



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 106536976 B

(45)授权公告日 2019.05.17

(21)申请号 201580038728.6

(72)发明人 清泽芳秀 半田纯 泷泽登

(22)申请日 2015.07.03

张新月

(65)同一申请的已公布的文献号

(74)专利代理机构 北京旭知行专利代理事务所

申请公布号 CN 106536976 A

(普通合伙) 11432

(43)申请公布日 2017.03.22

代理人 王轶 李伟

(30)优先权数据

(51)Int.Cl.

2014-149372 2014.07.23 JP

F16H 1/32(2006.01)

(85)PCT国际申请进入国家阶段日

(56)对比文件

2017.01.17

JP 2009156462 A, 2009.07.16, 说明书第
24-25段以及附图1-2.

(86)PCT国际申请的申请数据

CN 101070898 A, 2007.11.14, 全文.

PCT/JP2015/069244 2015.07.03

CN 101614265 A, 2009.12.30, 全文.

(87)PCT国际申请的公布数据

CN 101929527 A, 2010.12.29, 全文.

W02016/013380 JA 2016.01.28

US 2011088496 A1, 2011.04.21, 说明书第
50-53段以及附图2.

(73)专利权人 谐波传动系统有限公司

审查员 陈桂银

地址 日本国东京都

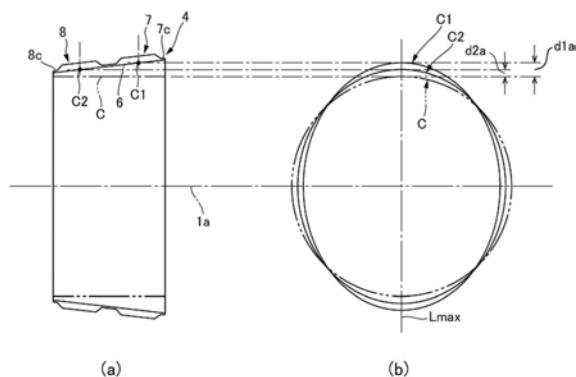
权利要求书2页 说明书8页 附图3页

(54)发明名称

双联型波动齿轮装置

(57)摘要

双联型波动齿轮装置的外齿齿轮(4)包括齿数不同的第一、第二外齿(7、8)，通过波动发生器而被弯曲变形成椭圆状。当将弯曲变形成椭圆状的第一、第二外齿(7、8)的长轴位置的半径方向弯曲量的理论值 d_1 、 d_2 表示为 $d_1=m_1n_1$ 、 $d_2=m_2n_2$ (m_1, m_2 : 第一、第二外齿的模数、 n_1, n_2 : 正整数)时，第一、第二外齿(7、8)的半径方向弯曲量 d_{1a} 、 d_{2a} 如下： $d_{1a}=\omega d_1$ ， $d_{2a}=\omega d_2$ ， $1.25 \leq \omega \leq 3$ 。本发明能够实现使齿数不同的第一、第二外齿适当地弯曲变形而可以在与各内齿齿轮之间形成良好的啮合状态的双联型波动齿轮装置。



1. 一种波动齿轮装置，其特征在于，包括：

刚性的第一内齿齿轮，所述刚性的第一内齿齿轮形成有第一内齿；

刚性的第二内齿齿轮，所述刚性的第二内齿齿轮与所述第一内齿齿轮同轴地并列配置，且形成有第二内齿；

柔性的外齿齿轮，所述柔性的外齿齿轮同轴地配置于所述第一、第二内齿齿轮的内侧，且在能够在半径方向上弯曲变形的圆筒体的外周面形成有能够与所述第一内齿啮合的第一外齿以及能够与所述第二内齿啮合且齿数与所述第一外齿不同的第二外齿；以及

波动发生器，所述波动发生器使所述外齿齿轮弯曲变形成椭圆状，从而，使所述第一外齿与所述第一内齿局部啮合，使所述第二外齿与所述第二内齿局部啮合，

所述波动发生器包括：

刚性的插塞；

椭圆状轮廓的外周面，所述椭圆状轮廓的外周面形成于所述插塞的外周面；

第一波动轴承，所述第一波动轴承安装于所述外周面，由支撑所述第一外齿的球轴承构成；以及

第二波动轴承，所述第二波动轴承安装于所述外周面，由支撑所述第二外齿的球轴承构成，

使所述第一外齿的模数为 m_1 ，使所述第二外齿的模数为 m_2 ，

使 n_1 、 n_2 为正整数，将所述第一外齿与所述第一内齿的齿数差表示为 $2n_1$ ，将所述第二外齿与所述第二内齿的齿数差表示为 $2n_2$ ，

将弯曲变形成椭圆状的所述外齿齿轮中的所述第一外齿的长轴位置的半径方向弯曲量的理论值 d_1 以及所述第二外齿的长轴位置的半径方向弯曲量的理论值 d_2 分别表示为：

