



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 103153674 B

(45)授权公告日 2016.08.03

(21)申请号 201180048563.2

(22)申请日 2011.09.13

(30)优先权数据

2010-225904 2010.10.05 JP

(85)PCT国际申请进入国家阶段日

2013.04.07

(86)PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2011/070786 2011.09.13

(87)PCT国际申请的公布数据

W02012/046544 JA 2012.04.12

(73)专利权人 株式会社捷太格特

地址 日本大阪府大阪市

(72)发明人 洞口雅博 大野明浩 宅野博

细川隆司

(74)专利代理机构 北京集佳知识产权代理有限公司 11227

代理人 田军锋 魏金霞

(51)Int.Cl.

B60K 17/344(2006.01)

(56)对比文件

JP 2006242364 A, 2006.09.14,

JP 2010100280 A, 2010.05.06,

CN 86102357 A, 1986.10.15,

CN 1911700 A, 2007.02.14,

CN 101280839 A, 2008.10.08,

US 6105703 A, 2000.08.22,

JP 2002370557 A, 2002.12.24,

审查员 庄秀华

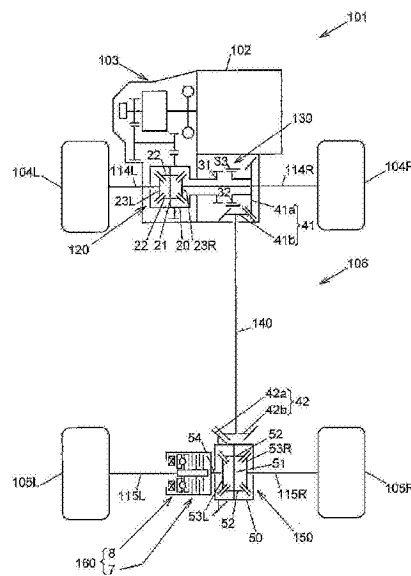
权利要求书1页 说明书9页 附图5页

(54)发明名称

四轮驱动车辆

(57)摘要

一种四轮驱动车辆,包括:驱动力传递系统,驱动力传递系统将驱动源的扭矩经由齿轮机构传递至前轮和后轮;离合器,离合器设置在驱动力传递系统中并且能够控制传递至后轮的扭矩的量;以及挤压机构,挤压机构通过将传递至后轮的扭矩的一部分转换成轴向推力来挤压离合器。在驱动力传递系统中,齿轮机构的齿数比设定成使得即使当前轮的转向角在四轮驱动车辆向前行进时变为最大值时,连接至离合器的输入侧的驱动轴与连接至离合器的输出侧的驱动轴之间的差动旋转的方向也不会反转。



1. 一种四轮驱动车辆,包括:

驱动源,所述驱动源产生形成所述车辆的驱动力的扭矩;

驱动力传递系统,所述驱动力传递系统将所述驱动源的扭矩通过多个齿轮机构传递至一对前轮和一对后轮;

离合器,所述离合器设置在所述驱动力传递系统中并且能够控制传递至所述后轮的扭矩的量;以及

挤压机构,所述挤压机构通过将传递至所述后轮的扭矩的一部分转换成轴向推力来挤压所述离合器,

其中,所述驱动力传递系统包括:

将扭矩分配至所述一对前轮的第一差速器单元;

将扭矩分配至所述一对后轮的第二差速器单元;

设置在所述第一差速器单元和所述第二差速器单元之间的传动轴;

连接所述第一差速器单元与所述传动轴的第一齿轮机构;

连接所述第二差速器单元与所述传动轴的第二齿轮机构;

其特征在于,

所述离合器设置在所述第二差速器单元与所述一对后轮中的一个后轮之间,其中在所述驱动力传递系统中,所述多个齿轮机构的齿数比设定成使得即使当所述前轮的转向角在所述四轮驱动车辆向前行进时变为最大值时,连接至所述离合器的输入侧的驱动轴与连接至所述离合器的输出侧的驱动轴之间的差动旋转的方向也不会反转,并且

其中,所述第一齿轮机构的齿数比和所述第二齿轮机构的齿数比设定为使得所述第二差速器单元的差速器壳相对于所述传动轴的转速的转速相比于所述第一差速器单元的差速器壳相对于所述传动轴的转速的转速变小。

四轮驱动车辆

技术领域

[0001] 本发明涉及一种包括驱动力传递系统的四轮驱动车辆,其中驱动力传递系统将驱动源的驱动力分配至车辆的前轮和后轮。

背景技术

[0002] 传统上,已知这样的四轮驱动车辆:驱动源的驱动力一直传递至前轮,同时通过驱动力传递单元根据车辆的行驶条件将所需量的驱动力传递至后轮(例如,参照专利文献1)。

[0003] 在专利文献1描述的四轮驱动车辆中,通过传动轴传递的扭矩通过后齿轮机构被侧向地分离,以通过设置在齿轮机构的输出侧的离合器分配至后轮。该离合器通过由凸轮机构产生的推力在轴向方向上被挤压,其中凸轮机构具有第一凸轮构件和第二凸轮构件,第一凸轮构件和第二凸轮构件能够相对地旋转以由此通过同轴地且交替地设置的多个内板和多个外板的摩擦接合力将扭矩传递至后轮。此外,该凸轮机构设置在连接到齿轮机构的输出轴的外旋转构件与连接到后轮的内旋转构件之间。第一凸轮构件通过电磁离合器接收外旋转构件的扭矩,其中电磁离合器的接合力能够通过电磁线圈的电流来控制,并且第二凸轮构件联接到内旋转构件,从而抑制第二凸轮构件与内旋转构件之间的相对旋转。然后,当扭矩在电磁线圈通电的情况下传递至外旋转构件时,扭矩的一部分通过凸轮机构而转换成轴向推力,从而挤压离合器。

[0004] 现有技术文献

[0005] 专利文献

[0006] 专利文献1:JP-A-2009-264518

发明内容

[0007] 本发明要解决的问题

[0008] 在专利文献1描述的四轮驱动车辆的凸轮机构中,由于推力通过外旋转构件与内旋转构件之间的相对旋转而产生,所以当后轮的转速由于车辆的转向而增加或降低、并且外旋转构件与内旋转构件之间的相对旋转的方向反转时,推力暂时消失。由于这个原因,传递至后轮的扭矩突然改变,从而产生了驱动力传递系统中的震动,导致以下情况:车辆的乘员由于与该震动相关联地产生的噪音或振动而感到不舒服。

[0009] 本发明的一个目的是提供一种能够在车辆转向时减少在驱动力传递机构中产生的震动的四轮驱动车辆。

[0010] 解决问题的手段

[0011] 为了解决上述问题,本发明提供一种根据如下方面的四轮驱动车辆:

