



(45)授权公告日 2019.01.29

审查员 赵彦文

1. 一种蜗杆减速机,其包括:

蜗杆轴,其包含与电动马达驱动连结的第一端部以及相对于所述第一端部处于蜗杆轴的轴向相反侧的第二端部;

蜗轮,其包含划分各齿槽的一对齿面;

壳体,其收容所述蜗杆轴以及所述蜗轮,并且将所述蜗杆轴的所述第二端部支承为能够以所述第一端部为中心摆动;以及

施力部件,其由所述壳体支承,并且对所述蜗杆轴的所述第二端部向作为蜗杆轴以及蜗轮的中心间距离减少的方向的预压方向弹性地施力,

所述蜗杆减速机的特征在于,

所述蜗杆轴的中心轴线相对于与所述蜗轮的中心轴线正交且通过所述蜗轮的齿宽方向的中央位置的平面在偏移方向被偏移,

所述蜗杆减速机构成为:在所述蜗杆轴为右螺纹状的情况下在左手坐标系中,或者在所述蜗杆轴为左螺纹状的情况下在右手坐标系中,当使所述蜗杆轴的轴向第一端部侧相当于大拇指方向并且使所述预压方向相当于食指方向时,所述偏移方向相当于中指方向。

## 蜗杆减速机

[0001] 本申请主张于2014年9月8日提出的日本专利申请2014-182565号的优先权,并在此引用包括其说明书、附图和摘要的全部内容。

### 技术领域

[0002] 本发明涉及蜗杆减速机。

### 背景技术

[0003] 在电动助力转向装置中,将电动马达的旋转传递至蜗杆减速机的蜗杆轴。通过经由与该蜗杆轴啮合的蜗轮对电动马达的旋转进行减速从而传递至转向机构,对转向操作进行扭矩辅助。对于蜗杆轴与蜗轮的啮合,需要齿隙。然而,在行驶时,担心产生由齿隙引起的打齿音(噪杂声音)。

[0004] 因此,将蜗杆轴支承为另一端以一端为中心进行摆动,通过施力部件对上述另一端向蜗轮侧弹性地施力。由此,提出了除去齿隙的电动助力转向装置。在通常例子中,蜗杆轴是右螺纹状。只有在该右螺纹状的蜗杆轴右旋地进行旋转时,啮合部的蜗杆轴从蜗轮承受的啮合反作用力(驱动反作用力)使蜗杆轴的啮合部,产生以上述一端为中心向蜗轮侧(与施力部件的施力方向相同一侧)施力的力矩。

[0005] 因此,蜗杆轴右旋地进行旋转时的啮合摩擦阻力比蜗杆轴左旋地进行旋转时的啮合摩擦阻力大。因此,为前者时的摩擦阻力扭矩比为后者时的摩擦阻力扭矩大。其结果是,担心由于操纵方向不同而导致操纵感不同。另一方面,提出了在电动助力转向装置中使蜗杆轴的一对齿面的压力角相互不同的技术、与使蜗轮的各齿的一对齿面的压力角相互不同的技术(例如参照日本特开2006-103395号公报(第41段落,参照图5))。

[0006] 在日本特开2006-103395号公报(第41段落,参照图5)中,能够期待抑制由旋转方向的不同产生的摩擦阻力扭矩之差的效果。

[0007] 然而,在蜗杆轴、蜗轮中,为了使一对齿面的压力角不同,需要特别形状的切削工具。即,根据蜗杆轴、蜗轮的样式不同,需要形状不同的多个切削工具,因此整体的制造成本提高。

### 发明内容

[0008] 本发明的目的之一在于提供能够抑制由于旋转方向的不同而产生的摩擦阻力扭矩差的廉价的蜗杆减速机。

[0009] 本发明的一个方式的蜗杆减速机在结构上的特征在于,具备:蜗杆轴,其包含与电动马达驱动连结的第一端部以及相对于上述第一端部处于蜗杆轴的轴向相反侧的第二端部;蜗轮,其包含对各齿槽进行划分的一对齿面;壳体,其收容上述蜗杆轴以及上述蜗轮,并且将上述蜗杆轴的上述第二端部支承为能够以上述第一端部为中心摆动;以及施力部件,其通过上述壳体支承,并且对上述蜗杆轴的上述第二端部向作为蜗杆轴以及蜗轮的中心间距离减少的方向的预压方向弹性地施力,上述蜗杆轴的中心轴线相对于与上述蜗轮的中心

