



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 104755801 B

(45)授权公告日 2017.06.20

(21)申请号 201380054882.3

(22)申请日 2013.09.20

(65)同一申请的已公布的文献号

申请公布号 CN 104755801 A

(43)申请公布日 2015.07.01

(30)优先权数据

2012-210920 2012.09.25 JP

(85)PCT国际申请进入国家阶段日

2015.04.21

(86)PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2013/076446 2013.09.20

(87)PCT国际申请的公布数据

W02014/051131 EN 2014.04.03

(73)专利权人 佳能株式会社

地址 日本东京

(72)发明人 长谷川胜英

(74)专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专利商标事务所 11038

代理人 贾金岩

(51)Int.Cl.

F16H 1/32(2006.01)

审查员 胡珂

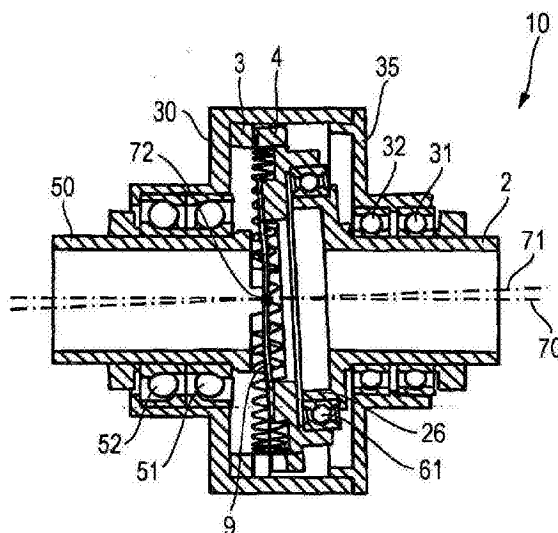
权利要求书2页 说明书10页 附图9页

(54)发明名称

齿轮机构、减速器和机械手臂

(57)摘要

一种齿轮机构,包括:第一齿轮;和第二齿轮。第一齿轮和第二齿轮以一倾角布置,以形成第一啮合区域和第二啮合区域。第一齿轮的多个齿顶部和第二齿轮的多个齿顶部均形成成为在第一啮合区域中的一个点保持彼此接触。第一齿轮的多个凹进部和第二齿轮的多个凹进部均形成成为与通过区域一致,所述通过区域沿着多个配合的齿顶部中的一个齿顶部在第二啮合区域中运动时的运动延伸。



1. 一种齿轮机构,包括:

具有环状齿面的第一齿轮,该第一齿轮包括:

相对于预定高度形成在远端侧的多个齿顶部;和

分别在多个齿顶部之间的位置相对于预定高度形成在齿根侧的多个凹进部;以及

具有环状齿面的第二齿轮,该第二齿轮包括:

相对于预定高度形成在远端侧的多个齿顶部;和

分别在多个齿顶部之间的位置相对于预定高度形成在齿根侧的多个凹进部;

第二齿轮的多个齿顶部和第二齿轮的多个凹进部的数量分别比第一齿轮的多个齿顶部和第一齿轮的多个凹进部的数量多,

其特征在于,第一齿轮和第二齿轮布置在这样的状态下,在所述状态中,第一齿轮的旋转轴和第二齿轮的旋转轴以预定的角度倾斜,从而形成最深啮合位置和掠过位置,在该最深啮合位置,第一齿轮和第二齿轮中的一个齿轮的所述多个齿顶部中的一个齿顶部与第一齿轮和第二齿轮中的另一个齿轮的所述多个凹进部中的相应的一个凹进部彼此最深地啮合,在该掠过位置,第一齿轮和第二齿轮中的所述一个齿轮的所述多个齿顶部中的所述一个齿顶部与第一齿轮和第二齿轮中的所述另一个齿轮的所述多个齿顶部中的相应的一个齿顶部在最深啮合位置的对向侧彼此掠过,以及从而形成第一啮合区域和第二啮合区域,在该第一啮合区域中,第一齿轮和第二齿轮中的所述一个齿轮的所述多个齿顶部中的所述一个齿顶部与第一齿轮和第二齿轮中的所述另一个齿轮的所述多个齿顶部中的相应的一个齿顶部在掠过位置两侧的每一侧保持彼此接触,在第二啮合区域中,第一齿轮和第二齿轮中的所述一个齿轮的所述多个齿顶部中的所述一个齿顶部与第一齿轮和第二齿轮中所述另一个齿轮的所述多个凹进部中的相应的一个凹进部相对于第一啮合区域在最深啮合位置侧保持彼此接触,

第一齿轮的所述多个齿顶部和第二齿轮的所述多个齿顶部每一个都形成为在第一啮合区域的一个点保持彼此接触,以及

第一齿轮的所述多个凹进部和第二齿轮的所述多个凹进部均形成为与通过区域一致,其中所述通过区域沿着多个配合的齿顶部中的一个齿顶部在第二啮合区域中运动时的运动延伸。

2. 根据权利要求1的齿轮机构,其中第一齿轮的所述多个齿顶部和第二齿轮的所述多个齿顶部形成为具有在掠过位置保持彼此接触的相应的远端。

3. 根据权利要求1的齿轮机构,其中第一齿轮的所述多个齿顶部和第二齿轮的所述多个齿顶部被切削以具有在掠过位置彼此脱离接触的相应的远端。

4. 根据权利要求1的齿轮机构,其中第一齿轮和第二齿轮的齿数差 n 为一和二中的一个。

5. 一种减速器,包括至少一对根据权利要求1的齿轮机构。

6. 一种关节式机械手,包括

至少一个关节;和

致动器,该致动器具有:

驱动马达;和

根据权利要求5的减速器,该减速器与驱动马达连接,

该致动器安装在至少一个关节上。

齿轮机构、减速器和机械手臂

技术领域

[0001] 本发明涉及一种齿轮机构、减速器和机械手臂,更加特别地,涉及在机械手臂的每个关节的减速器中使用的齿轮机构。

背景技术

[0002] 一般地,工业机械手使用减速器将从驱动马达输出的高速低转矩转变成用于驱动其关节的低速高转矩。作为用于此的减速器,已经已知的是一种利用椭圆和正圆的差速运动的应变波传动装置。在应变波传动装置中,多个齿同时彼此啮合,因此能够获得高的转矩能力。由于该优点,在各种工业机械手中使用应变波传动装置。然而,应变波传动装置具有因利用变形而导致的高成本和低耐久性的缺点。

[0003] 此外,作为减速器,通常还使用摆动传动装置,其通过使用其内的摆动齿轮的摆动运动提供高的减速比。在摆动传动装置中,固定齿轮与输入轴同轴设置,具有不同齿数的摆动齿轮通过输入轴倾斜并与固定齿轮啮合。摆动运动通过输入轴的旋转而执行。此时,输入轴每旋转一圈摆动齿轮周转的量相应于齿数差,因此仅仅周转分量被传递给输出轴。通过这种方式实行减速(专利文献1)。此外,在另一个示例中,不通过传递周转分量,而是通过一对固定齿轮和与其对向设置的输出齿轮以及一对输出齿轮和与该输出齿轮啮合的摆动齿轮的差速运动,执行减速(专利文献2)。

[0004] 引用列表

[0005] 专利文献

[0006] 专利文献1:日本专利申请特开No.S44-002373

[0007] 专利文献2:日本专利申请特开No.S54-120347

发明内容

[0008] 技术问题

[0009] 顺带地,在许多情况下,这些摆动传动装置的齿轮具有大致渐开线齿廓,在这种情况下,难以增加彼此啮合的齿的齿数。因而,存在的问题是,摆动传动装置不适合于为了例如在工业机械手用关节致动器中使用而需要高刚性、高转矩能力的减速器。此外,当将具有大量彼此啮合的齿的传统齿廓应用于摆动传动装置时,由于齿廓形成的高压力角会导致问题,这是因为产生了相对于转矩相对高的接触压力,并且转矩传递效率降低,且虽然刚性能够增大但是支撑部件大型化。

[0010] 考虑到这些情况,本发明的一个目的是提供一种齿轮机构和包括该齿轮机构的机械手臂,该齿轮机构能够在不增大尺寸的条件下实现高刚性和高转矩能力。

[0011] 解决问题的方案

[0012] 根据本发明的一个实施例,提供一种齿轮机构,包括:具有环状齿面的第一齿轮,该第一齿轮包括:相对于预定高度形成在远端侧的多个齿顶部;和分别在多个齿顶部之间的位置相对于预定高度形成在齿根侧的多个凹进部;以及具有环状齿面的第二齿轮,该第

