



(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 111148921 A

(43)申请公布日 2020.05.12

(21)申请号 201880061320.4

(22)申请日 2018.10.12

(30)优先权数据

2017-199761 2017.10.13 JP

(85)PCT国际申请进入国家阶段日

2020.03.20

(86)PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2018/038207 2018.10.12

(87)PCT国际申请的公布数据

W02019/074120 JA 2019.04.18

(71)申请人 爱信艾达株式会社

地址 日本爱知县

(72)发明人 须山大树 三治广明 市冈光广

川口裕贵

(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 王玮 苏琳琳

(51)Int.Cl.

F16H 1/46(2006.01)

F16H 48/06(2006.01)

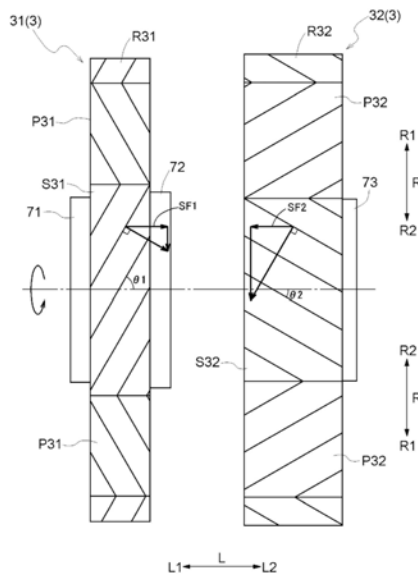
权利要求书2页 说明书15页 附图6页

(54)发明名称

车辆用驱动装置

(57)摘要

本发明提供车辆用驱动装置。旋转电机、具有第1行星齿轮机构(31)以及第2行星齿轮机构(32)的减速装置(3)、差动齿轮装置与旋转电机同轴并按记载的顺序进行配置。第1行星齿轮机构(31)按动力传递路径的顺序配置于比第2行星齿轮机构(32)靠旋转电机的一侧,并且第1行星齿轮机构(31)沿着轴向(L)配置于比第2行星齿轮机构(32)靠旋转电机的一侧。在第1行星齿轮机构(31)以及第2行星齿轮机构(32)以彼此的推力(SF1、SF2)在轴向(L)上相互成为相反方向的方式形成斜齿的扭转角,第1行星齿轮机构(31)的斜齿的扭转角($\theta 1$)大于第2行星齿轮机构(32)的斜齿的扭转角($\theta 2$)。



1. 一种车辆用驱动装置,其特征在于,具备:
旋转电机,其成为第1车轮以及第2车轮的驱动力源;
减速装置,其对所述旋转电机的旋转进行减速;以及
差动齿轮装置,其将经由所述减速装置传递的来自所述旋转电机的驱动力向所述第1车轮与所述第2车轮进行分配,
所述减速装置以及所述差动齿轮装置与所述旋转电机同轴地配置,
所述减速装置具有第1行星齿轮机构与第2行星齿轮机构,所述第1行星齿轮机构按动力传递路径的顺序配置于比所述第2行星齿轮机构靠所述旋转电机的一侧,并且所述第1行星齿轮机构沿着轴向配置于比所述第2行星齿轮机构靠所述旋转电机的一侧,
所述第1行星齿轮机构以及所述第2行星齿轮机构以所述第1行星齿轮机构的推力与所述第2行星齿轮机构的推力在所述轴向上相互成为相反方向的方式形成斜齿的扭转角,
所述第1行星齿轮机构的斜齿的扭转角大于所述第2行星齿轮机构的斜齿的扭转角。
2. 根据权利要求1所述的车辆用驱动装置,其特征在于,
经由配置于所述轴向上的所述第1行星齿轮机构与所述第2行星齿轮机构之间的传递部件,传递所述第1行星齿轮机构以及所述第2行星齿轮机构的相互对置的推力。
3. 根据权利要求2所述的车辆用驱动装置,其特征在于,
所述第1行星齿轮机构以及所述第2行星齿轮机构以在将所述旋转电机的前进方向的驱动力传递到所述第1车轮以及所述第2车轮的情况下,经由所述传递部件传递的推力在所述轴向上相互对置的方式形成斜齿的扭转角。
4. 根据权利要求1~3中任一项所述的车辆用驱动装置,其特征在于,
所述第1行星齿轮机构以及所述第2行星齿轮机构分别具有太阳轮、行星架、齿圈,
所述第1行星齿轮机构以及所述第2行星齿轮机构双方中的所述太阳轮以及所述齿圈的任意一方是能够旋转的可旋转构件,任意另一方是无法旋转的固定构件,所述可旋转构件的斜齿的扭转角形成为在所述轴向上相互成为相反方向。
5. 根据权利要求1~4中任一项所述的车辆用驱动装置,其特征在于,
所述第1行星齿轮机构具有与所述旋转电机驱动连结的第1太阳轮、第1行星架、相对于固定部件无法旋转地连结于固定部件的第1齿圈,
所述第2行星齿轮机构具有与所述第1行星架驱动连结的第2太阳轮、第2行星架、相对于固定部件无法旋转地连结于固定部件的第2齿圈,
所述第1太阳轮的斜齿的扭转角与所述第2太阳轮的斜齿的扭转角形成为在所述轴向上相互成为相反方向。
6. 根据权利要求5所述的车辆用驱动装置,其特征在于,
在所述轴向上的所述第1太阳轮与所述第2太阳轮之间配置有推力轴承。
7. 根据权利要求1~6中任一项所述的车辆用驱动装置,其特征在于,
进一步具备收容所述旋转电机、所述减速装置以及所述差动齿轮装置的壳体,
所述壳体具有配置于相对于所述第1行星齿轮机构在所述轴向与配置有所述第2行星齿轮机构的一侧相反一侧的对象部分,
所述第1行星齿轮机构具有与所述旋转电机驱动连结的第1太阳轮,
在所述轴向上的所述第1太阳轮与所述对象部分之间配置有推力轴承。

8. 根据权利要求1~7中任一项所述的车辆用驱动装置,其特征在于,
所述减速装置配置于所述轴向上的所述旋转电机与所述差动齿轮装置之间。
9. 根据权利要求1~8中任一项所述的车辆用驱动装置,其特征在于,
所述第1行星齿轮机构的沿着所述轴向的齿轮的宽度亦即第1齿轮宽度小于所述第2行星齿轮机构的沿着所述轴向的齿轮的宽度亦即第2齿轮宽度。
10. 根据权利要求9所述的车辆用驱动装置,其特征在于,
所述第2齿轮宽度小于对所述第1齿轮宽度乘以所述第1行星齿轮机构的减速比而得的长度。