$$d_1 = m_1 n_1,$$

$$d_2 = m_2 n_2,$$

当通过所述波动发生器被弯曲变形的所述第一外齿的半径方向弯曲量为 d_{1a} ，第二外齿的半径方向弯曲量为 d_{2a} ， ω 为具有比1大的值的系数时，

所述第一外齿的所述半径方向弯曲量 d_{1a} 大于所述第二外齿的所述半径方向弯曲量 d_{2a} ，

在包含所述长轴位置的截面中，所述外齿齿轮的弯曲量沿着该外齿齿轮的齿线方向，从所述第二外齿的外端朝向第一外齿的外端，与距所述第二外齿的外端的距离成比例地增加，

所述半径方向弯曲量 d_{1a} 和 d_{2a} 分别为所述第一外齿和所述第二外齿的平均半径方向弯曲量，

这些半径方向弯曲量 d_{1a} 、 d_{2a} 为：

$$d_{1a} = \omega d_1,$$

$$d_{2a} = \omega d_2,$$

所述系数 ω 为：

$$1.25 \leq \omega \leq 3.$$

2. 根据权利要求1所述的波动齿轮装置，其特征在于，

所述第一外齿的齿数与所述第一内齿的齿数不同，

所述第二外齿的齿数与所述第二内齿的齿数不同。

3. 根据权利要求1或2所述的波动齿轮装置,其特征在于,
所述第一外齿的齿数比所述第一内齿的齿数少,
所述第一内齿的齿数与所述第二内齿的齿数相同。
4. 根据权利要求1或2所述的波动齿轮装置,其特征在于,
所述波动发生器是旋转输入元件,
所述第一内齿齿轮及所述第二内齿齿轮中的一方是被固定而不旋转的静止侧内齿齿轮,另一方是作为减速旋转输出元件的驱动侧内齿齿轮。
5. 根据权利要求3所述的波动齿轮装置,其特征在于,
所述波动发生器是旋转输入元件,
所述第一内齿齿轮及所述第二内齿齿轮中的一方是被固定而不旋转的静止侧内齿齿轮,另一方是作为减速旋转输出元件的驱动侧内齿齿轮。

双联型波动齿轮装置

技术领域

[0001] 本发明涉及包括一对内齿齿轮、能够在半径方向上弯曲变形的圆筒状的外齿齿轮以及波动发生器的波动齿轮装置。

背景技术

[0002] 具备圆筒状的外齿齿轮的波动齿轮装置通常包括：被固定而不旋转的静止侧内齿齿轮、作为旋转输入元件的波动发生器、作为减速旋转输出元件的驱动侧内齿齿轮、以及能够与静止侧内齿齿轮及驱动侧内齿齿轮啮合且能够在半径方向上弯曲变形的圆筒状的外齿齿轮。在典型的波动齿轮装置中，外齿齿轮被弯曲变形成椭圆状而在椭圆形形状的长轴两端的位置能够与静止侧及驱动侧的内齿齿轮啮合。

[0003] 专利文献1中记载有一种一般的波动齿轮装置，该波动齿轮装置的静止侧内齿齿轮的齿数比外齿齿轮多2个，驱动侧内齿齿轮的齿数与外齿齿轮相同。外齿齿轮的外齿在其齿线方向的中央部分被分成两个部分，一方的外齿部分能够与静止侧内齿齿轮啮合，另一方的外齿部分能够与驱动侧内齿齿轮啮合。如果波动发生器旋转，则外齿齿轮以对应于与静止侧内齿齿轮的齿数差的速比进行减速旋转。从与外齿齿轮一体旋转的驱动侧内齿齿轮，输出外齿齿轮的减速旋转。

[0004] 专利文献2中记载有一种波动齿轮装置，该波动齿轮装置的静止侧内齿齿轮的齿数比外齿齿轮多2个，驱动侧内齿齿轮的齿数比外齿齿轮少2个。该波动齿轮装置中，如果波动发生器旋转，则外齿齿轮以对应于与静止侧内齿齿轮的齿数差的速比进行减速旋转。外齿齿轮的旋转以对应于该外齿齿轮与驱动侧内齿齿轮之间的齿数差的速比进行加速而从驱动侧内齿齿轮输出。从驱动侧内齿齿轮输出的旋转成为：以相对于输入给波动发生器的输入旋转而言比速比50要小的速比进行减速的减速旋转。

[0005] 另一方面，专利文献2、3中记载有一种波动齿轮装置，该波动齿轮装置包括具备2列球轴承的波动发生器。该形式的波动发生器由具备椭圆状轮廓的外周面的刚性插塞和安装于该外周面的2列球轴承构成。柔性外齿齿轮通过被弯曲变形成椭圆状的各球轴承的外圈的外周面的长轴两端的部分而被推向半径方向的外侧，从而保持与第一、第二刚性内齿齿轮的啮合。

[0006] 专利文献

[0007] 专利文献1：日本特开2011-112214号公报

[0008] 专利文献2：日本特开平02-275147号公报

[0009] 专利文献3：日本特开平01-91151号公报

发明内容

[0010] 此处，作为外齿齿轮，考虑使用：在能够在半径方向上弯曲变形的圆筒体的外周面形成有能够与一方的第一内齿齿轮啮合的第一外齿和能够与另一方的第二内齿齿轮啮合且齿数与第一外齿不同的第二外齿的外齿齿轮。由此，与专利文献2中记载的波动齿轮装置

同样地,能够在第一外齿与第一内齿齿轮之间进行减速或者加速,即使在第二外齿与第二内齿齿轮之间也能够进行减速或者加速。因此,能够实现速比不足50的波动齿轮装置。另外,与专利文献2中记载的波动齿轮装置相比,能够以更高的自由度来设计速比不足50的波动齿轮装置。

[0011] 本说明书中,将具备在能够弯曲变形的圆筒体的外周面形成有齿数不同的第一、第二外齿的外齿齿轮的波动齿轮装置称为“双联型(dual type)波动齿轮装置”。

[0012] 双联型波动齿轮装置中,外齿齿轮的第一外齿及第二外齿形成于共通的圆筒体的外周面,它们的齿底轮缘部彼此连接。如果圆筒体通过波动发生器而弯曲变形为椭圆状,则齿数不同的第一、第二外齿分别与不同的内齿齿轮啮合。

[0013] 此处,各外齿的弯曲量的设定会对这些外齿的啮合状态、耐磨损性及齿底疲劳强度造成较大影响。另外,各外齿的弯曲变形状态会对支撑第一、第二外齿的波动发生器的各波动轴承的球载荷分布造成较大影响,还会对这些波动轴承的寿命造成影响。

[0014] 在第一、第二外齿为独立的齿轮的情况下,可以通过不同的波动发生器,以适合于各齿轮的弯曲量地将各齿轮弯曲变形为椭圆状。由此,能够使第一、第二外齿分别以适当的啮合状态与所对应的内齿啮合。