二齿轮包括：相对于预定高度形成在远端侧的多个齿顶部；和分别在多个齿顶部之间的位置相对于预定高度形成在齿根侧的多个凹进部；第二齿轮的多个齿顶部和第二齿轮的多个凹进部的数量分别比第一齿轮的多个齿顶部和第一齿轮的多个凹进部的数量多。第一齿轮和第二齿轮布置在这样的状态下，在所述状态中，第一齿轮的旋转轴和第二齿轮的旋转轴以预定的角度倾斜，从而形成最深啮合位置和掠过位置，在该最深啮合位置，第一齿轮和第二齿轮中的一个齿轮的多个齿顶部中的一个齿顶部与第一齿轮和第二齿轮中另一个齿轮的多个凹进部中的相应的一个凹进部彼此最深地啮合，在该掠过位置，第一齿轮和第二齿轮中的一个齿轮的多个齿顶部中的所述一个齿顶部与第一齿轮和第二齿轮中所述另一个齿轮的多个齿顶部中的相应的一个齿顶部在最深啮合位置的对向侧彼此掠过，以及从而形成第一啮合区域和第二啮合区域，在该第一啮合区域中，第一齿轮和第二齿轮中的所述一个齿轮的多个齿顶部中的所述一个齿顶部与第一齿轮和第二齿轮中所述另一个齿轮的多个齿顶部中的相应的一个齿顶部在掠过位置两侧的每一侧保持彼此接触，在第二啮合区域中，第一齿轮和第二齿轮中的所述一个齿轮的多个齿顶部中的所述一个齿顶部与第一齿轮和第二齿轮中所述另一个的齿轮多个凹进部中的相应的一个凹进部相对于第一啮合区域在最深啮合位置侧保持彼此接触。第一齿轮的多个齿顶部和第二齿轮的多个齿顶部每一个都形成为在第一啮合区域的一个点保持彼此接触。第一齿轮的多个凹进部和第二齿轮的多个凹进部均形成为与通过区域一致，其中所述通过区域沿着多个配合的齿顶部中的一个齿顶部在第二啮合区域中运动时的运动延伸。

[0013] 发明效果

[0014] 根据本发明的一个实施例，在齿廓能够大体上在其全周上使齿保持彼此接触的情况下，能够增大彼此啮合的齿的齿数。因而，能够提供一种齿轮机构和包括该齿轮机构的机械手臂，该齿轮机构能够在不增大尺寸的条件下实现高刚性和高转矩能力。

[0015] 从下面参考附图对示例性实施例的描述，本发明的其他特征将变得明显。

[0016] 附图简述

[0017] 图1是根据本发明第一实施例的机械手装置的示意性结构的透视图。

[0018] 图2A和2B是根据第一实施例的减速器的说明图。图2A是减速器的轴向剖面图，图2B是减速器的分解透视图。

[0019] 图3A、3B和3C是根据第一实施例的减速器的减速传动装置的视图。

[0020] 图4是用于计算减速传动装置的凸齿廓曲线的说明图。

[0021] 图5A、5B、5C、5D和5E是示出了减速传动装置的齿顶部和凹进部如何彼此啮合的视图。

[0022] 图6A、6B、6C和6D是根据第一实施例的减速器的其他示例的说明图。

[0023] 图7A和7B是根据本发明第二实施例的减速器的说明图。

[0024] 图8A、8B和8C是根据第二实施例的减速器的减速传动装置的视图。

[0025] 图9是用于计算减速传动装置的凸齿廓曲线的说明图。

[0026] 图10A和10B是示出了点C的半圆形轨迹的曲线。

[0027] 图11A和11B是根据第二实施例的减速器的另一个示例的说明图。

[0028] 图12是使用根据本发明的实施例的齿轮机构的机械装置的视图。

具体实施方式

[0029] <第一实施例>

[0030] 下文中,参考图1至图6D描述根据本发明第一实施例的机械手装置500。首先,参考图1描述根据第一实施例的机械手装置500的示意性结构。图1是根据本发明第一实施例的机械手装置500的示意性结构的透视图。

[0031] 如图1所示,机械手装置500是工业机械手,包括用于执行诸如工件W的装配的各操作的关节型机械手100、用于控制关节型机械手100的控制单元200、以及与控制单元200连接的示教器300。

[0032] 关节型机械手100包括六轴关节型机械手臂101和与机械手臂101的远端连接的末端执行器102。

[0033] 机械手臂101包括固定在作业台上的底座部103、用于传递位移和力的多个连杆121至126、以及分别以可转动或可旋转的方式联接到多个连杆121至126的多个关节111至116。多个关节111至116每一个都包括驱动马达(未示出)、用于检测驱动马达的旋转轴的旋转角度的编码器(未示出)、以及用于减小驱动马达的输出从而增大驱动马达的转矩的减速器10。注意,驱动马达和减速器10用作致动器,下面详细地描述减速器10。

[0034] 末端执行器102包括用于夹持工件W的夹持爪104、用于驱动夹持爪104的驱动马达(未示出)、用于检测驱动马达的旋转轴的旋转角度的编码器(未示出)、以及用于减小驱动马达的输出的减速器(未示出)。此外,末端执行器102包括能够检测施加给夹持爪104等的应力(斥力)的力传感器(未示出)。

[0035] 示教器300能够接受指令以驱动并控制机械手臂101和末端执行器102。根据从示教器300输入的设定等,以及根据存储在存储单元(未示出)中的各种程序等,控制单元200驱动并控制机械手臂101和末端执行器102。

[0036] 在如上所述构成的机械手装置500中,根据输入设定等,控制单元200在驱动机械手臂101的多个关节111至116的相应的驱动马达的同时减小其每分钟转数,从而将末端执行器102移动到任意三维位置。然后,在该任意三维位置,在通过力传感器检测施加给夹持爪104的应力的同时,工件W或元件被末端执行器102夹持。通过这种方式,执行诸如工件W装配的各操作。

[0037] 接着,参考图2A至图6D描述根据第一实施例的减速器10。首先,参考图2A至3C描述减速器10的示意性结构。图2A和2B是根据第一实施例的减速器10的说明图。图2A是减速器10的轴向剖面图,图2B是减速器10的分解透视图。图3A至3C是根据第一实施例的减速器10的减速传动装置的视图。

[0038] 如图2A和2B所示,减速器10包括与驱动马达连接的输入轴2、以及与多个连杆121至126中相应的一个连接的输出轴50。来自驱动马达的旋转输入通过减速器10的中介作用以低的每分钟转数传递给多个连杆121至126中相应的一个。输入轴2通过轴承31和32的中介作用以可枢转的方式支撑在第二壳体35中,输出轴50通过轴承51和52的中介作用以可枢转的方式支撑在第一壳体30中,以便与输入轴2同轴。

[0039] 此外,减速器10包括具有Z个齿并形成具有环状齿面的第一齿轮3、和具有Z+1个齿(第一齿轮3和第二齿轮4之间的齿数差n为1)并形成具有环状齿面的第二齿轮4。第一

齿轮3的环状齿面包括相对预定高度形成在远端侧的多个齿顶部、和分别在各齿顶部之间的位置处相对预定高度形成在齿根侧的多个凹进部,第一齿轮3本身固定在第一壳体30上。第二齿轮4的环状齿面包括相对预定高度形成在远端侧上的多个齿顶部、以及分别在各齿顶部之间的位置处相对预定高度形成在齿根侧的多个凹进部。齿顶部和凹进部的数量分别比第一齿轮3的大。此外,在以预定倾角与第一齿轮3啮合时,第二齿轮4通过借助轴承61由设置在输入轴2的倾斜轴部26以可枢转且可自由旋转的方式被支撑。此外,第二齿轮4在从使用板簧9的挠性关节机构施加的预加负荷的作用下连接到输出轴50,从而仅将啮合周转分量传递给输出轴50,同时防止反冲。

[0040] 第一齿轮3和第二齿轮4布置在这样的状态下,在该状态中,第一齿轮3的旋转轴线和第二齿轮4的旋转轴线以预定的角度倾斜从而形成最深的啮合位置和掠过位置,在该最深啮合位置,齿顶部与凹进部彼此最深地啮合,在该掠过位置,齿顶部在最深啮合位置的对向侧彼此掠过。第一齿轮3和第二齿轮4还以预定的倾角布置,从而形成第一啮合区域和第二啮合区域,在该第一啮合区域中,齿顶部在掠过位置两侧保持彼此接触,在第二啮合区域中,一侧的齿顶部与另一侧的凹进部相对于第一啮合区域在最深啮合位置侧保持彼此接触。

[0041] 具体地,第一齿轮3的齿36和第二齿轮4的齿46之间的啮合位置布置成彼此相位差半个节距。在图3A中所示的基准相位(最深啮合位置),第一齿轮3的齿36和第二齿轮4的齿46以半个节距的相位差彼此深深地啮合。此外,在图3B中所示的相对于基准相位(在第一啮合区域和第二啮合区域之间的边界位置)大约 $\pm 90^\circ$ 的位置,第一齿轮3的齿36和第二齿轮4的齿46以 $1/4$ 节距的相位差彼此松弛地啮合(例如,齿顶部在一个点保持彼此接触)。