轴线正交且通过上述蜗轮的齿宽方向的中央位置的平面在偏移方向被偏移,并且上述蜗杆减速机构成为,在上述蜗杆轴为右螺纹状的情况下在左手坐标系中或者在上述蜗杆轴为左螺纹状的情况下在右手坐标系中,当使上述蜗杆轴的轴向第一端部侧相当于大拇指方向并且使上述预压方向相当于食指方向时,上述偏移方向相当于中指方向。

## 附图说明

[0010] 通过以下参照附图对本发明的优选实施方式进行的详细描述,本发明的上述以及其它特征及优点会变得更加清楚,其中,相同的附图标记表示相同的构件,其中:

[0011] 图1是应用了本发明的一个实施方式的蜗杆减速机的电动助力转向装置的示意图。

[0012] 图2是电动助力转向装置的主要部分的剖视图。

[0013] 图3是沿着图2的III—III线切断的简要剖视图,并且示出了支承蜗杆轴的第二端部的构造。

[0014] 图4是作为用于除去蜗杆减速机的齿隙的施力部件的板簧的简要立体图。

[0015] 图5是蜗杆减速机的主要部分的示意立体图。

[0016] 图6是从蜗杆轴的轴向观察的蜗杆减速机的简图。

[0017] 图7是蜗轮的主要部分的放大立体图。

[0018] 图8中,(a)图是蜗轮的齿部的放大图,相当于从径向外侧观察蜗轮的图,(b)图是蜗轮的齿部的剖视图,相当于沿着图8的(a)的8B—8B线切断的剖视图。

[0019] 图9中,(a)图是本实施方式的蜗轮的齿部的放大图,(b)图是现有例子的蜗轮的齿部的放大图,并且,(a)以及(b)相当于对齿面接触面积与蜗轮的旋转方向对应地不同的情况进行说明的说明图。

## 具体实施方式

[0020] 以下,根据附图对本发明具体化了的实施方式进行说明。图1是表示包含本发明的一个实施方式的蜗杆减速机的电动助力转向装置的简要结构的示意图。如图1所示,电动助力转向装置1具备:操纵机构4,其基于驾驶员对方向盘2(操纵部件)的操作使转向轮3转向;以及辅助机构5,其辅助驾驶员的转向操作。

[0021] 操纵机构4具备成为方向盘2的旋转轴的转向轴6。转向轴6包含柱轴7、中间轴9与小齿轮轴11。柱轴7与方向盘2的中心连结。中间轴9经由万向接头8与柱轴7的一端(轴向下端)连结。小齿轮轴11经由万向接头10与中间轴9的一端(轴向下端)连结。

[0022] 柱轴7具备输入轴7a、输出轴7b与扭杆7c。输入轴7a与方向盘2连结。输出轴7b与中间轴9连结。扭杆7c在同轴上连结输入轴7a以及输出轴7b。在小齿轮轴11的轴向下端设置有小齿轮11a。操纵机构4具备形成有与小齿轮11a啮合的齿条12a的齿条轴12。由小齿轮11a与齿条12a形成有运动变换机构即齿轮齿条机构A。

[0023] 若转向轴6伴随着驾驶员的转向操作旋转,则该旋转运动经由齿轮齿条机构A变换为齿条轴12的轴向的往复直线运动。该齿条轴12的往复直线运动经由与齿条轴12的两端连结的横拉杆13传递至转向轮3。由此,转向轮3的转向角变化,从而变更车辆的行进方向。

[0024] 辅助机构5具备电动马达14、蜗杆减速机15与ECU(Electronic Control Unit:电

子控制单元) 16。电动马达14对柱轴7施加辅助扭矩。蜗杆减速机15将电动马达14的旋转传递至柱轴7。ECU16对电动马达14的动作进行控制。蜗杆减速机15包含壳体17、蜗杆轴18、蜗轮19与动力传递联轴器20。蜗轮19与蜗杆轴18啮合。动力传递联轴器20将电动马达14的输出轴14a与蜗杆轴18连结为能够进行扭矩传递。蜗杆轴18、蜗轮19以及动力传递联轴器20收容于壳体17内。