[0012] (1)一种四轮驱动车辆,包括:驱动源,驱动源产生形成车辆的驱动力的扭矩;驱动力传递系统,驱动力传递系统将驱动源的扭矩通过多个齿轮机构传递至一对前轮和一对后轮;离合器,离合器设置在驱动力传递系统中并且能够控制传递至后轮的扭矩的量;以及挤压机构,挤压机构通过将传递至后轮的扭矩的一部分转换成轴向推力来挤压离合器,其中,

在驱动力传递系统中,所述多个齿轮机构的齿数比设定成使得即使当前轮的转向角在四轮驱动车辆向前行进时变为最大值时,连接至离合器的输入侧的驱动轴与连接至离合器的输出侧的驱动轴之间的差动旋转的方向也不会反转。

[0013] (2)根据(1)的四轮驱动车辆,其中驱动力传递系统包括:将扭矩分配至一对前轮的第一差速器单元;将扭矩分配至一对后轮的第二差速器单元;设置在第一差速器单元和第二差速器单元之间的传动轴;连接第一差速器单元与传动轴的第一齿轮机构;连接第二差速器单元与传动轴的第二齿轮机构;其中,离合器设置在第二差速器单元与一对后轮中的一个后轮之间,并且其中,第一齿轮机构的齿数比和第二齿轮机构的齿数比设定为使得第二差速器单元的差速器壳相对于传动轴的转速的转速相比于第一差速器单元的差速器壳相对于传动轴的转速的转速变小。

[0014] 发明的有益效果

[0015] 根据本发明的该方面,能够减少在车辆转向时在驱动力传递系统中产生的震动。

附图说明

[0016] 图1是示出了根据本发明的实施方式的四轮驱动车辆的结构示例的示意图。

[0017] 图2是示出了根据本发明的实施方式的驱动力传递单元及其周边部分的结构示例的剖视图。

[0018] 图3(a)至图3(c)是示出了当四轮驱动车辆向前行进时驱动力传递系统的组成构件的旋转方向的示例图,其中图3(a)示出了四轮驱动车辆以二轮驱动模式向前行进的状态,图3(b)示出了四轮驱动车辆以四轮驱动模式向前行进的状态,并且图3(c)示出了四轮驱动车辆在四轮驱动模式中以最大的转向角向右转向的状态。

[0019] 图4(a)至4(d)是示出了驱动力传递单元的凸轮机构及其周边部分的示例性操作的示例图,其中图4(a)示出了当四轮驱动车辆以二轮驱动模式行进时的操作状态,图4(b)示出了四轮驱动车辆以四轮驱动模式行进的操作状态,图4(c)示出了差动旋转开始反转的状态,并且图4(d)示出了差动旋转完成反转的状态。

[0020] 图5是示出了当根据本实施方式的四轮驱动车辆在二轮驱动模式和四轮驱动模式中向前行进以及向左和向右转向时驱动力传递单元的差动旋转状态的图表。

具体实施方式

[0021] (实施方式)

[0022] 图1是示出了四轮驱动车辆的结构示例的示意图。如图1所示,四轮驱动车辆101具有发动机102、变速器103、一对前轮104L和104R、一对后轮105L和105R以及驱动力传递系统106,其中发动机102为用于产生构成四轮驱动车辆101的驱动力的扭矩的驱动源,变速器103改变发动机102的输出功率的速度,一对前轮104L、104R为主驱动轮,一对后轮105L、105R为辅驱动轮,驱动力传递系统106将发动机102的扭矩传递到前轮104L、104R和后轮105L、105R。

[0023] 前轮104L、104R为转向轮,其转动方向根据驾驶员执行的转向操作相对于车身在预定的角度范围内倾斜。此外,在该实施方式中,应当理解前轮104L、104R和后轮105L、105R的轮直径都是相同的。

[0024] 驱动力传递系统具有前差速器120、爪式离合器130、传动轴140和后差速器150。在该驱动力传递系统106中,来自前差速器120的输出扭矩分别通过左驱动轴114L和右驱动轴114R传递至前轮104L、104R,并且来自后差速器150的输出扭矩分别通过左驱动轴115L和右驱动轴115R传递到后轮105L和105R。此外,在该驱动力传递系统106中,在后差速器150与左驱动轴115L之间设置有驱动力传递单元160。

[0025] 前差速器120具有差速器壳20、小齿轮轴21、一对小齿轮22和22以及一对侧齿轮23L和23R,其中差速器壳20通过从变速器103输出的扭矩而旋转,小齿轮轴21保持在差速器壳20上,小齿轮22、22可旋转地支撑在小齿轮轴21上,在侧齿轮23L、23R的齿轮轴与小齿轮22、22的齿轮轴彼此成直角地相交的状态下,侧齿轮23L、23R与小齿轮22、22啮合。左侧齿轮23L连接到左驱动轴114L,并且以与左驱动轴114L和左前轮104L旋转的速度相同的速度旋转。此外,右侧齿轮23R连接到右驱动轴114R并且以与右驱动轴114R和右前轮104R旋转的速度相同的速度旋转。在此构型中,前差速器120将输入到差速器壳20中的扭矩分配至前轮104L、104R,同时使得左前轮和右前轮能够以不同的速度旋转。

[0026] 爪式离合器130具有第一齿部31、第二齿部32和圆筒形套筒,其中第一齿部31固定到前差速器120的差速器壳20的外周部分,从而不相对于差速器壳20旋转,第二齿部32固定成不相对于下文将描述的齿圈41a旋转,圆筒形套筒33能够沿着差速器壳20的旋转轴的方向前后移动。在第一齿部31和第二齿部32的外周表面上形成有轴向延伸的花键槽,而在套筒33的内周表面上形成有适于与花键槽啮合的花键齿。当套筒33与第一齿部31和第二齿部32二者啮合时,爪式离合器130将差速器壳20和齿圈41a连接在一起,从而允许差速器壳20与齿圈41a之间的扭矩传递,而当套筒33仅与第一齿部31和第二齿部32中的一者啮合时,爪式离合器130切断差速器壳20与齿圈41a之间的扭矩传递。

[0027] 在传动轴140的前轮端设置有第一齿轮机构41,并且在传动轴140的后轮端设置有第二齿轮机构42。传动轴140在其一端通过第一齿轮机构41连接到构成爪式离合器130的输出侧的第二齿部32,并且在其另一端通过第二齿轮机构42连接到后差速器150的下文将描述的差速器壳50。