[0042] 此外,图3C中所示的在相对于基准相位(掠过位置) $\pm 180^\circ$ 的位置,第一齿轮3的齿36和第二齿轮4的齿46彼此同相,齿顶部的远端保持彼此接触。在上述位置之间的相位,齿36和齿46彼此的相位逐渐地变化,因此啮合深度改变。这样,第一齿轮3的齿36和第二齿轮4的齿46大体上在其全周上保持彼此接触。

[0043] 现在,参考图4描述作为配合部件的第一齿轮3的齿36和第二齿轮4的齿46大体上在第一齿轮3和第二齿轮4的全周上保持彼此接触的原理。图4是用于计算减速传动装置的凸齿廓曲线的说明图。

[0044] 如图4所示, Z_p 轴相应于第一齿轮3的输入旋转轴70, Z_q 轴相应于第二齿轮4的倾斜旋转轴71。 Z_q 轴相对于 Z_p 轴以倾角 η 倾斜,原点O相应于基准点72,公共X轴在与包括 Z_p 轴和 Z_q 轴的平面垂直的方向延伸。通过这种方式,设定X- Y_p - Z_p 坐标系和X- Y_q - Z_q 坐标系。在这些坐标系中,当第一齿轮3和第二齿轮4被认为是均具有半径R的圆柱面时,这些圆柱面之间的交线相应于椭圆形S。

[0045] 接下来,存在被考虑的点P和Q(也被称为齿基准点)、点C以及点P'和Q',点P和Q在X- Y_p 平面和X- Y_q 平面中在分别均具有半径R的圆周(也被称为基准节圆)上从 Y_p 轴和 Y_q 轴的正侧分别沿顺时针方向匀速移动,点C在椭圆S上移动,点P'和Q'作为从点C分别到X- Y_p 平面和X- Y_q 平面的垂线的垂足。当第一齿轮3具有Z个齿,第二齿轮4具有Z+n个齿(齿数差 $n=1$)时,点P的相位可以用 $\phi_p=2\pi t/Z$ (t :参数)表达,点Q的相位可以用 $\phi_q=2\pi t/(Z+1)$ (t :参数)表达。

[0046] 在这种情况下,点P'和Q'的相位都用 $\phi_c=2\pi t/(Z+1/2)$ 表达。在 x_p - y_p 移动坐标

系和 x_q-y_q 移动坐标系中且点P和Q作为相应的圆柱面的原点时,点C在这些坐标系中的轨迹表达如下: $(2\pi t/(Z(Z+1/2)), R\tan(\eta/2)\cos(2\pi t/(Z+1/2))$ 并且 $(-2\pi t/((Z+1)(Z+1/2)), -R\tan(\eta/2)\cos(2\pi t/(Z+1/2)))$, 即, $y_p=R\tan(\eta/2)\cos(x_p Z)$ 并且 $y_q=-R\tan(\eta/2)\cos(x_q(Z+1))$ 。当第一齿轮3和第二齿轮4具有用这些表达式表达的齿廓时,第一齿轮3和第二齿轮4可以从作为啮合点的点C保持彼此连续接触。换句话说,第一齿轮3的齿36和第二齿轮4的齿46可以大体上在其全周上保持彼此接触。

[0047] 接着,参考图5A至5E描述第一齿轮3的齿36每一个齿的齿顶部36a和第二齿轮4的齿46每一个齿的凹进部46b保持彼此接触的原理。图5A至5E是示出了减速传动装置的齿顶部36a和凹进部46b如何彼此啮合的视图。

[0048] 当第一齿轮3和第二齿轮4的齿廓如上所述地形成时,如图5A所示,在相应于 Y_p 轴和 Y_q 轴二者正方向的相位(掠过位置),只要基准点(预定高度)38和48相对于相应于 $R\tan(\eta/2)$ 的高度位置定位在其相应的齿根侧,齿顶部36a和齿顶部46a就仅在啮合点81保持彼此接触。然后,随着在掠过位置的两侧沿X轴方向的旋转,如图5B和5C所示地,齿顶部36a和46a在第一啮合区域中移动(齿顶部36a和46a在一个点保持彼此接触)。然而,在X轴方向边界位置附近的齿顶部36a和46a都具有凸出形状(参考图5C),根据上述余弦函数,凹进部36b和凹进部46b相对于边界位置在齿根侧都具有凹进形状,因此在其间发生干涉。作为一种对策,在本实施例中,将边界位置附近的啮合点81设定为啮合基准点(基准位置)。相对于啮合基准点在齿根侧上的凹进部36b和46b的每一个凹进部的齿廓曲线对应于被计算作为外切线的曲线,该外切线符合在沿着相配合的齿顶部46a和36a移动时沿着相对于啮合基准点在远端侧上的齿顶部36a和46a的每个齿顶部的轨迹(与通过区域一致的凹进形状)。

[0049] 因而,如图5D和5E所示,关于在第二啮合区域的啮合点,齿顶部36a、46a和凹进部46b、36b分别彼此啮合,因此齿顶部36a、46a和凹进部46b、36b在用接触点83和84表示的两个点同时彼此啮合。注意,严格来说,两个齿轮的齿顶部36a和46a的凸齿廓不处于相同的圆柱面中。因而,当凸齿廓均相应于通过将齿廓曲线和原点彼此连接得到的曲面时,齿根侧上的凹进部36b和46b中的每一个凹进部的齿廓相应于在遵循每一个凸齿廓的外接曲面和相应的一个圆柱面之间的交线。

[0050] 通过这种方式,当根据本实施例的齿轮机构的第一齿轮3和第二齿轮4大体上在其全周上保持彼此接触时,将被传递的转矩在其间共享,因此能够用小型轻量化齿轮机构获得非常高的负载能力。此外,压力角与齿数Z和倾角 η 成反比地变小,因此能够设定合适的压力角。此外,如图5A至5E所示,围绕啮合基准点的齿廓曲线大体上都是直线。特别地,在齿轮相对于啮合基准点更深地彼此啮合的相位,齿顶部和凹进部具体地是在两个点彼此啮合的凸出面和凹进面,因此可减小接触压力。这样,减小了齿面应力和齿廓的磨损。

[0051] 此外,在图5A和5E所示的附近的相位,压力角大约为90度,因此不能有效地传递转矩。因而,为了防止在这些相位周围的一定范围中的接触,齿顶和齿根中的任何一个或者齿顶和齿根二者可以通过切削形成为非接触形状。该非接触形状有助于减小转矩损失。

[0052] 此外,根据上述表达式,第一齿轮3和第二齿轮4的每一个齿轮在啮合基准点的齿厚大约为第一齿轮3和第二齿轮4的相应齿的节距 $2\pi/Z$ 和 $2\pi/(Z+1)$ 的 $1/4$,因此齿强度大体上彼此相等。因而,能够以最佳平衡施加转矩而不必由于第一齿轮3和第二齿轮4中任何一个齿轮的齿的低强度而对施加的转矩大小进行限制。注意,用于计算点C的相位角 ϕ_C 的表达式可

用于计算齿顶部的齿廓,其不限于上述表达式。例如,当用 $\phi_c = (2Z+1)\pi t / (Z(Z+1))$ 表达相位角 ϕ_c 时,可得到表达式 $y_p = R \tan(\eta/2) \cos(x_p(Z+1/2))$ 和 $y_q = -R \tan(\eta/2) \cos(x_q(Z+1/2))$ 。这样,两个齿轮在啮合基准点的齿厚能够设定为彼此相等。可替换地,只要两个齿轮的齿的相位如由 $\phi_p > \phi_c > \phi_q$ 所表达地彼此连续就行。

[0053] 在上述情况下,齿数差 n 为一。然而,在齿数差 n 设定为二时,也能够得到齿轮在例如 $\pm 180/n$ 度的范围彼此连续啮合的齿轮机构。注意,当齿数差 n 大时,彼此啮合的齿数等于标准齿轮机构的啮合齿数。因而,齿数差 n 优选地为一或二。

[0054] 接着,还参考图2A和2B描述用具有上述齿轮机构的减速器10的减速操作。首先,当输入轴2执行一次旋转时,倾斜轴部26围绕输入旋转轴70旋转,第二齿轮4围绕相应于倾斜旋转轴71和输入旋转轴70之间的交点的基准点72执行一次摆动运动。此时,第二齿轮4以相应于第一齿轮3和第二齿轮4之间的齿数差的角度执行一次周转。换句话说,当输入轴2执行 $Z+1$ 次旋转时,第二齿轮4执行一次周转。通过这种方式,输出轴50通过借助挠性关节机构执行一次旋转,因此得到减速比 $1/(Z+1)$ 。例如,在 $Z=49$ 的情况下,得到减速比 $1/50$ 。通过这种方式,包括本发明的齿轮机构的减速机构显示出高性能。

