



(12) 实用新型专利

(10) 授权公告号 CN 213870932 U

(45) 授权公告日 2021.08.03

(21) 申请号 202022570391.4

(22) 申请日 2020.11.09

(30) 优先权数据

2019-222077 2019.12.09 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

责任公司 11240

代理人 沈丹阳

(51) Int.Cl.

F16F 15/123 (2006.01)

F16F 15/129 (2006.01)

F16D 13/64 (2006.01)

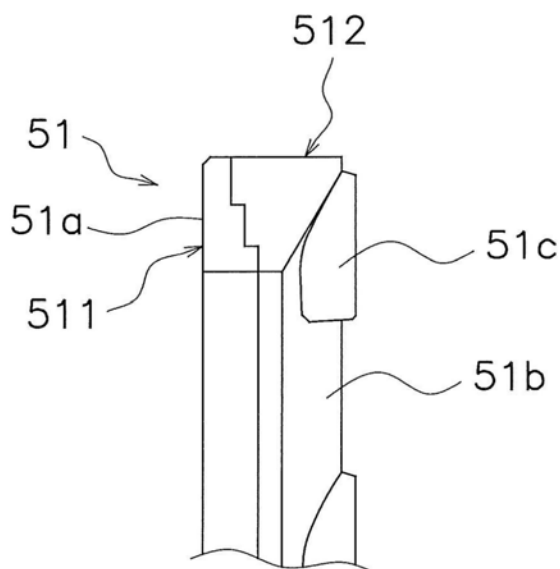
权利要求书1页 说明书10页 附图9页

(54) 实用新型名称

减震装置

(57) 摘要

本实用新型公开了减震装置,在该减震装置中,能够通过一个衬套得到稳定的迟滞扭矩,并且实现耐久强度高的用于吸收错位的结构。该减震装置具备:输入侧旋转部件(24、25)、花键毂(4)、多个弹簧(22)以及第一摩擦垫圈(51)(衬套)。第一摩擦垫圈(51)配置在输入侧旋转部件(24)与花键毂(4)之间。第一摩擦垫圈(51)具有第一部件(511)和第二部件(512)。第一部件(511)具有与输入侧旋转部件(24)摩擦接触而产生迟滞扭矩的摩擦面(51a)。第二部件(512)由不同于第一部件(511)的材质形成并且与第一部件(511)一体地形成,具有与花键毂(4)接触来吸收花键毂(4)相对于旋转中心的错位的凹状抵接面(51b)。



1. 一种减震装置,将被输入的扭矩向输出侧传递并且使扭矩变动衰减,其特征在于,所述减震装置具备:

输入侧旋转部件,被输入扭矩;

输出侧旋转部件,被配置成相对于所述输入侧旋转部件相对旋转自如;

多个弹性部件,将所述输入侧旋转部件与所述输出侧旋转部件在旋转方向上弹性地连接;以及

衬套,配置在所述输入侧旋转部件与所述输出侧旋转部件之间,

所述衬套具有:

第一部件,具有与所述输入侧旋转部件摩擦接触而产生迟滞扭矩的第一抵接面;以及

第二部件,由与所述第一部件不同的材质形成并且与所述第一部件一体地形成,所述第二部件具有与所述输出侧旋转部件接触来吸收所述输出侧旋转部件相对于旋转中心的错位的第二抵接面。

2. 根据权利要求1所述的减震装置,其特征在于,

所述输出侧旋转部件具有向径向延伸且为凸状的曲面的环状的凸状抵接面,

所述衬套的第二抵接面是向径向延伸且为凹状的曲面的环状的凹状抵接面,

所述凸状抵接面与所述凹状抵接面彼此抵接,通过协作来吸收所述输出侧旋转部件相对于旋转中心的错位。

3. 根据权利要求2所述的减震装置,其特征在于,

所述凸状抵接面是凸状的球面的一部分,

所述凹状抵接面是凹状的球面的一部分。

4. 根据权利要求1至3中的任一项所述的减震装置,其特征在于,

所述第二部件由比所述第一部件耐久强度高的材质形成。

5. 根据权利要求1至3中的任一项所述的减震装置,其特征在于,

所述第一部件由比所述第二部件摩擦系数稳定的材质形成。

6. 根据权利要求1至3中的任一项所述的减震装置,其特征在于,

所述衬套具有以不能旋转的方式与所述输出侧旋转部件卡合的卡合部。

7. 根据权利要求1至3中的任一项所述的减震装置,其特征在于,

所述输入侧旋转部件具有在轴向上隔着预定间隙对置配置的各环状的离合器片及固定板,

所述输出侧旋转部件具有毂,所述毂包括至少将所述离合器片的内周侧在轴向上贯穿的筒状部,

所述衬套在所述离合器片的内周端部配置于所述毂的筒状部的外周面。

8. 根据权利要求7所述的减震装置,其特征在于,

所述衬套的第一抵接面是平坦面,与所述离合器片的内周端部的侧面摩擦接触。

减震装置

技术领域

[0001] 本实用新型涉及减震装置,特别是涉及将被输入的扭矩向输出侧传递并且使扭矩变动衰减的减震装置。

背景技术

[0002] 当车辆空转时以及行驶时,存在例如由于从发动机传递的扭矩变动而产生振动和异响的情况。为了解决该问题,设置专利文献1所示的减震装置。该减震装置具备:输入侧板;输出单元,具有凸缘及毂;高刚性减震单元;以及第一及第二低刚性减震单元。

[0003] 另外,专利文献1的减震装置具备在低扭转角度区域产生迟滞扭矩的机构。该迟滞扭矩产生机构具有配置在离合器片与毂之间的树脂制的衬套。衬套具有产生迟滞扭矩的功能,并具有吸收毂的错位的功能以及各部件的径向的定位功能。

[0004] 现有技术文献

[0005] 专利文献

[0006] 专利文献1:日本特开2015-175440号公报

实用新型内容

[0007] 实用新型要解决的课题

[0008] 专利文献1的衬套具有与离合器片接触的第一抵接面以及与毂接触的第二抵接面,在这些抵接面产生迟滞扭矩。在此,衬套的第一抵接面为了实现吸收毂的错位的功能而以球面的一部分形成。因此,难以得到稳定的迟滞扭矩。

[0009] 因此,可以考虑分别发挥衬套的各抵接面的功能。具体地,可以考虑将衬套的第一抵接面设为用于产生迟滞扭矩的摩擦接触面,将第二抵接面设为用于吸收错位的抵接面。在这种情况下,要求第一抵接面的摩擦系数稳定。另一方面,第二抵接面以球面形成,与毂侧的球面抵接来吸收错位,因此要求强度。

[0010] 但是,一般地在由树脂形成的衬套中,难以同时满足上述双方的功能。

[0011] 本实用新型的课题在于,在减震装置中,能够通过一个衬套得到稳定的迟滞扭矩,并且实现耐久性高的用于吸收错位的结构。

[0012] 用于解决课题的方案

[0013] (1) 本实用新型的减震装置将被输入的扭矩向输出侧传递并且使扭矩变动衰减,其特征在于,所述减震装置具备:输入侧旋转部件,被输入扭矩;输出侧旋转部件,被配置成相对于所述输入侧旋转部件相对旋转自如;多个弹性部件,将所述输入侧旋转部件与所述输出侧旋转部件在旋转方向上弹性地连结;以及衬套,配置在所述输入侧旋转部件与所述输出侧旋转部件之间,所述衬套具有:第一部件,具有与所述输入侧旋转部件摩擦接触而产生迟滞扭矩的第一抵接面;以及第二部件,由与所述第一部件不同的材质形成并且与所述第一部件一体地形成,所述第二部件具有与所述输出侧旋转部件接触来吸收所述输出侧旋转部件相对于旋转中心的错位的第二抵接面。

[0014] 在此,衬套由第一部件及第二部件构成,第一部件及第二部件是一体的,并且由不同的材质形成。并且,第一部件具有用于产生迟滞扭矩的第一抵接面。另外,第二部件具有用于吸收错位的第二抵接面。因此,能够用摩擦系数稳定的材质形成第一部件,能够用耐久性高的材质形成第二部件。

[0015] (2) 优选地,所述输出侧旋转部件具有向径向延伸且为凸状的曲面的环状的凸状抵接面,所述衬套的第二抵接面是向径向延伸且为凹状的曲面的环状的凹状抵接面,所述凸状抵接面与所述凹状抵接面彼此抵接,通过协作来吸收所述输出侧旋转部件相对于旋转中心的错位。