[0028] 第一齿轮机构41包括齿圈41a和小齿轮41b,其中齿圈41a具有与爪式离合器130的第二齿部32一起旋转的锥齿轮,小齿轮41b与齿圈41a啮合,并且小齿轮41b具有固定到传动轴140的一端的锥齿轮。

[0029] 第二齿轮机构42包括齿圈42a和小齿轮42b,其中齿圈42a具有固定到后差速器150的差速器壳50的锥齿轮,小齿轮42b与齿圈42a啮合,并且小齿轮42b具有固定到传动轴140的另一端的锥齿轮。

[0030] 后差速器150具有差速器壳50、小齿轮轴51、一对小齿轮52和52以及一对侧齿轮53L和53R,其中差速器壳50通过经由传动轴140传递的扭矩旋转,小齿轮轴51保持在差速器壳50上,小齿轮52、52可旋转地支撑在小齿轮轴51上,在侧齿轮53L、53R的齿轮轴与小齿轮52、52的齿轮轴彼此成直角地相交的状态下,侧齿轮53L、53R与小齿轮52、52啮合。左侧齿轮53L连接到设置在驱动力传递单元160与左侧齿轮53L之间的中间轴54,从而不相对于中间轴54旋转。此外,右侧齿轮53R连接到右驱动轴115R,从而不相对于右驱动轴115R旋转,并且右侧齿轮53R以与右驱动轴115R和右后轮105R旋转的速度相同的速度旋转。

[0031] 驱动力传递单元160具有多板离合器7和挤压机构8,其中挤压机构在轴向方向上

挤压多板离合器7并且将与多板离合器7的挤压力相对应的扭矩从中间轴54传递到左驱动轴115L。中间轴54和左驱动轴115L是分别连接到多板离合器7的输入侧和输出侧的驱动轴的示例。下文将描述驱动力传递单元160的结构。

[0032] 通过上述方式来构造,驱动力传递系统106通过左驱动轴114L和右驱动轴114R将扭矩从前差速器120的侧齿轮23L、23R传递到前轮104L、104R。此外,驱动力传递系统106将扭矩从前差速器120的差速器壳20通过爪式离合器130、第一齿轮机构41、传动轴140、第二齿轮机构42以及后差速器150经由左驱动轴115L传递到左后轮105L,并且经由右驱动轴115R传递至右后轮105R,其中驱动力传递单元160置于左驱动轴115L和后差速器150之间。

[0033] 图2是示出了驱动力传递单元160及其周边部分的结构示例的剖视图。驱动力控制单元160与后差速器150一起容置在后差速器架151中,并且驱动力控制单元160具有圆筒形的带底外壳60,圆筒形的带底外壳60连接到中间轴54,从而不相对于中间轴54旋转,驱动力传递单元160包括位于外壳60的内部中的多板离合器7和挤压机构8。

[0034] 外壳60在其底部的外周表面处连接到中间轴54的凸缘54a,从而与中间轴54一起旋转。此外,在外壳60的圆筒部分的内周表面上形成有具有多个在轴向方向上延伸的花键齿的花键部60a,并且外壳60的开口端部由环形后部壳体61封闭。

[0035] 后部壳体61具有第一元件61a、第二元件61b以及第三元件61c,其中第一元件61a由磁性材料制成,该磁性材料通过螺纹连接或焊接固定到外壳60的开口部分,从而不相对于外壳60旋转,具有环形形状的第二元件61b由固定到第一元件61a的内侧的非磁性材料制成,第三元件61c由固定到第二元件61b的内侧的磁性材料制成。

[0036] 圆筒形内轴64设置在外壳60的内周部分中,并且与外壳60同心地被支撑,并且从而不相对于外壳60旋转。在内轴64的与外壳60的花键部60a相对地面对的外周表面区域上形成有具有多个在轴向方向上延伸的花键齿的花键部64a。轴状构件56通过花键装配在内轴64的内周表面中,其中轴状构件56具有等速接头的外环56a,左驱动轴115L(图1中示出)的一端连接到该等速接头,从而摆动。

[0037] 在多板离合器7中,多个环形外离合器板71和多个类似的环形内离合器板72在轴向方向上交替地设置。多个突起部形成在外离合器板71的外周边缘上,从而与外壳60的花键部60a接合。此外,多个突起部形成在内离合器板72的内周边缘上,从而与内轴64的花键部64a接合。通过采用这种结构,相对地限制了外离合器板71和内离合器板72相对于外壳60和内轴64旋转,但是允许外离合器板71和内离合器板72在轴向方向上移动。

[0038] 挤压机构8与多板离合器7平行地设置,并且具有电磁线圈80、由磁性材料制成的磁轭81、具有环形形状的第一凸轮构件82、具有环形形状的第二凸轮构件84以及球形凸轮从动件83,其中磁轭81支撑电磁线圈80,第二凸轮构件84设置成相对地面对第一凸轮构件82,球形凸轮从动件83置于第一凸轮构件82和第二凸轮构件84之间。

[0039] 电磁线圈80设置成将后部壳体61保持在第一凸轮构件82与电磁线圈80之间,并且通过通电后在电磁线圈80中产生的磁力朝向后部壳体61吸引第一凸轮构件82。

[0040] 第二凸轮构件84设置成使得其一个轴向侧表面相对地面对多板离合器7的所述多个内离合器板72中尽可能靠近挤压机构8设置并且具有适于在其内周表面的一部分上与内轴64的花键部64a接合的多个突起部的内离合器板72。因此,限制了第二凸轮构件84相对于内轴64旋转,但是允许第二凸轮构件84在轴向方向上移动。

[0041] 在第一凸轮构件82和第二凸轮构件84的相对地面对的表面上形成周向倾斜的凸轮表面,并且凸轮从动件83设置成沿着这两个凸轮表面滚动。此外,第一凸轮构件82和第二凸轮构件84分别通过锥形盘簧85和锥形盘簧86被偏置成朝向彼此移动。

[0042] 在上述结构中,当第一凸轮构件82通过电磁线圈80的磁力抵靠后部壳体61摩擦地滑动时,从中间轴54朝向左后轮105L传递的扭矩的一部分作为旋转力传递到第一凸轮构件82,并且第一凸轮构件82和第二凸轮构件84通过这样传递的旋转力相对于彼此旋转。然后,凸轮从动件83通过这种相对旋转在第一凸轮构件82和第二凸轮构件84的凸轮表面上滚动,从而产生轴向推力,因此多板离合器7被接收到推力的第二凸轮构件84挤压。也就是说,挤压机构8将传递到左后轮105L的扭矩的一部分转换成轴向推力,从而挤压多板离合器7。第一凸轮构件82从后部壳体61接收的旋转力根据电磁线圈80的磁力强度而改变,并且因此能够通过控制供给到电磁线圈80的电流来控制施加到多板离合器7的挤压力。