[0055] 注意,理所当然地,当第一齿轮3和第二齿轮4彼此替换时,输出逆转,得到减速比 $-1/Z$ 。此外,在本实施例中,向轴承施加预加负荷以增大其刚性,以高的精度装配齿轮从而在齿轮之间施加一定的预加负荷。通过这种方式,使反冲最小化,并增大齿轮的刚性。在这种情况下,轴承(如滚子轴承和滑动轴承)可以用作每个轴的轴承。此外,代替上面示出的挠性关节机构,可以使用包括平衡环机构和万向节(诸如等速接头)的各种其他连接器。

[0056] 此外,在输入轴2以高的每分钟转数旋转时,上述减速器10会振动。这是因为输入轴2的倾斜轴部26、轴承61和第二齿轮4形成的摆动部的重心从输入旋转轴70偏心(在倾斜旋转轴71上从基准点72向纸面的右手方向移位)。作为对策,例如如图6A至6D所示,合适的是设置配重或类似物,从而将摆动部的重心设定在基准点72的位置或者至少输入旋转轴70上。

[0057] 具体地,图6A和6B示出了设置配重65以将重心设定在输入旋转轴70上的一个示例。作为另一种方法,可以采用由下面描述的球状模型示出的齿轮机构,其中由于纬度偏移(latitude offset)形成不同于180度的顶角,使得基准点72通过在纸面的右手方向移位而与摆动部的重心一致。在这种情况下,能够得到比在设置额外的配重的情况下更大的轻量化和小型化。此外,图6C和6D示出了增加反相位的第二配重66以确保所谓的双平面平衡状态。在这种情况下,还能够抑制由于摆动运动导致的振动,因此能够输入高速旋转。

[0058] <第二实施例>

[0059] 接着,参考图7A、7B至图11A、11B以及图1描述根据本发明第二实施例的机械手装置500A。根据第二实施例的机械手装置500A包括与第一实施例不同的减速器。因而,在第二实施例中,主要描述与第一实施例的不同即减速器,与第一实施例相同的其他元件用相同的附图标记表示,不再描述。

[0060] 如图1所示,机械手装置500A包括用于执行如工件W装配的各操作的关节型机械手100A、控制单元200和示教器300。关节型机械手100A包括六轴关节型机械手臂101A和末端执行器102,机械手臂101A包括底座部103、多个连杆121至126、以及多个关节111至116。多

个关节111至116每一个都包括驱动马达(未示出)、编码器(未示出)以及用于减小驱动马达的输出从而增大驱动马达的转矩的减速器10A。

[0061] 接着,参考图7A、7B至图11A、11B描述根据第二实施例的减速器10A。首先,参考图7A、7B和8A至8C描述减速器10A的示意性结构。图7A和7B是根据第二实施例的减速器10A的说明图。图8A至8C是根据第二实施例的减速器10A的减速传动装置的视图。

[0062] 如图7A和7B所示,根据第二实施例的减速器10A的第二齿轮4A与固定的第一齿轮3A啮合同时可摆动,其不仅包括齿46A还包括在对向侧的齿47A以便与第三齿轮5A啮合。这两对齿轮机构的齿廓相应于齿轮机构中纬度偏移被设定为使得基准点72A被共享的齿廓。齿36A、齿46A、齿47A和齿57A的数量分别被设定为 Z_1 、 Z_1+1 、 Z_2+1 以及 Z_2 。

[0063] 第三齿轮5A与输出轴50A直接联接,并由具有高刚性的交叉滚子轴承51A可枢转地支撑。在第二实施例中,两对齿轮机构的纬度偏移设定为大体上彼此相等,使得输入轴的倾斜轴部26A、轴承61A和62A以及第二齿轮4A组成的摆动部的重心与基准点72A一致。

[0064] 如图8A至8C所示,第一齿轮3A的齿36A和第二齿轮4A的齿46A之间的啮合位置彼此相位相差半个节距,第二齿轮4A的齿47A和第三齿轮5A的齿57A之间的啮合位置彼此相位相差半个节距。因而,在图8A所示的位置,第一齿轮3A的齿36A和第二齿轮4A的齿46A彼此同相,其齿顶部的远端保持彼此接触。同时,第二齿轮4A的齿47A和第三齿轮5A的齿57A以半个节距的相位差彼此深深地啮合。此外,在图8B所示的位置,第一齿轮3A的齿36A和第二齿轮4A的齿46A以 $1/4$ 节距的相位差彼此松弛地啮合,第二齿轮4A的齿47A和第三齿轮5A的齿57A以 $1/4$ 节距的相位差彼此松弛地啮合。此外,在图8C的位置,第一齿轮3A的齿36A和第二齿轮4A的齿46A以半个节距的相位差彼此深深地啮合。同时,第二齿轮4A的齿47A和第三齿轮5A的齿57A彼此同相,其齿顶部的远端保持彼此接触。

[0065] 在它们之间的其他相位,齿36A、齿46A、齿47A以及齿57A彼此改变相位,因此改变啮合深度。这样,第一齿轮3A和第二齿轮4A、第二齿轮4A和第三齿轮5A大体上在其全周上保持彼此接触。

[0066] 现在,参考图9、图10A和10B描述第一齿轮3A的齿36A和第二齿轮4A的齿46A、第二齿轮4A的齿47A和第三齿轮5A的齿57A大体上在其全周上保持彼此接触的原理。图9是用于计算减速传动装置的凸齿廓曲线的说明图。图10A和10B是示出了点C的半圆形轨迹的曲线。

[0067] 如图9所示, Z_p 轴相应于输入轴70A, Z_q 轴相应于倾斜旋转轴71A。 Z_q 轴相对 Z_p 轴以倾角 η 倾斜,原点O相应于基准点72A。公共X轴在与包括 Z_p 轴和 Z_q 轴的平面垂直的方向延伸。通过这种方式,形成X- Y_p - Z_p 坐标系和X- Y_q - Z_q 坐标系。在第二实施例中,代替圆柱形考虑围绕作为中心的原点O具有半径R的球体。

[0068] 接着,这里考虑的点P和Q(也被称为齿基准点)相对于作为坐标系的相应的赤道面的X- Y_p 平面和X- Y_q 平面以纬度偏移坐标 k_p 和 k_q 在小圆(也被称为基准节圆)上分别从 Y_p 轴方向和 Y_q 轴方向的正侧沿顺时针方向匀速移动。当第一齿轮3A具有Z个齿,第二齿轮4A具有 $Z+n$ 个齿($n=1$)时,点P和Q的经度坐标能够分别用 $\phi_p=2\pi t/Z$ 和 $\phi_q=2\pi t/(Z+1)$ (t :参数)表达。

[0069] 在这种情况下,在将点P和Q彼此连接的大圆上的圆弧L上的点C设定为啮合点,然后计算点C在以点P和Q作为球面原点的 x_p - y_p 移动坐标系和 x_q - y_q 移动坐标系中的轨迹。正如在上述圆柱模型的情况下那样,当点C的轨迹在每个移动坐标系中沿每个齿顶部的凸出

形状移动并且在齿轮相对啮合基准点彼此更深啮合的一侧上的齿廓曲线均相应于与沿每个移动坐标系中每个齿顶部的凸出形状的轨迹一致的外切线(凹进形状)时,能够获得大体上在其全周上彼此啮合的齿廓。此外在该球形模型的情况下,齿轮也如图5A至5E所示地啮合。注意, x_p-y_p 移动坐标系和 x_q-y_q 移动坐标系处于相同的球面中,因此不仅基于外接曲面,而且基于外切线,都能够获得精确求解。

[0070] 注意,齿顶部的具体齿廓曲线不能用在上述圆柱形模型的情况下的简单表达式来表达,因此为了简化描述没有在这里描述。然而,为了获得具体的齿廓曲线,仅需要的是计算点C的坐标,然后计算点C的坐标和点P和Q的坐标之间的差。这里,描述计算结果的示例。图10A和10B示出了在齿数Z和Z+1分别为49和50、倾角 η 为4度、纬度偏移位置 k_p 和 k_q 都是-8度的情况下点C在 x_p-y_p 移动坐标系和 x_q-y_q 移动坐标系中的半圆形轨迹。各个横坐标轴表示 x_p 轴和 x_q 轴,各个纵坐标轴表示 y_p 轴和 y_q 轴,以弧度为单位。得到的齿廓的齿顶比以重叠方式示出的余弦函数的齿廓的齿顶更厚(0度周围)。此外,点C设定为圆弧的中点,因此两个齿顶部的齿廓彼此相同,每一个都具有一致的强度。可替换地,点C例如可被设定作为等比分割点,从而形成不同的齿廓。例如,当以齿数的反比例划分圆弧时,能够形成相似的齿廓。

[0071] 在圆柱模型的情况下,啮合状态如下移动。在0度的经度方向,齿顶的远端保持彼此接触。随着旋转,齿顶的凸出部在啮合点81彼此啮合。如图5C所示的在大约 ± 90 度的方向彼此啮合的凸出部进入如图5D所示的啮合状态,在图5D所示的啮合状态中,凸出部在接触点83和84彼此啮合。在 ± 180 度的方向,凸出部进入图5E的最深啮合状态。

