



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 107614851 B

(45)授权公告日 2019.03.08

(21)申请号 201680032499.1

(22)申请日 2016.04.22

(65)同一申请的已公布的文献号

申请公布号 CN 107614851 A

(43)申请公布日 2018.01.19

(30)优先权数据

2015-111812 2015.06.02 JP

(85)PCT国际申请进入国家阶段日

2017.11.29

(86)PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2016/062729 2016.04.22

(87)PCT国际申请的公布数据

W02016/194510 JA 2016.12.08

(73)专利权人 日产自动车株式会社

地址 日本神奈川县

专利权人 哈默纳科商贸有限公司

日立汽车系统株式会社

(72)发明人 日吉亮介 田中仪明 清泽芳秀

半田纯 永井希志郎 鬼形淳一郎

山田吉彦

(74)专利代理机构 北京天昊联合知识产权代理

有限公司 11112

代理人 何立波 张天舒

(51)Int.Cl.

F02D 15/02(2006.01)

F16H 1/28(2006.01)

F16H 1/32(2006.01)

F02B 75/04(2006.01)

F02B 75/32(2006.01)

(56)对比文件

JP 2014-199119 A, 2014.10.23,

WO 2014/109179 A1, 2014.07.17,

JP S60-241550 A, 1985.11.30,

CN 104520557 A, 2015.04.15,

审查员 郭绪垚

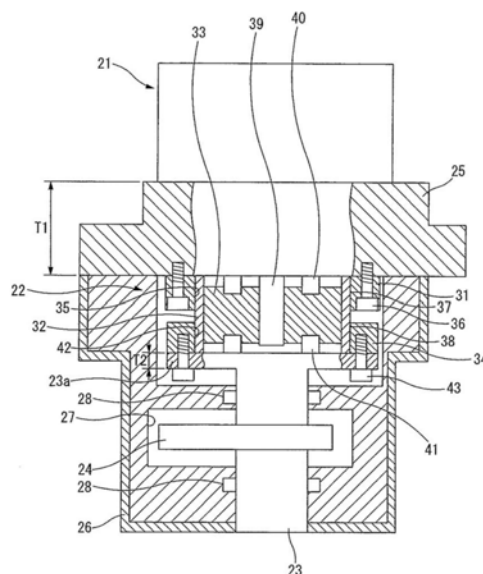
权利要求书1页 说明书7页 附图4页

(54)发明名称

内燃机的可压缩比机构

(57)摘要

经由波动齿轮减速器(22)并利用电动机(21)而对可压缩比机构(5)的控制轴(10)进行旋转驱动。波动齿轮减速器(22)具有:第1内齿轮部件(31);外齿轮部件(32),其以同心状而配置于第1内齿轮部件(31)的内侧;外形为椭圆形轮廓的波动发生器(33),其配置于外齿轮部件(32)的内侧;以及第2内齿轮部件(34)。而且,第1内齿轮部件(31)的固定齿轮部(35)的齿数相对于外齿轮部件(32)的第1齿轮部(37)的齿数的比,设定为大于第2内齿轮部件(34)的输出侧齿轮部(42)的齿数相对于外齿轮部件(32)的第2齿轮部(38)的齿数的比。



1. 一种内燃机的可变压缩比机构,其经由对致动器的旋转进行减速的齿轮减速器而将驱动扭矩传递至控制轴,通过变更该控制轴的旋转位置而能够对内燃机的内燃机压缩比进行变更,其中,

上述齿轮减速器具有:输入侧部件,其与上述致动器的旋转轴连结;输出侧部件,其将减速后的上述致动器的旋转传递至上述控制轴;固定部件,其固定于上述致动器的壳体;以及中间部件,其将来自上述输入侧部件的扭矩传递至上述输出侧部件以及上述固定部件,