[0025] 通过将电动马达14的旋转经由蜗杆减速机15传递至柱轴7,从而对转向轴6施加马达扭矩,辅助转向操作。在电动助力转向装置1设置有基于柱轴7的输入轴7a与输出轴7b的相对旋转检测操纵扭矩T的扭矩传感器21。操纵扭矩T是驾驶员在转向操作时施加于转向轴6的扭矩。另一方面,在车辆设置有对车速V(车辆的行驶速度)进行检测的车速传感器22。

[0026] ECU16基于检测出的操纵扭矩T以及检测出的车速V设定目标辅助扭矩。ECU16以辅助扭矩成为目标辅助扭矩的方式对向电动马达14供给的电流进行反馈控制。辅助扭矩从电动马达14施加于柱轴7。在本实施方式中,对于电动助力转向装置1,结合电动马达14将动力施加于柱轴7的所谓转向柱辅助式的例子进行说明。然而,并不限于此,本发明能够应用于电动马达将动力施加于小齿轮轴的所谓的小齿轮辅助式的电动助力转向装置。

[0027] 如图2所示,蜗杆轴18配置于与电动马达14的输出轴14a同轴上。输出轴14a与蜗杆轴18在轴向X对置。即,输出轴14a与蜗杆轴18彼此的端部在轴向X对置。蜗杆轴18具有第一端部18a、第二端部18b以及齿部18c。第一端部18a以及第二端部18b在其轴长方向分隔。齿部18c设置于第一端部18a以及第二端部18b间的中间部。

[0028] 蜗轮19与柱轴7的输出轴7b的轴向中间部连结为,能够一体旋转并且无法轴向移动。蜗轮19具备环状的芯金19a与树脂部件19b。芯金19a与输出轴7b结合为能够一体旋转。树脂部件19b包围芯金19a的周围,并且在外周形成有齿部19c。芯金19a例如在树脂部件19b的树脂成形时嵌入金属模内。

[0029] 蜗杆轴18的第一端部18a和与其对置的电动马达14的输出轴14a的端部经由动力传递联轴器20连结为能够传递扭矩并且能够相互摆动。具体而言,动力传递联轴器20具备第一旋转构件23、第二旋转构件24与包含橡胶等弹性部件的中间构件25。第一旋转构件23与蜗杆轴18的第一端部18a连结为能够一体旋转。第二旋转构件24与电动马达14的输出轴14a连结为能够一体旋转。中间构件25夹设于第一旋转构件23与第二旋转构件24之间,将扭矩传递至两旋转构件23、24间。

[0030] 蜗杆轴18的第一端部18a经由第一轴承33在壳体17支承为能够旋转。蜗杆轴18的第二端部18b经由第二轴承34在壳体17支承为能够旋转。通过动力传递联轴器20的中间构件25的弹性部件弹性变形,允许以第一轴承33的轴承中心为中心,蜗杆轴18相对于电动马达14的输出轴14a摆动。

[0031] 第一轴承33以及第二轴承34例如由球轴承构成。第一轴承33具备内圈35与外圈37。内圈35与蜗杆轴18的第一端部18a嵌合为能够一体旋转。外圈37固定于在壳体17设置的轴承孔36。外圈37沿着轴向夹持于定位阶梯部38与止动部件39之间。定位阶梯部38设置于轴承孔36的端部。止动部件39与设置于轴承孔36的螺纹部螺纹嵌合。由此,限制了外圈37的轴向移动。

[0032] 第二轴承34的内圈50与嵌合凹部51嵌合为能够一体旋转。嵌合凹部51设置于蜗杆轴18的第二端部18b的外周。内圈50的一方的端面与设置于第二端部18b的外周的定位阶梯