[0015] 但是,在双联型波动齿轮装置的情况下,由于在共通的圆筒体的外周面形成有第一、第二外齿,所以无法将第一、第二外齿以根据它们的齿数而不同的弯曲量独立地进行弯曲变形。另外,如果以适合于一方的外齿的弯曲量将圆筒体弯曲变形,则有时无法将另一方的外齿的啮合状态维持在适当的状态。此外,由于第一、第二外齿各自的弯曲变形状态会对另一方的弯曲变形状态造成影响,所以如果不考虑这两者的弯曲变形状态的相互作用,则无法将各外齿弯曲变形成为适当的啮合状态。

[0016] 本发明的课题鉴于这一点,提供一种能够使齿数不同的第一、第二外齿适当地弯曲变形从而在与各内齿齿轮之间形成良好的啮合状态的双联型波动齿轮装置。

[0017] 另外,本发明的课题是提供一种通过使齿数不同的第一、第二外齿适当地弯曲变形来实现支撑这些外齿的波动发生器的波动轴承的轴承球载荷分布的均匀化的双联型波动齿轮装置。

[0018] 为了解决上述的课题,本发明的双联型波动齿轮装置的特征在于,包括:

[0019] 刚性的第一内齿齿轮,所述刚性的第一内齿齿轮形成有第一内齿;

[0020] 刚性的第二内齿齿轮,所述刚性的第二内齿齿轮与所述第一内齿齿轮同轴地并列配置,且形成有第二内齿;

[0021] 柔性的外齿齿轮,所述柔性的外齿齿轮同轴地配置于所述第一、第二内齿齿轮的内侧,且在能够在半径方向上弯曲变形的圆筒体的外周面形成有能够与所述第一内齿啮合的第一外齿以及能够与所述第二内齿啮合且齿数与所述第一外齿不同的第二外齿;以及

[0022] 波动发生器,所述波动发生器使所述外齿齿轮弯曲变形为椭圆状,从而,使所述第一外齿与所述第一内齿局部啮合,使所述第二外齿与所述第二内齿局部啮合,

[0023] 使所述第一外齿的模数为 m_1 ,使所述第二外齿的模数为 m_2 ,

[0024] 使 n_1 、 n_2 为正整数,将所述第一外齿与所述第一内齿的齿数差表示为 $2n_1$,将所述第二外齿与所述第二内齿的齿数差表示为 $2n_2$,

[0025] 将弯曲变形为椭圆状的所述第一外齿的长轴位置的半径方向弯曲量的理论值 d_1

以及所述第二外齿的半径方向弯曲量的理论值 d_2 分别表示为:

[0026] $d_1 = m_1 n_1$,

[0027] $d_2 = m_2 n_2$,

[0028] 当通过所述波动发生器而被弯曲变形的所述第一外齿的半径方向弯曲量为 d_{1a} , 第二外齿的半径方向弯曲量为 d_{2a} , ω 为具有比1大的值的系数时, 这些半径方向弯曲量 d_{1a} 、 d_{2a} 为:

[0029] $d_{1a} = \omega d_1$,

[0030] $d_{2a} = \omega d_2$.

[0031] 即, 第一、第二外齿的半径方向弯曲量 d_{1a} 、 d_{2a} 这两者设定成比它们的理论值 d_1 、 d_2 要大。具体而言, 设定波动发生器的轮廓形状, 以便第一、第二外齿以像这样的弯曲量进行弯曲变形。

[0032] 此处, 系数 ω 的值优选在下面的范围内。

[0033] $1.25 \leq \omega \leq 3$

[0034] 在将外齿齿轮弯曲变形成椭圆状之前的正圆的状态下, 以通过其圆筒体(齿底轮廓)的厚度的中央的圆为轮廓中性圆。该轮廓中性圆因将外齿齿轮弯曲变形成椭圆状而变形为椭圆状。将其称为椭圆状轮廓中性曲线。外齿齿轮的半径方向弯曲量是: 椭圆状轮廓中性曲线中的长轴的半径与轮廓中性圆的半径之间的差值, 当使外齿齿轮的模数为 m , 以 $2n$ (n : 正整数)为与内齿齿轮的齿数差, 以 ω 为弯曲变形系数, 表示为 ωmn 。 $\omega = 1$ 时的半径方向弯曲量 mn 是: 外齿齿轮的节圆直径除以将刚性内齿轮固定时的减速比而得到的值, 其是半径方向弯曲量的理论值(标准弯曲量)。

[0035] 在是形成于同一圆筒体的外周面的齿数不同的第一、第二外齿的情况下, 这两者的节圆直径大致相同。因此, 齿数越多, 半径方向弯曲量的理论值 mn 越小。

[0036] 本发明中, 如上所述, 将齿数不同的第一、第二外齿的半径方向弯曲量均设定为比理论值要大的值($\omega > 1$)。如果像这样将第一、第二外齿的弯曲量设定为比理论值要大的值, 能够使这两个外齿均以良好的啮合状态与内齿分别啮合, 能够提高第一、第二外齿的耐磨损性及齿底疲劳强度。特别是通过如上所述地设定 ω 的值, 能够形成第一、第二外齿的良好啮合状态, 能够提高它们的耐磨损性及齿底疲劳强度。

[0037] 另外, 在波动发生器具备分别支撑第一、第二外齿的2列波动轴承的情况下, 能够实现各波动轴承的轴承球载荷分布的均匀化。由此, 能够延长波动轴承的寿命。

[0038] 接下来, 本发明的双联型波动齿轮装置中, 当第一内齿的齿数为 $Zc1$, 第二内齿的齿数为 $Zc2$, 第一外齿的齿数为 $Zf1$, 第二外齿的齿数为 $Zf2$ 时, 第一内齿齿轮与具备第一外齿的外齿齿轮之间的速比 $R1$ 、第二内齿齿轮与具备第二外齿的外齿齿轮之间的速比 $R2$ 以及波动齿轮装置的速比 R 分别如下表示。