车辆用驱动装置

技术领域

[0001] 本发明涉及具备成为第1车轮以及第2车轮的驱动力源的旋转电机、对旋转电机的旋转进行减速的减速装置、将经由减速装置传递的来自旋转电机的驱动力向第1车轮与第2车轮进行分配的差动齿轮装置的车辆用驱动装置。

背景技术

[0002] 车辆用驱动装置的一个例子公开于日本特开平10-287142号公报(专利文献1)。以下,在背景技术的说明中示于括弧内的附图标记与专利文献1的附图标记相同。专利文献1的车辆用驱动装置具备:马达(M)、差速器装置(Gd)、将马达(M)的动力传递到差速器装置(Gd)的副轴齿轮机构(Gc)。副轴齿轮机构(Gc)构成对马达(M)的旋转进行减速并传递到差速器装置(Gd)的减速装置。而且,如专利文献1的图1以及图2所示,马达(M)、差速器装置(Gd)以及副轴齿轮机构(Gc)分开配置于相互平行的3个轴。

[0003] 然而,若考虑车辆用驱动装置的车载性,则装置整体优选尽量形成小型化。关于该点,在专利文献1的车辆用驱动装置中,旋转电机、减速装置(在专利文献1中为副轴齿轮机构)以及差动齿轮装置这3个装置分开配置于相互平行的3个轴,因此装置整体沿径向容易大型化。为了使装置整体沿径向小型化,考虑将这3个装置配置于同一轴上,但在该情况下,装置整体沿轴向容易大型化。

[0004] 专利文献1:日本特开平10-287142号公报

发明内容

[0005] 因此,期望提供能够实现装置整体的径向以及轴向双方的小型化的车辆用驱动装置。

[0006] 作为一个方式,鉴于上述的车辆用驱动装置具备:

[0007] 旋转电机,其成为第1车轮以及第2车轮的驱动力源;

[0008] 减速装置,其对上述旋转电机的旋转进行减速;以及

[0009] 差动齿轮装置,其将经由上述减速装置传递的来自上述旋转电机的驱动力向上述第1车轮与上述第2车轮进行分配,

[0010] 上述减速装置以及上述差动齿轮装置与上述旋转电机同轴地配置,

[0011] 上述减速装置具有第1行星齿轮机构与第2行星齿轮机构,上述第1行星齿轮机构按动力传递路径的顺序配置于比上述第2行星齿轮机构靠上述旋转电机的一侧,并且上述第1行星齿轮机构沿着轴向配置于比上述第2行星齿轮机构靠上述旋转电机的一侧,

[0012] 上述第1行星齿轮机构以及上述第2行星齿轮机构以上述第1行星齿轮机构的推力与上述第2行星齿轮机构的推力在上述轴向上相互成为相反方向的方式形成斜齿的扭转角,

[0013] 上述第1行星齿轮机构的斜齿的扭转角大于上述第2行星齿轮机构的斜齿的扭转角。

[0014] 根据该结构,减速装置以及差动齿轮装置与旋转电机同轴地配置,因此与将这3个装置分开配置于相互平行的3个轴的情况相比,能够将车辆用驱动装置的直径方向的尺寸抑制为较小。并且,根据该结构,能够如以下叙述的那样使推力轴承小型化,因此能够在抑制车辆用驱动装置在轴向上大型化的同时将这3个装置配置于同一轴上。

[0015] 斜齿齿轮在其构造上产生与旋转轴平行的推力。若均使用斜齿齿轮而构成的第1行星齿轮机构以及第2行星齿轮机构分别产生的推力的朝向相互为相反方向,则各个推力能够相互抵消。通常,为了承受推力带来的施加于轴向的来自斜齿齿轮的负载,而在斜齿齿轮沿轴向邻接地配置推力轴承。若产生的推力较大,则施加于该推力轴承的负荷增大,从而对减速装置及车辆用驱动装置的耐久性也带来影响。若使推力轴承大型化,则成为车辆用驱动装置的小型化的妨碍。根据本结构,由于2个行星齿轮机构的推力的一部分相互抵消,由此能够减少施加于推力轴承的负荷。再者,也能够使推力轴承小型化,而将车辆用驱动装置的轴向的长度抑制为较短。

[0016] 然而,推力的大小在与传递扭矩之间具有相关关系,传递扭矩越大,推力也越增大。第2行星齿轮机构按动力传递路径的顺序相对于第1行星齿轮机构配置于减速装置的输出侧,将被第1行星齿轮机构减速后的旋转电机的驱动力传递到第2行星齿轮机构。因此,第2行星齿轮机构的传递扭矩与第1行星齿轮机构的传递扭矩相比较。因此,第2行星齿轮机构的推力大于第1行星齿轮机构的推力。另外,推力的大小在与斜齿齿轮中的斜齿的扭转角之间也具有相关关系,扭转角越大,推力也越增大。若第1行星齿轮机构的斜齿的扭转角大于第2行星齿轮机构的斜齿的扭转角,则第1行星齿轮机构的、推力在从齿轮机构输出的力内占据的比例大于第2行星齿轮机构的、推力在从齿轮机构输出的力内占据的比例。即,根据本结构,能够通过斜齿的扭转角,减少由传递扭矩的差产生的推力的大小的差。换句话说,2个行星齿轮机构的推力适当抵消,能够减少施加于推力轴承的负荷。再者,也能够使推力轴承小型化,而将车辆用驱动装置的轴向的长度抑制为较短。

[0017] 这样,根据本结构,能够实现车辆用驱动装置的整体的径向以及轴向双方的小型化。

[0018] 进一步的特征与优点,根据以下的参照附图说明的车辆用驱动装置的实施方式的记载变得明确。

附图说明

[0019] 图1是车辆用驱动装置的轴向剖视图。

[0020] 图2是车辆用驱动装置的示意图。

[0021] 图3是减速装置的轴向剖视图。

[0022] 图4是减速装置的斜齿的结构以及推力的说明图。

[0023] 图5是表示减速装置的其他构成例的轴向剖视图。

[0024] 图6是表示行星齿轮机构的差动齿轮装置的一个例子的轴向剖视图。

具体实施方式

[0025] 以下,基于附图,对车辆用驱动装置的实施方式进行说明。图1是车辆用驱动装置100的轴向剖视图,图2是车辆用驱动装置100的示意图。车辆用驱动装置100例如是搭载于

将内燃机以及旋转电机设为第1车轮501以及第2车轮502的驱动力源的混动汽车、将旋转电机设为第1车轮501以及第2车轮502的驱动力源的电动汽车的驱动装置。如图1以及图2所示,车辆用驱动装置100作为第1车轮501以及第2车轮502的驱动力源而仅具备旋转电机2。在2轮驱动的4轮车的情况下,据此能够实现电动汽车。另外,在4轮驱动的4轮车的情况下,通过内燃机的驱动力驱动另外的2个轮,由此能够实现混动车辆。然而,在4轮驱动的4轮车的情况下,也将本实施方式的车辆用驱动装置100应用于另外的2个轮,由此也能够实现4轮驱动的电动汽车。