部52抵接。由此,限制了内圈50相对于蜗杆轴18的轴向移动。在壳体17设置有助于保持第二轴承34的轴承孔53。轴承孔53形成为能够将第二轴承34保持为能够在蜗杆轴18与蜗轮19的中心间距离D1增减的方向偏向的偏向孔。

[0033] 中心间距离D1是蜗杆轴18的旋转中心即中心轴线C1与蜗轮19的旋转中心即中心轴线C2的距离。中心间距离D1减少的方向相当于基于后述的施力部件60的预压方向Y2。中心间距离D1增大的方向相当于与预压方向Y2相反的方向的反预压方向Y1。在轴承孔53的内周与第二轴承34的外圈54之间,例如夹设有由环状的板簧构成的施力部件60。施力部件60向中心间距离D1减少的预压方向Y2(相当于蜗轮19侧)对第二轴承34施力,从而将预压施加于第二端部18b。施力部件60例如是由板金形成的薄板状部件。

[0034] 参照沿着图2的III—III线的剖视图即图3以及立体图即图4,施力部件60包含呈有端环状的主题部61、一对旋转限制部62与一对悬臂状的弹性舌片63。主题部61包围第二轴承34的外圈54的外周54a。旋转限制部62从主题部61的周向的端部即第一端部61a以及第二端部61b分别延伸配置为折弯状。弹性舌片63从各旋转限制部62分别延伸为折弯状。

[0035] 各旋转限制部62的宽度比主题部61的宽度细。主题部61通过摩擦卡合被壳体17的轴承孔53的内周保持。如图4所示,一对弹性舌片63的一方配置于第一侧缘61c侧,另一方的弹性舌片63配置于第二侧缘61d侧,彼此不同。再次参照图3,壳体17的轴承孔53在其内周的一部分形成有相对于第二轴承34向与蜗轮19侧(预压方向Y2)相反的方向(反预压方向Y1)凹陷的承接凹部64。

[0036] 施力部件60的各弹性舌片63的前端通过轴承孔53的承接凹部64的底承接。各弹性舌片63的作用力经由第二轴承34,对蜗杆轴18的第二端部18b,向中心间距离D1减少的预压方向Y2施力。承接凹部64分别具有在轴承孔53的周向Z对置的一对内壁64a、64b。施力部件60的各旋转限制部62与对应的内壁64a、64b抵接。由此,限制施力部件60向轴承孔53的周向Z的旋转。

[0037] 图5是蜗杆减速机15的主要部分的示意立体图。图6是沿着蜗杆轴18的轴向观察的蜗杆减速机15的示意图。如图5以及图6所示,蜗杆轴18的中心轴线C1位于与蜗轮的中心轴线C2正交的平面,且相对于通过蜗轮19的齿宽方向W的中央位置WC的平面P在偏移方向OFF以偏移量e偏移。

[0038] 如本实施方式那样,在蜗杆轴18为右螺纹状的情况下,在左手坐标系中规定偏移方向OFF。即,在左手坐标系中,在使蜗杆轴18的轴向第一端部侧X1(第一端部18a侧、电动马达14侧)相当于大拇指方向TF并且使预压方向Y2相当于食指方向IF时,偏移方向OFF相当于中指方向MF。

[0039] 虽未图示,但是假设在蜗杆轴为左螺纹状的情况下,在右手坐标系中规定偏移方向。即,在右手坐标系中,在使蜗杆轴的轴向第一端部侧(电动马达侧)相当于大拇指方向并且使预压方向相当于食指方向时,偏移方向相当于中指方向。如图5所示,在蜗轮19的邻接的齿40间形成有齿槽41。在啮合区域MA中,蜗杆轴18的齿部18c相对于蜗轮19的齿槽41啮合。

[0040] 若将右螺纹状的蜗杆轴18,右旋R(从第一端部18a侧观察顺时针)地驱动为旋转,则蜗轮19绕第一旋转方向KR(在图5中逆时针)旋转。相反,若将蜗杆轴18,左旋L(从第一端部18a侧观察逆时针)地驱动为旋转,则蜗轮19绕第二旋转方向KL(在图5中顺时针)旋转。