[0039] $R1 = 1 / \{ (Zf1 - Zc1) / Zf1 \}$

[0040] $R2 = 1 / \{ (Zf2 - Zc2) / Zf2 \}$

[0041] $R = (R1 * R2 - R1) / (-R1 + R2)$

[0042] 因此, 能够得到不足50、例如比30低很多的速比。另外, 与以往不同, 作为外齿齿轮的外齿, 形成有齿数、模数不同的第一外齿及第二外齿。因此, 与以往相比, 能够容易地实现用于设定速比的设计的自由度较高、且速比较低的波动齿轮装置。

[0043] 本发明的双联型波动齿轮装置中,通常,第一外齿的齿数 Z_{f1} 与第一内齿的齿数 Z_{c1} 不同,第二外齿的齿数 Z_{f2} 与第二内齿的齿数 Z_{c2} 不同。例如可以使第一外齿的齿数 Z_{f1} 比第一内齿的齿数 Z_{c1} 要少,使第一内齿的齿数 Z_{c1} 与第二内齿的齿数 Z_{c2} 相同。

[0044] 另外,波动发生器是旋转输入元件,第一内齿齿轮以及第二内齿齿轮中的一方是被固定而不旋转的静止侧内齿齿轮,另一方是作为减速旋转输出元件的驱动侧内齿齿轮。

附图说明

[0045] 图1是应用了本发明的双联型波动齿轮装置的端面图及纵向截面图。

[0046] 图2是图1的双联型波动齿轮装置的示意图。

[0047] 图3是图1的波动齿轮装置的局部放大截面图。

[0048] 图4是表示图1的外齿齿轮的弯曲变形状态的说明图。

具体实施方式

[0049] 以下,参照附图,对应用了本发明的双联型波动齿轮装置的实施方式进行说明。

[0050] 图1(a)是表示本发明的实施方式所涉及的双联型(dual type)波动齿轮装置(以下,仅称为“波动齿轮装置”)的端面图,图1(b)是表示以图1(a)的b-b线切断而得到的部分的纵向截面图。另外,图2是图1的波动齿轮装置的示意图。波动齿轮装置1用作例如减速器,包括:圆环状的刚性的第一内齿齿轮2、圆环状的刚性的第二内齿齿轮3、由能够在半径方向上弯曲变形的薄弹性体构成的圆筒形状的柔性的外齿齿轮4、以及椭圆状轮廓的波动发生器5。

[0051] 第一、第二内齿齿轮2、3在中心轴线1a的方向上以具有规定的间隙的方式同轴地并列配置。本例中,第一内齿齿轮2是被固定而不旋转的静止侧内齿齿轮,其第一内齿2a的齿数为 Z_{c1} 。第二内齿齿轮3是被支撑为能够自由旋转的状态的驱动侧内齿齿轮,其第二内齿3a的齿数为 Z_{c2} 。第二内齿齿轮3是波动齿轮装置1的减速旋转输出元件。

[0052] 圆筒形状的外齿齿轮4同轴地配置于第一、第二内齿齿轮2、3的内侧。外齿齿轮4包括:能够在半径方向上弯曲变形的薄弹性体亦即圆筒体6、形成于该圆筒体6的圆形外周面的第一外齿7及第二外齿8、以及形成于这些外齿之间的作为刀具退避部起作用的间隙9(参照图3)。第一外齿7在圆筒体6的圆形外周面形成于中心轴线1a的方向上的一方的第一内齿2a这一侧,第二外齿8形成于另一方的第二内齿3a这一侧。这些第一、第二外齿7、8形成为以中心轴线1a的方向为齿线方向。

[0053] 即,第一外齿7形成于与第一内齿2a对置的一侧,其齿数为 Z_{f1} ,能够与第一内齿2a啮合。第二外齿8形成于与第二内齿3a对置的一侧,其齿数为 Z_{f2} ,能够与第二内齿3a啮合。这些齿数 Z_{f1} 、 Z_{f2} 不同。

[0054] 波动发生器5包括:椭圆状轮廓的刚性插塞11、安装于该刚性插塞11的椭圆状外周面的第一波动轴承12及第二波动轴承13。第一、第二波动轴承12、13由球轴承构成。

[0055] 波动发生器5嵌入于外齿齿轮4的圆筒体6的内周面,将圆筒体6弯曲变形成椭圆状。因此,第一、第二外齿7、8也弯曲变形成椭圆状。弯曲变形成椭圆状的外齿齿轮4在其椭圆形状的长轴Lmax的两端位置能够与第一、第二内齿齿轮2、3啮合。即,第一外齿7在椭圆形状的长轴的两端位置能够与第一内齿2a啮合,第二外齿8在长轴的两端位置能够与第二内

齿3a啮合。

[0056] 波动发生器5是波动齿轮装置1的输入旋转元件。波动发生器5的刚性插塞11具备轴孔11c，在此，同轴地连结固定有输入旋转轴10(参照图2)。例如连结固定有马达输出轴。如果波动发生器5旋转，则外齿齿轮4的第一外齿7与静止侧的第一内齿2a的啮合位置以及外齿齿轮4的第二外齿8与驱动侧的第二内齿3a的啮合位置在圆周方向上发生移动。

[0057] 第一外齿7的齿数Zf1与第二外齿8的齿数Zf2不同，本例中，第二外齿8的齿数Zf2较多。另外，第一内齿2a的齿数Zc1与第一外齿7的齿数Zf1不同，本例中，第一内齿2a的齿数Zc1较多。第二内齿3a的齿数Zc2与第二外齿8的齿数Zf2不同，本例中，第二内齿3a的齿数Zc2较少。

