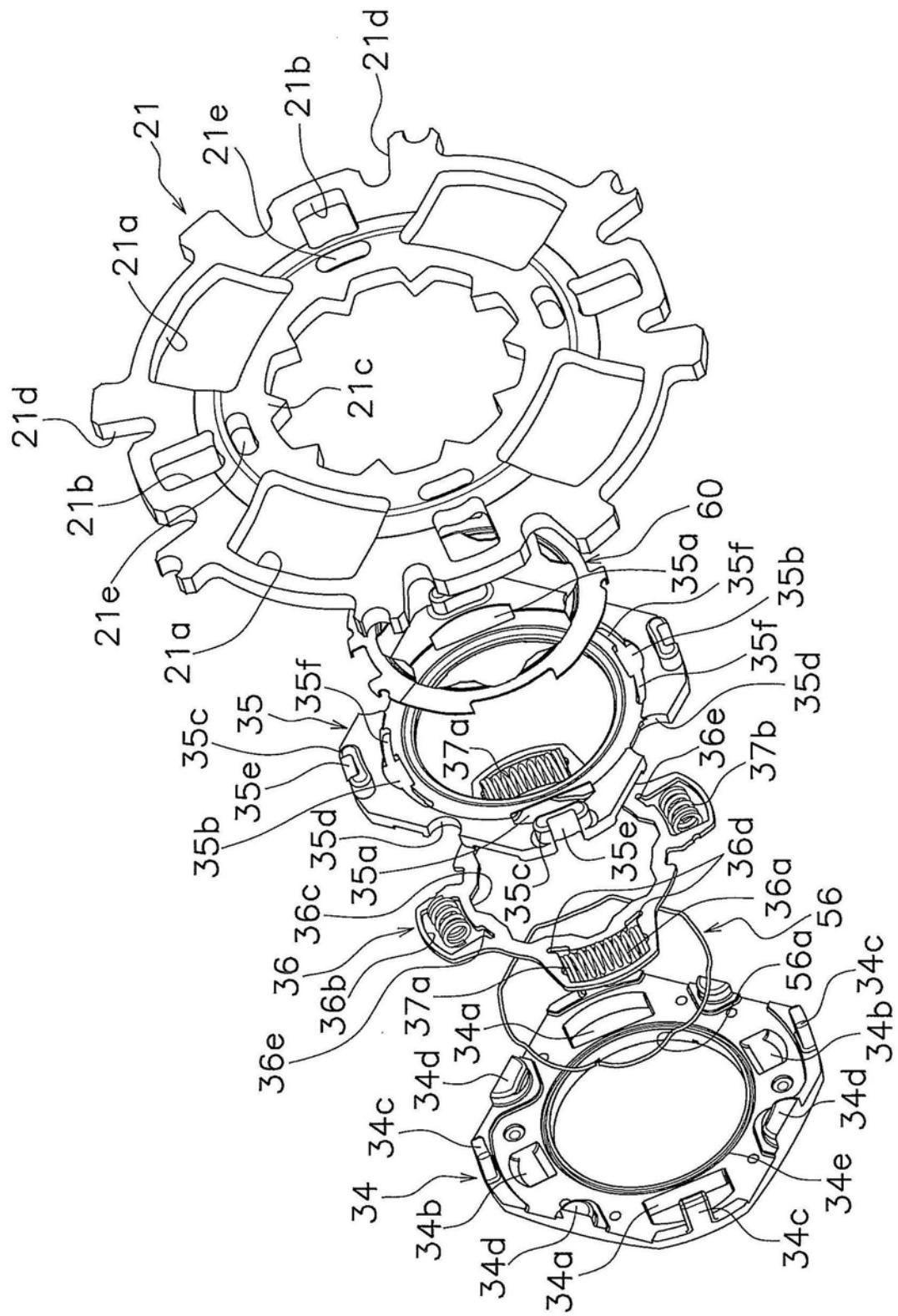


图9

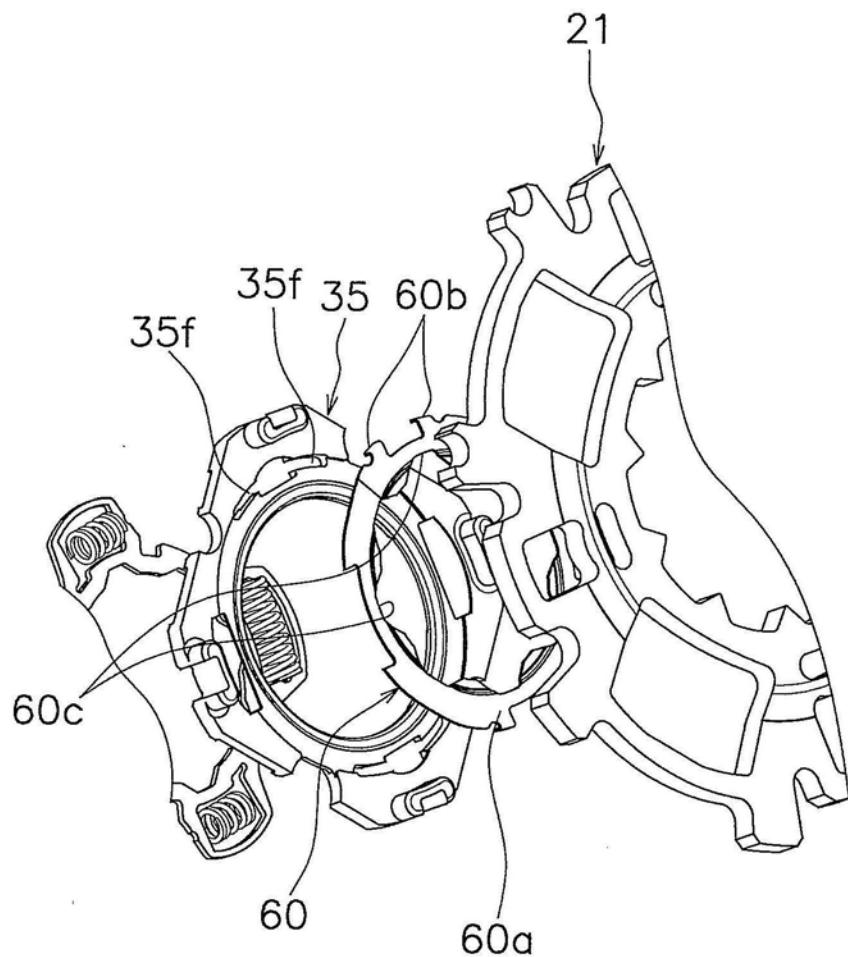


图10