[0072] 注意,当如上所述地设定纬度偏移时,齿廓比余弦齿廓稍微更厚或更薄。因而,图5C的单点接触被切换到双点接触的相位可从90度的方向移位10度以上。然而,这类情况包括在本发明的要点的“在90度方向位置附近(边界位置附近)的定义”。

[0073] 通过这种方式,能够用球形模型设定纬度偏移,因此能够提供具有不同于180度的顶角的齿轮。因而,能够以更高的自由度设计具有优异性能的根据本发明的齿轮机构。

[0074] 此外,本发明的齿轮机构可以在被引入到各种机械装置(例如采用如图12所示的平行偏移布置的机构)中时使用,在所述平行偏移布置中,齿轮机构361和461设置在输入轴301和中间轴401之间,齿轮机构362和462设置在中间轴401和输出轴302之间。当齿轮机构361、461和齿轮机构362、462具有相同的结构时,输入轴和输出轴彼此平行并以相同的每分钟转数旋转。当然,当输入轴和输出轴彼此不平行或者以不同的每分钟转数旋转时,只要根据这类设计条件应用本发明即可。例如,当在用于吸收船舶的发动机和螺杆之间的轴高差的传动机构中使用本发明的齿轮机构时,本发明的齿轮机构的直径比传统的齿轮机构和万向节小,因此能够节省空间、减轻质量和减小成本。

[0075] 接着,参考图7A、7B和8A至8C描述用具有上述两对齿轮机构的减速器10A的减速操作。首先,当输入轴2A执行一次旋转时,第二齿轮4A执行一次摆动运动。此时,第二齿轮4A相对于第一齿轮3A以 $360/(Z_1+1)$ 度周转。同时,第三齿轮5A和第二齿轮4A通过摆动周转。换句话说,该结构配置成用第二齿轮机构传递第二齿轮4A的周转。能够用 $1-(Z_1(Z_2+1))/(Z_1+1)Z_2$ 表示由这种类型的结构得到的减速比。例如,在 $Z_1=24$ 、 $Z_2=48$ 的情况下,得到减速比 $1/50$ 。可替换地,例如,在 $Z_1=48$ 、 $Z_2=49$ 的情况下,能够得到减速比 $1/2401$ 。这种类型的减速器能够在单个步骤中提供从大约 $1/20$ 的低减速比到数千分之一的高减速比的宽减速比范围。

[0076] 在本实施例中,两对齿轮机构的纬度偏移设定为大体上彼此相等,使得输入轴的倾斜轴部26A、轴承61A和62A以及第二齿轮4A组成的摆动部的重心能够容易地与基准点72A一致。因而,即使在不使用配重或类似物时,本实施例的齿轮机构也能够高输入转速下使用。

[0077] 在高速具体地是以每分钟数千转使用时,两个平面之间的平衡需要进行校正。图11A和11B示出了具有两个配重68和69的减速器,每个配重均具有大体上相同的形状,从而确保两个平面的平衡状态。这样,即使在以高速使用时也能够使振动最小化,能够延长输入轴的轴承31A和32A的使用寿命。

[0078] 此外,如图7B所示,第一齿轮3A和第三齿轮5A每一个都形成为具有高刚性,同时,第二齿轮4A包括设置在具有高刚性的齿部的内周上的薄凸缘。这样,在通过用第一齿轮3A和第三齿轮5A夹住第二齿轮4A而施加预加负荷的情况下各齿之间的误差能够因凸缘部的变形而被吸收。换句话说,在本实施例中,根据减速器需要的刚性可以以这种方式赋予挠性。

[0079] 此外,如图8A至8C所示,两对齿轮机构在其全周上彼此啮合,施加给第三齿轮5A的转矩通过按描述顺序借助齿57A、齿47A和齿46A直接同相地传递给第一齿轮3A的齿36A。因而,应该理解,能够得到非常高的刚性。注意,不仅在齿36A、齿46A、齿47A和齿57A的数量如本实施例中分别设定为 Z_1 、 Z_1+1 、 Z_2+1 和 Z_2 以执行正转差动输出的情况下,而且在齿36A、齿46A、齿47A和齿57A的数量分别设定为 Z_1+1 、 Z_1 、 Z_2 和 Z_2+1 以执行反向旋转差动输出的情况下,都能够获得非常高的刚性。

[0080] 可替换地,当齿36A、齿46A、齿47A和齿57A的数量分别设定为 Z_1 、 Z_1+1 、 Z_2 和 Z_2+1 时,周转角增加,代替差动运动量增加。在这种情况下,不能充分地增大减速比,施加给第三齿轮5A的转矩以反相从齿57A传递给齿36A。因而,不能得到在增加差动运动量的情况中那样高的刚性。然而,本实施例的齿轮机构可应用于减速器,该减速器提供相对低的减速比并具有相对高的负载能力。此外,用于减小由于齿廓误差和装配误差导致的局部接触的鼓形修整等也对根据本实施例的齿廓有效。

[0081] 在根据本发明各实施例的齿轮机构中,转矩可以被大量的齿共享。因而,例如,当使用高性能钢作为齿轮用材料时,能够提供高性能的减速器。注意,齿轮用材料不仅可以是低成本的普通钢,而且当然可以是有色金属、烧结材料以及树脂。

[0082] 如上所述地,根据本发明的各实施例,两个齿轮中的至少一个齿轮的凸面状齿顶部与齿根侧上相配合的凹进部的齿廓连续啮合。因而,多个齿在从基准相位到在大约 ± 90 度方向的相位的范围内彼此啮合。此外,在啮合基准点的压力角可以根据齿数和倾角自由地设定,因此能够显著地增大负载能力。附加地,在合适的压力角可以提高效率。此外,可以使齿廓的误差平均化,因此能够提高旋转精度。附加地,能够用具有凸面状齿顶部的齿廓形状的工具执行加工,因此能够容易地获得和处理齿廓。

[0083] 此外,通过设定大体上相等的齿顶部的凸面状齿廓的齿厚,彼此啮合的齿在每一侧具有大体上相同的齿廓,因此能够确保强度。此外,通过设定两个齿轮的基准锥面的不同的顶角,可以自由地改变两个齿轮的轴的交点和齿面之间的位置关系,因此提高了设计自由度。

[0084] 此外,利用包括两对(至少一对)齿轮机构(摆动传动装置)的减速器,大量齿彼此

啮合,因而能够得到上述优点。结果,能够提供刚性和转矩能力大但尺寸和重量小的减速器。附加地,当在由第二齿轮(该第二齿轮的两端面分别与第一齿轮和第三齿轮啮合以摆动和旋转)构成的齿轮机构中使用两对根据第一实施例的齿轮机构时,能够提供刚性和转矩能力更高但尺寸和重量更小的减速器。

[0085] 注意,在第二实施例中描述的情况下的减速器10A包括两对齿轮机构。然而,本发明不限于此。例如,减速器可以是包括至少一对齿轮机构的减速器。

[0086] 尽管已经参考示例性实施例描述了本发明,但是应该理解,本发明不限于所公开的示例性实施例。随附权利要求的范围应给予最广义的解释,以涵盖所有这类修改以及等的结构和功能。