上述中间部件具有:第1齿轮部,其与形成于上述固定部件的固定齿轮部啮合;以及第2齿轮部,其与形成于上述输出侧部件的输出侧齿轮部啮合,

上述固定齿轮部的齿数相对于上述第1齿轮部的齿数的比,设定为大于上述输出侧齿轮部的齿数相对于上述第2齿轮部的齿数的比,

使得上述第1齿轮部的齿数少于上述第2齿轮部的齿数。

2. 根据权利要求1所述的内燃机的可变压缩比机构,其中,

经由固定于上述输出侧部件的输出轴而将上述致动器的驱动扭矩传递至上述控制轴,

固定有上述输出侧部件的输出轴的凸缘部的刚性,设定为高于固定有上述固定部件的上述壳体的刚性。

3. 根据权利要求1所述的内燃机的可变压缩比机构,其中,

经由固定于上述输出侧部件的输出轴而将上述致动器的驱动扭矩传递至上述控制轴,

固定有上述固定部件的位置处的上述壳体的板厚,设定为厚于固定有上述输出侧部件的输出轴的凸缘部的板厚。

4. 根据权利要求1所述的内燃机的可变压缩比机构,其中,

经由固定于上述输出侧部件的输出轴而将上述致动器的驱动扭矩传递至上述控制轴,

固定有上述输出侧部件的输出轴的热膨胀率,小于固定有上述固定部件的上述壳体的热膨胀率。

5. 根据权利要求1至4中任一项所述的内燃机的可变压缩比机构,其中,

经由固定于上述输出侧部件的输出轴而将上述致动器的驱动扭矩传递至上述控制轴,

上述输出侧部件和上述输出轴的紧固连结扭矩设定为,大于上述壳体 and 上述固定部件的紧固连结扭矩。

6. 根据权利要求1至4中任一项所述的内燃机的可变压缩比机构,其中,

经由固定于上述输出侧部件的输出轴而将上述致动器的驱动扭矩传递至上述控制轴,

将上述输出侧部件固定于上述输出轴的螺栓的根数,多于将上述固定部件固定于上述壳体的螺栓的根数。

内燃机的可变压缩比机构

技术领域

[0001] 本发明涉及内燃机的可变压缩比机构。

背景技术

[0002] 当前已知使用如下多连杆式活塞曲柄机构的内燃机的可变压缩比机构,即,利用经由齿轮减速器而传递的致动器的旋转驱动力对控制轴的旋转位置进行变更,由此能够对内燃机的内燃机压缩比进行变更。

[0003] 例如,在专利文献1、2中,使用利用差动齿轮原理的减速器,增大减速器中所使用的齿轮的模数且确保较大的减速比,从而不会因减速器中使用的齿轮的模数较小而导致齿轮的强度下降、齿面的磨损。

[0004] 然而,在这种可变压缩比机构的齿轮减速器中,要求使布局在有限的车载空间内成立,且要求轻量化、高耐久化、低音振化,并要求进一步的改善。

[0005] 专利文献1:W02014/109179号公报

[0006] 专利文献2:W02014/27497号公报

发明内容

[0007] 本发明的内燃机的可变压缩比机构经由对致动器的旋转进行减速的齿轮减速器而将驱动扭矩传递至控制轴,通过变更该控制轴的旋转位置而能够对内燃机的内燃机压缩比进行变更,其中,上述齿轮减速器具有:输入侧部件,其与上述致动器的旋转轴连结;输出侧部件,其将减速后的上述致动器的旋转传递至上述控制轴;固定部件,其固定于上述致动器的壳体;以及中间部件,其将来自上述输入侧部件的扭矩传递至上述输出侧部件以及上述固定部件,上述中间部件具有:第1齿轮部,其与形成于上述固定部件的固定齿轮部啮合;以及第2齿轮部,其与形成于上述输出侧部件的输出侧齿轮部啮合,上述固定齿轮部的齿数相对于上述第1齿轮部的齿数的比,设定为大于上述输出侧齿轮部的齿数相对于上述第2齿轮部的齿数的比。

[0008] 根据本发明,第2内齿轮部件的输出侧齿轮部和中间部件的第2齿轮部的啮合齿数增大。因此,在输出侧齿轮部和第2齿轮部啮合的部分,能够降低每一个齿的载荷而使得应力分散,能够抑制因齿面的磨损、与配套齿侧的干扰而产生的齿的破损。

附图说明

[0009] 图1是示意性地表示本发明所涉及的内燃机的可变压缩比机构的概略结构的说明图。

[0010] 图2是表示第1实施例中的齿轮减速器的概略的剖面图。

[0011] 图3是第1实施例中的齿轮减速器的分解斜视图。

[0012] 图4是示意性地表示第2实施例中的齿轮减速器的构造的说明图。

[0013] 图5是适宜性地表示第3实施例中的齿轮减速器的构造的说明图。

具体实施方式

[0014] 下面,基于附图对本发明的一个实施例进行详细说明。图1是示意性地表示内燃机1的概略结构的说明图。

[0015] 内燃机1具有如下可变压缩比机构5,该可变压缩比机构5通过对在气缸体2的气缸3内往返移动的活塞4的上止点位置进行变更而能够变更内燃机压缩比。

[0016] 可变压缩比机构5利用多连杆式活塞-曲柄机构,该利用多连杆式活塞-曲柄机构利用多个连杆将活塞4和曲轴6的曲柄销7连接,具有:下连杆8,其可旋转地安装于曲柄销7;上连杆9,其将上述下连杆8和活塞4连结;控制轴10,其设置有偏心轴部11;以及控制连杆12,其将偏心轴部11和下连杆8连结。