[0043] 此外,当电磁线圈80的通电中断时,导致第一凸轮构件82通过锥形盘簧85的弹簧力而背离后部壳体61移动,并且第一凸轮构件82不再接收第一凸轮构件82与第二凸轮构件84之间的相对旋转而产生的旋转力。因此,轴向推力消失,并且导致第二凸轮构件84通过锥形盘簧86的弹簧力而在第二凸轮构件84背离多板离合器7移动的方向上移动。

[0044] 在该结构中,传递到后差速器150的侧齿轮53L的扭矩以被驱动力传递单元160中断的方式通过轴状构件56和左驱动轴115L传递至左后轮105L。此外,传递至后差速器150的侧齿轮53R的扭矩通过轴状构件55传递到右后轮105R,其中轴状构件55连接到侧齿轮53R从而不相对于侧齿轮53R和连接到等速接头的外环55a的右驱动轴115R旋转,其中等速接头设置在轴状构件55的一端处,从而摆动。

[0045] 此外,当以四轮驱动模式驱动四轮驱动车辆101时,电磁线圈80通电,以通过驱动力传递单元160进行扭矩传递,并且使爪式离合器130的套筒33与第一齿部31和第二齿部32均啮合,使得前差速器120的差速器壳20和传动轴140连接在一起。这样,发动机102的扭矩传递到一对前轮104L、104R和一对后轮105L、105R。

[0046] 另一方面,当以二轮驱动模式驱动四轮驱动车辆101时,电磁线圈80的通电停止,从而切断通过驱动力传递单元160进行的扭矩传递,并且差速器壳20与传动轴140的通过爪式离合器130的连接被解除。这样,当以二轮驱动模式驱动四轮驱动车辆101时,通过驱动力传递系统106进行的扭矩传递在传动轴140的上游端(面向发动机102的一端)和下游端(面向后轮105L、105R的一端)被切断。因此,传动轴140和连接到传动轴140的后差速器150的差速器壳50相对于车身的旋转停止。这样,减少了由传动轴140的旋转阻力和齿圈41a、42a导致的润滑油的搅动阻力所引起的车辆行进阻力。

[0047] 此外,当四轮驱动车辆101从二轮驱动模式转换到四轮驱动模式时,首先,供给到电磁线圈80的电流量逐渐增加,使得后轮105L、105R的扭矩通过驱动力传递单元160传递到传动轴140,从而使传动轴140旋转,然后,在爪式离合器130的第一齿部31和第二齿部32彼此同步之后,爪式离合器130接合。与此相反地,当四轮驱动车辆101从四轮驱动模式转换到二轮驱动模式时,供给到电磁线圈80的电流量逐渐减少,从而消除由传递到后轮的扭矩导致的传动轴140的扭转,然后爪式离合器130的啮合接合解除。通过以此方式在二轮驱动模式与四轮驱动模式之间切换驱动模式,抑制了否则将在切换驱动模式时产生的震动。

[0048] 图3(a)至3(c)是示出了当四轮驱动车辆101向前行进时后差速器150的差速器壳

50、驱动轴115R、115L以及中间轴54的旋转方向的示例图。图3(a)示出了四轮驱动车辆101以四轮驱动模式向前行进的状态。图3(b)示出了四轮驱动车辆101以二轮驱动模式向前行进的状态,并且图3(c)示出了四轮驱动车辆在四轮驱动模式中以最大的转向角向右转向的状态。此外,在图3(a)至3(c)中,差速器壳50、右驱动轴115R、中间轴54和左驱动轴115L的旋转方向分别由箭头D0、箭头D1、箭头D2和箭头D3表示,并且这些组成构件的相应的转速由箭头的相应的大小来表示。但是,车速在任何状态下都保持相同。

[0049] 如图3(a)所示,当四轮驱动车辆101以二轮驱动模式行进时,如前所述,尽管传动轴140和差速器壳50不旋转,但后轮105L、105R仍然通过与四轮驱动车辆101的行进相关联地产生的与路面的摩擦力而旋转。因此,左驱动轴115L和右驱动轴115R在由箭头D1和D3所表示的方向(下文中该方向称为“正向”)上旋转。

[0050] 此外,在差速器壳50不旋转的状态下,右侧齿轮53R与右驱动轴115R一起旋转,并且因此,与右侧齿轮53R啮合的一对小齿轮52、52旋转,并且左侧齿轮53L在与右侧齿轮53R旋转的方向相反的方向上旋转。这导致中间轴54在箭头D2所表示的方向(下文中该方向称为“反向”)上旋转。

[0051] 这样,连接到驱动力传递单元160的输入侧的中间轴54和连接到驱动力传递单元160的输出侧的左驱动轴115L在彼此相反的方向上旋转,并且因此,在驱动力传递单元160的外壳60与内轴64之间产生了较大的差动旋转。

[0052] 此外,如图3(b)所示,当四轮驱动车辆101以四轮驱动模式向前行进时,扭矩经由传动轴140传递到后差速器150,并且差速器壳50、左驱动轴115L和右驱动轴115R以及中间轴54全部正向旋转。此外,左驱动轴115L和右驱动轴115R的转速相同。

[0053] 此处,在该实施方式中,驱动力传递系统106构造为通过这样设定第一齿轮机构41的齿数比和第二齿轮机构42的齿数比而使得中间轴54比左驱动轴115L旋转得慢。也就是说,第一齿轮机构41的齿数比和第二齿轮机构42的齿数比设定为使得后差速器150的差速器壳50相对于传动轴140的转速的转速相比于前差速器120的差速器壳20相对于传动轴140的转速要小。换言之,驱动力传递系统106构造为使得在将扭矩从前差速器120的差速器壳20传递到后差速器150的差速器壳50的过程中,差速器壳50的减速程度比差速器壳20大。通过采用这种结构,在驱动力传递单元160的外壳60与内轴64之间,产生了小于二轮驱动模式中所产生的差动旋转的差动旋转。此外,差速器壳50以位于中间轴54的转速与右驱动轴115R的转速之间的速度旋转。

[0054] 此外,如图3(c)所示,当四轮驱动车辆101在四轮驱动模式中向右转向时(在与后差速器150的设置驱动力传递单元160的一侧相反的方向上),相比于图3(b)所示的四轮驱动车辆101以四轮驱动模式向前行进的状态,左驱动轴115L以更快的速度正向旋转,并且右驱动轴115R以比四轮车辆101向前行进的速度低的速度正向旋转。