[0016] 在此,用凸状抵接面及凹状抵接面来吸收错位,因此能够抑制输出侧旋转部件的不稳定的工作,能够抑制输出侧旋转部件的磨损。

[0017] (3) 优选地,所述凸状抵接面是凸状的球面的一部分,所述凹状抵接面是凹状的球面的一部分。

[0018] (4) 优选地,所述第二部件由比所述第一部件耐久强度高的材质形成。

[0019] (5) 优选地,所述第一部件由比所述第二部件摩擦系数稳定的材质形成。

[0020] (6) 优选地,所述衬套具有以不能旋转的方式与所述输出侧旋转部件卡合的卡合部。在此,衬套通过卡合部与输出侧旋转部件卡合而不能旋转。即,在衬套与输出侧旋转部件之间不会产生迟滞扭矩。因此,即使例如由多个齿来形成输出侧旋转部件的与衬套的抵接面,也不会产生不稳定的迟滞扭矩。

[0021] (7) 优选地,所述输入侧旋转部件具有在轴向上隔着预定间隙对置配置的各环状的离合器片及固定板,所述输出侧旋转部件具有毂,所述毂包括至少将所述离合器片的内周侧在轴向上贯穿的筒状部,所述衬套在所述离合器片的内周端部配置于所述毂的筒状部的外周面。

[0022] (8) 优选地,所述衬套的第一抵接面是平坦面,与所述离合器片的内周端部的侧面摩擦接触。

[0023] 实用新型效果

[0024] 根据如上所述的的本实用新型,在减震装置中,能够通过一个衬套得到稳定的迟滞扭矩,并且实现耐久性高的用于吸收错位的结构。

附图说明

[0025] 图1是作为本实用新型的一实施方式的离合器盘组件的纵剖面示意图。

[0026] 图2是离合器盘组件的主视局部图。

[0027] 图3是离合器盘组件的扭转特性线图。

[0028] 图4是图1的局部放大图。

[0029] 图5是图2的局部放大图。

[0030] 图6是图1的局部放大图。

[0031] 图7主要是低刚性减震器的分解立体图。

[0032] 图8是花键毂的外观立体图。

[0033] 图9是第一摩擦垫圈的外观立体图。

[0034] 图10是第一摩擦垫圈的剖面局部图。

[0035] 图11是示出图7的一部分的图。

[0036] 附图标记说明

[0037] 1…离合器盘组件;3…减震机构;4…花键毂(输出侧旋转部件);4d…卡合凸部;4e…凸状抵接面;22…高刚性弹簧;24…离合器片(输入侧旋转部件);25…固定板(输入侧旋转部件);51…第一摩擦垫圈(衬套);51a…摩擦面;51b…凹状抵接面;51c…卡合部;511…第一部件;512…第二部件。

具体实施方式

[0038] 图1是具有本实用新型的一实施方式的减震装置的离合器盘组件的剖面图。图1的0-0线是离合器盘组件1的旋转轴线。该离合器盘组件1将来自配置于图1左侧的发动机及飞轮的扭矩向配置于图1右侧的变速器传递,并且使扭矩变动衰减。另外,图2是离合器盘组件1的主视局部图。

[0039] [整体构成]

[0040] 离合器盘组件1具有:离合器盘2(输入侧旋转部件),通过摩擦卡合而从飞轮被输入扭矩;减震机构3(减震装置),衰减并吸收从离合器盘2输入的扭矩变动;以及花键毂4(输出侧旋转部件)。

[0041] [离合器盘2]

[0042] 离合器盘2被未图示的压板压向飞轮。离合器盘2具有缓冲板6和通过铆钉7固定于缓冲板6的两面的一对磨擦面8。缓冲板6固定于减震机构3的外周部。

[0043] [减震机构3]

[0044] 为了有效地衰减并吸收从发动机传递的扭矩变动,如图3所示,减震机构3在正侧(驱动侧的旋转方向)及负侧具有四段扭转特性。

[0045] 减震机构3具有低刚性减震器11、高刚性减震器12、整个区域迟滞扭矩产生机构(以下,记为“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,记为“H迟滞产生机构”)16以及止动机构17。

[0046] 低刚性减震器11在低扭转角度区域(L1+L2)工作。高刚性减震器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)工作。另外,高刚性减震器12具有比低刚性减震器11高的扭转刚性。

[0047] L-H迟滞产生机构13在低扭转角度区域(L1+L2)及高扭转角度区域(H3+H4)的整个扭转角度区域中产生迟滞扭矩。L迟滞产生机构14仅在低扭转角度区域的整个区域(L1+L2)产生迟滞扭矩。L2迟滞产生机构15仅在第二段的第二扭转角度区域(L2)产生迟滞扭矩。H迟滞产生机构16仅在高扭转角度区域(H3+H4)产生迟滞扭矩。

[0048] 止动机构17是当作为输入侧的部件的离合器盘2与作为输出侧的部件的花键毂4的扭转角度(相对旋转角度)达到预定角度时禁止两部件的相对旋转角度达到该角度以上。

[0049] <高刚性减震器12>

[0050] 如图4所示,高刚性减震器12具有输入侧旋转部件20、毂缘21以及多个高刚性弹簧22。

[0051] 输入侧旋转部件20:

[0052] 扭矩从发动机经由离合器盘2输入到输入侧旋转部件20。输入侧旋转部件20具有离合器片24及固定板25。

[0053] 离合器片24及固定板25实质上形成为环状,在轴向上隔开间隔地配置。离合器片24配置于发动机侧,固定板25配置于变速器侧。离合器片24及固定板25的外周部通过止动销26连结并一体地旋转。

[0054] 如图2所示,在离合器片24及固定板25上,分别在圆周方向上隔开间隔地形成有四个第一保持部24a、25a及第二保持部24b、25b。第一保持部24a、25a和第二保持部24b、25b在圆周方向上交替地配置。另外,在固定板25上形成有多个卡合孔25c。

[0055] 此外,在图2中,示出了固定板25,但关于各保持部24a、24b、25a、25b,配置于相反侧的离合器片24也是同样的构成。另外,在图2中,将固定板25的一部分断开而示出。

[0056] 毂缘21:

[0057] 毂缘21是大致圆板状的部件(参照图5),配置于花键毂4的外周。毂缘21配置于离合器片24与固定板25的轴向之间,并能够与该两个板24、25在预定角度范围内相对旋转。如图5所示,毂缘21与花键毂4通过形成于彼此的内周部及外周部的多个齿21c、4c啮合。此外,在彼此的齿21c、4c之间设定有预定间隙G1。即,毂缘21与花键毂4能够相对旋转齿21c、4c的间隙G1的角度的量(相当于低扭转角度区域(L1+L2))。

[0058] 如图5所示,在毂缘21上,在与离合器片24及固定板25的第一保持部24a、25a及第二保持部24b、25b对置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收纳第一高刚性弹簧22a,该第一高刚性弹簧22a通过离合器片24及固定板25的第一保持部24a、25a而在轴向及径向上被保持。另外,在第二窗孔21b收纳第二高刚性弹簧22b,该第二高刚性弹簧22b通过离合器片24及固定板25的第二保持部24b、25b而在轴向及径向上被保持。

[0059] 此外,离合器片24及固定板25的第一保持部24a、25a及第二保持部24b、25b的圆周方向的两端能够与各高刚性弹簧22a、22b的端面卡合。

[0060] 在此,在毂缘21的第一窗孔21a第一高刚性弹簧22a在圆周方向上无间隙地配置,在第二窗孔21b第二高刚性弹簧22b在圆周方向上无间隙地配置。另一方面,在离合器片24及固定板25的第一保持部24a、25a第一高刚性弹簧22a在圆周方向上无间隙地配置,但在离合器片24及固定板25的第二保持部24b、25b第二高刚性弹簧22b在圆周方向上隔着间隙G2(参照图2及图5)配置。该间隙G2相当于第三段的扭转角度的量(角度区域H3)。

[0061] 此外,在毂缘21的第二窗孔21b的各自的内周侧形成有在轴向上贯穿的卡合孔21e。

[0062] 虽然详细内容将后述,但是根据以上的构成,在高扭转角度区域H3、H4,首先仅第一高刚性弹簧22a(H3区域)被压缩,之后,除了第一高刚性弹簧22a之外,第二高刚性弹簧22b(H4区域)也被压缩。

[0063] <止动机构17>

[0064] 如图5所示,止动机构17由形成于毂缘21的外周部的多个止动用切口21d和上述的止动销26构成。止动用切口21d遍及预定角度范围形成,并向径向外侧开口。并且,止动销26在轴向上贯穿该止动用切口21d。