[0026] 此外,在以下的说明中,“驱动连结”是指2个旋转构件能够传递驱动力地连结的状态,包含该2个旋转构件以一体地旋转的方式被连结的状态,或者该2个旋转构件以能够经由1个或者2个以上的传动部件传递驱动力的方式连结的状态。作为这样的传动部件,包含使旋转以同速或者变速进行传递的各种部件,例如轴、齿轮机构、带、链等。此外,作为传动部件,也可以包含选择性地传递旋转以及驱动力的卡合装置,例如摩擦卡合装置、啮合式卡合装置等。其中,在下述说明的减速装置3以及差动齿轮装置4中,针对各旋转构件,“驱动连结”的情况,是指该装置具备的3个以上的旋转构件相互不經由其他的旋转构件而被驱动连结的状态。

[0027] 另外,在以下的说明中,在表现为“筒状”、“圆筒状”等的情况下,意味着即使具有少许的异形部分,作为其整体的简要形状也为筒、圆筒。不局限于这些,关于形状等,附带“状”而使用的其他的表现也相同。

[0028] 如图1以及图2所示,车辆用驱动装置100具备:壳体1、具有用于输出驱动力的转子轴27的旋转电机2、包含行星齿轮机构的减速装置3、以及差动齿轮装置4。减速装置3对旋转电机2的旋转进行减速并向差动齿轮装置4传递驱动力。差动齿轮装置4向第1驱动轴51以及第2驱动轴52分别分配来自旋转电机2的驱动力。此外,在本实施方式中,第1驱动轴51与分配输出轴53驱动连结。差动齿轮装置4向第2驱动轴52以及分配输出轴53分配驱动力,第1驱动轴51传递经由分配输出轴53分配的驱动力。

[0029] 在本实施方式的车辆用驱动装置100中,旋转电机2、减速装置3、差动齿轮装置4、第1驱动轴51、第2驱动轴52以及分配输出轴53以旋转电机2的转子轴27为基准进行同轴配置。因此,沿着旋转电机2的转子轴27的方向与沿着车辆用驱动装置100的旋转轴的方向等效,且沿着旋转电机2的转子轴27的直径的方向与沿着车辆用驱动装置100的直径的方向等效。在本实施方式中,将沿着旋转电机2的转子轴27的方向称为车辆用驱动装置100的轴向L,将沿着旋转电机2的转子轴27的直径的方向称为车辆用驱动装置100的直径方向R。另外,在轴向L上,将相对于减速装置3配置有旋转电机2的一侧称为轴向第1侧L1,将相对于减速装置3配置有差动齿轮装置4的一侧称为轴向第2侧L2。另外,在径向R上,将与转子轴27相反的外侧称为径向外侧R1,将转子轴27侧的内侧称为径向内侧R2。

[0030] 另外,在本实施方式的车辆用驱动装置100中,按动力传递路径的顺序,旋转电机2、减速装置3、差动齿轮装置4依次并排配置。如后所述,减速装置3具有第1行星齿轮机构31与第2行星齿轮机构32。若考虑该情况,则按动力传递路径的顺序,旋转电机2、第1行星齿轮机构31、第2行星齿轮机构32、差动齿轮装置4按记载的顺序并排配置。另外,旋转电机2、减速装置3(第1行星齿轮机构31以及第2行星齿轮机构32)、差动齿轮装置4沿着轴向L按旋转电机2、第1行星齿轮机构31、第2行星齿轮机构32、差动齿轮装置4的顺序并排配置。换句话

说,即使在动力传递路径的顺序、沿着轴向L的配置的顺序的任一个中,第1行星齿轮机构31也配置于比第2行星齿轮机构32靠旋转电机2的一侧。

[0031] 壳体1在内部收容旋转电机2、减速装置3以及差动齿轮装置4。另外,在本实施方式中,壳体1进一步在内部收容第1驱动轴51的一部分(轴向第2侧L2的端部)、第2驱动轴52的一部分(轴向第1侧L1的端部)以及分配输出轴53。壳体1形成为具备包围旋转电机2、减速装置3以及差动齿轮装置4的直径方向外侧R1的筒状的周壁部10。壳体1具有壳体主体11(第1壳体部)、主体罩12(第2壳体部)、底部罩13。壳体主体11形成为具有位于轴向第1侧L1的端部的底部11a的有底筒状,在与底部11a相反的一侧(轴向第2侧L2)具有开口部。主体罩12配置为在轴向第1侧L1与壳体主体11抵接而覆盖其开口部,并形成伴随着朝向轴向第2侧L2而成为小径的锥形筒状。底部罩13配置为在比壳体主体11的底部11a靠轴向第1侧L1覆盖底部11a。壳体主体11与主体罩12相互被固定部件(在本实施方式中,为螺栓)固定。相同地,壳体主体11与底部罩13相互也被固定部件(在本实施方式中,为螺栓)固定。

[0032] 旋转电机2以及减速装置3的一部分(第1行星齿轮机构31)配置于壳体主体11的内部空间。减速装置3的其他的一部分(第2行星齿轮机构32)、差动齿轮装置4以及第2驱动轴52的一部分(轴向第1侧L1的端部)配置于主体罩12的内部空间。第1驱动轴51的一部分(轴向第2侧L2的端部)配置于由壳体主体11与底部罩13形成的内部空间。分配输出轴53配置于由壳体主体11、主体罩12、底部罩13形成的内部空间。

[0033] 如图3所示,壳体1具有支承部件14。在本实施方式中,支承部件14包含第1支承件141与第2支承件142。第1支承件141一体地固定于壳体主体11,第2支承件142一体地固定于第1支承件141。第1支承件141固定于周壁部10(这里,为周壁部10的由壳体主体11构成的部分)。即,在本实施方式中,支承部件14支承于壳体1的周壁部10。此外,支承部件14也能够形成与周壁部10形成为一体的结构。第1支承件141形成为在旋转电机2与减速装置3(第1行星齿轮机构31)之间沿着径向R以及周向延伸。在第1支承件141的周向的至少一处,第1支承件141的直径方向外侧R1的端部与壳体主体11被固定部件(在本实施方式中,为螺栓)固定。第2支承件142形成为在第1行星齿轮机构31与第2行星齿轮机构32之间沿着径向R以及周向延伸。在第2支承件142的周向的至少一处,第2支承件142的直径方向外侧R1的端部与第1支承件141被固定部件(在本实施方式中,为螺栓)固定。此外,第2支承件142在比第1支承件141靠轴向第2侧L2与第1支承件141固定为一体。