[0041] 图7是蜗轮19的啮合区域MA的齿部19c的放大图。如图7所示,蜗轮19的各齿槽40由在旋转方向对置的第一齿面81与第二齿面82划分。在啮合区域MA中,第一齿面81相当于蜗杆轴18的轴向第一端部侧X1的齿面,第二齿面82相当于蜗杆轴18的轴向第二端部侧X2的齿面。

[0042] 在蜗杆轴18右旋R地进行旋转时,蜗轮19的第二齿面82成为啮合齿面。在蜗杆轴18左旋L地进行旋转时,蜗轮19的第一齿面81成为啮合齿面。在蜗轮19的齿部19c的放大图即图8的(a)中,如空心箭头所示,在第一齿面81中,伴随着朝向齿宽方向W的一侧W1(偏移方向OFF的相反方向),压力角变大且导程角变小。相反,在第二齿面82中,伴随着朝向齿宽方向W的另一侧W2(偏移方向OFF),压力角变大且导程角变小。

[0043] 在通过包含蜗杆轴18的中心轴线C1且与平面P成为平行的面切断的各齿面81、82的部位,第二齿面81的导程角 $\beta_2$ 比第一齿面81的导程角 $\beta_1$ 小( $\beta_2 < \beta_1$ )。如沿着图8的(a)的8B—8B线切断的剖视图即图8的(b)所示,在通过包含蜗杆轴18的中心轴线C1且与平面P平行的面切断的各齿面81、82的部位,第二齿面82的压力角 $\alpha_2$ 比第一齿面81的压力角 $\alpha_1$ 大( $\alpha_2 > \alpha_1$ )。

[0044] 图9的(a)示意地示出本实施方式中的无负荷时的蜗杆轴18的中心轴线C1、蜗杆轴18右旋R地进行旋转时的中心轴线C1R、以及蜗杆轴18左旋L地进行旋转时的中心轴线C1L的配置。无负荷时的中心轴线C1与平面P平行。在蜗杆轴18右旋R地进行旋转时,两齿面81、82中的第二齿面82成为相对于蜗杆轴18的接触齿面。此时的中心轴线C1R以其第二端部侧部分C1Rb相对于无负荷时的中心轴线C1向偏移方向OFF位移的方式倾斜。由此,在第二齿面82形成相对于蜗杆轴18的齿接触区域HR。

[0045] 相反,在蜗杆轴18左旋L地进行旋转时,两齿面81、82中的第一齿面81成为相对于蜗杆轴18的接触齿面。此时的中心轴线C1L以其第二端部侧部分C1Lb相对于无负荷时的中心轴线C1向与偏移方向OFF相反的方向位移的方式倾斜。由此,在第一齿面81形成相对于蜗杆轴18的齿接触区域HL。

[0046] 另一方面,图9的(b)示意地示出蜗杆轴的中心轴线C1J配置于平面P内的现有例子中的无负荷时的蜗杆轴的中心轴线C1J、蜗杆轴右旋R地进行旋转时的中心轴线C1JR与蜗杆轴左旋L地进行旋转时的中心轴线C1JL的配置。

[0047] 如现有例子的图9的(b)所示,在蜗杆轴右旋R地进行旋转时,在第二齿面82形成齿接触区域HJR,在蜗杆轴左旋L地进行旋转时,在第一齿面81形成齿接触区域HJL。