[0065] 另外,关于切口21d,圆周方向的两端部朝向内周侧较深地形成,而中央部分较浅

地形成。在该较浅的部分的内周侧形成有第二窗孔21b。

[0066] <低刚性减震器11>

[0067] 如图6及图7所示,低刚性减震器11具有副板34及弹簧座35、驱动板36、以及多个低刚性弹簧37。

[0068] 副板34:

[0069] 副板34配置于离合器片24与毂缘21的轴向之间。如图7所示,副板34在中央部具有圆形的开口,且具有各两个第一保持部34a及第二保持部34b、四个第一卡合凸起34c、凸起长度比第一卡合凸起34c短四个第二卡合凸起34d、以及环状槽34e。

[0070] 第一保持部34a及第二保持部34b形成于各卡合凸起34c、34d的内周侧。环状槽34e在第一保持部34a及第二保持部34b的内周侧形成于开口部的边缘。

[0071] 弹簧座35:

[0072] 弹簧座35在副板34与毂缘21的轴向之间与副板34隔开间隔地对置配置。弹簧座35与副板34大致为同样的形状。弹簧座35在中央部具有圆形的开口,且具有各两个第一保持部35a及第二保持部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向圆周方向延伸的圆弧状槽35f。

[0073] 第一保持部35a及第二保持部35b分别形成于与副板34的第一保持部34a及第二保持部34b对置的位置。副板34的第一卡合凸起34c与四个凸台部35c的切口35e卡合,进而凸台部35c与毂缘21的卡合孔21e卡合。切口35d与副板34的第二卡合凸起34d对应地形成,第二卡合凸起34d与该切口35d卡合。

[0074] 如上所述,副板34和弹簧座35通过第一卡合凸起34c与切口35e的卡合以及第二卡合凸起34d与切口35d的卡合而一体化。并且,弹簧座35和毂缘21通过第一卡合凸起34c及凸台部35c与卡合孔21e的卡合而一体化。因而,副板34及弹簧座35与毂缘21一体地旋转。

[0075] 驱动板36:

[0076] 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及弹簧座35在预定角度范围内相对旋转。驱动板36在中央部具有开口,且具有各两个第一窗孔36a及第二窗孔36b、以及形成于驱动板36的内周面的多个卡合凹部36c。

[0077] 另外,在第一窗孔36a的内周端部的两侧分别形成有向圆周方向延伸的第一卡合槽36d。在第二窗孔36b的内周端部的一侧形成有向圆周方向延伸的第二卡合槽36e。

[0078] 第一窗孔36a及第二窗孔36b分别形成于与副板34及弹簧座35的第一保持部34a、35a及第二保持部34b、35b对置的位置。并且,在第一窗孔36a收纳有第一低刚性弹簧37a,该第一低刚性弹簧37a通过副板34及弹簧座35的第一保持部34a、35a而在轴向及径向上被保持。另外,在第二窗孔36b收纳有第二低刚性弹簧37b,该第二低刚性弹簧37b通过副板34及弹簧座35的第二保持部34b、35b而在轴向及径向上被保持。

[0079] 此外,副板34以及弹簧座35的第一保持部34a、35a及第二保持部34b、35b的圆周方向的两端能够与各低刚性弹簧37a、37b的端面卡合。

[0080] 在此,在驱动板36的第一窗孔36a第一低刚性弹簧37a在圆周方向上无间隙地配置,在第二窗孔36b第二低刚性弹簧37b在圆周方向上无间隙地配置。另一方面,在副板34及弹簧座35的第一保持部34a、35a第一低刚性弹簧37a在圆周方向上无间隙地配置,但在两部件34、35的第二保持部34b、35b第二低刚性弹簧37b在圆周方向上隔着间隙而配置。该间隙

相当于第一段的扭转角度的量(低扭转角度区域L1)。

[0081] 低刚性弹簧37的弹簧常数与高刚性弹簧22的弹簧常数相比大幅度地被设定为较小。即,高刚性弹簧22的刚性远比低刚性弹簧37高。因此,在第一段区域(L1)及第二段区域(L2),高刚性弹簧22不被压缩,仅低刚性弹簧37被压缩。

[0082] [花键毂4]

[0083] 花键毂4配置于离合器片24及固定板25的内周侧。如图4、图6以及图8所示,花键毂4具有向轴向延伸的筒状的凸台41a、41b(筒状部的一例)以及从凸台41a、41b向径向外侧延伸的凸缘42。

[0084] 凸台41a、41b在轴向上贯穿离合器片24的内周部及固定板25的内周部而延伸。发动机侧的凸台41a的外周面与离合器片24的内周面的间隙与以往的结构相比变窄。即,减小凸台41a的外周面与离合器片24的内周面的间隙,由此,使得离合器片24相对于花键毂4在径向上被定位(居中功能)。另外,在凸台41a、41b的内周部形成有与变速器的输入轴(未图示)卡合的花键孔4a。

[0085] 在发动机侧的凸台41a的外周面形成有多个卡合凸部4d。卡合凸部4d的发动机侧的侧面4e是由向外侧鼓出的凸状的球面的一部分构成的凸状抵接面。卡合凸部4d与驱动板36的卡合凹部36c实质上无间隙地卡合。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啮合,在两齿4c、21c的圆周方向之间存在间隙G1。

[0086] <L-H迟滞产生机构13>

[0087] L-H迟滞产生机构13在扭转角度区域的整个区域(L1+L2+H3+H4)产生迟滞扭矩H。

[0088] 如图6所示,L-H迟滞产生机构13具有第一摩擦垫圈51(衬套的一例)、第二摩擦垫圈52以及第一锥形弹簧54。

[0089] 如图9和图10所示,第一摩擦垫圈51是将第一部件511和第二部件512例如通过双色成型一体化而形成的。第一摩擦垫圈51在花键毂4的凸台41a的外周配置于卡合凸部4d的侧面与离合器片24的内周端部之间。此外,图10是第一摩擦垫圈51的纵剖面图的一部分。

[0090] 第一部件511是摩擦系数稳定的树脂制(例如,以PA66为基础而包含摩擦调节剂的树脂)的部件。在此,摩擦系数稳定意味着在将摩擦耐久试验实施了预定次数的情况下,摩擦系数的变化较小的特性。

[0091] 该第一部件511具有摩擦面51a。摩擦面51a是环状且是平坦面,并与离合器片24的内周部的侧面抵接。即,该摩擦面51a与离合器片24的侧面抵接并进行摩擦接触,从而产生迟滞扭矩。在与第一部件511的摩擦面51a相反的一侧的表面,为了双色成型而形成有多个台阶。

[0092] 第二部件512是与第一部件511相比耐久性较高的树脂制(例如,以PA66为基础且玻璃的含有量较高的树脂)的部件,且具有凹状抵接面51b和多个卡合部51c。

[0093] 凹状抵接面51b是向径向延伸且向内侧凹陷的球面的一部分,且形成为环状。凹状抵接面51b与凸台41a的卡合凸部4d的凸状抵接面4e抵接。因此,凹状抵接面51b与凸状抵接面4e抵接,从而能够吸收花键毂4相对于旋转轴线的错位。

[0094] 此外,在第二部件512的与形成有凹状抵接面51b的面为相反的一侧的表面,与第一部件511对应地形成有多个台阶。

[0095] 卡合部51c形成为向卡合凸部4d侧凸出。并且,该卡合部51c插入相邻的卡合凸部4d之间。即,多个卡合部51c与卡合凸部4d分别啮合。因此,第一摩擦垫圈51不能相对于花键毂4相对旋转。

[0096] 在这种构成中,在凸状抵接面4e与凹状抵接面51b彼此压接而在轴向上作用了力的情况下,存在第一摩擦垫圈51的凹状抵接面51b受到被扩张那样的力的情况。但是,形成有凹状抵接面51b的第二部件512由耐久性高的材质形成,因此,能够防止第一摩擦垫圈51破损。

[0097] 另一方面,形成有摩擦面51a的第一部件511由摩擦系数稳定的材质形成,因此,能够得到稳定的迟滞扭矩。

[0098] 另外,第一摩擦垫圈51的内周面与花键毂4的凸台41的外周面的径向间隙被设定为大于离合器片24的内周面与凸台41的外周面的径向间隙。因而,能够抑制第一摩擦垫圈51的内周面与凸台41的外周面接触而发热。

[0099] 并且,第一摩擦垫圈51的外周面与副板34的内周面的径向间隙被设定为大于离合器片24的内周面与凸台41的外周面的径向间隙。因而,能够抑制第一摩擦垫圈51的外周面与副板34的内周面接触而发热。

[0100] 第二摩擦垫圈52是树脂制的环状部件,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卡合的卡合部(未图示),两部件一体地旋转。

[0101] 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,并以使第二摩擦垫圈52与固定板25彼此分离的方式对两部件25、52施力。