[0058] 本例中，外齿齿轮4弯曲变形成椭圆状而在圆周方向的2处与内齿齿轮2、3啮合。因此，当n₁为正整数时，第一内齿2a的齿数Zc1与第一外齿7的齿数Zf1的差值为2n₁个。当n₂为正整数时，第二内齿3a的齿数Zc2与第二外齿8的齿数Zf2的差值为2n₂个。

$$[0059] Zc1 = Zf1 + 2n_1$$

$$[0060] Zc2 = Zf2 - 2n_2$$

[0061] 作为具体例，各齿数如下设定(n₁=n₂=1)。

$$[0062] Zc1 = 62$$

$$[0063] Zf1 = 60$$

$$[0064] Zc2 = 62$$

$$[0065] Zf2 = 64$$

[0066] 第一内齿齿轮2与第一外齿7之间的速比R1、第二内齿齿轮3与第二外齿8之间的速比R2分别如下。

$$[0067] i_1 = 1/R1 = (Zf1 - Zc1) / Zf1 = (60 - 62) / 60 = -1/30$$

$$[0068] i_2 = 1/R2 = (Zf2 - Zc2) / Zf2 = (64 - 62) / 64 = 1/32$$

[0069] 因此，得到R1=-30、R2=32。

[0070] 波动齿轮装置1的速比R使用了速比R1、R2并用下式表示。因此，根据本发明，能够实现速比非常小(低减速比)的波动齿轮装置。(另外，速比的负号表示输出旋转的方向是与输入旋转的方向相反的方向。)

$$[0071] R = (R1 * R2 - R1) / (-R1 + R2)$$

$$[0072] = (-30 \times 32 + 30) / (30 + 32)$$

$$[0073] = -930 / 62$$

$$[0074] = -15$$

[0075] (间隙：刀具退避部)

[0076] 图3是波动齿轮装置1的局部放大截面图，示出外齿齿轮4及波动发生器5的第一、第二波动轴承12、13。形成在第一、第二外齿7、8之间的间隙9作为用于将第一、第二外齿7、8切齿的切齿用刀具的刀具退避部起作用。

[0077] 首先，对第一、第二外齿7、8进行说明。本例的第一、第二内齿2a、3a的齿宽实质上是相同的。因此，以圆筒体6的齿线方向的中央位置6a为中心，以对称的状态来形成齿宽相同的第一外齿7及第二外齿8。在第一内齿2a、第二内齿3a的齿宽彼此不同的情况下，与此对应地，第一外齿7、第二外齿8的齿宽也不相同。

[0078] 间隙9在齿线方向上具有规定的宽度，在齿线方向的中央部分具有在齿高方向上最深的最深部。本例中，在从齿厚方向观察的情况下，齿线方向的中央部分成为通过在齿线方向上平行延伸的直线而被确定的最深部9a。确定第一外齿7的齿线方向的内侧端面7a的凹圆弧曲线、以及规定第二外齿8的齿线方向的内侧端面8a的凹圆弧曲线平滑地连结于最深部9a的齿线方向的两端。也可以将最深部9a确定为凹曲面，并将两侧的内侧端面7a、8a确定为倾斜直线。另外，还可以将最深部9a确定为直线，并将两侧的内侧端面7a、8a确定为倾斜直线。

[0079] 本例的间隙9的齿线方向的宽度是随着从最深部9a朝向齿高方向而渐渐增加的。其齿线方向上的最大宽度L1是：从第一外齿7的齿顶圆的齿线方向的内侧端7b至第二外齿8的齿顶圆的齿线方向的内侧端8b为止的齿线方向的距离。

[0080] 此处，当第一外齿7的齿线方向的外端7c至第二外齿8的齿线方向的外端8c为止的宽度为L，间隙9在齿线方向上的最大宽度为L1时，设定为：

[0081] $0.1L < L1 < 0.3L$ 。

[0082] 另外，间隙9的最深部9a的深度如下设定。当第一外齿7的齿高为h1，第二外齿8的齿高为h2，第一外齿7的齿顶齿面7d至最深部9a为止的齿高方向的深度为t1，第二外齿8的齿顶齿面8d至最深部9a为止的齿高方向的深度为t2时，设定为：

[0083] $0.9h1 < t1 < 1.3h1$

[0084] $0.9h2 < t2 < 1.3h2$ 。

[0085] 双联型波动齿轮装置1的外齿齿轮4中，用于将第一、第二外齿7、8切齿的切齿用刀具也不同。因此，在外齿齿轮4的齿线方向的中央部分亦即在第一外齿7与第二外齿8之间形成有作为刀具退避部起作用的间隙9。

[0086] 通过如何形成该间隙9，能够对齿线方向上的第一外齿7相对于第一内齿2a的齿接触及齿面载荷分布造成较大的影响。同样地，对齿线方向上的第二外齿8相对于第二内齿3a的齿接触及齿面载荷分布也造成较大的影响。

[0087] 如上所述，着眼于这一点，将间隙9的最大宽度L1设定在外齿齿轮4的宽度L的0.1倍～0.3倍的范围内，将其最大深度t1、t2设定在第一、第二外齿7、8的齿高h1、h2的0.9倍～1.3倍的范围内。通过像这样地形成间隙9，确认到了：能够将第一、第二外齿7、8的齿线方向的齿面载荷分布均匀化，齿接触也能够在第一、第二外齿7、8相对于第一、第二内齿2a、3a的齿线方向的各位置维持在良好的状态。

[0088] 因此，能够容易地实现速比为30以下的波动齿轮装置，并且，能够实现外齿齿轮的齿底疲劳强度高、且负载容量大的波动齿轮装置。

[0089] (轴承球中心间距离)

[0090] 接下来，参照图3，对第一、第二波动轴承12、13的轴承球中心间距离进行说明。

[0091] 波动发生器5的刚性插塞11构成为：在其中心轴线的方向上的一侧形成有一定宽度的椭圆形轮廓的第一外周面11a，在另一侧形成有一定宽度的椭圆状轮廓的第二外周面11b。第一外周面11a和第二外周面11b是形状相同且相位相同的椭圆形的外周面。