[0017] 曲轴6具有多个轴颈部13以及曲柄销7。轴颈部13可旋转地支撑于气缸体2与曲柄轴承托架14之间。

[0018] 上连杆9的一端可旋转地安装于活塞销15,另一端利用第1连结销16而可旋转地与下连杆8连结。控制连杆12的一端利用第2连结销17而可旋转地与下连杆8连结,另一端可旋转地安装于控制轴10的偏心轴部11。

[0019] 控制轴10与曲轴6平行地配置、且可旋转地支撑于气缸体2。详细而言,控制轴10可旋转地支撑于曲柄轴承托架14与控制轴轴承托架18之间。

[0020] 而且,利用经由后述的波动齿轮减速器22而传递动力的电动机21(参照图2)对该控制轴10进行旋转驱动并控制其旋转位置。电动机21相当于致动器,基于来自未图示的控制单元的指令而被控制。

[0021] 利用电动机21对控制轴10的旋转位置进行变更,从而成为控制连杆12的摆动支点的偏心轴部11的位置发生变化。由此,下连杆8的姿势发生变化,伴随着活塞4的活塞运动(行程特性)、即活塞4的上止点位置以及下止点位置的变化,压缩比连续地变更。

[0022] 电动机21的旋转经由作为图2、图3所示的齿轮减速器的波动齿轮减速器22而传递至铁制的输出轴23。

[0023] 而且,利用输出轴侧臂24、控制轴侧臂(未图示)以及连杆部件(未图示)使得输出轴23的旋转运动作为驱动扭矩(旋转驱动扭矩)而经由上述连杆部件的并行运动传递至控制轴10,其中,输出轴侧臂24固定于输出轴23、且沿输出轴半径方向延伸,控制轴侧臂固定于控制轴10、且沿控制轴半径方向延伸,连杆部件的一端可旋转地与输出轴侧臂24连结、且另一端可旋转地与上述控制轴侧臂连结。

[0024] 电动机21、波动齿轮减速器22以及输出轴23收容于由成为电动机21的壳体的铝合金制的电机罩25、以及有底筒状的外壳部件26划分而成的空间内。此外,图2中的27是输出轴侧臂24所贯通的开口窗部。另外,图2中的28是在外壳部件26内将输出轴23支撑为能够旋转的输出轴支撑轴承。

[0025] 这里,波动齿轮减速器22大致由如下部件构成:铁制的作为固定部件的第1内齿轮部件31;以同心状配置于第1内齿轮部件31的内侧的、铁制的作为中间部件的外齿轮部件32;配置于外齿轮部件32的内侧的、作为外形为椭圆形轮廓的输入侧部件的铁制的波动发生器33;以及作为圆环状铁制的输出侧部件的第2内齿轮部件34。第1内齿轮部件31和第2内齿轮部件34形成彼此的内外径大致相同。

[0026] 第1内齿轮部件31呈圆环状,在内周侧形成有固定齿轮部35。利用多个第1紧固连

结螺栓36将该第1内齿轮部件31固定于电机罩25。在本实施例中,利用4个第1紧固连结螺栓36将该第1内齿轮部件31固定于电机罩25。

[0027] 外齿轮部件32呈圆筒状,在外周侧并列形成有:与第1内齿轮部件31的固定齿轮部35啮合的第1齿轮部37;以及与第2内齿轮部件34的输出侧齿轮部42(后述)啮合的第2齿轮部38。该外齿轮部件32与插入于内侧的波动发生器33的椭圆形状相应地在半径方向上进行弹性变形,在该椭圆形状的长轴方向的2个部位,与第1内齿轮部件31以及第2内齿轮部件34啮合。

[0028] 波动发生器33的中心部分固定于电动机21的旋转轴39。另外,在外齿轮部件32与波动发生器33之间设置有球轴承(未图示),外齿轮部件32能够相对于波动发生器33进行相对旋转。

[0029] 此外,图2中的40、41是承受来自波动发生器33的轴向载荷以及径向载荷的球轴承,例如一者是径向轴承、且另一者是轴向轴承。

[0030] 第2内齿轮部件34呈圆环状,在内周侧形成有输出侧齿轮部42。利用多个第2紧固连结螺栓43将该第2内齿轮部件34固定于在输出轴23的端部所形成的铁制的凸缘部23a。这里,第2紧固连结螺栓43的根数多于第1紧固连结螺栓36的根数,在本实施例中,利用6根第2紧固连结螺栓43将该第2内齿轮部件34固定于输出轴23的凸缘部23a。另外,第2内齿轮部件34相对于输出轴23的凸缘部23a的紧固连结扭矩,设定为大于第2内齿轮部件34相对于电机罩25的紧固连结扭矩。

[0031] 另外,固定有第1内齿轮部件31的位置处的电机罩25的板厚T1,设定为大于固定有第2内齿轮部件34的输出轴23的凸缘部23a的板厚T2。换言之,固定有第1内齿轮部件31的位置处的电机罩25的刚性设定为高于固定有第2内齿轮部件34的输出轴23的凸缘部23a的刚性。