[0102] 根据以上内容,在离合器片24及固定板25与花键毂4相对旋转的整个扭转角度区域,在第一摩擦垫圈51的摩擦面51a与离合器片24之间产生摩擦阻力,并且在第二摩擦垫圈52与花键毂4之间产生摩擦阻力。通过这些摩擦阻力而在整个扭转角度区域产生迟滞扭矩H。

[0103] <L迟滞产生机构14>

[0104] L迟滞产生机构14仅在作为第一段区域及第二段区域的低扭转角度区域的整个区域(L1+L2)产生迟滞扭矩hL。

[0105] 如图7所示,L迟滞产生机构14具有作为装配于副板34的环状槽34e的施力部件的波浪线56。波浪线56由在局部具有欠缺部的环状的线材形成。波浪线56在圆周方向上以预定间隔具有多个按压部56a。按压部56a形成为向驱动板36侧凸出,且能够进行弹性变形。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的第一卡合槽36d及第二卡合槽36e卡合。这样,波浪线56不能相对于驱动板36相对旋转,并且在环状槽34e内能够向圆周方向移动。并且,通过波浪线56的弹性变形,驱动板36被向弹簧座35侧施力。

[0106] 在此,如上所述,副板34及弹簧座35与毂缘21一体地旋转。另外,驱动板36与花键毂4一体地旋转。并且,如上所述,毂缘21与花键毂4能够相对旋转间隙G1的角度的量。换言之,毂缘21(与弹簧座35一体地旋转)与花键毂4(与驱动板36一体地旋转)仅能够在扭转特性的第一段区域和第二段区域的低扭转角度区域的整个区域(L1+L2)相对旋转。

[0107] 并且,由于弹簧座35与驱动板36通过波浪线56相互按压,因此弹簧座35与驱动板36仅在低扭转角度的整个区域(L1+L2)相对旋转而产生摩擦阻力。另外,在波浪线56与副板

34的环状槽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 。

[0108] <L2迟滞产生机构15>

[0109] L2迟滞产生机构15仅在第二段的扭转角度区域(L2)产生迟滞扭矩 $hL2$ 。

[0110] L2迟滞产生机构15具有波形弹簧60。波形弹簧60是能够在轴向上弹性变形的环状弹性体,以沿轴向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及弹簧座35抵接,当相对于毂缘21旋转时产生摩擦阻力。

[0111] 提取波形弹簧60及其周边的部件而在图11中示出。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的前端部向轴向弯折,通过形成于弹簧座35的圆弧状槽35f而与第二低刚性弹簧37b的两端部抵接。两个爪部60b之间的圆周方向的距离与第二低刚性弹簧37b的自由长度大致一致。由此,通过第二低刚性弹簧37b来进行波形弹簧60在圆周(旋转)方向上的定位,并且第二低刚性弹簧37b与波形弹簧60能够一体地旋转。此外,槽35f在圆周方向上的距离比两个爪部60b之间的圆周方向上的距离长。

[0112] 另外,在主体部60a的内周部形成有多个卡合凹部60c。卡合凹部60c与花键毂4的卡合凸部4d隔着预定间隙卡合。该间隙相当于第一段的扭转角度区域(L1)的角度的量。因而,在第一段区域不产生基于波形弹簧60的迟滞扭矩,仅在第二段区域(L2)得到基于波形弹簧60的迟滞扭矩 $hL2$ 。

[0113] <H迟滞产生机构16>

[0114] H迟滞产生机构16仅在作为第三段区域及第四段区域的高扭转角度区域(H3+H4)产生迟滞扭矩 hH 。

[0115] 如图4和图6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。

[0116] 第一摩擦件61固定于副板34的发动机侧的侧面,能够与离合器片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21一体地旋转。

[0117] 第三摩擦垫圈53配置于毂缘21的内周部与固定板25的内周部之间,且具有向固定板25侧凸出的多个卡合凸起53a。该卡合凸起53a与固定板25的卡合孔25c卡合。因而,第三摩擦垫圈53与固定板25一体地旋转。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。

[0118] 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向使第三摩擦垫圈53和固定板25在轴向上彼此分离的方向而对第三摩擦垫圈53和固定板25施力。因而,通过第二锥形弹簧64,使得第一摩擦件61与离合器片24相互按压,并使得第二摩擦件62与毂缘21相互按压。

[0119] 根据以上内容,在离合器片24及固定板25与毂缘21相对旋转的高扭转角度区域的整个区域(H3+H4),在第一摩擦件61与离合器片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 。

[0120] 总结以上内容,如图3所示,在各角度区域产生如下迟滞扭矩。

[0121] 第一段区域(L1): $H(L-H迟滞产生机构13)+hL(L迟滞产生机构14)$ 。

[0122] 第二段区域(L2): $H+hL+hL2(L2迟滞产生机构15)$ 。

[0123] 第三段区域及第四段区域(H3+H4): $H+hH(H迟滞产生机构16)$ 。

[0124] [动作]

[0125] 本实施方式的离合器盘组件1的扭转特性的角度范围的大小不同,但基本上在正侧和负侧是对称的。因而,在此仅对正侧的动作进行说明,而省略对于负侧的动作的说明。

[0126] <第一段>

[0127] 在传递扭矩及扭矩变动较小的情况下,本装置在扭转特性的第一段(L1)工作。在该第一段中,仅刚性较低的第一低刚性弹簧37a及第二低刚性弹簧37b中的自由长度较长的第一低刚性弹簧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,由于第一高刚性弹簧22a及第二高刚性弹簧22b的刚性较高,因此几乎不被压缩。因而,输入侧旋转部件20(离合器片24及固定板25)与毂缘21一体地旋转。

[0128] 根据以上内容,在扭转特性的第一段中,{输入侧旋转体2+毂缘21+副板34+弹簧座35}一体地旋转,{驱动板36+花键毂4}相对于这些部件旋转。

[0129] 在该情况下,产生基于L-H迟滞产生机构13的迟滞扭矩H和基于L迟滞产生机构14的迟滞扭矩 h_L 。具体地,在第一摩擦垫圈51的第一抵接面51a与离合器片24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,在波浪线56与副板34之间以及在驱动板36与弹簧座35之间也产生摩擦阻力。

[0130] 此外,由于波形弹簧60的爪部60b与第二低刚性弹簧37b卡合,因此在该第一段中波形弹簧60为可自由地旋转的状态,在波形弹簧60与毂缘21之间不产生摩擦阻力。

[0131] <第二段>

[0132] 若传递扭矩或扭矩变动变得更大,则不仅第一低刚性弹簧37a被压缩,进而自由长度较短的第二低刚性弹簧37b也开始被压缩。由于第一低刚性弹簧37a与第二低刚性弹簧37b并列地配置,因此当第二低刚性弹簧37b开始被压缩时,与仅第一低刚性弹簧37a被压缩的情况(第一段)相比,扭转刚性变高。即,转移到扭转特性的第二段。

[0133] 在该第二段中,除了与第一段同样的迟滞扭矩产生机构13、14之外,L2迟滞产生机构15也工作。

[0134] 即,在与第一段同样的部件之间产生摩擦阻力,并且在波形弹簧60与毂缘21之间也产生摩擦阻力。具体地,若第二低刚性弹簧37b被压缩,则波形弹簧60相对于毂缘21旋转第二低刚性弹簧37b被压缩的量,在两部件60、21之间产生摩擦阻力。因而,在第二段中,除了与第一段同样的迟滞扭矩 $H+h_L$ 之外,还产生基于波形弹簧60与毂缘21之间的摩擦阻力的迟滞扭矩 h_{L2} 。

[0135] <第三段>

[0136] 若传递扭矩或扭矩变动进一步变大,则第一低刚性弹簧37a及第二低刚性弹簧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,第一低刚性弹簧37a及第二低刚性弹簧37b不会被压缩到之前的状态以上,而是高刚性弹簧22中的自由长度较长的第一高刚性弹簧22a开始被压缩。由于第一高刚性弹簧22a的刚性比第一低刚性弹簧37a及第二低刚性弹簧37b高,因此得到比第二段更高的第三段的扭转刚性。

[0137] 在第三段中,由于第一高刚性弹簧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53一体地旋转,毂缘21与副板34一体地旋转。因而,在该第三段中,L-H迟滞产生机构13及H迟滞产生机构16工

作。

[0138] 即,在H迟滞产生机构16中,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与离合器片24之间产生摩擦阻力。通过这些摩擦阻力,产生迟滞扭矩hH。另外,在此,通过L-H迟滞产生机构13产生迟滞扭矩,因此总计产生迟滞扭矩H+hH。