[0034] 旋转电机2是具备转子21、定子24以及转子轴27的永久磁铁型旋转电机,其中,转子21在转子铁芯22的内部具备永久磁铁23,定子24在定子铁芯25卷绕有定子线圈26,转子轴27连结于转子铁芯22。定子24(具体而言,为定子铁芯25)固定于壳体1,具体而言,固定于壳体1的周壁部10。在转子铁芯22的直径方向内侧R2,转子轴27连结于转子铁芯22,从而转子21与转子轴27一体地旋转。此外,在本实施方式中,旋转电机2为永久磁铁型旋转电机,但例如也可以是感应型旋转电机等其他方式的旋转电机。

[0035] 转子轴27形成为圆筒状。转子轴27的沿着轴向L向比转子铁芯22靠轴向第1侧L1突出的部分经由第1转子轴承61以能够旋转的方式支承于壳体1的壳体主体11。转子轴27的沿着轴向L向比转子铁芯22靠轴向第2侧L2突出的部分经由第2转子轴承62以能够旋转的方式支承于支承部件14的第1支承件141。

[0036] 如上所述,在本实施方式中,减速装置3包含第1行星齿轮机构31与第2行星齿轮机

构32。第1行星齿轮机构31是具有第1太阳轮S31、第1齿圈R31、第1行星架C31、多个第1小齿轮P31的单小齿轮型的行星齿轮机构。第1太阳轮S31是第1行星齿轮机构31的输入构件,以与旋转电机2的转子轴27一体旋转的方式被连结。第1齿圈R31是第1行星齿轮机构31的固定构件,以不旋转的方式支承于第1支承件141。即,第1齿圈R31相对于第1支承件141(固定部件的一个例子)无法旋转地连结于第1支承件141。第1行星架C31是第1行星齿轮机构31的输出构件,如后所述与第2行星齿轮机构32的第2太阳轮S32连结。这样,在本实施方式中,第1太阳轮S31是能够旋转的可旋转构件,第1齿圈R31是无法旋转的固定构件。

[0037] 第1小齿轮P31配置为与第1太阳轮S31及第1齿圈R31啮合,并被第1行星架C31支承为能够旋转。第1小齿轮P31构成为绕第1小齿轮P31的轴心进行旋转(自转),并且绕第1太阳轮S31的轴心进行旋转(公转)。此外,虽省略图示,但第1小齿轮P31沿着第1小齿轮P31的公转轨迹,相互隔开间隔设置多个。

[0038] 如上所述,第2行星齿轮机构32相对于第1行星齿轮机构31配置于轴向第2侧L2,换句话说,相对于第1行星齿轮机构31配置于与旋转电机2侧相反的一侧。第2行星齿轮机构32是具有第2太阳轮S32、第2齿圈R32、第2行星架C32、多个第2小齿轮P32的单小齿轮型的行星齿轮机构。

[0039] 第2太阳轮S32是第2行星齿轮机构32的输入构件。如上所述,第2太阳轮S32与作为第1行星齿轮机构31的输出构件的第1行星架C31连结。在本实施方式中,第2太阳轮S32通过花键卡合与第1行星架C31连结。换句话说,在本实施方式中,例示了第1行星齿轮机构31与第2行星齿轮机构32分别独立地形成,第1行星齿轮机构31与第2行星齿轮机构32通过花键卡合连结的方式。但是,第1行星架C31与第2太阳轮S32不局限于由其他的部件构成的方式,第1行星架C31与第2太阳轮S32也可以由一个部件构成。例如,第1行星齿轮机构31与第2行星齿轮机构32也可以构成为一体,而形成一个减速装置3。另外,即使在第1行星架C31与第2太阳轮S32由其他的部件构成的情况下,也不局限于花键卡合,例如也可以通过焊接等将两者连结。

[0040] 然而,如图1以及图2所示,第2驱动轴52在轴向L上与差动齿轮装置4邻接地配置,但在轴向L上在第1驱动轴51与差动齿轮装置4之间存在旋转电机2以及减速装置3。因此,第1驱动轴51经由贯通旋转电机2以及减速装置3的分配输出轴53与差动齿轮装置4连结。在本实施方式中,一体地旋转的第1行星架C31以及第2太阳轮S32经由衬套等滑动轴承能够相对于分配输出轴53旋转地支承于分配输出轴53。

[0041] 第2齿圈R32是第2行星齿轮机构32的固定构件,以不向周向旋转的方式支承于第2支承件142。即,第2齿圈R32相对于第2支承件142(固定部件的一个例子)无法旋转地连结于第2支承件142。第2行星架C32是第2行星齿轮机构32的输出构件。在本实施方式中,第2行星架C32与差动齿轮装置4的差动壳体D4形成为一体。另外,在本实施方式中,第2行星架C32的轴向第1侧L1的端部在减速装置3的第1行星齿轮机构31与第2行星齿轮机构32之间经由第1差动壳体轴承66以能够旋转的方式支承于第2支承件142。这样,在本实施方式中,第2太阳轮S32是能够旋转的可旋转构件,第2齿圈R32是无法旋转的固定构件。

[0042] 第2小齿轮P32配置为与第2太阳轮S32及第2齿圈R32啮合,并被第2行星架C32支承为能够旋转。第2小齿轮P32构成为绕第2小齿轮P32的轴心进行旋转(自转),并且绕第2太阳轮S32的轴心进行旋转(公转)。此外,虽省略图示,但第2小齿轮P32沿着第2小齿轮P32的公

转轨迹,相互隔开间隔设置多个。

[0043] 如图3所示,支承部件14(固定部件的一个例子)具有支承第1齿圈R31的第1支承部14a与支承第2齿圈R32的第2支承部14b。在本实施方式中,在支承部件14具备的第1支承件141形成有第1支承部14a,在支承部件14具备的第2支承件142形成有第2支承部14b。而且,第1齿圈R31在被第1支承部14a从外周侧至少局部覆盖的状态下,支承于第1支承部14a,第2齿圈R32在被第2支承部14b从外周侧至少局部覆盖的状态下,支承于第2支承部14b。具体而言,第1支承部14a通过花键嵌合从径向外侧R1与第1齿圈R31连结,由此将第1齿圈R31支承为无法沿周向旋转。这里,第1支承部14a沿着周向的整个区域连续地形成,并配置为遍布周向的整个区域覆盖第1齿圈R31。另外,第2支承部14b通过花键嵌合从径向外侧R1与第2齿圈R32连结,由此将第2齿圈R32支承为无法沿周向旋转。这里,第2支承部14b配置为遍布周向的整个区域连续地形成,并遍布周向的整个区域覆盖第2齿圈R32。