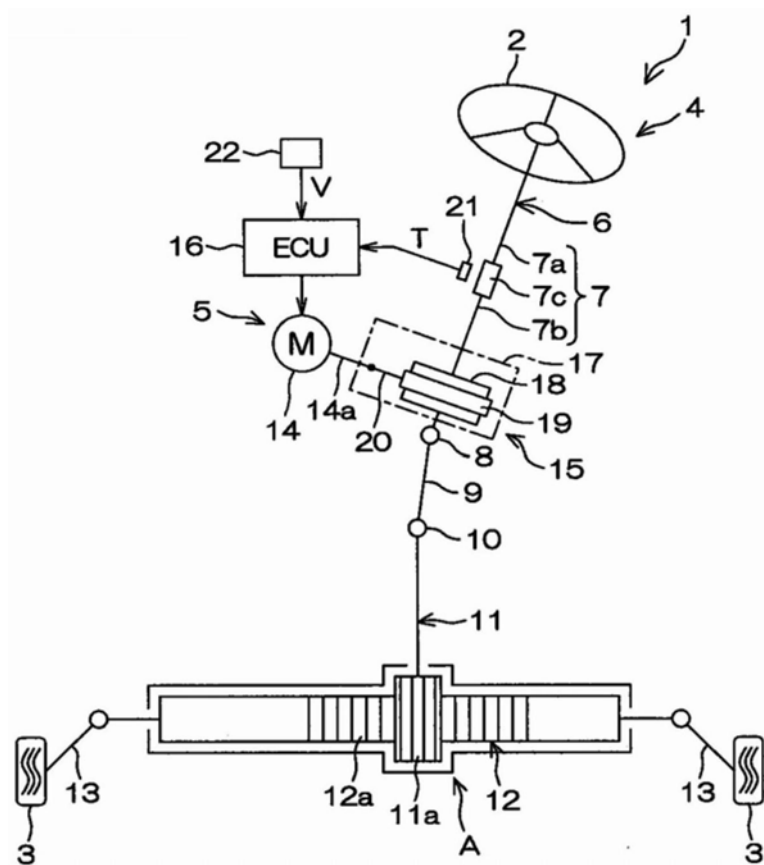
[0048] 在蜗杆轴18右旋R地进行旋转时,图9的(a)的本实施方式的齿接触区域HR的位置从图9的(b)的现有例子的齿接触区域HJR的位置向偏移方向OFF侧隔离地配置。因此,在蜗杆轴18右旋R地进行旋转时,本实施方式的齿接触区域HR的压力角比现有例子的齿接触区域HJR的压力角大。另外,在蜗杆轴18右旋R地进行旋转时,本实施方式的齿接触区域HR的导程角比现有例子的齿接触区域HJR的导程角小。由此,蜗杆轴18右旋R地旋转,从而能够减少第二齿面82成为啮合齿面时的摩擦阻力扭矩。

[0049] 相反,在蜗杆轴18左旋L地进行旋转时,图9的(a)的本实施方式的齿接触区域HL的位置从图9的(b)的现有例子的齿接触区域HJL的位置向偏移方向OFF侧(齿宽方向W的W2侧)隔离地配置。因此,在蜗杆轴18左旋L地进行旋转时,本实施方式的齿接触区域HL的压力角比现有例子的齿接触区域HJL的压力角小。另外,在蜗杆轴18左旋L地进行旋转时,本实施方

式的齿接触区域HL的导程角比现有例子的齿接触区域HJL的导程角大。由此,蜗杆轴18左旋L地旋转,从而能够增大第一齿面81成为啮合齿面时的摩擦阻力扭矩。

[0050] 这样,在本实施方式中,使第二齿面82成为接触齿面时的摩擦阻力扭矩减少,并且使第一齿面81成为接触齿面时的摩擦阻力扭矩增大。由此,抑制由旋转方向的不同产生的摩擦阻力扭矩之差。本发明并不限于上述实施方式,例如,作为蜗杆轴,也可以使用左螺旋状的蜗杆轴,并且使用右手坐标系设定偏移方向。即,左螺旋状的蜗杆轴的中心轴线的偏移方向成为与蜗杆轴为右螺旋状时的偏移方向相反的方向。除此之外,本发明能够在权利要求书记载的范围内实施各种变更。