[0092] 在第一外周面11a上，以弯曲变形成椭圆状的状态安装有第一波动轴承12，在第二外周面11b上，以弯曲变形成椭圆状的状态安装有第二波动轴承13。第一、第二波动轴承12、13是尺寸相同的轴承。

[0093] 第一波动轴承12及第二波动轴承13的轴承球中心12a、13a位于：在齿宽方向上距外齿齿轮4的齿宽方向的中央位置6a的距离相等的位置。另外，轴承球中心间距离设定为：随着间隙9的最大宽度L1的增加而增加。此外，当轴承球中心间距离为Lo时，该球中心间距离Lo设定为下式所示的范围内的值。

[0094] $0.35L < Lo < 0.7L$

[0095] 以往，为了增大外齿齿轮的支撑面积，使用了具备2列球轴承的波动发生器。没有对球中心间距离作任何考虑，2列球轴承配置成靠近外齿齿轮的齿宽方向上的中央部分。

[0096] 本例中，扩大2列波动轴承12、13的球中心间距离Lo，以便提高齿数不同的第一、第二外齿7、8的支撑刚性，能够使相对于内齿2a、3a的齿接触在各外齿7、8的齿线方向的各位置得到改善。即，如上所述，随着形成于第一、第二外齿7、8之间的作为刀具退避部起作用的间隙9的齿线方向的最大宽度L1的增加而扩大（增加）球中心间距离Lo。另外，使球中心间距离Lo的增减范围相对于外齿齿轮4的宽度L而言在0.35倍～0.7倍的范围。

[0097] 由此，可以配置第一、第二波动轴承12、13，以使得根据所形成的间隙9的宽度，分别相对于第一、第二外齿7、8而言，球中心位于齿线方向上的适当位置。由此，在第一、第二外齿7、8各自的齿宽方向的各位置，能够通过第一、第二波动轴承12、13来可靠地支撑第一、第二外齿7、8（能够提高波动发生器5的支撑刚性。）。

[0098] 其结果，能够使第一、第二外齿7、8的齿宽方向的各位置的齿接触得到改善，能够提高这些外齿的齿底疲劳强度。另外，能够使波动发生器5的各波动轴承12、13处的轴承球载荷分布平均化，能够降低其最大载荷，因此，能够使波动发生器5的寿命得到改善。

[0099] （外齿齿轮的弯曲量）

[0100] 本例的外齿齿轮4的第一、第二外齿7、8通过具备2列波动轴承12、13的波动发生器5以不同的弯曲量而被弯曲变形成椭圆形状。使第一外齿7的模数为m₁、第二外齿8的模数为m₂。如上所述，第一外齿7与第一内齿2a的齿数差为2n₁，第二外齿8与第二内齿3a的齿数差为2n₂。

[0101] 可以将弯曲变形成椭圆状的第一外齿7的长轴位置L_{max}处的半径方向弯曲量的理论值d₁以及所述第二外齿8的半径方向弯曲量的理论值d₂分别表示为：

[0102] $d_1 = m_1 n_1$

[0103] $d_2 = m_2 n_2$ 。

[0104] 本例中，使通过波动发生器5弯曲变形的第一外齿7的半径方向弯曲量d_{1a}为比其理论值d₁要大的值。同样地，使第二外齿8的半径方向弯曲量d_{2a}也为比其理论值d₂要大的值。特别是本例中，将半径方向弯曲量d_{1a}、d_{2a}设定在下面的范围内。

[0105] $d_{1a} = \omega d_1$

[0106] $d_{2a} = \omega d_2$

[0107] $1.25 \leq \omega \leq 3$

[0108] 图4是夸张地表示外齿齿轮4的弯曲变形状态的说明图。参照该图4进行说明，在将外齿齿轮4弯曲变形成椭圆状之前的正圆的状态下，以通过其圆筒体（齿底轮缘）6的厚度中央的圆为轮缘中性圆C。该轮缘中性圆C因将外齿齿轮4弯曲变形成椭圆状而变形为椭圆状。将其称为椭圆状轮缘中性曲线。外齿齿轮4的半径方向弯曲量是椭圆状轮缘中性曲线上的长轴L_{max}的半径与轮缘中性圆C的半径之间的差值。

[0109] 本例中,第一外齿7侧的半径方向弯曲量比第二外齿8侧的半径方向弯曲量多。因此,如图4中夸张所示,在包含长轴Lmax的截面,外齿齿轮4的弯曲量沿着其齿线方向从第二外齿8的外端8c朝向第一外齿7的外端7c而与距外端8c的距离大致成比例地增加。上述的半径方向弯曲量d_{1a}及d_{2a}分别是第一、第二外齿7、8的平均弯曲量。与它们的齿线方向的中央位置的弯曲量(椭圆状轮缘中性曲线C1、C2与轮缘中性圆C之间的差值)大致相等。

[0110] 确认到了:如上所述,将齿数不同的第一、第二外齿7、8设定为比理论值要大的值,由此,能够使这两个外齿7、8均以良好的啮合状态与各内齿齿轮啮合,第一、第二外齿7、8的耐磨损性及齿底疲劳强度得到改善。另外,确认到了:能够将对第一、第二外齿7、8分别进行支撑的2列波动轴承12、13的轴承球载荷分布均匀化,能够延长波动轴承12、13的寿命。

[0111] (其它实施方式)

[0112] 另外,上述的例子中,使第一内齿齿轮2为静止侧内齿齿轮,使第二内齿齿轮3为驱动侧内齿齿轮。反之,还可以使第一内齿齿轮2为驱动侧内齿齿轮,使第二内齿齿轮3为静止侧内齿齿轮。