[0087] 本申请要求2012年9月25日提交的No.2012-210920的日本专利申请的利益,在此将该申请全文引入作为参考。

[0088] 附图标记列表

[0089] 3,3A 第一齿轮

[0090] 4,4A 第二齿轮

[0091] 10,10A 减速器

[0092] 36 齿

[0093] 36a 齿顶部

[0094] 36b 凹进部

[0095] 46 齿

[0096] 46a 齿顶部

[0097] 46b 凹进部

[0098] 101,101A 机械手臂

[0099] 500,500A 机械手装置

[0100] n 齿数差

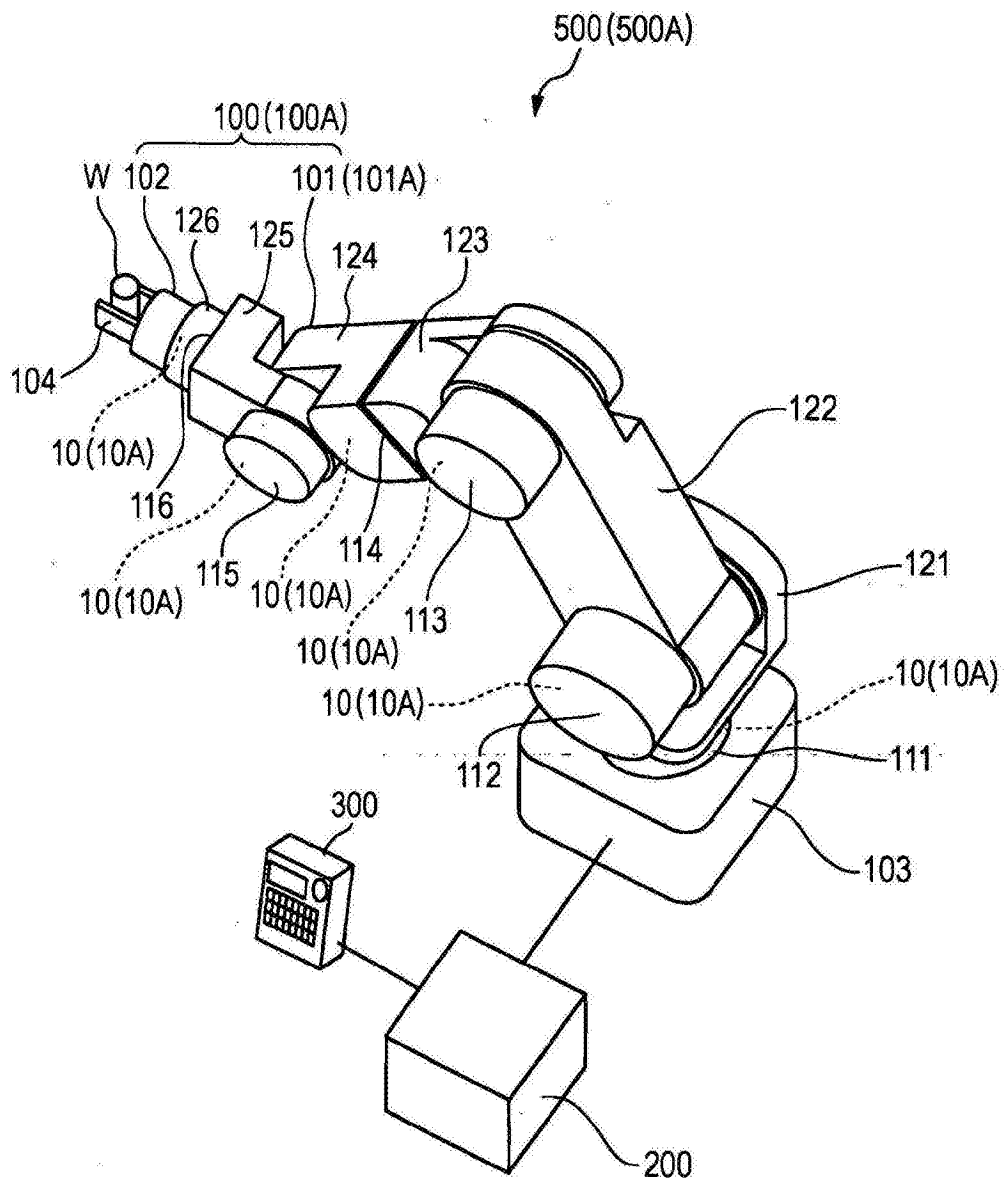


图1

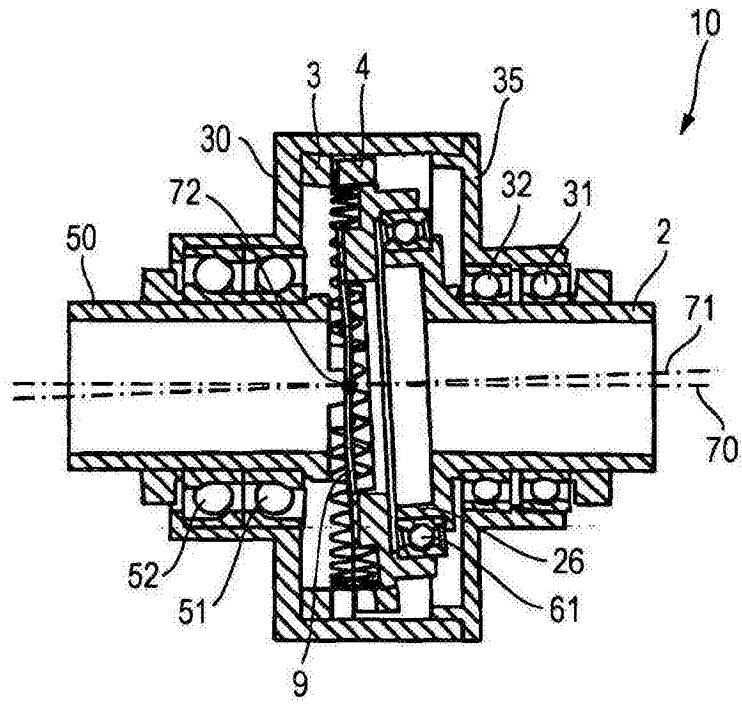


图2A

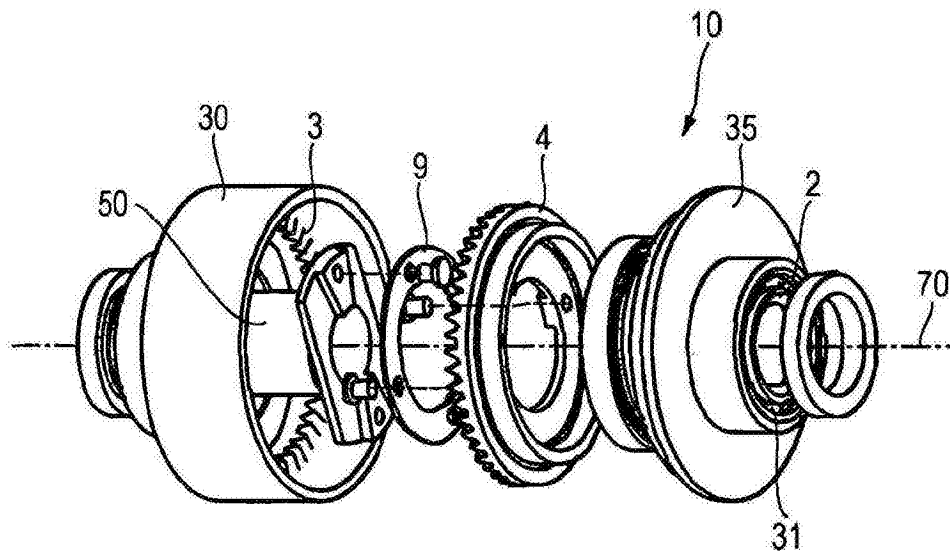


图2B

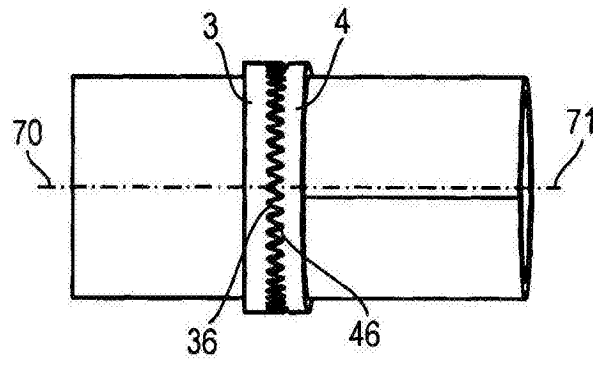


图3A

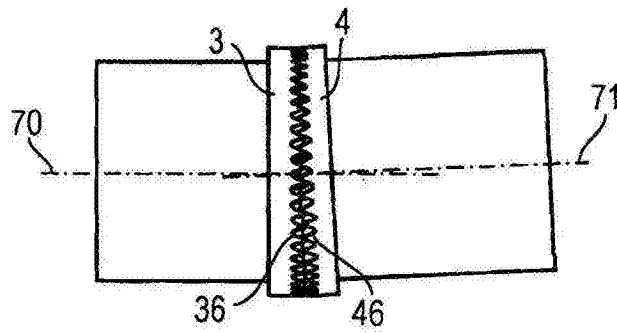


图3B