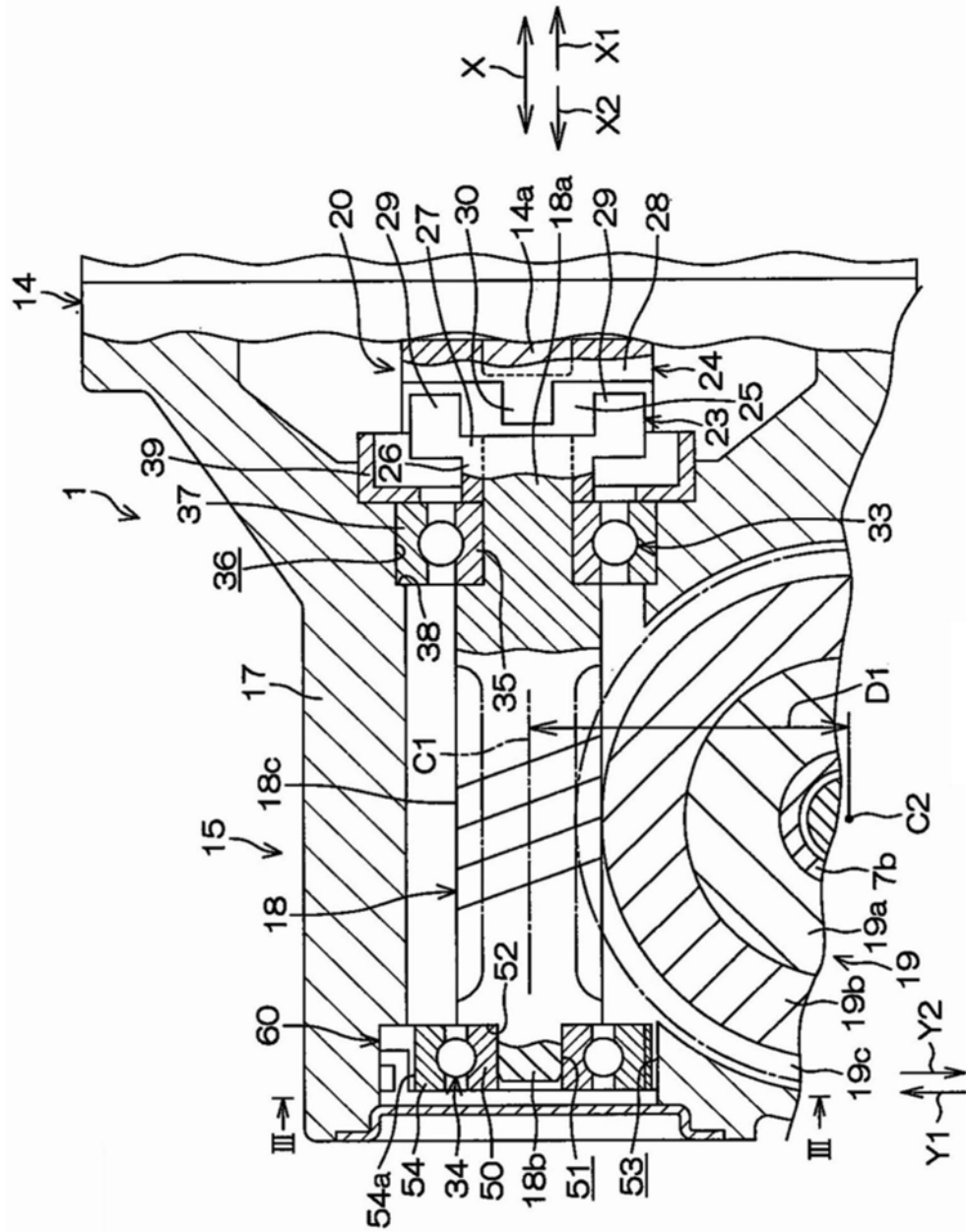


图2





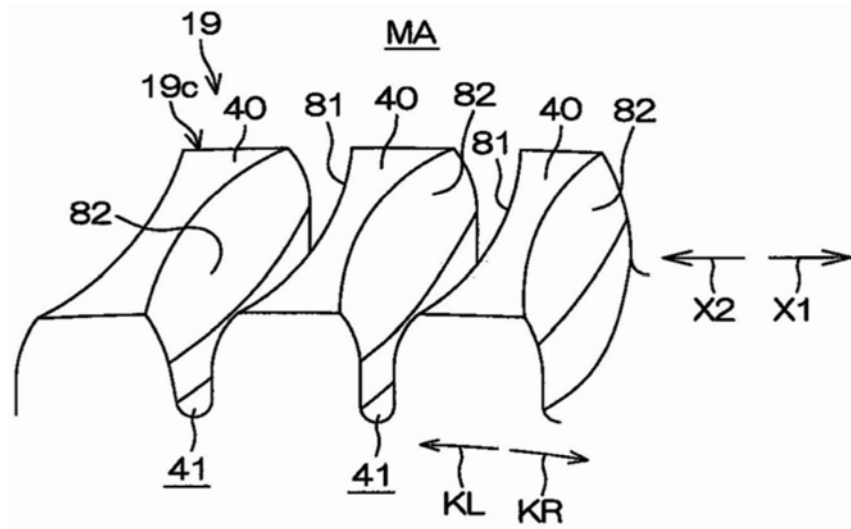