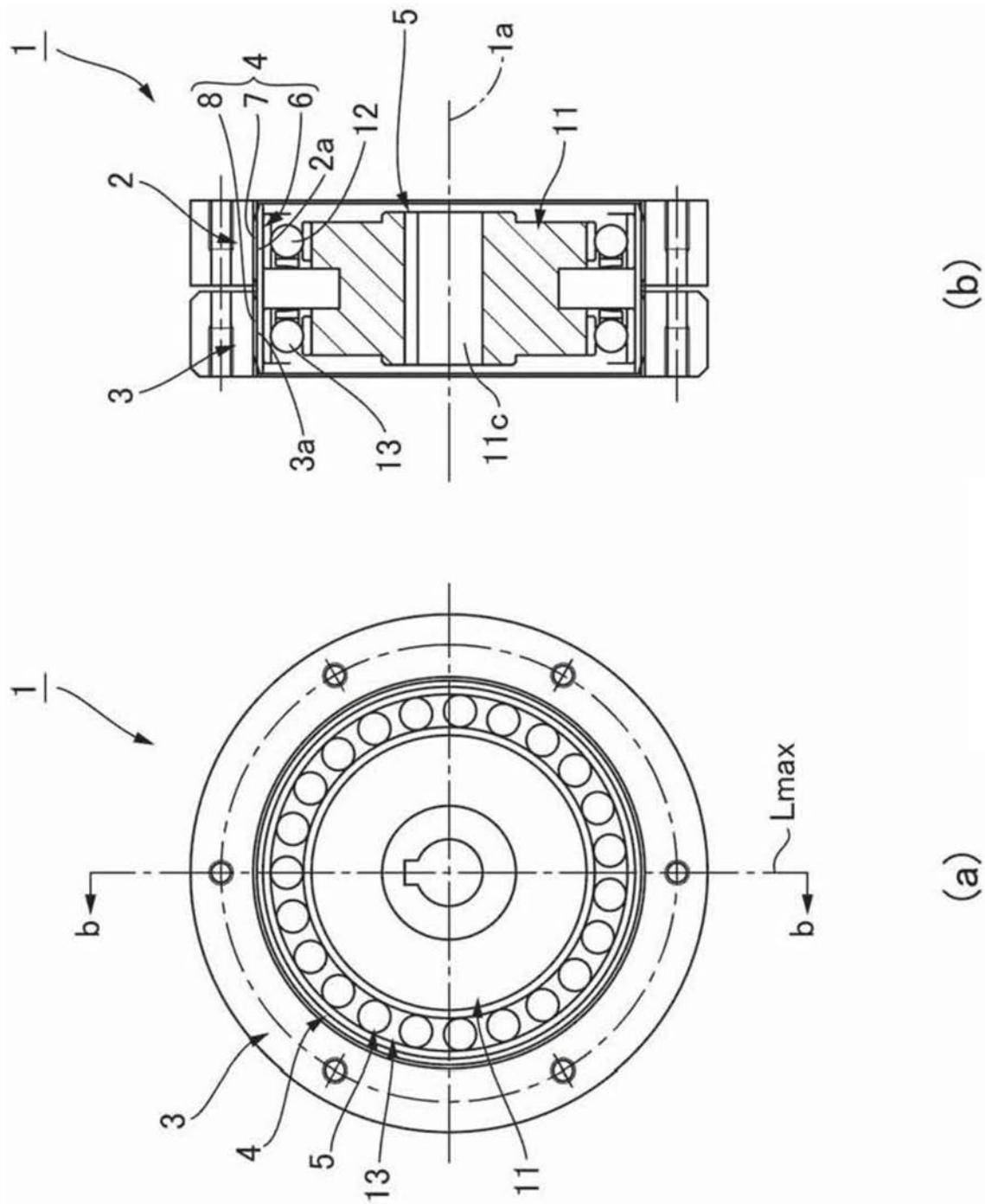


图1

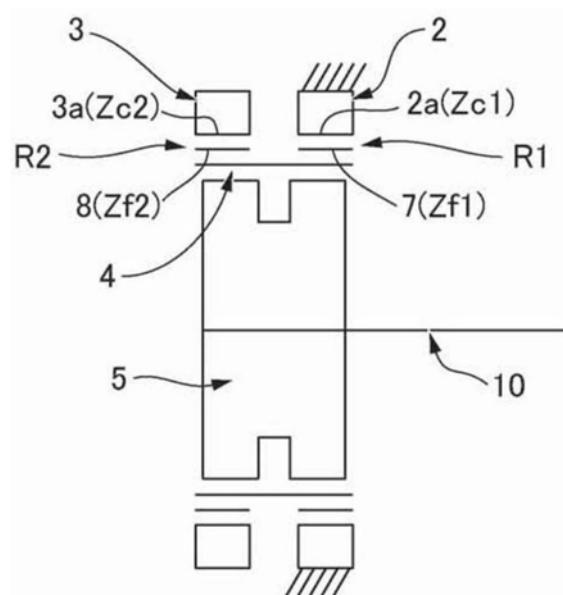


图2