[0139] 在此,在该第三段中,副板34及弹簧座35与驱动板36不相对旋转,在这些部件之间不产生摩擦阻力。即,L迟滞产生机构14及L2迟滞产生机构15不工作。

[0140] <第四段>

[0141] 若传递扭矩或扭矩变动进一步变大,则不仅第一高刚性弹簧22a被压缩,进而自由长度较短的第二高刚性弹簧22b也开始被压缩。由于第一高刚性弹簧22a与第二高刚性弹簧22b并列地配置,因此若第二高刚性弹簧22b开始被压缩,则与仅第一高刚性弹簧22a被压缩的情况(第三段)相比,扭转刚性变高。即,转移到扭转特性的第四段。

[0142] 在该第四段中,相对旋转的部件与第三段是同样的,L-H迟滞产生机构13及H迟滞产生机构16工作,得到迟滞扭矩H+hH。

[0143] <止动机构17的工作>

[0144] 并且,若传递扭矩或扭矩变动进一步变大,则离合器片24及固定板25与毂缘21的相对旋转角度变大。于是,止动销26与止动用切口21d的侧面抵接,离合器片24及固定板25与毂缘21的相对旋转停止。

[0145] [其他实施方式]

[0146] 本实用新型并非限定于如上所述的实施方式,在不脱离本实用新型的范围内能够进行各种变形或修正。

[0147] (a)在上述实施方式中,虽然构成第一摩擦垫圈51的第一部件511及第二部件512均为树脂制的并通过双色成型形成,但是第一摩擦垫圈的构成不限于此。例如,可以将第一部件511设为摩擦系数稳定的树脂、将第二部件设为耐久性高的合金(例如,S10C~35C、铝压铸成型等)。在这种情况下,第一部件511与第二部件512能够通过嵌入成型而形成。

[0148] (b)在上述实施方式中,通过球面的一部分形成了各抵接面,但只要能够吸收错位,则也可以是其他曲面。

[0149] (c)在上述实施方式中,虽然将本实用新型应用于具有四段扭转特性的离合器盘组件,但是扭转特性的段数不受限定。能够将本实用新型同样地应用于具有减震装置的所有动力传递装置。