[0044] 差动齿轮装置4将经由减速装置3传递的来自旋转电机2的驱动力向第1车轮501与第2车轮502进行分配。具体而言,差动齿轮装置4将经由减速装置3传递的来自旋转电机2的驱动力经由与分配输出轴53驱动连结的第1驱动轴51、第2驱动轴52分别向第1车轮501与第2车轮502进行分配。在本实施方式中,差动齿轮装置4具有:作为输入构件的差动壳体D4、以及与差动壳体D4一体旋转的方式支承于差动壳体D4的小齿轮轴F4、相对于小齿轮轴F4能够旋转地支承于小齿轮轴F4的第1差动小齿轮P41以及第2差动小齿轮P42、作为分配输出构件的第1侧齿轮B41以及第2侧齿轮B42。这里,第1差动小齿轮P41、第2差动小齿轮P42、第1侧齿轮B41以及第2侧齿轮B42均为锥齿轮。换句话说,差动齿轮装置4是具备锥齿轮型的齿轮机构的差动齿轮装置。

[0045] 差动壳体D4是中空的部件,在差动壳体D4的内部收容有小齿轮轴F4、一对差动小齿轮P4(第1差动小齿轮P41以及第2差动小齿轮P42)、第1侧齿轮B41以及第2侧齿轮B42。在本实施方式中,差动壳体D4与第2行星齿轮机构32的第2行星架C32形成为一体,第2行星架C32构成为差动壳体D4的一部分。因此,在本实施方式中,第2行星架C32的轴向第1侧L1的端部作为差动壳体D4的第1被支承部D4a发挥功能。第1被支承部D4a配置于轴向L的第1行星齿轮机构31与第2行星齿轮机构32之间。第1被支承部D4a被经由支承部件14固定于壳体1的第1差动壳体轴承66直接支承。如上所述,第1支承件141与壳体主体11固定为一体,第1支承件141与第2支承件142相互固定为一体。因此,第1被支承部D4a经由第1差动壳体轴承66支承于壳体主体11。

[0046] 另外,差动壳体D4具有位于轴向L的与第1被支承部D4a相反的一侧(轴向第2侧L2)的第2被支承部D4b。这里,第2被支承部D4b形成为沿着轴向L向比第2侧齿轮B42靠轴向第2侧L2突出。第2被支承部D4b形成为与第1侧齿轮B41以及第2侧齿轮B42同轴的圆筒状。第2被支承部D4b被固定于壳体1的主体罩12的第2差动壳体轴承67直接支承。换句话说,第2被支承部D4b经由第2差动壳体轴承67能够旋转地支承于壳体1的主体罩12。

[0047] 小齿轮轴F4插通于一对差动小齿轮P4,将它们支承为能够旋转。小齿轮轴F4插入沿着径向R形成于差动壳体D4的贯通孔,通过卡止部件43卡止于差动壳体D4。

[0048] 一对差动小齿轮P4构成为在沿着径向R相互隔开间隔对置的状态下安装于小齿轮轴F4,并在差动壳体D4的内部空间以小齿轮轴F4为中心进行旋转。

[0049] 第1侧齿轮B41以及第2侧齿轮B42是差动齿轮装置4的分配后的旋转构件。第1侧齿

轮B41与第2侧齿轮B42设置为沿着轴向L相互隔开间隔,并隔着小齿轮轴F4进行对置,且构成为在差动壳体D4的内部空间沿各自的周向进行旋转。第1侧齿轮B41与第2侧齿轮B42分别与第1差动小齿轮P41以及第2差动小齿轮P42啮合。在第1侧齿轮B41的内周面形成有用于连结分配输出轴53的花键。在第2侧齿轮B42的内周面形成有用于连结第2驱动轴52的花键。

[0050] 分配输出轴53是将被差动齿轮装置4分配的来自旋转电机2的驱动力向第1驱动轴51传递的部件。分配输出轴53沿轴向L贯通旋转电机2的转子轴27的直径方向内侧R2。在分配输出轴53的轴向第2侧L2的端部的外周面形成有用于与差动齿轮装置4的第1侧齿轮B41连结的花键。该花键与第1侧齿轮B41的内周面的花键卡合,由此将分配输出轴53与第1侧齿轮B41以一体旋转的方式连结。在分配输出轴53的轴向第1侧L1的端部形成有用于连结第1驱动轴51的连结部53a。

[0051] 连结部53a从壳体主体11的内部空间的比旋转电机2靠轴向第1侧L1的部分向底部罩13的内部空间延伸。连结部53a形成为与分配输出轴53的连结部53a以外的部分同轴的圆筒状。连结部53a具有大于分配输出轴53的连结部53a以外的部分的外径的外径。连结部53a经由第1输出轴承68能够旋转地支承于壳体1的底部罩13,并且经由第2输出轴承69能够旋转地支承于壳体主体11的底部11a。在连结部53a的轴向第2侧L2的部分的内周面形成有用于连结第1驱动轴51的花键。

[0052] 第1驱动轴51与第1车轮501驱动连结,第2驱动轴52与第2车轮502驱动连结。此外,在本实施方式中,在分配输出轴53的轴向第1侧L1的端部设置有连结部53a,从而第1驱动轴51与分配输出轴53的连结部53a通过花键进行连结。但是,不限于这样的结构,例如,也可以是在分配输出轴53的轴向第1侧L1的端部代替连结部53a而设置法兰叉,通过螺栓将该法兰叉与第1驱动轴51紧固的结构。

[0053] 以下,对具备第1行星齿轮机构31以及第2行星齿轮机构32的减速装置3的详细的结构进行说明。如上所述,第1行星齿轮机构31的作为输入构件的第1太阳轮S31与旋转电机2(具体而言,为旋转电机2的转子轴27)驱动连结,而以第1减速比对旋转电机2的旋转进行减速,从作为输出构件的第1行星架C31输出驱动力。第2行星齿轮机构32的作为输入构件的第2太阳轮S32与第1行星齿轮机构31的第1行星架C31驱动连结,进一步以第2减速比对旋转电机2的旋转进行减速,从作为输出构件的第2行星架C32输出驱动力。

[0054] 第2行星齿轮机构32按动力传递路径的顺序相对于第1行星齿轮机构31配置于减速装置3的输出侧,将被第1行星齿轮机构31减速后的旋转电机2的驱动力传递到第2行星齿轮机构32。因此,第2行星齿轮机构32的传递扭矩与第1行星齿轮机构31的传递扭矩相增大。从机械式的强度等的观点来看,优选传递扭矩越大,越增大齿轮的沿着轴向L的宽度(齿宽)。与传递扭矩相对大的第2行星齿轮机构32的第2齿轮宽度W2相比,减小传递扭矩相对小的第1行星齿轮机构31的第1齿轮宽度W1,由此能够构成具有与传递扭矩的大小对应的适当的构造的减速装置3。另外,由此,能够将减速装置3的轴向L的长度抑制为较短。在本实施方式中,例示了第1减速比大于第2减速比的方式,但与第1减速比和第2减速比的大小关系无关,如图3(以及后述的图5)所示,第1齿轮宽度W1优选小于第2齿轮宽度W2。