图7



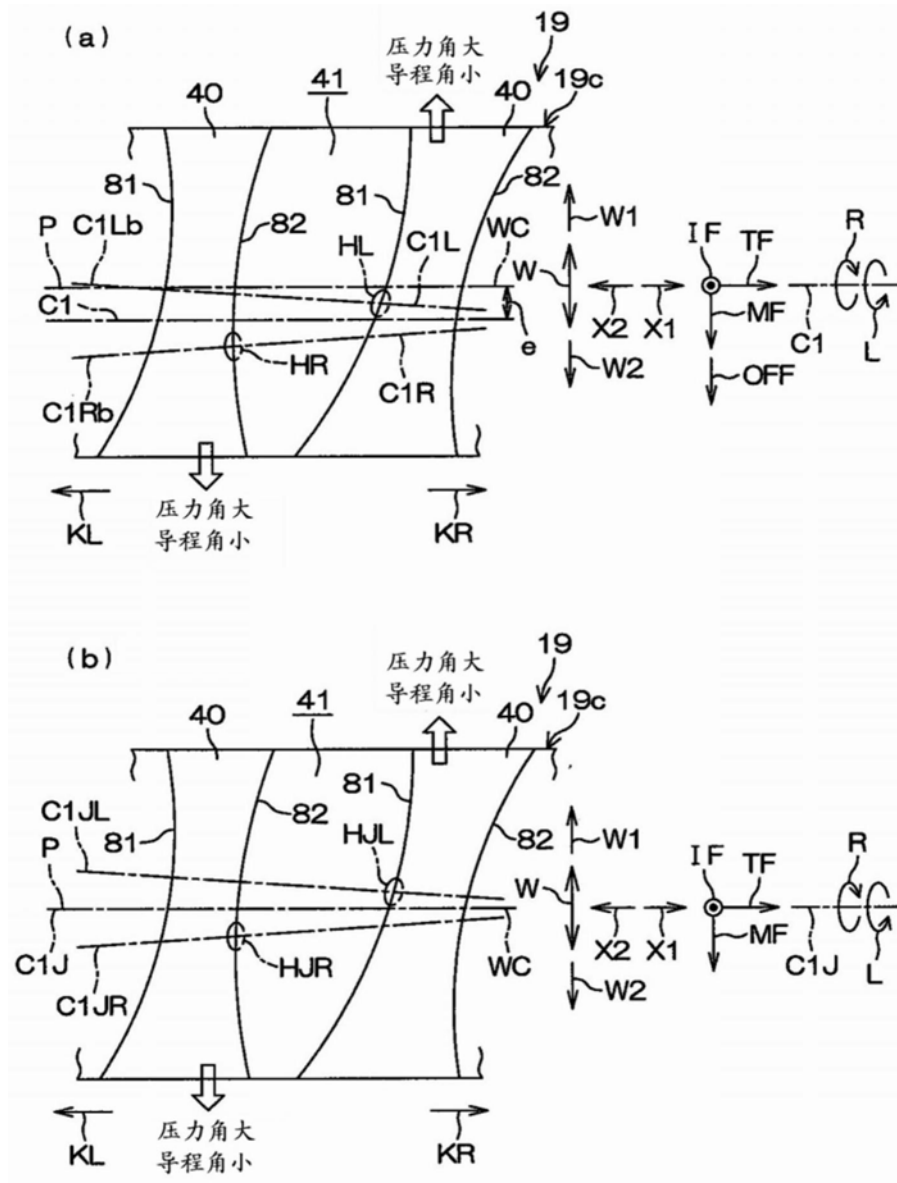


图9