[0150] (d)在各迟滞扭矩产生机构产生的迟滞扭矩的大小不受限定。能够根据所要求的扭转特性而适当变更迟滞扭矩的大小。

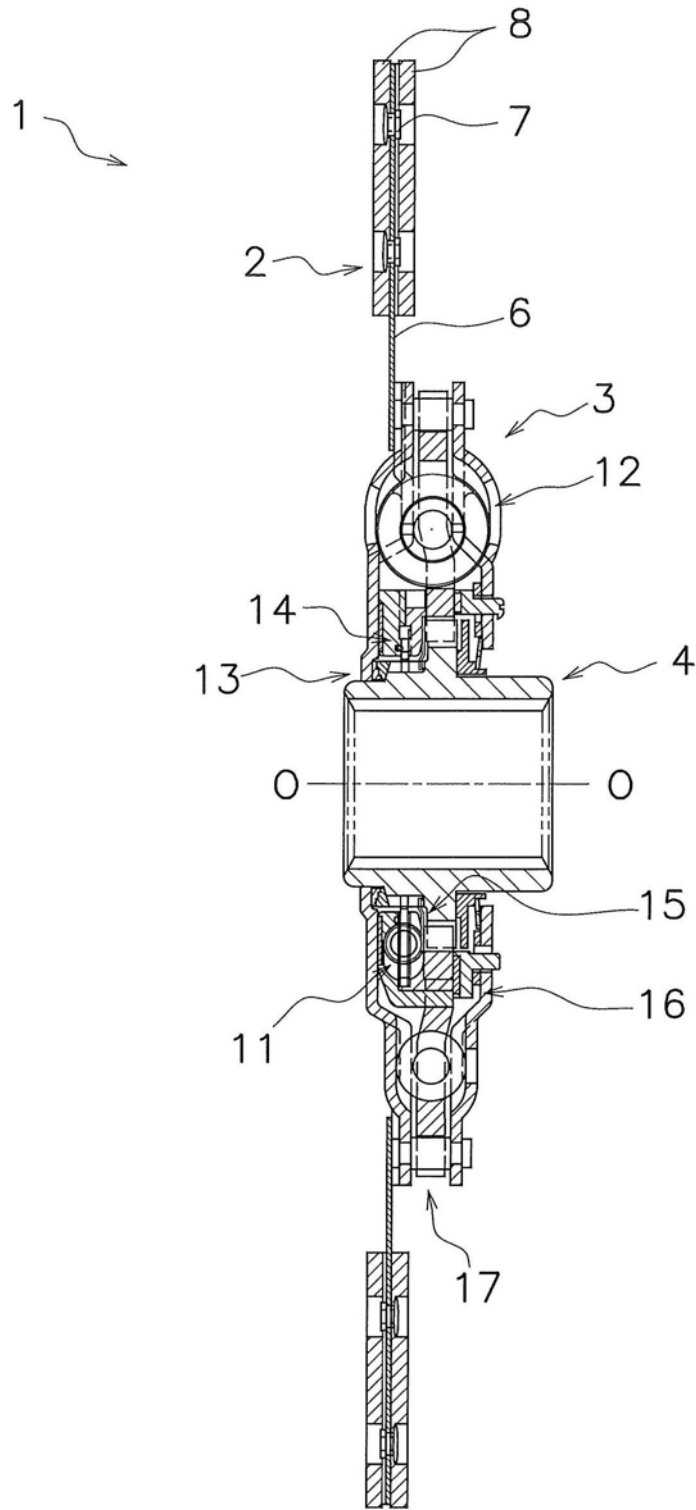


图1

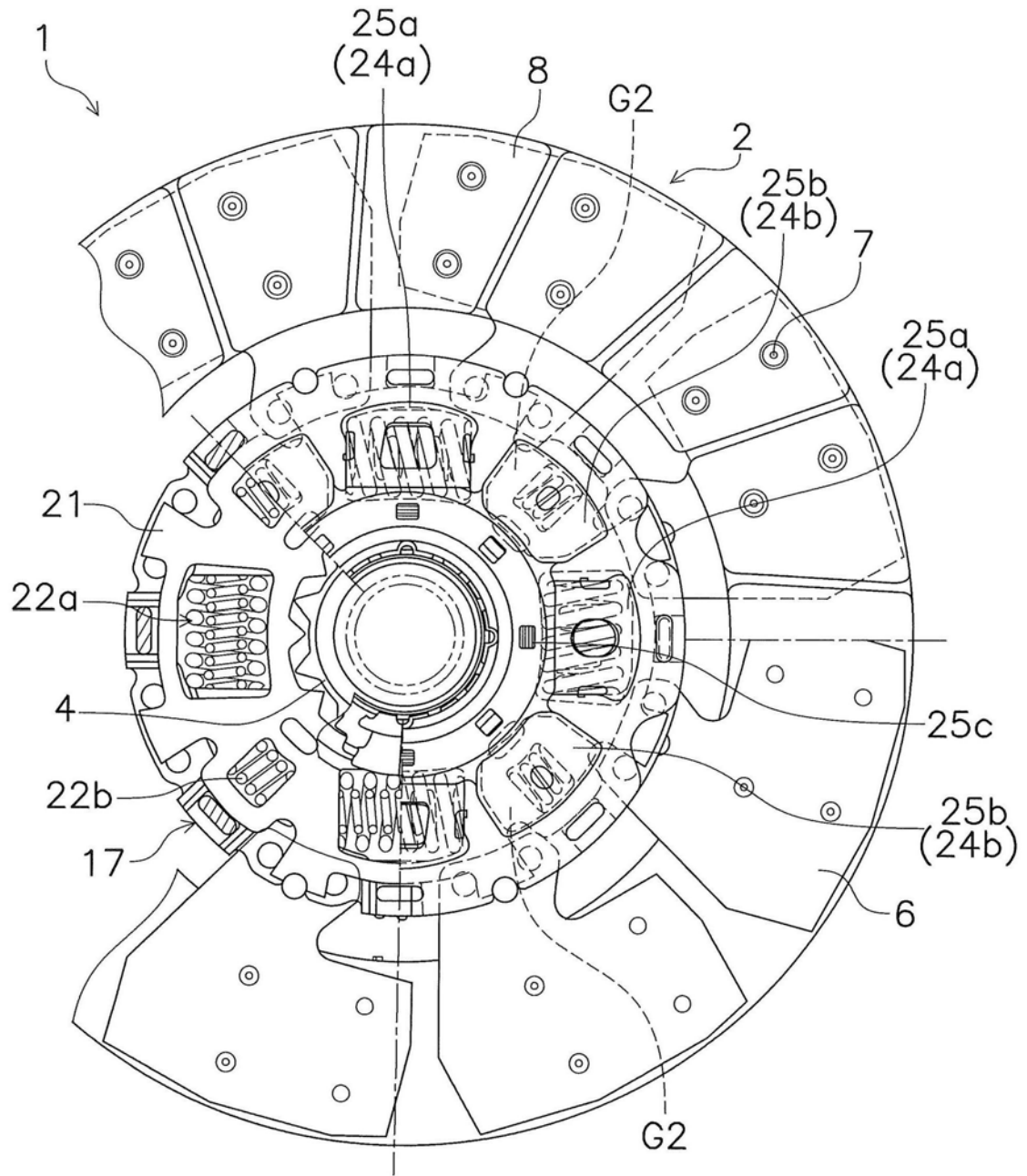


图2

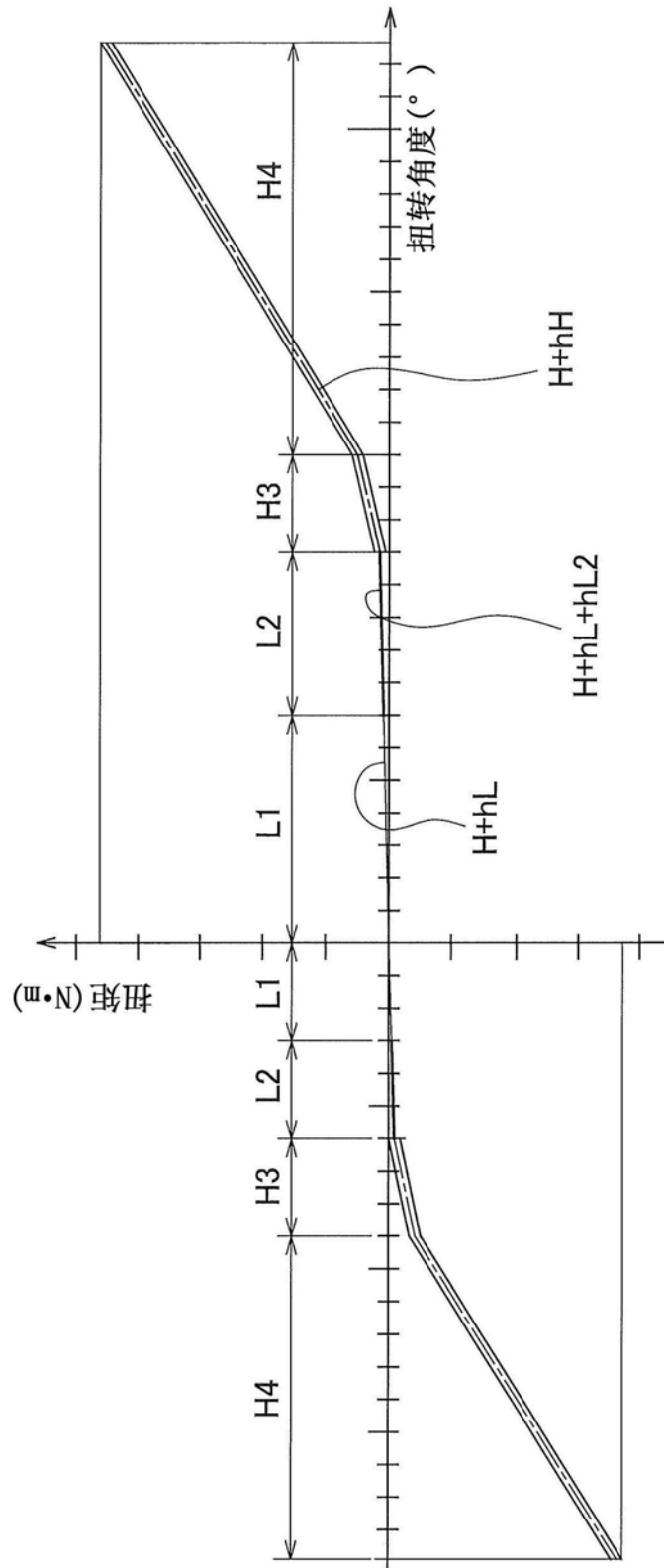