[0055] 由于左驱动轴115L的转速变得比四轮驱动车辆101向前行进时的转速快,因此左驱动轴115L与中间轴54之间的差动旋转(外壳60与内轴64之间的差动旋转)变小。但是,在此情况中,第一齿轮机构41的齿数比和第二齿轮机构42的齿数比也设定为使得中间轴54旋转得比左驱动轴115L慢。也就是说,第一齿轮机构41的齿数比和第二齿轮机构42的齿数比设定为使得即便在前轮104L、104R的转向角变化至最大值时,连接到多板离合器7的输入侧的中间轴54与连接到多板离合器7的输出侧的左驱动轴115L之间的差动旋转也不反转。

[0056] 在该实施方式中,第一齿轮机构41的齿数比 r_1 (齿圈41a的齿数/小齿轮41b的齿数)设定为3,并且第二齿轮机构42的齿数比 r_2 (齿圈42a的齿数/小齿轮42b的齿数)设定为3.7(齿数比 $r_1 < \text{齿数比} r_2$)。

[0057] (实施方式的工作效果)

[0058] 图4(a)至4(d)是示出了驱动力传递单元160的凸轮机构及其周边部分的示例性操作的示例图。图4(a)示出了当四轮驱动车辆101以二轮驱动模式行进时的操作状态,图4(b)示出了当四轮驱动车辆101以四轮驱动模式行进时的操作状态,图4(c)示出了差动旋转的反转开始的状态,图4(d)示出了差动旋转的反转结束的状态。

[0059] 如图4(a)所示,在二轮驱动状态下,由于没有磁力施加到第一凸轮构件82,因此使得第一凸轮构件82通过锥形盘簧85的弹簧力而背离后部壳体61移动。因此,将产生第一凸轮构件82与第二凸轮构件84之间的相对旋转的旋转力没有传递到第一凸轮构件82,并且因此,没有产生作为使第二凸轮构件84挤压多板离合器7的推力的凸轮力。因此,没有执行通过多板离合器7进行的扭矩传递。在此状态下,凸轮从动件83位于第一凸轮构件82的凸轮槽82的和第二凸轮构件84的凸轮槽84a的最深位置(中间位置)中。

[0060] 当电磁线圈80通电、同时四轮驱动车辆101向前行进时,如图4(b)所示,第一凸轮构件82与后部壳体61摩擦地接触,由此第一凸轮构件82和第二凸轮构件84通过第一凸轮构件82从后部壳体61接收的旋转力相对于彼此旋转。因此,凸轮从动件83在第一凸轮构件82的凸轮槽82a中以及第二凸轮构件84的凸轮槽84a中滚动,从而迫使第一凸轮构件82与第二凸轮构件84之间的空间打开。这样,轴向凸轮力作用在第二凸轮构件84上,并且第二凸轮构件84挤压多板离合器7,使得外离合器板71和内离合器板72被挤压成彼此摩擦地接触。这样,执行了外壳60与内轴64之间的扭矩传递,也就是中间轴54与左驱动轴115L之间的扭矩传递。

[0061] 在左驱动轴115L的转速变得低于中间轴54的转速、从而如图4(c)所示差动旋转反转的情况下,第一凸轮构件82与第二凸轮构件84的相对旋转角度变小,由此凸轮从动件83移位,从而返回到中间位置。因此,凸轮力减小,并且挤压多板离合器7的挤压力减小。

[0062] 当差动旋转的反转进一步继续时,如图4(d)所示,凸轮从动件83移动到与第一凸轮构件82的凸轮槽82a和第二凸轮构件84的凸轮槽84a相对的凸轮槽的相应的倾斜表面,由此,轴向凸轮力作用在第二凸轮构件84上,并且第二凸轮构件84挤压多板离合器7。

[0063] 由于在此过程中经由多板离合器7传递的扭矩突然改变,因此产生了震动,这导致了车辆的乘员感觉不舒适。但是根据该实施方式,当四轮驱动车辆101以四轮驱动模式向前行进时,即便在左后轮105L相对于差速器壳50的转速由于四轮驱动车辆101的转向而增加或降低的情况下,第一齿轮机构41的齿数比和第二齿轮机构42的齿数比也设定为使得不会产生差动旋转的上述反转,因此不会导致这种问题。

[0064] 图5是示出了当根据该实施方式的四轮驱动车辆101在二轮驱动模式中和四轮驱动模式中向前行进以及左转和右转时,中间轴54与左驱动轴115L之间的差动旋转速度 ΔN (=左驱动轴115L在其正向旋转时的转速-中间轴54在其正向旋转时的转速)的图表。

[0065] 如前所述,当四轮驱动车辆101以二轮驱动模式行进时,中间轴反向旋转,同时左驱动轴115L正向旋转,并且因此, ΔN 取正值。此外,该正值的绝对值较大。例如,当后轮105L、105R具有60cm的轮直径并且四轮驱动车辆101以40km/h的速度径直向前行进时, ΔN

的值变为接近700rpm。此外， ΔN 的大小还根据四轮驱动车辆101的转向而改变。当四轮驱动车辆101向右转向时得到的 ΔN (绝对值)变得小于当四轮驱动车辆101径直向前行进时得到的 ΔN (绝对值)。

[0066] 另一方面,当四轮驱动车辆101以四轮驱动模式行进时,由于中间轴54和左驱动轴115L都正向旋转,因此 ΔN 的大小变得小于当四轮驱动车辆101以二轮驱动模式行进时得到的 ΔN 。此外,由于中间轴54比左驱动轴115L旋转得慢,所以 ΔN 取正值。 ΔN 的大小在四轮驱动车辆101向右转向时变化,并且 ΔN 在四轮驱动车辆101转向时比在相同车辆径直向前行进时变得更小。此外, ΔN 在四轮驱动车辆101向左转向时也比在相同车辆径直向前行进时变得更小。

[0067] 在该实施方式中,通过设定第一齿轮机构41的齿数比和第二齿轮机构42的齿数比,使得即便在四轮驱动车辆101以最大的转向角向右转向时,仍然防止了 ΔN 取负值。通过采用这种结构,能够减少振动和噪音,否则,当四轮驱动车辆101在四轮驱动模式中转向时传递到后轮的扭矩的突然变化会产生振动和噪音。此外,在前述驱动条件下,当四轮驱动车辆101以最大的转向角向右转向时得到的 ΔN 的大小应当为2rpm或更大,也就是,是当四轮驱动车辆101以二轮驱动模式行进时得到的 ΔN 的大小的0.3%或更大。