[0032] 这里,外齿轮部件32的第1齿轮部37的齿数与第1内齿轮部件31的固定齿轮部35的齿数之间存在2个齿的齿数差,如果波动发生器33旋转1圈,则外齿轮部件32和第1内齿轮部件31与该齿数差相应地进行相对旋转。另外,外齿轮部件32的第2齿轮部38的齿数与第2内齿轮部件34的输出侧齿轮部42的齿数之间存在2个齿的齿数差,如果波动发生器33旋转1圈,则外齿轮部件32和第2内齿轮部件34与该齿数差相应地进行相对旋转。

[0033] 而且,在本实施例的波动齿轮减速器22中,固定齿轮部35的齿数相对于第1齿轮部37的齿数的比,设定为大于输出侧齿轮部42的齿数相对于第2齿轮部38的齿数的比。即,第2内齿轮部件34的输出侧齿轮部42的齿数设定为,多于第1内齿轮部件31的固定齿轮部35的齿数。

[0034] 因此,波动齿轮减速器22能够将伴随着波动发生器33的旋转的外齿轮部件32的旋转、和伴随着波动发生器33的旋转的第2内齿轮部件34的旋转的旋转数差向输出轴23输出,能够在电动机21的旋转轴39与输出轴23之间实现较大的减速比。

[0035] 例如,如果将第1内齿轮部件31的固定齿轮部35的齿数设定为202、且将第2内齿轮部件34的输出侧齿轮部42的齿数设定为302,将外齿轮部件32的第1齿轮部37的齿数设定为200、且将外齿轮部件32的第2齿轮部38的齿数设定为300,则波动齿轮减速器22的减速比约为300。

[0036] 此外,波动齿轮减速器22例如能够将减速比设定为200~400左右,第1内齿轮部件

31的齿数以及第2内齿轮部件34的齿数并不限定于上述齿数。

[0037] 在这样的可变压缩比机构5中,输出轴23经由上述连杆部件而与作用有来自内燃机1的扭矩的控制轴10连结,容易受到来自控制轴10的振动等的影响。因此,在这样的输出轴23的凸缘部23a固定的第2内齿轮部件34受到输出轴23的振动(输出轴支撑轴承28内的间隙内的输出轴23的振动)、输出轴23的径向上的偏芯、输出轴23的弹性变形等影响,如果外齿轮部件32与第2齿轮部38的啮合率变差,则容易产生齿底破损、齿面磨损。

[0038] 因此,在本实施例的可变压缩比机构5中,将第2内齿轮部件34的输出侧齿轮部42的齿数设定为多于第1内齿轮部件31的固定齿轮部35的齿数,由此增大第2内齿轮部件34的输出侧齿轮部42和外齿轮部件32的第2齿轮部38的啮合齿数。

[0039] 由此,在输出侧齿轮部42和第2齿轮部38啮合的部分,能够降低每一个齿上的载荷而使得应力分散,从而能够抑制因齿面的磨损、与啮合对象的齿的干扰而产生的齿的破损。

[0040] 如果第2内齿轮部件34的输出侧齿轮部42的齿数增多,则齿的刚性相对地降低。另外,通过降低输出轴23的凸缘部23a的刚性,能够将固定于凸缘部23a时的第2内齿轮部件34的刚性相对地抑制为较低。即,能够将啮合容易变差、且齿面的局部的载荷容易增大的第2内齿轮部件34的刚性相对地抑制得较低,因此第2内齿轮部件34的输出侧齿轮部42在作用有较大载荷时因齿面的弹性变形而使得啮合面增大,能够降低局部载荷。

[0041] 控制轴10作用有燃烧载荷,因此容易产生振动、弹性变形。因此,与第1内齿轮部件31的固定齿轮部35和外齿轮部件32的第1齿轮部37的啮合位置相比,在相对地处于控制轴侧的第2内齿轮部件34的输出侧齿轮部42和外齿轮部件32的第2齿轮部38的啮合位置,啮合状态容易变差。另外,为了提高齿的耐久性(防止破损、磨损),根据啮合状态的恶化程度,齿数的多少以及电机罩侧和输出轴侧的相对的刚性的高低变得重要。

[0042] 而且,通过相对地减薄固定有第2内齿轮部件34的输出轴23的凸缘部23a的板厚,能够减小凸缘部23a从输出轴支撑轴承28的外伸量,能够抑制输出轴支撑轴承28内的间隙内的振动、由输出轴23的径向上的偏芯引起的第2内齿轮部件34的错位、第2内齿轮部件34的输出侧齿轮部42和外齿轮部件32的第2齿轮部38的啮合率的恶化。