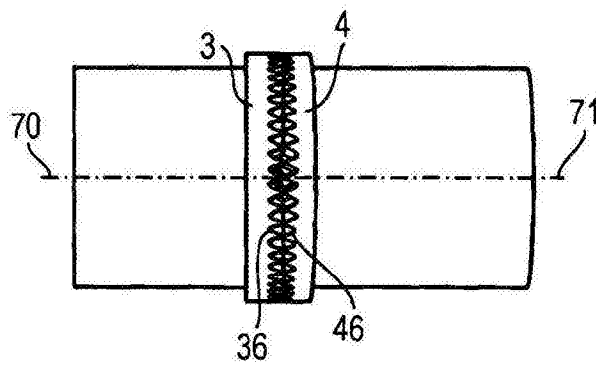


图3C

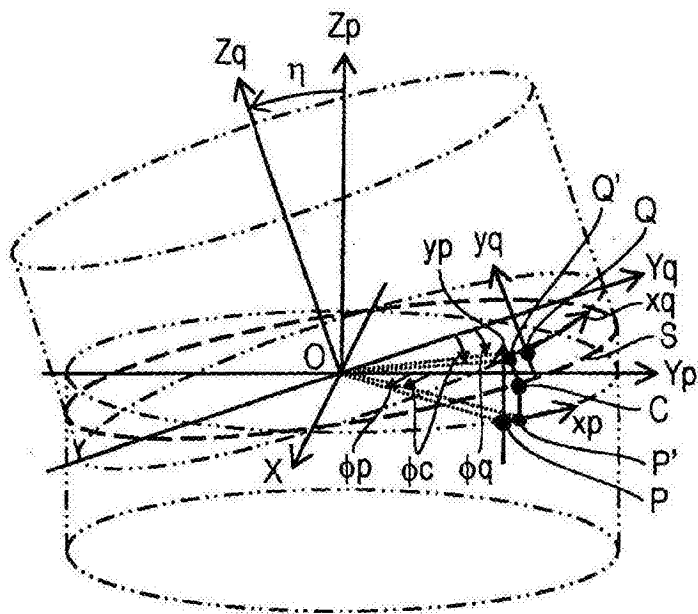


图4

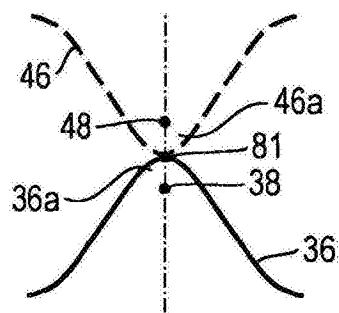


图5A

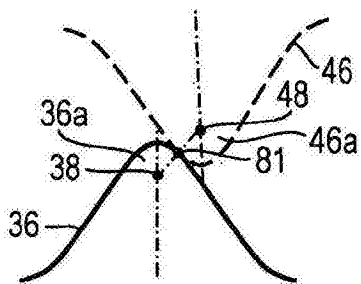


图5B

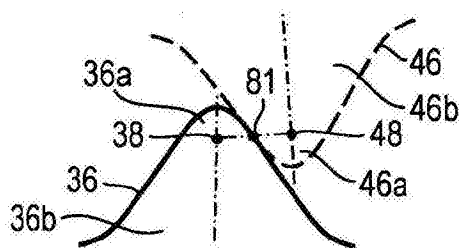


图5C

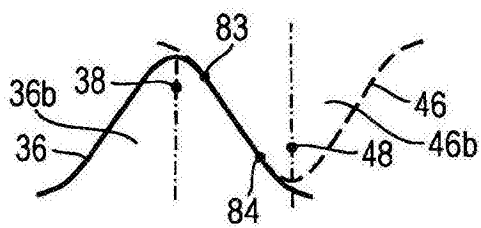


图5D

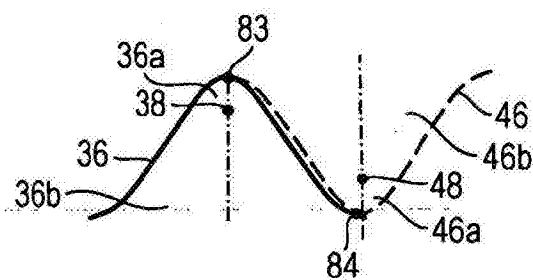


图5E

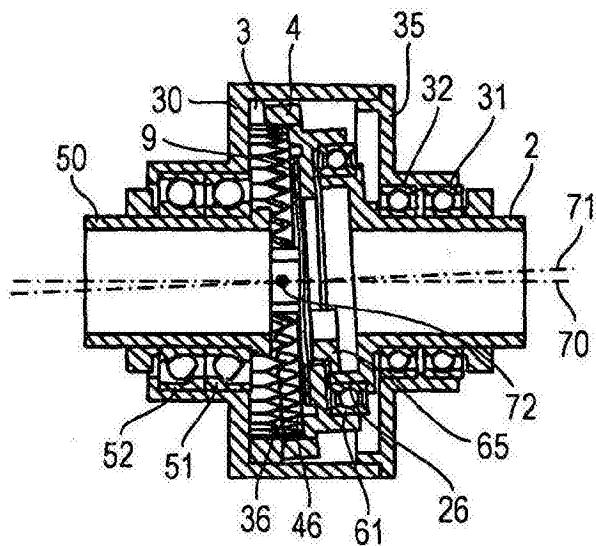


图6A

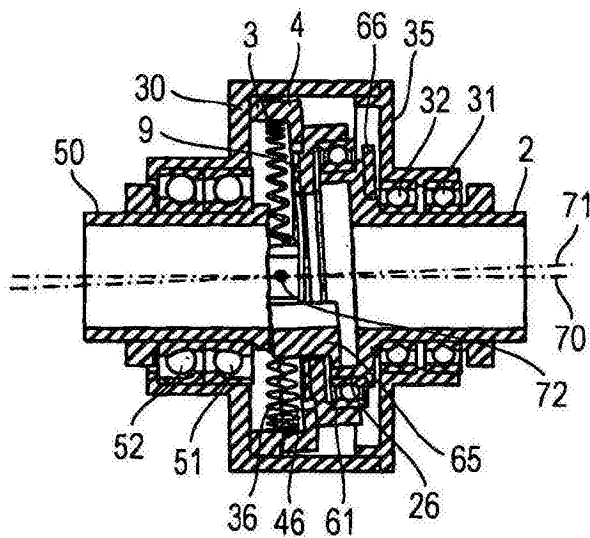


图6C

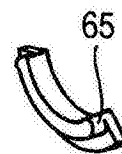


图6B

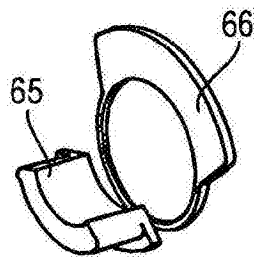


图6D