[0068] 此外,对于当四轮驱动车辆101以最大转向角向右转向时得到的 ΔN ,考虑到能够通过加速产生的轮胎的最大滑移率,第一齿轮机构41的齿数比和第二齿轮机构42的齿数比应当设定为使得即便四轮驱动车辆101在向右转向的同时加速, ΔN 也不取负值。

[0069] (其它实施方式)

[0070] 因此,尽管以上已经描述了根据本发明的实施方式的四轮驱动车辆,但是本发明不限于该实施方式,并且因此在不与本发明的精神和范围相背离的情况下,本发明能够以各种形式实施。例如,对本发明可进行以下修改。

[0071] (1)在以上实施方式中,尽管当从车辆的行进方向上看时,驱动力传递单元160设置在后差速器150的左手侧,然而本发明不限于此。因此,当从车辆的行进方向上看时,驱动力传递单元160可以设置在后差速器150的右手侧。

[0072] (2)此外,在以上实施方式中,尽管对左后轮105L设置有单个驱动力传递单元160,但也可以设置两个驱动力传递单元160,从而分别与左后轮105L和右后轮105R相对应。在这种情况下,不具有差动功能的锥齿轮型齿轮机构可用来代替后差速器150,其中该锥齿轮型齿轮机构将通过传动轴140传递的扭矩分别传递到驱动力传递单元160。

[0073] (3)此外,在以上实施方式中,尽管驱动力传递系统106构造为通过将第一齿轮机构41的齿数比 r_1 设定为小于第二齿轮机构42的齿数比 r_2 而使后差速器150的差速器壳50比前差速器120的差速器壳20旋转得慢,但是本发明不限于此。驱动力传递系统106可以构造为通过将前轮104L、104R的轮直径设定为小于后轮105L、105R的轮直径而使后差速器150的差速器壳50比前差速器120的差速器壳20旋转得慢。

[0074] (4)此外,在上述实施方式中,尽管爪式离合器130用作在由传动轴140进行的扭矩传递的上游端切断扭矩传递的接合/分离机构,但是接合/分离机构不限于爪式离合器,并且因此,可以采用多板离合器。此外,不是必须设置在由传动轴140进行的扭矩传递的上游端切断扭矩传递的接合/分离机构。

[0075] 附图标记说明

[0076] 7:多板离合器;8:挤压机构;20:差速器壳;21、51:小齿轮轴;22、52:小齿轮;23L、23R、53L、53R:侧齿轮;31:第一齿部;32:第二齿部;33:套筒;41:第一齿轮机构;42:第二齿轮机构;41a、42a:齿圈;41b、42b:小齿轮;50:差速器壳;54:中间轴;54a:凸缘;55、56:轴状构件;55a、56a:外环;60:外壳;60a:花键部;61:后部壳体;61a:第一元件;61b:第二元件;61c:第三元件;64:内轴;64a:花键部;71:外离合器板;72:内离合器板;80:电磁线圈;81:磁轭;82:第一凸轮构件;82a、84a:凸轮槽;83:凸轮从动件;84:第二凸轮构件;101:四轮驱动车辆;102:发动机;103:变速器;140:传动轴;104L:左前轮;104R:右前轮;105L:左后轮;105R:右后轮;106:驱动力传递系统;114L、114R、115L、115R:驱动轴;120:前差速器;130:爪式离合器;140:传动轴;150:后差速器;151:差速器架;160:驱动力传递单元。