图3

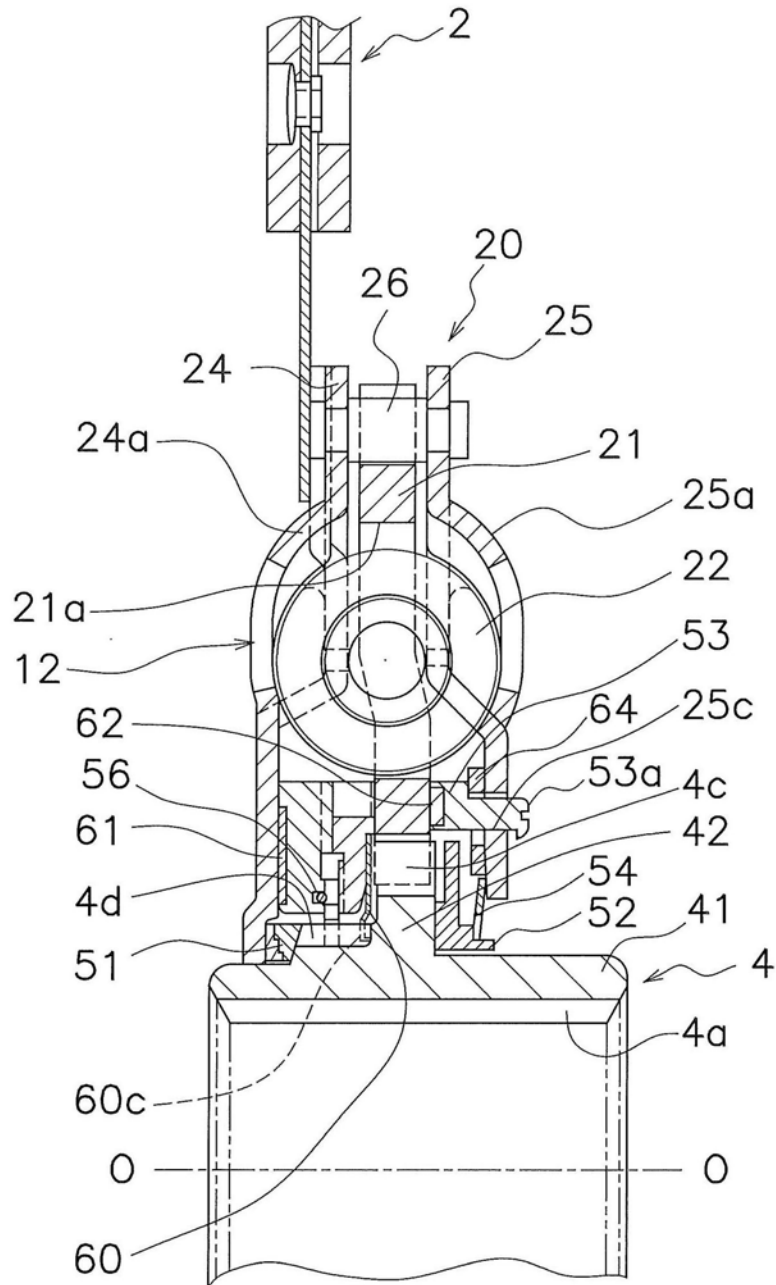


图4

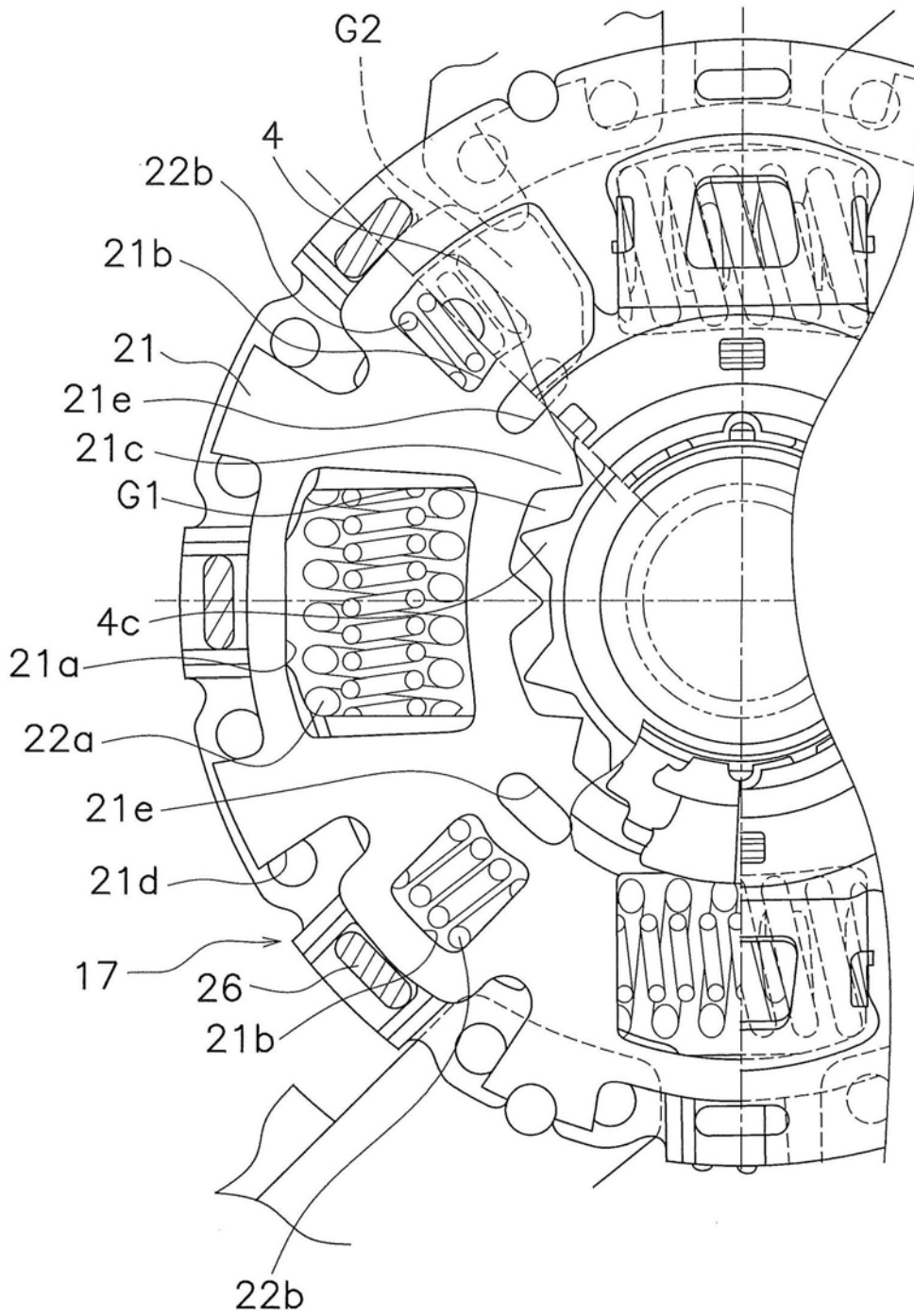


图5

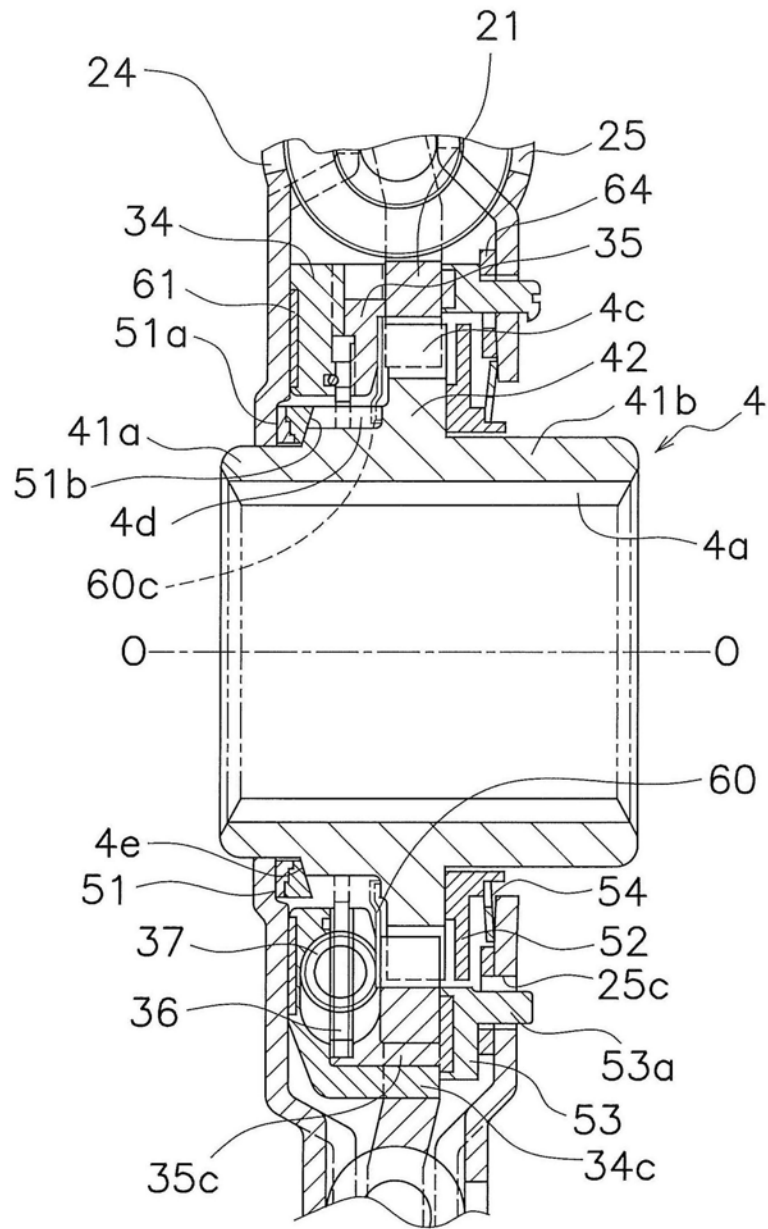


图6

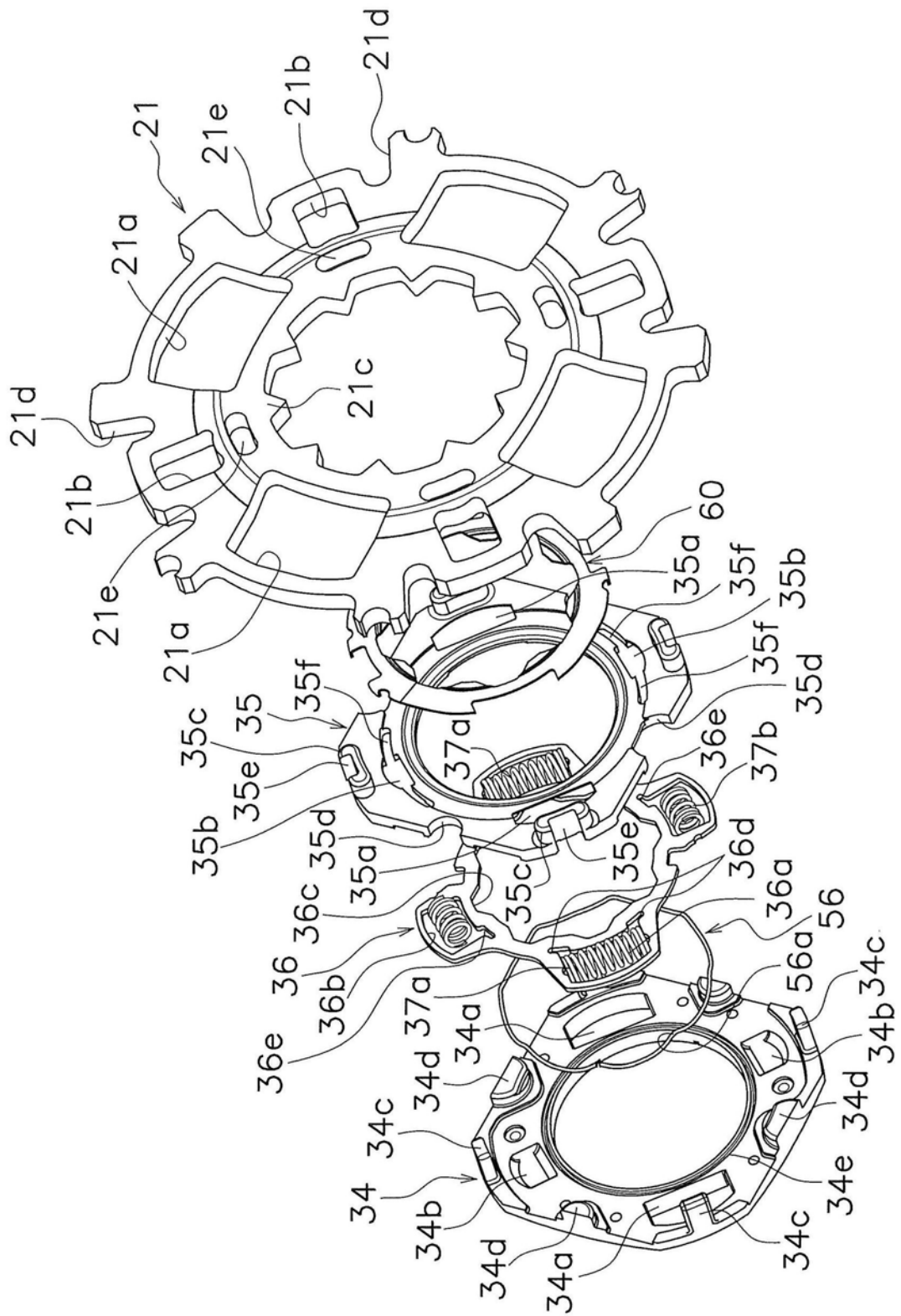