[0055] 另外,优选第2齿轮宽度W2小于对第1齿轮宽度W1乘以第1减速比而得的长度。在使第1齿轮宽度W1和第2齿轮宽度W2的比率与各自的输入扭矩成比例的情况下,第2齿轮宽度W2成为对第1齿轮宽度W1乘以第1减速比而得的长度。其中,第2行星齿轮机构32虽然传递扭

矩大于第1行星齿轮机构31,但是旋转速度低于第1行星齿轮机构31。换句话说,旋转速度较低,因此即使第2齿轮宽度 W_2 小于对第1齿轮宽度 W_1 乘以第1减速比而得的长度,也能够确保所需的耐久性。若第2齿轮宽度 W_2 小于对第1齿轮宽度 W_1 乘以第1减速比而得的长度,则能够缩短第2行星齿轮机构32的轴向L的长度,由此也能够缩短减速装置3的整体的轴向L的长度。

[0056] 在图1以及图3所例示的方式中,第1行星齿轮机构31的减速比亦即第1减速比小于第2行星齿轮机构32的减速比亦即第2减速比。与第1减速比和第2减速比同等的情况相比,若第1减速比小于第2减速比,则输入第2行星齿轮机构32的旋转速度增高,并且向第2行星齿轮机构32输入输入扭矩变小。第2行星齿轮机构32由于输入扭矩变小,所以能够减少所需的机械式的强度并实现小型化。在与较大的输入扭矩对应地提高机械式的强度的情况下,多使齿轮机构的齿宽在轴向L上增长。在该情况下,例如,增长第1行星齿轮机构31以及第2行星齿轮机构32的齿轮的沿着轴向L的齿宽(第1齿轮宽度 W_1 、第2齿轮宽度 W_2)。

[0057] 如上所述,减少第2行星齿轮机构32的输入扭矩,由此能够减小作为第2行星齿轮机构32的齿轮宽度的第2齿轮宽度 W_2 。第1行星齿轮机构31与第2行星齿轮机构32相比为高旋转·低扭矩,因此即使传递扭矩少许增大,作为第1行星齿轮机构31的齿轮宽度的第1齿轮宽度 W_1 也并不那么增大。换句话说,根据第1减速比与第2减速比的关系,第2齿轮宽度 W_2 的减少量大于第1齿轮宽度 W_1 的增量,因此作为减速装置3的整体能够减少轴向L的长度。这样,适当地设定减速装置3具备的2个行星齿轮机构(31、32)的传动比,由此能够缩短减速装置3的轴向L的长度。

[0058] 另外,在图1以及图3所例示的方式中,实现第1减速比小于第2减速比的减速装置3,因此作为第2太阳轮S32的直径的第2太阳轮直径 ϕ_2 小于作为第1太阳轮S31的直径的第1太阳轮直径 ϕ_1 。如上所述,第1行星齿轮机构31以及第2行星齿轮机构32将齿圈设为固定构件,将太阳轮设为输入构件,将行星架设为输出构件。例如,若齿圈为同一直径,则太阳轮的直径越小,减速比越增大。换句话说,即使直径、齿数等的各齿轮的结构少许不同,太阳轮的直径较小的一方也容易增大减速比。如图3所示,在本实施方式中,第2太阳轮直径 ϕ_2 小于第1太阳轮直径 ϕ_1 。因此,能够适当地实现第1减速比小于第2减速比的减速装置3。

[0059] 然而,在本实施方式中,第1行星齿轮机构31以及第2行星齿轮机构32构成为使用斜齿齿轮,斜齿齿轮的强度高于平齿轮,且由于齿轮噪声较小,所以也适于高速旋转的使用。其中,斜齿齿轮在构造上产生施加于沿着旋转轴的方向的力亦即推力。使用了斜齿齿轮的齿轮装置承受欲向轴向移动的负载,因此在使用了斜齿齿轮的齿轮装置通常设置有推力轴承。如图1以及图3所示,相对于第1行星齿轮机构31在轴向第1侧L1设置有第1推力轴承71,在第1行星齿轮机构31与第2行星齿轮机构32的轴向L之间设置有第2推力轴承72,相对于第2行星齿轮机构32在轴向第2侧L2设置有第3推力轴承73。更加详细而言,第1推力轴承71相对于第1太阳轮S31设置于轴向第1侧L1。在本实施方式中,如图3所示,上述的支承部件14以具有相对于第1行星齿轮机构31配置于在轴向L上与配置有第2行星齿轮机构32的一侧相反的一侧(即,相对于第1行星齿轮机构31为轴向第1侧L1)的部分(对象部分14c)的方式支承于壳体1的周壁部10。这里,壳体1具备的对象部分14c形成于支承部件14具备的第1支承件141。而且,在轴向L上的第1太阳轮S31与支承部件14(具体而言,为对象部分14c)之间

配置有第1推力轴承71。此外,也能够形成将支承部件14与周壁部10形成为一体的结构等、将对象部分14c与周壁部10形成为一体的结构。第2推力轴承72相对于第1太阳轮S31设置于轴向第2侧L2,且相对于第1行星架C31与第2太阳轮S32的连结部分设置于轴向第1侧L1。第3推力轴承73相对于第2太阳轮S32设置于轴向第2侧L2。在本实施方式中,第2推力轴承72作为传递第1行星齿轮机构31以及第2行星齿轮机构32的相互对置的推力的“传递部件”而发挥功能。此外,“传递部件”也可以是垫圈等。此外,如上所述,在本实施方式中,第2太阳轮S32通过花键卡合与第1行星架C31连结。因此,即使在该路径,也传递推力,从而将第1行星架C31或者第1行星架C31与第2太阳轮S32连结的部件也作为“传递部件”发挥功能。

[0060] 图4示出了减速装置3的斜齿的结构以及推力。第1行星齿轮机构31以及第2行星齿轮机构32以第1行星齿轮机构31的推力亦即第1推力SF1与第2行星齿轮机构32的推力亦即第2推力SF2在轴向L上相互成为相反方向的方式形成斜齿的扭转角。即,第1行星齿轮机构31的可旋转构件(在本实施方式中,为第1太阳轮S31)的斜齿的扭转角与第2行星齿轮机构32的可旋转构件(在本实施方式中,为第2太阳轮S32)的斜齿的扭转角形成为在轴向L上相互成为相反方向。若均使用斜齿齿轮而构成的第1行星齿轮机构31以及第2行星齿轮机构32分别产生的推力(SF1、SF2)的朝向相互为相反方向,则各个推力(SF1、SF2)的至少一部分能够相互抵消。在本实施方式中,在向第1车轮501以及第2车轮502传递旋转电机2的前进方向的驱动力的情况下,以在第1太阳轮S31产生的第1推力SF1与在第2太阳轮S32产生的第2推力SF2相互成为对置的方向的方式设定斜齿的扭转角。驱动车轮(501、502)的方向与车辆后退的情况相比,车辆前进的情况较多,因此在向第1车轮501以及第2车轮502传递旋转电机2的前进方向的驱动力的情况下,优选两推力(SF1、SF2)在轴向L上对置。由此,能够减少施加于相对于第1太阳轮S31以及第2太阳轮S32而配置于轴向L的外侧的第1推力轴承71以及第3推力轴承73的负载。