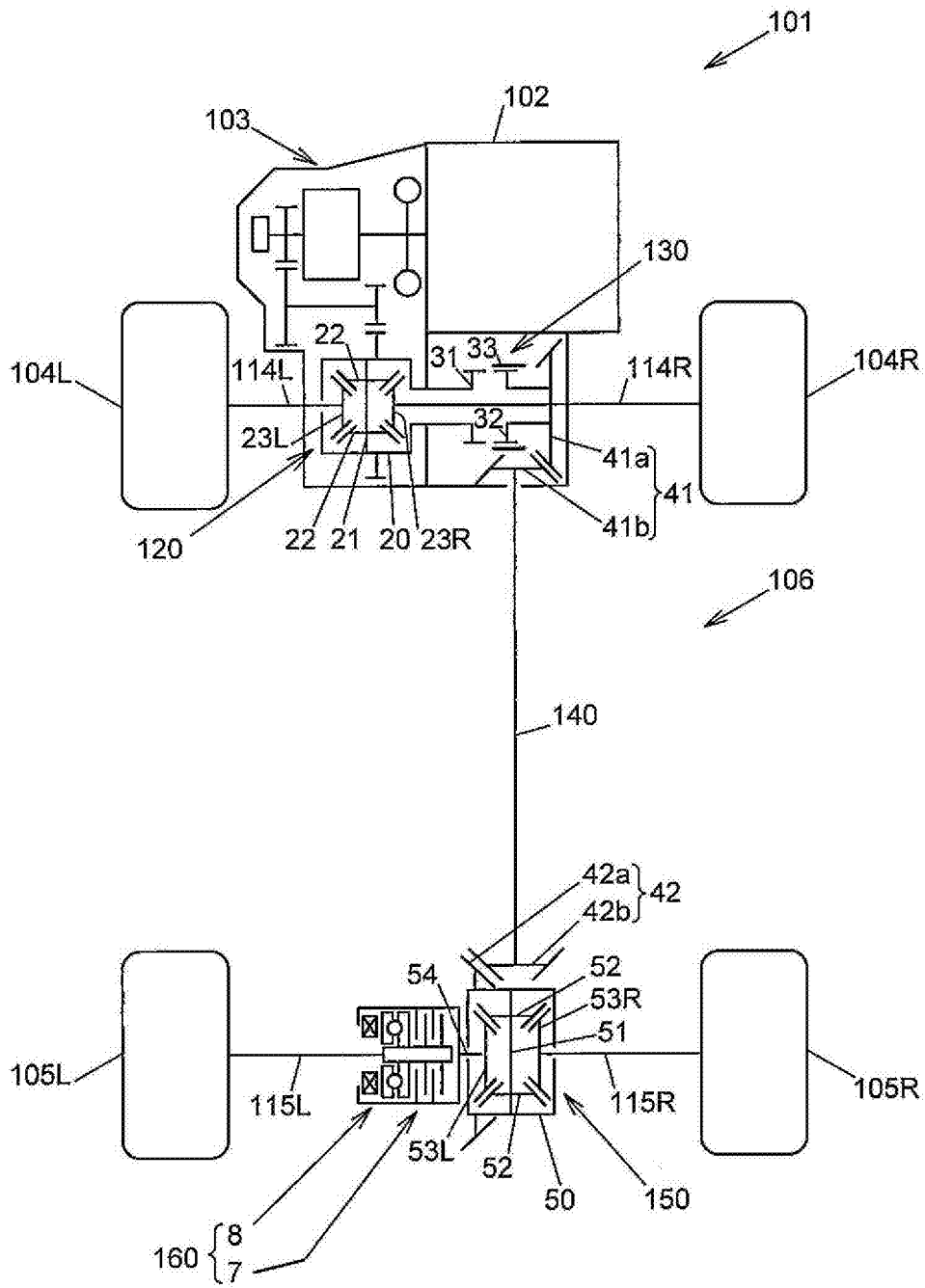


图1

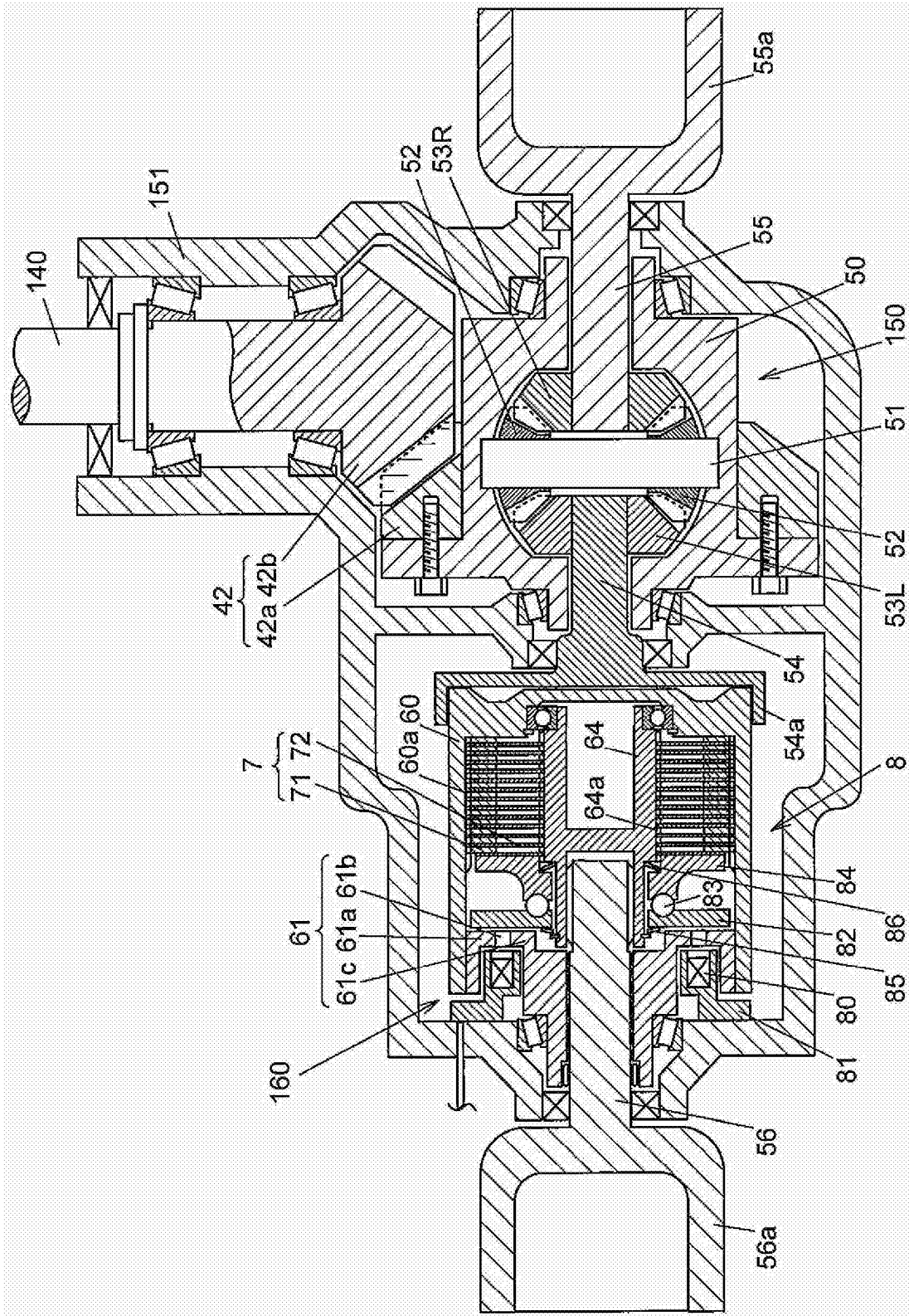


图2

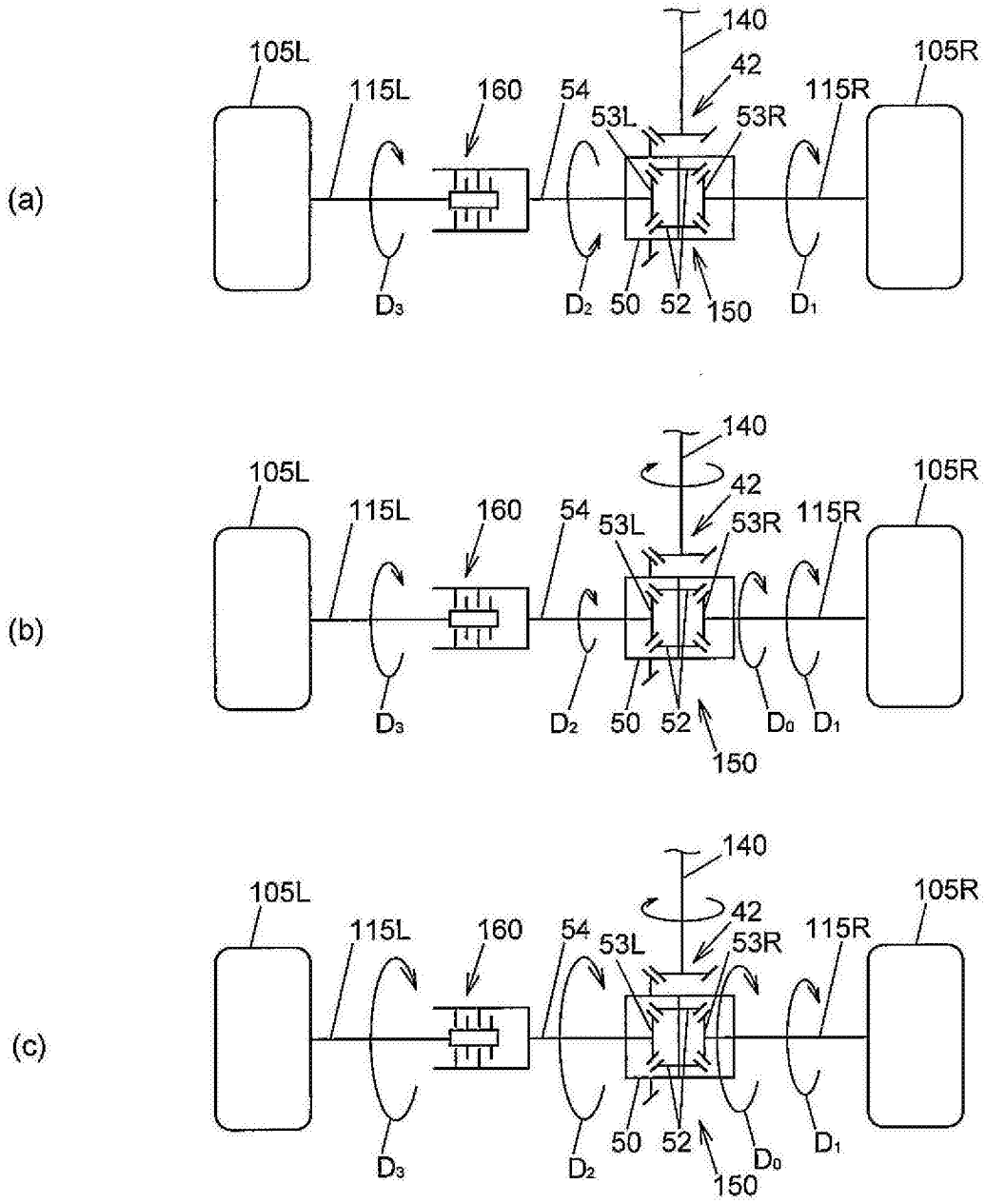