图7

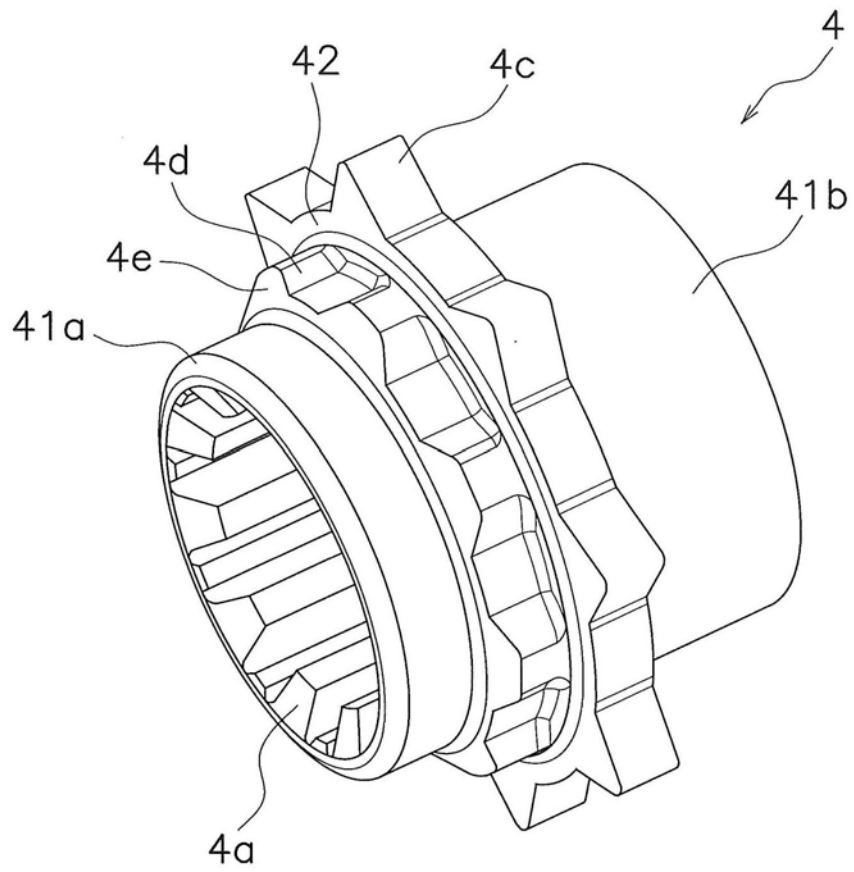


图8

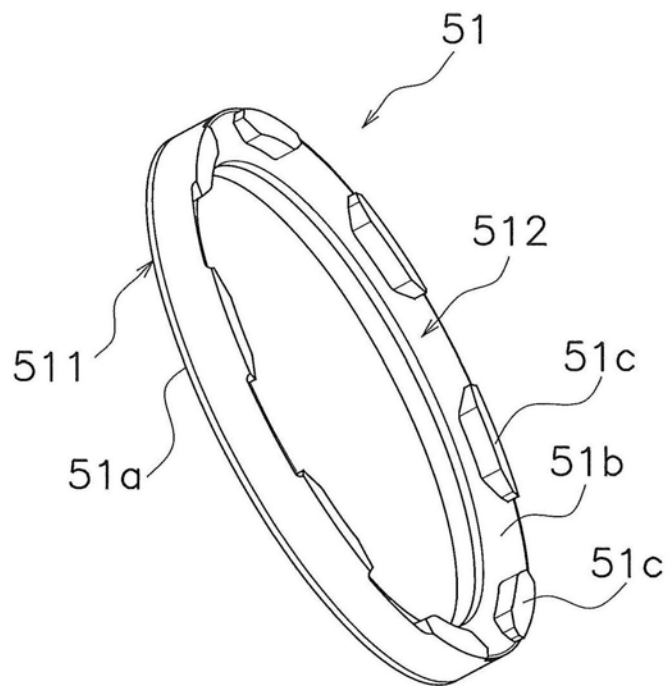


图9

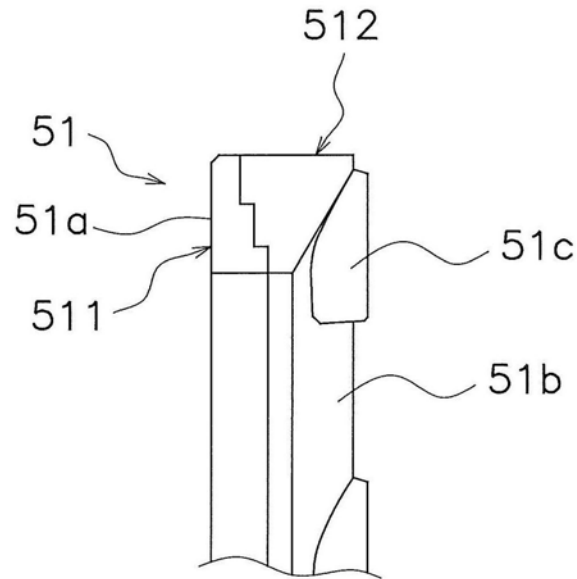


图10

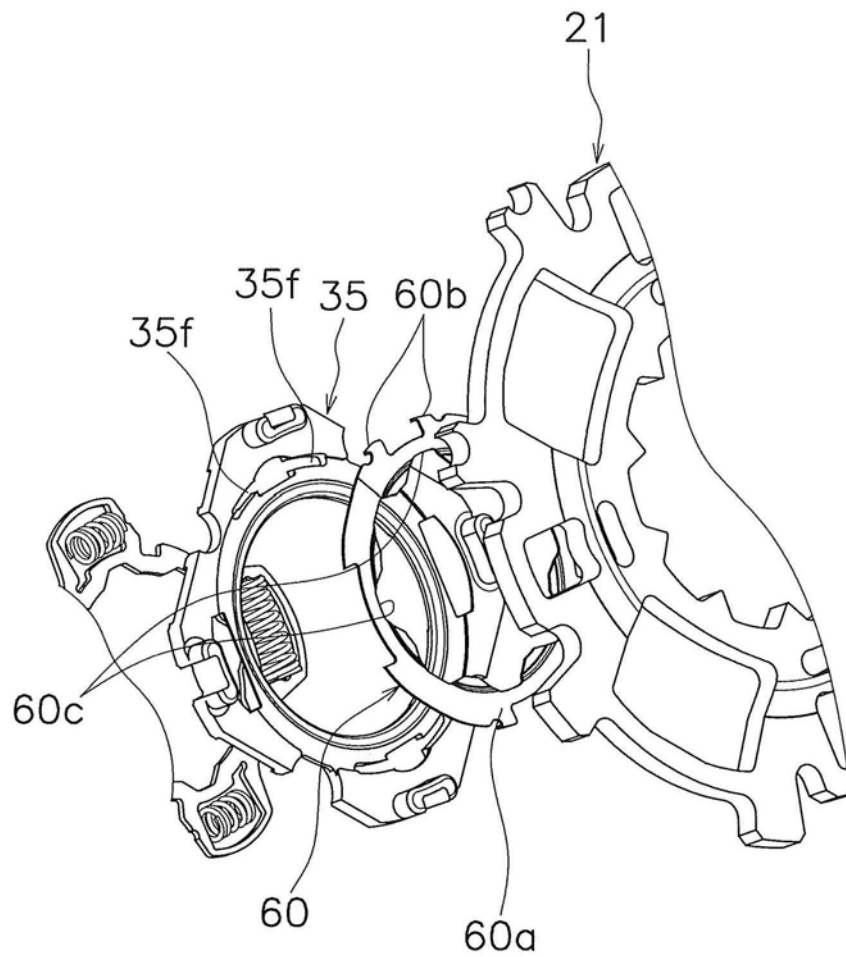


图11