[0061] 这样,在本实施方式中,在向第1车轮501以及第2车轮502传递旋转电机2的前进方向的驱动力的情况下,以第1推力SF1与第2推力SF2成为相互对置的方向方式设定斜齿的扭转角,但在向第1车轮501以及第2车轮502传递旋转电机2的再生驱动力(再生扭矩)的情况下,也可以以第1推力SF1与第2推力SF2成为相互对置的方向的方式设定斜齿的扭转角。

[0062] 在推力较大的情况下,施加于推力轴承的负荷增大,从而也对减速装置3的耐久性带来影响。但是,若使这些推力轴承大型化,则减速装置3在轴向L上增长而成为小型化的妨碍。由于在第1太阳轮S31产生的第1推力SF1与在第2太阳轮S32产生的第2推力SF2的至少一部分相互抵消,由此能够减少施加于第1推力轴承71以及第3推力轴承73的负荷。其结果,即使第1推力轴承71以及第3推力轴承73为小型,也能够确保减速装置3的耐久性。换句话说,减少在行星齿轮机构产生的推力而能够缩短车辆用驱动装置100的轴向L的长度。

[0063] 如图4所示,推力相当于将在与斜齿正交的方向上产生的力矢量分解成与旋转轴(这里为与轴向L一致)平行的方向和与旋转轴正交的方向内的、与旋转轴平行的成分。换句话说,在与斜齿正交的方向产生的力越大,推力越增大。因此,推力的大小在与传递扭矩之间具有相关关系,传递扭矩越大,推力也越增大。

[0064] 第2行星齿轮机构32按动力传递路径的顺序相对于第1行星齿轮机构31配置于减速装置3的输出侧,将被第1行星齿轮机构31减速后的旋转电机2的驱动力向第2行星齿轮机构32传递。因此,第2行星齿轮机构32的传递扭矩与第1行星齿轮机构31的传递扭矩相比较

大。因此,与第1推力SF1相比,第2推力SF2较大。

[0065] 另外,推力的大小在与斜齿齿轮中的斜齿的扭转角之间也具有相关关系,扭转角越大,推力也越增大。这里,扭转角是斜齿齿轮的旋转轴与斜齿齿轮的齿根所成的角度。当在与斜齿正交的方向产生的力相同的情况下,扭转角越大,作为沿着旋转轴的成分的推力越增大。

[0066] 如图4所示,若第1行星齿轮机构31的斜齿的扭转角亦即第1扭转角 θ_1 大于第2行星齿轮机构32的斜齿的扭转角亦即第2扭转角 θ_2 ,则第1行星齿轮机构31的、推力在从齿轮机构输出的力中占据的比例大于第2行星齿轮机构32的、推力在从齿轮机构输出的力中占据的比例。如上所述,第2行星齿轮机构32的传递扭矩大于第1行星齿轮机构31的传递扭矩,因此存在第2行星齿轮机构32的推力也增大的趋势。但是,若第1扭转角 θ_1 大于第2扭转角 θ_2 ,则能够减少传递扭矩的差引起的推力的大小的差。

[0067] 如上所述,第2行星齿轮机构32按动力传递路径的顺序相对于第1行星齿轮机构31配置于减速装置3的输出侧。即便在第1行星齿轮机构31的减速比(第1减速比)与第2行星齿轮机构32的减速比(第2减速比)同等的情况下,传递被第1行星齿轮机构31减速后的旋转的第2行星齿轮机构32的传递扭矩与第1行星齿轮机构31的传递扭矩相比也增大。因此,即便在第1减速比与第2减速比同等的情况下,与第1推力SF1相比第2推力SF2也增大。如图1以及图3所例示的那样,若第1减速比小于第2减速比,则第2行星齿轮机构32的传递扭矩与第1行星齿轮机构31的传递扭矩相比进一步增大。因此,与第1减速比和第2减速比同等的情况相比,第1推力SF1与第2推力SF2的差扩大。但是,如上所述,通过斜齿的扭转角的设定,能够减少第1推力SF1与第2推力SF2的差。

[0068] 与图1以及图3所例示的方式相反,例如如图5所例示的那样,若使第1减速比大于第2减速比,则既维持减速装置3的整体中的减速比,与第1减速比和第2减速比同等的情况相比,输入第2行星齿轮机构32的旋转速度也降低,并且向第2行星齿轮机构32输入的输入扭矩也增大。即,若使第1减速比大于第2减速比,则第2行星齿轮机构32的相对大的传递扭矩变小,第1行星齿轮机构31的相对小的传递扭矩增大。

[0069] 换句话说,若使第1减速比大于第2减速比,则与第1减速比和第2减速比同等的情况相比,能够增大第1推力SF1,减小第2推力SF2。其结果,相对大的第2推力SF2减小,相对小的第1推力SF1增大。由此,能够减少第1推力SF1与第2推力SF2的差,使更多的推力相互抵消。

[0070] 在图5所例示的方式中,为了实现第1减速比大于第2减速比的减速装置3,使作为第2太阳轮S32的直径的第2太阳轮直径 ϕ_2 大于作为第1太阳轮S31的直径的第1太阳轮直径 ϕ_1 。如上所述,在将齿圈设为固定构件,将太阳轮设为输入构件,将行星架设为输出构件的情况下,即使直径、齿数等的各齿轮的结构少许不同,太阳轮的直径较小的一方也容易增大减速比。如图5所示,若第2太阳轮直径 ϕ_2 大于第1太阳轮直径 ϕ_1 ,则能够适当地实现第1减速比大于第2减速比的减速装置3。

[0071] 此外,在本实施方式中,例示了第1太阳轮S31以及第2太阳轮S32是能够旋转的可旋转构件,第1齿圈R31以及第2齿圈R32是无法旋转的固定构件,在第1太阳轮S31产生的第1推力SF1与在第2太阳轮S32产生的第2推力SF2在相互对置的方向上发挥作用而使彼此的力