图3

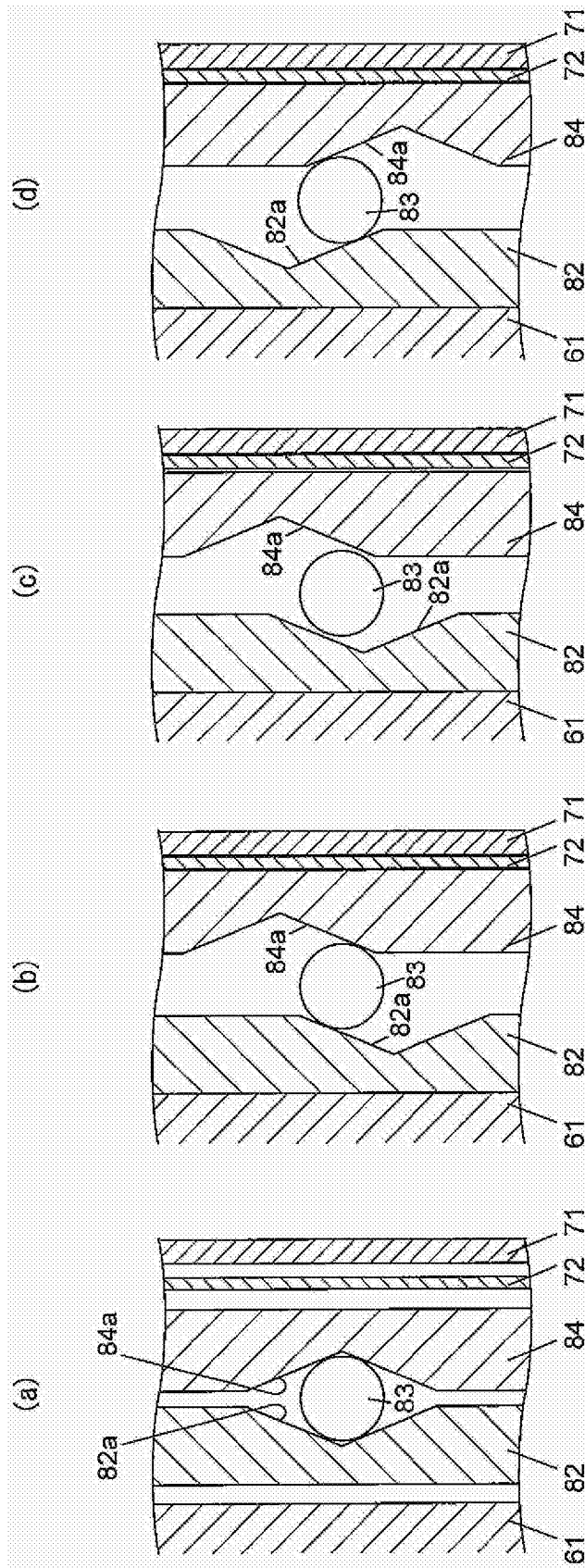


图4

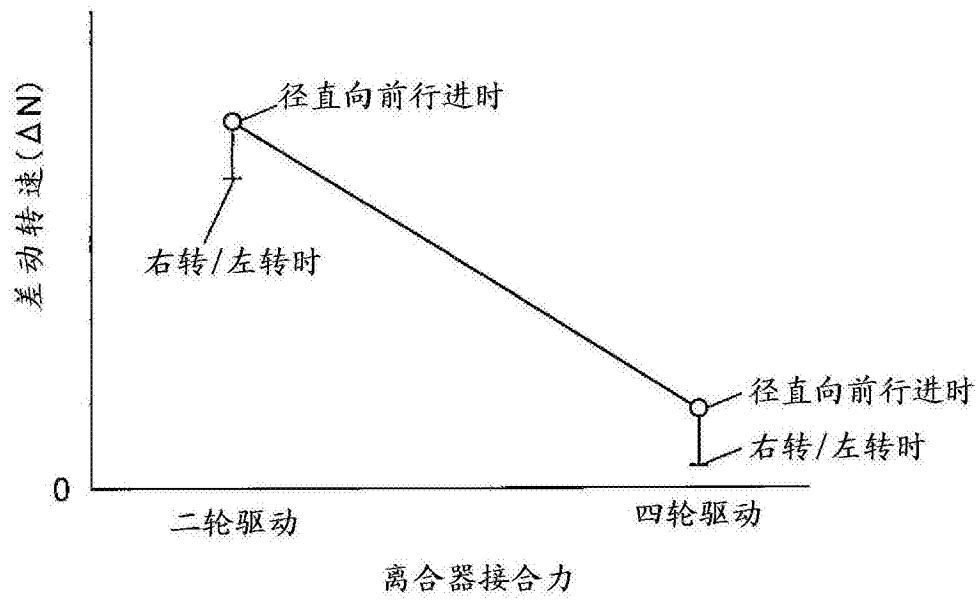


图5