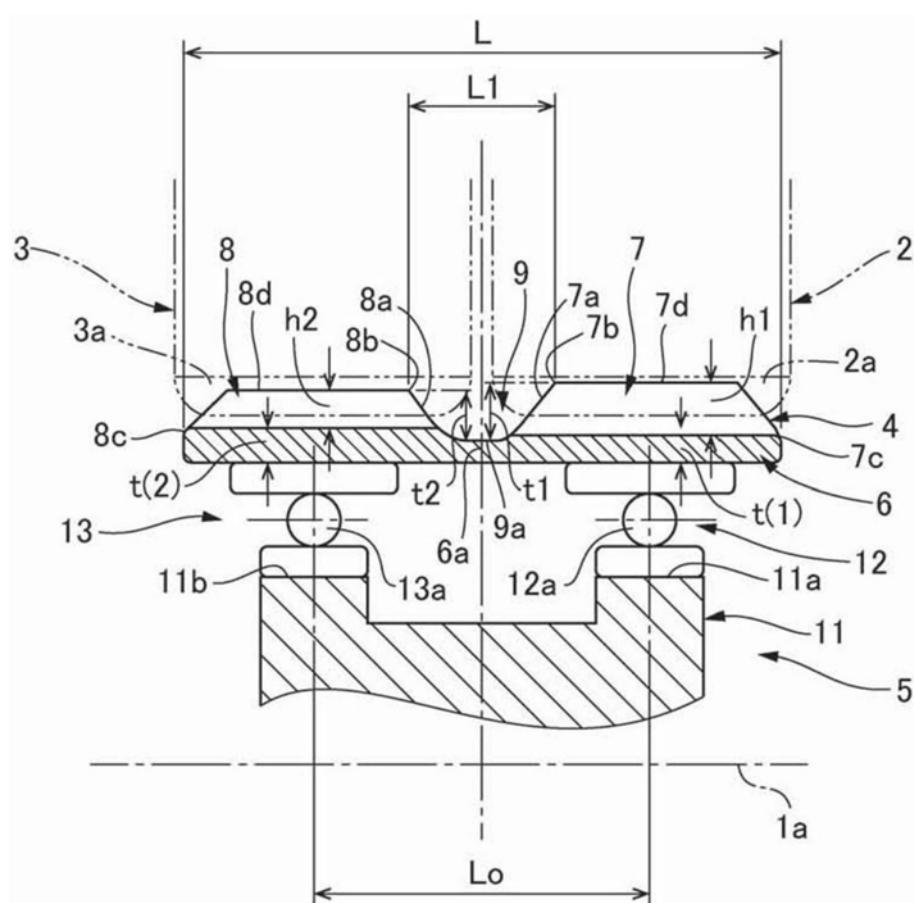


图3

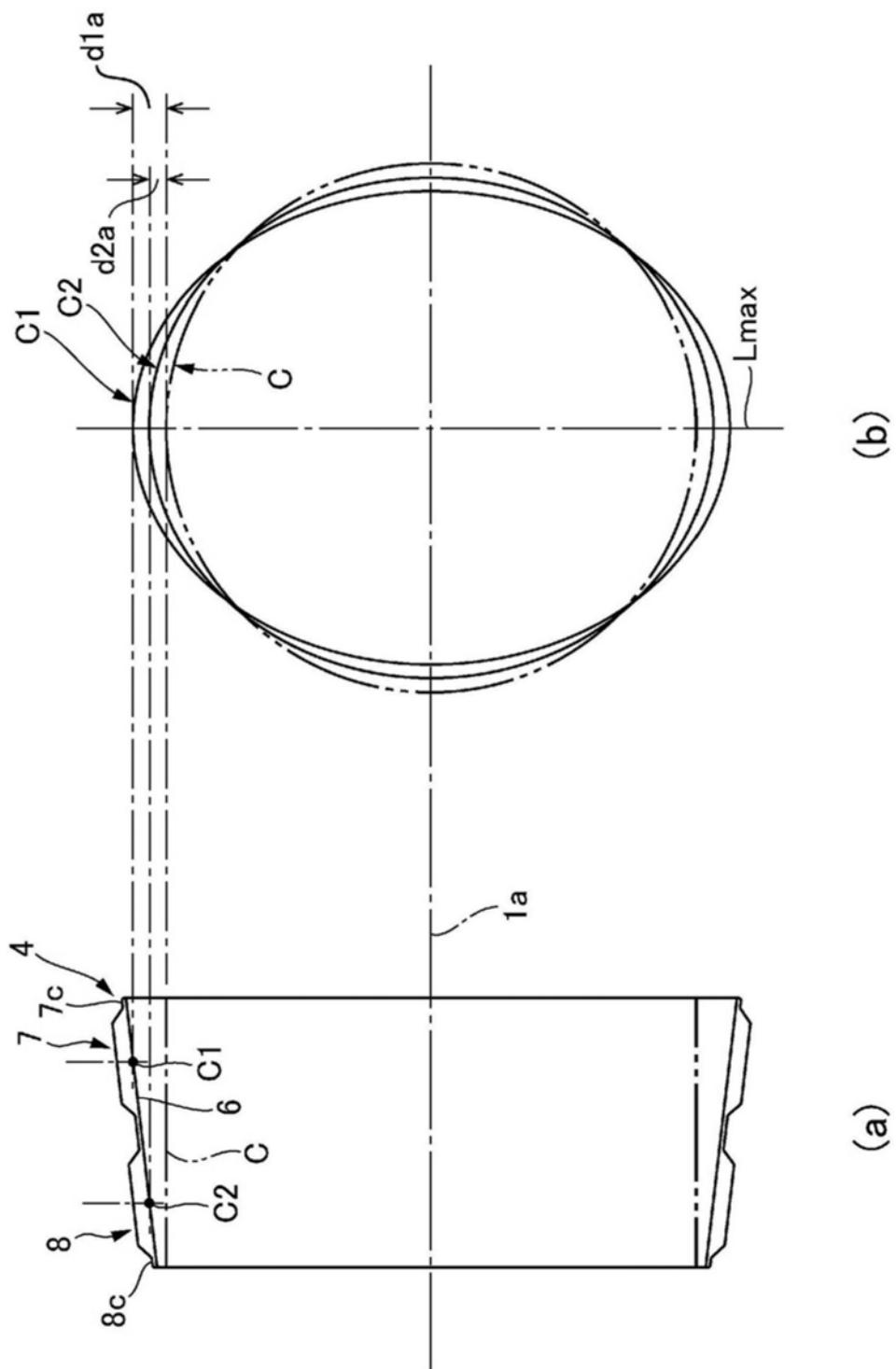


图4