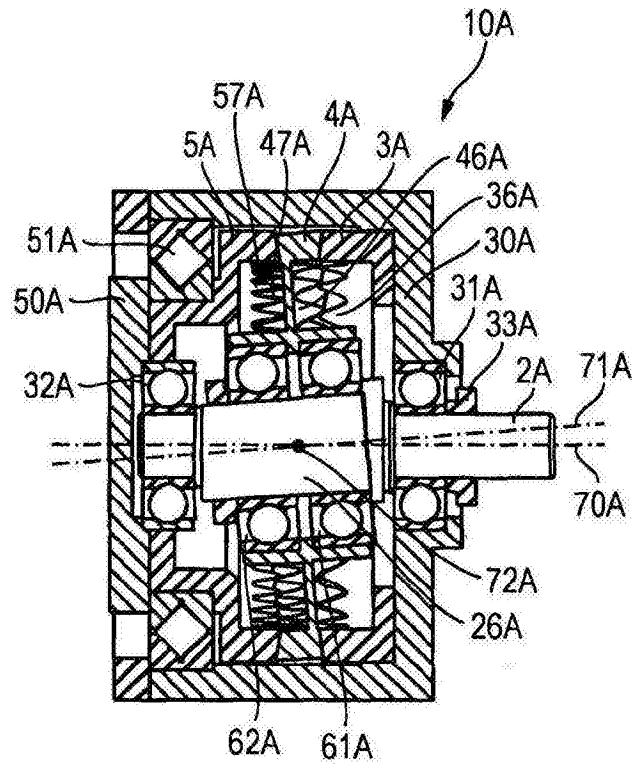


图7A

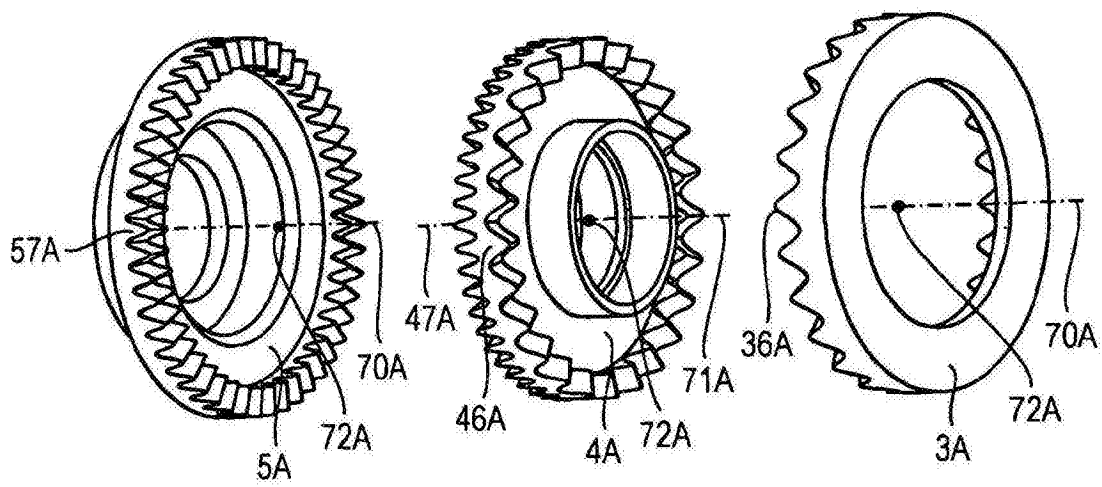


图7B

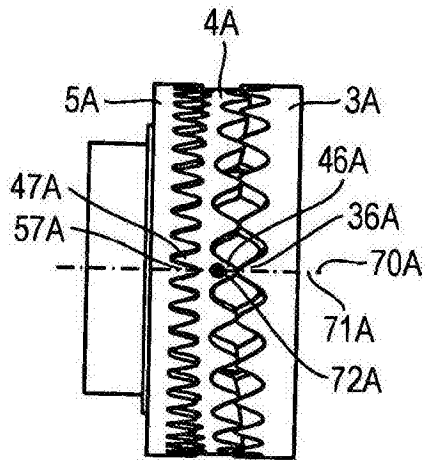


图8A

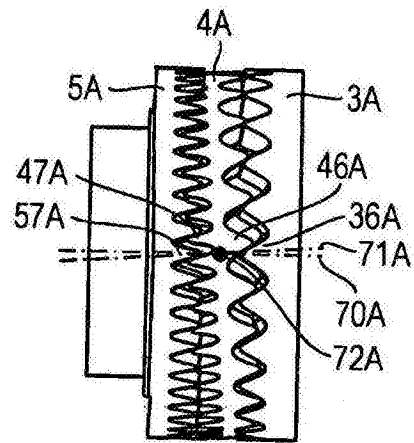


图8B

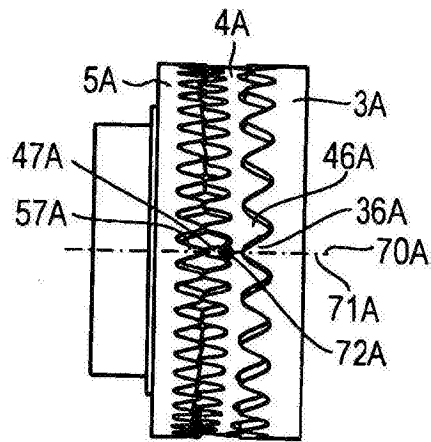


图8C

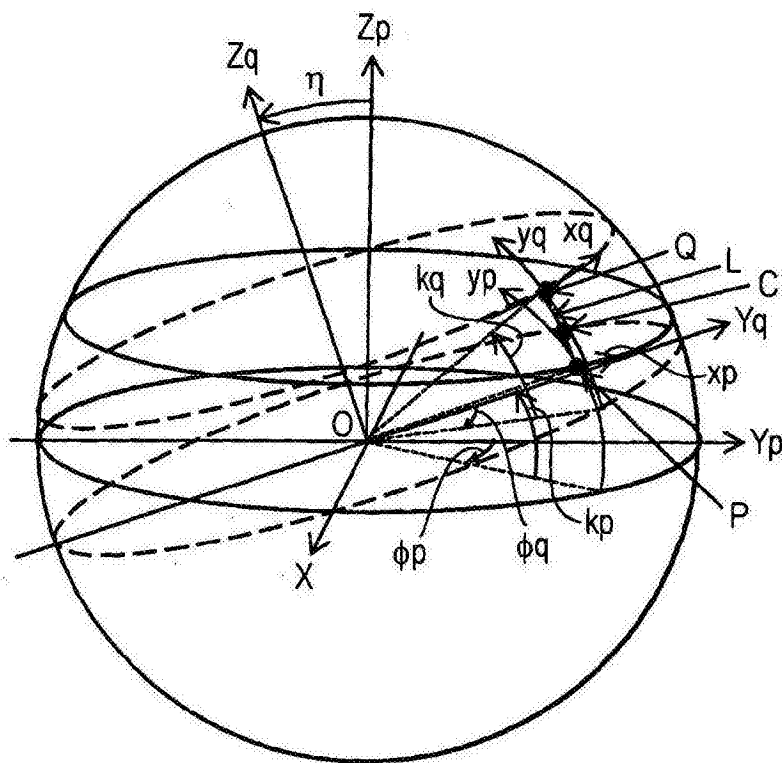


图9

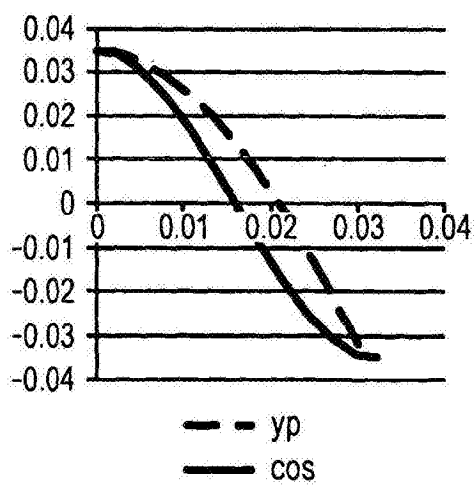


图10A

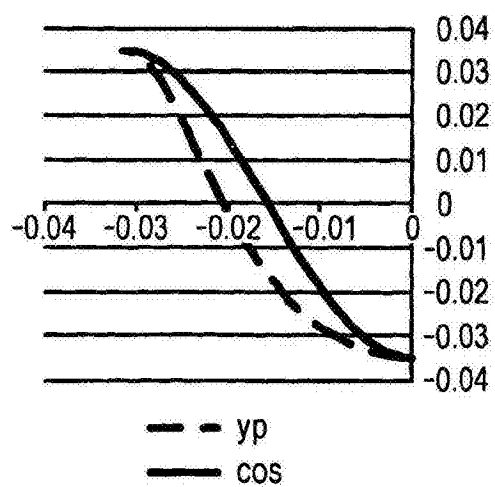


图10B

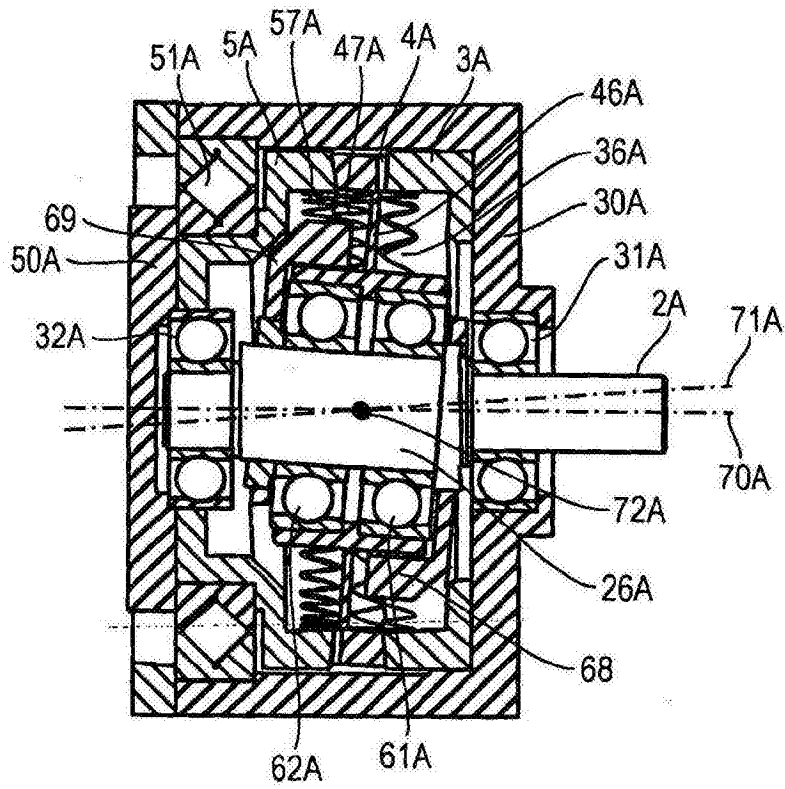


图11A

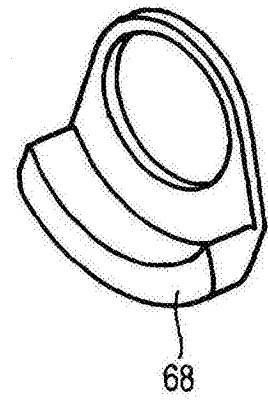


图11B

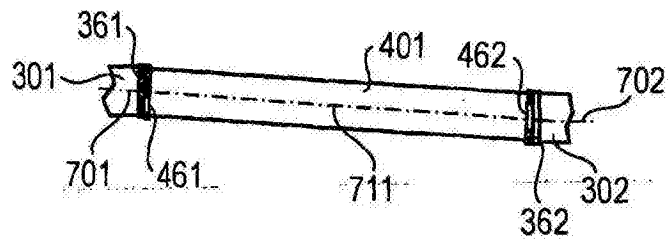


图12