[0043] 此外,在第2内齿轮部件34直接固定于控制轴10的端部的情况下,即,在控制轴10兼用作输出轴23的结构中,将第2内齿轮部件34固定的凸缘部形成于控制轴10的一端。在该情况下,通过减薄固定有第2内齿轮部件34的控制轴10的凸缘部的板厚,使得作为凸缘部23a从将控制轴10支撑为能够旋转的轴承(由曲柄轴承托架14和控制轴轴承托架18构成)中的、位于最靠近控制轴一端侧的位置的部分的突出量的外伸量降低。

[0044] 在将外齿轮部件32预先组装于第1内齿轮部件31或者第2内齿轮部件34的情况下,如果彼此为单独的部件,则容易使齿的啮合位置对准而进行组装。然而,在组装于第1内齿轮部件31或者第2内齿轮部件34的一者的副组件状态的外齿轮部件32,不容易对第1内齿轮部件31或者第2内齿轮部件34的另一者进行组装。

[0045] 另外,齿数越多,越难以将齿的啮合位置对准而进行组装,外齿轮部件32、第1内齿轮部件31以及第2内齿轮部件34彼此的组装作业性会变差。

[0046] 因此,在使得第1内齿轮部件31的齿数少于第2内齿轮部件34的齿数的情况下,如果将预先固定于电机罩25的第1内齿轮部件31组装于预先组装于第2内齿轮部件34的外齿轮部件32,则副组件状态的外齿轮部件32的组装作业变得相对容易。

[0047] 在齿数较多且齿高相对较低的第2内齿轮部件34侧容易产生齿轮彼此的啮合位置偏移的棘轮效应。因此,将固定有第2内齿轮部件34的凸缘部23a设为铁制的、且将固定有第1内齿轮部件31的电机罩25设为铝合金制的,使得容易产生上述棘轮效应那一侧(第2内齿轮部件侧)实现低热膨胀率化。

[0048] 由此,能够抑制第2内齿轮部件34的输出侧齿轮部42和外齿轮部件32的第2齿轮部38啮合的部分的变形,能够抑制上述棘轮效应的产生。而且,在高温时,因凸缘部23a的热膨胀而使得第2内齿轮部件34扩展,输出侧齿轮部42相对于外齿轮部件32的第2齿轮部38的啮合高度(深度)减小,能够抑制棘轮效应扭矩。这里,棘轮效应扭矩是指在齿轮彼此啮合的部分开始产生上述棘轮效应的扭矩。

[0049] 另外,通过使齿数较多且齿的强度相对较低那一侧(第2内齿轮部件侧)实现低热膨胀率化,能够通过高温时的输出轴23的凸缘部23a和第2内齿轮部件34的热膨胀率之差而抑制因第2内齿轮部件34的输出侧齿轮部42和外齿轮部件32的第2齿轮部38啮合的部分的变形而引起的啮合率的恶化,能够抑制因局部的应力集中而引起的破损、磨损。

[0050] 第1内齿轮部件31的齿数较少、且齿高相对较高,因此相对难以产生上述棘轮效应。因此,如果将供外齿轮部件32固定的电机罩25设为由热膨胀率虽然较高但重量却较轻的铝合金制的,则能够抑制上述棘轮效应扭矩的降低、且实现轻量化。

[0051] 第2内齿轮部件34和输出轴23的凸缘部23a的紧固连结扭矩设定为大于电机罩25和第1内齿轮部件31的紧固连结扭矩,容易产生上述棘轮效应的第2内齿轮部件侧的紧固连结扭矩相对设定为较大,因此第2内齿轮部件34的输出侧齿轮部42的变形得到抑制。因此,能够使上述棘轮效应扭矩增大,并且能够抑制因第2内齿轮部件34的输出侧齿轮部42和外齿轮部件32的第2齿轮部38啮合的部分的啮合率的恶化引起的局部的应力集中所导致的破损、磨损。

[0052] 而且,通过相对地减少将第1内齿轮部件31固定于电机罩25的第1紧固连结螺栓36的根数,能够相应地在电动机21的内部确保该电动机21的构成部件的配置空间,总体上能够使电动机实现小型化、轻量化。

[0053] 另外,通过增多将第2内齿轮部件34和输出轴23的凸缘部23a固定的第2紧固连结螺栓43的根数,容易增大第2内齿轮部件34和输出轴23的凸缘部23a的紧固连结扭矩。

[0054] 此外,根据减速比的设定情况,有时第2内齿轮部件34的输出侧齿轮部42的齿数变得过多,与齿数增多相应地,输出侧齿轮部42的齿高降低,容易产生第2内齿轮部件34的输出侧齿轮部42和外齿轮部件32的第2齿轮部38的啮合位置偏移的棘轮效应。在该情况下,可以构成为将第2内齿轮部件34固定的输出轴23的凸缘部23a的刚性相对高于将第1内齿轮部件31固定的位置处的电机罩25的刚性,通过增大上述棘轮效应扭矩而抑制上述棘轮效应。在该情况下,例如,固定有第1内齿轮部件31的位置处的电机罩25的板厚设定为,比固定有第2内齿轮部件34的位置处的输出轴23的凸缘部23a的板厚更薄。

[0055] 在输出侧齿轮部42的齿数多于固定齿轮部35的齿数、且输出轴23的凸缘部23a的刚性高于供第1内齿轮部件31固定的位置处的电机罩25的刚性的情况下,不利于上述棘轮效应,但在能够确保充分大于最大负荷扭矩的上述棘轮效应扭矩的情况下,无需考虑上述棘轮效应扭矩。即,在无需考虑上述棘轮效应扭矩的情况下,仅考虑齿面的耐久性(齿底应力和齿面磨损)即可。

[0056] 作为使电动机21的旋转减速的齿轮减速器,可以应用除了上述波动齿轮减速器22以外的结构。例如,作为齿轮减速器,还可以使用图4所示的弗格森行星齿轮(不思議齒車機構;Furgusson's mechanical paradox)减速器51、图5所示的内旋轮线减速器61。

[0057] 下面,对作为齿轮减速器而使用弗格森行星齿轮减速器51的第2实施例、以及作为齿轮减速器而使用内旋轮线减速器61的第3实施例进行说明。此外,第2、第3实施例与上述第1实施例相比,除了齿轮减速器以外的结构均相同。

[0058] 在第2实施例中,弗格森行星齿轮减速器51大致由如下部件构成:固定于电机罩25的、铁制的作为固定部件的第1内齿轮部件52;铁制的作为中间部件的多个行星齿轮部件53;固定于输出轴23的、铁制的作为输出侧部件的第2内齿轮部件54;以及固定于电动机21的旋转轴39的、铁制的作为输入侧部件的太阳齿轮部件55。

[0059] 太阳齿轮部件55在其外周形成有齿数为Z1的太阳齿轮部56、且配置于第1内齿轮部件52以及第2内齿轮部件54的内侧。第1内齿轮部件52在其内周侧形成有齿数为Z3的固定齿轮部58。第2内齿轮部件54在其内周侧形成有齿数为Z4的输出侧齿轮部59。行星齿轮部件53在其外周形成有齿数为Z2的行星齿轮部57、且配置于第1内齿轮部件52以及第2内齿轮部件54与太阳齿轮部件55之间。

[0060] 行星齿轮部件53的行星齿轮部57与第1内齿轮部件52的固定齿轮部58、第2内齿轮部件54的输出侧齿轮部59、以及太阳齿轮部件55的太阳齿轮部56啮合。即,行星齿轮部57相当于中间部件中的第1齿轮部和第2齿轮部。

[0061] 而且,在该弗格森行星齿轮减速器51中,固定齿轮部58的齿数相对于行星齿轮部57的齿数的比,设定为大于输出侧齿轮部59的齿数相对于行星齿轮部57的齿数的比。即,第2内齿轮部件54的输出侧齿轮部59的齿数Z4设定为多于第1内齿轮部件52的固定齿轮部58的齿数Z3。

[0062] 即使使用这种弗格森行星齿轮减速器51,也能够获得与上述第1实施例大致相同的作用效果。

[0063] 另外,在使用弗格森行星齿轮减速器51的情况下,通过提高齿数较多、且齿的强度相对较低的第2内齿轮部件54的刚性,从而由第2内齿轮部件54的输出侧齿轮部59和行星齿轮部件53的行星齿轮部57啮合的部分的变形引起的啮合率的恶化得到抑制。因此,在第2内齿轮部件54的输出侧齿轮部59和行星齿轮部件53的行星齿轮部57啮合的部分,能够抑制因局部的应力集中而引起的破损、磨损。

[0064] 在第3实施例中,内旋轮线减速器61大致由如下部件构成:固定于电机罩25的、铁制的作为固定部件的第1内齿轮部件62;铁制的作为中间部件的外齿轮部件63;固定于输出轴23的、铁制的作为输出侧部件的第2内齿轮部件64;以及固定于电动机21的旋转轴39的、铁制的输入侧部件65。

[0065] 在外齿轮部件63形成有齿数为Z1的第1齿轮部67、以及齿数为Z2的第2齿轮部68。外齿轮部件63可旋转地支撑于相对于电动机21的旋转轴39偏心的输入侧部件65的偏心轴部66。第1内齿轮部件62在其内周侧形成有齿数为Z3的固定齿轮部69。第1内齿轮部件62配置于外齿轮部件63的第1齿轮部67的外侧。第2内齿轮部件64在其内周侧形成有齿数Z4的输出侧齿轮部70。第2内齿轮部件64配置于外齿轮部件63的第2齿轮部68的外侧。

[0066] 外齿轮部件63的第1齿轮部67与第1内齿轮部件62的固定齿轮部69啮合。外齿轮部

件63的第2齿轮部68与第2内齿轮部件64的输出侧齿轮部70啮合。

[0067] 此外,外齿轮部件63相对于电动机21的旋转轴39偏心,因此在相对于旋转轴39偏心那一侧(偏心轴部66所处的那一侧),第1齿轮部67与第1内齿轮部件62的固定齿轮部69啮合,并且第2齿轮部68与第2内齿轮部件64的输出侧齿轮部70啮合。

[0068] 而且,在该内旋轮线减速器61中,固定齿轮部69的齿数相对于第1齿轮部67的齿数的比,设定为大于输出侧齿轮部70的齿数相对于第2齿轮部68的齿数的比。即,第1内齿轮部件62的固定齿轮部69的齿数Z3设定为少于第2内齿轮部件64的输出侧齿轮部70的齿数Z4,外齿轮部件63的第1齿轮部67的齿数Z1设定为少于第2齿轮部68的齿数Z2。

[0069] 使用这种内旋轮线减速器61,也能够获得与上述第1实施例大致相同的作用效果。

[0070] 另外,在使用内旋轮线减速器61的情况下,通过提高齿数较多、且齿的强度相对较低的第2内齿轮部件64的刚性,从而由第2内齿轮部件64的输出侧齿轮部70和外齿轮部件63的第2齿轮部68啮合的部分的变形而引起的啮合率的恶化得到抑制。因此,在第2内齿轮部件64的输出侧齿轮部70和外齿轮部件63的第2齿轮部68啮合的部分,能够抑制因局部的应力集中而引起的破损、磨损。

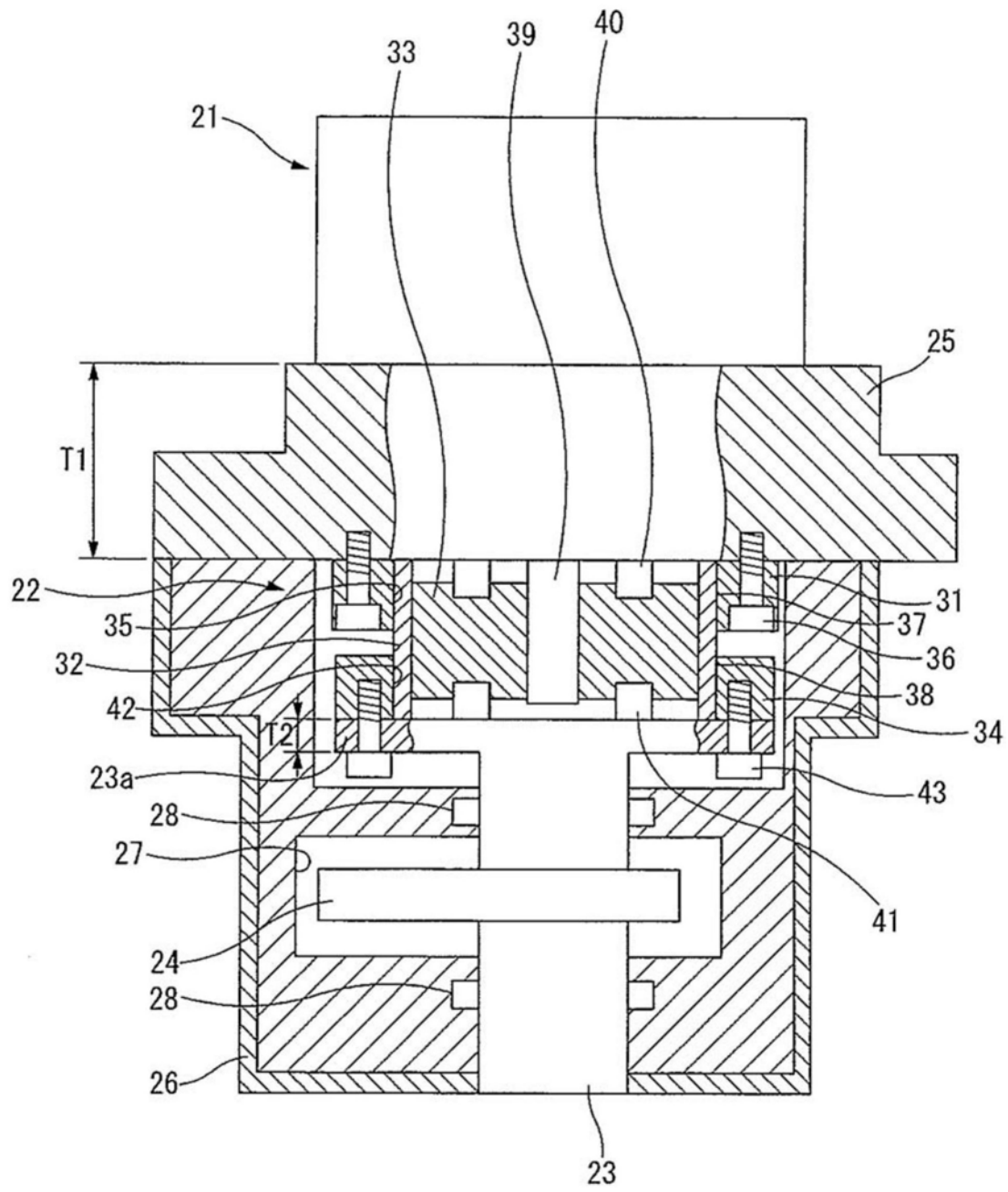


图2

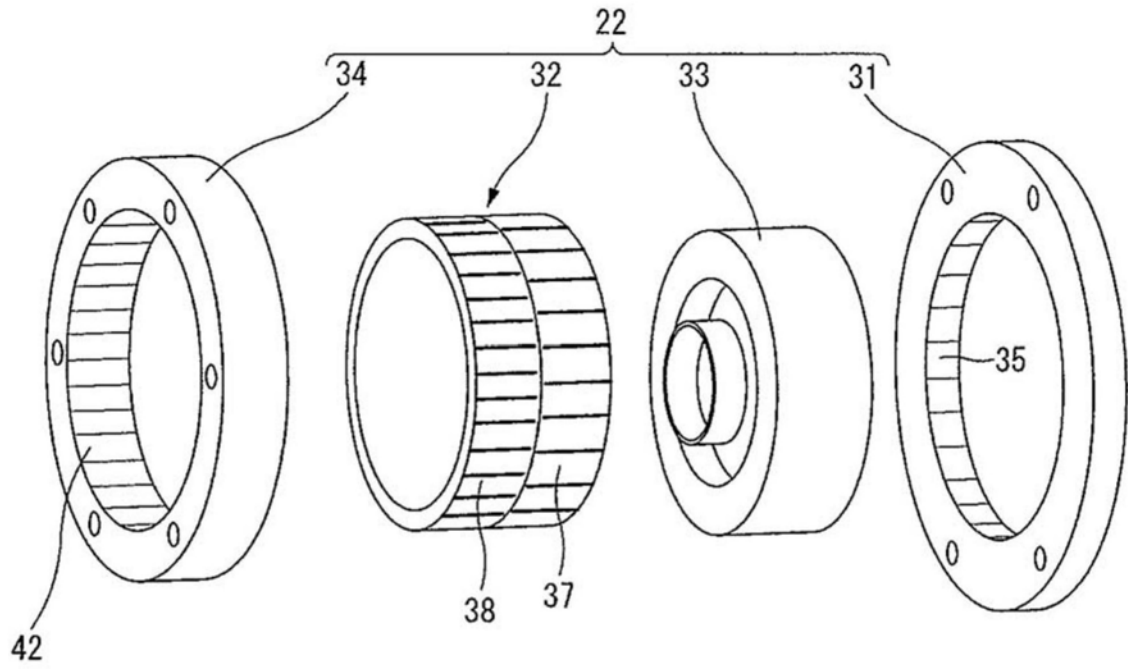


图3

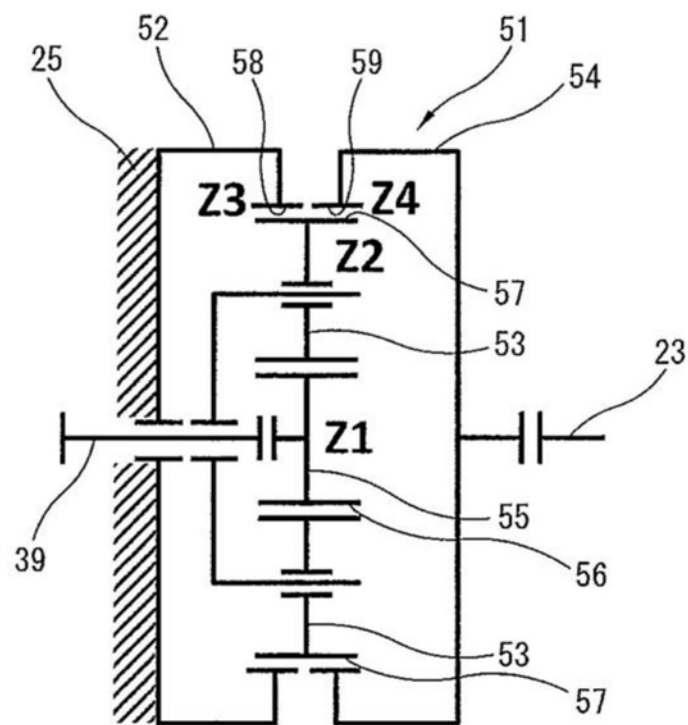


图4