的至少一部分相互抵消的方式。但是,不局限于这样的结构,例如,也可以形成第1齿圈R31以及第2齿圈R32是能够旋转的可旋转构件,第1太阳轮S31以及第2太阳轮S32是无法旋转的固定构件,第1齿圈R31以及第2齿圈R32被推力轴承在轴向L上支承的结构。在该情况下,优选以在第1齿圈R31产生的第1推力SF1与在第2齿圈R32产生的第2推力SF2在相互对置的方向上发挥作用的方式设定斜齿的扭转角。即使在该情况下,彼此的力的至少一部分也相互抵消,由此能够减少减速装置3的整体的推力。此外,在该情况下,在第1太阳轮S31产生的第1推力SF1与在第2太阳轮S32产生的第2推力SF2在相互分离的方向上发挥作用。

[0072] (其他的实施方式)

[0073] 以下,对其他的实施方式进行说明。此外,以下说明的各实施方式的结构不限于分别单独地应用,只要不产生矛盾,则也能够与其他的实施方式的结构组合来应用。

[0074] (1) 如上所述,例示了锥齿轮型的差动齿轮装置4。但是,差动齿轮装置4不限于锥齿轮型,也可以如图6所示的第3行星齿轮机构9那样为行星齿轮式。如图6所示,第3行星齿轮机构9是双小齿轮型的行星齿轮机构,具有第3太阳轮S9、第3行星架C9以及第3齿圈R9。第3齿圈R9是第3行星齿轮机构9的输入构件,以与第2行星齿轮机构32的第2行星架C32一体旋转的方式被连结。另外,第3太阳轮S9以及第3行星架C9是第3行星齿轮机构9的分配输出构件。这里,第3行星架C9与分配输出轴53连结,在第3太阳轮S9形成有用于供第2驱动轴52连结的连结部(花键)。

[0075] (2) 如上所述,以差动齿轮装置4的差动壳体D4与第2行星齿轮机构32的第2行星架C32形成为一体的结构为例进行了说明。但是,不限于这样的结构,差动壳体D4与第2行星架C32也可以是能够相互分离的结构(例如,通过螺栓、花键等相互连结的结构)。

[0076] (3) 如上所述,以第2齿轮宽度W2小于对第1齿轮宽度W1乘以第1减速比而得的长度的结构为例进行了说明。但是,不限于这样的结构,也可以使第2齿轮宽度W2与对第1齿轮宽度W1乘以第1减速比而得的长度相同,或者比其大。

[0077] (4) 如上所述,例示了第2太阳轮直径 $\phi 2$ 小于第1太阳轮直径 $\phi 1$ 的结构(参照图1以及图3)以及第2太阳轮直径 $\phi 2$ 大于第1太阳轮直径 $\phi 1$ 的结构(参照图5)。但是,不限于上述的结构,第2太阳轮直径 $\phi 2$ 与第1太阳轮直径 $\phi 1$ 也可以相同。依据这样的结构,如上所述,例示了第1减速比小于第2减速比的结构以及第1减速比大于第2减速比的结构。但是,不限于这样的结构,第1减速比与第2减速比也可以相同。

[0078] (5) 如上所述,例示了将减速装置3配置于轴向L的旋转电机2与差动齿轮装置4之间的方式。但是,只要能够满足将减速装置3以及差动齿轮装置4配置为与旋转电机2同轴,且差动齿轮装置4将经由减速装置3传递的来自旋转电机2的驱动力向2个车轮(501、502)分配的构造,则也可以不将减速装置3配置于轴向L的旋转电机2与差动齿轮装置4之间。

[0079] (实施方式的概要)

[0080] 以下,对上述说明的车辆用驱动装置(100)的概要简单地说明。

[0081] 作为一个方式,车辆用驱动装置(100)具备:

[0082] 旋转电机(2),其成为第1车轮(501)以及第2车轮(502)的驱动力源;

[0083] 减速装置(3),其对上述旋转电机(2)的旋转进行减速;以及

[0084] 差动齿轮装置(4),其将经由上述减速装置(3)传递的来自上述旋转电机(2)的驱

动力向上述第1车轮 (501) 与上述第2车轮 (502) 进行分配,

[0085] 上述减速装置 (3) 以及上述差动齿轮装置 (4) 与上述旋转电机 (2) 同轴地配置,

[0086] 上述减速装置 (3) 具有第1行星齿轮机构 (31) 与第2行星齿轮机构 (32), 上述第1行星齿轮机构 (31) 按动力传递路径的顺序配置于比上述第2行星齿轮机构 (32) 靠上述旋转电机 (2) 的一侧, 并且上述第1行星齿轮机构 (31) 沿着轴向 (L) 配置于比上述第2行星齿轮机构 (32) 靠上述旋转电机 (2) 的一侧,

[0087] 上述第1行星齿轮机构 (31) 以及上述第2行星齿轮机构 (32) 以上述第1行星齿轮机构 (31) 的推力 (SF1) 与上述第2行星齿轮机构 (32) 的推力 (SF2) 在上述轴向 (L) 上相互成为相反方向的方式形成斜齿的扭转角,

[0088] 上述第1行星齿轮机构 (31) 的斜齿的扭转角 ($\theta 1$) 大于上述第2行星齿轮机构 (32) 的斜齿的扭转角 ($\theta 2$)。

[0089] 根据该结构, 减速装置 (3) 以及差动齿轮装置 (4) 与旋转电机 (2) 同轴地配置, 因此与将这3个装置 (3、4、5) 分开配置于相互平行的3个轴的情况相比, 能够将车辆用驱动装置 (100) 的直径方向 (R) 的尺寸抑制为较小。并且, 根据该结构, 能够如以下叙述的那样使推力轴承 (71、73) 小型化, 因此能够在抑制车辆用驱动装置 (100) 在轴向 (L) 上大型化的同时将这3个装置 (3、4、5) 配置于同一轴上。

[0090] 斜齿齿轮在其构造上产生与旋转轴平行的推力。若均使用斜齿齿轮而构成的第1行星齿轮机构 (31) 以及第2行星齿轮机构 (32) 分别产生的推力 (SF1、SF2) 的朝向相互为相反方向, 则各个推力 (SF1、SF2) 能够相互抵消。通常, 为了承受推力带来的施加于轴向 (L) 的来自斜齿齿轮的负载, 而在斜齿齿轮沿轴向 (L) 邻接地配置推力轴承。若产生的推力较大, 则施加于该推力轴承的负荷增大, 从而对减速装置 (3) 及车辆用驱动装置 (100) 的耐久性也带来影响。若使推力轴承大型化, 则成为车辆用驱动装置 (100) 的小型化的妨碍。根据本结构, 由于2个行星齿轮机构 (31、32) 的推力的一部分相互抵消, 由此能够减少施加于推力轴承 (71、73) 的负荷。

[0091] 然而, 推力的大小在与传递扭矩之间具有相关关系, 传递扭矩越大, 推力也越增大。第2行星齿轮机构 (32) 按动力传递路径的顺序相对于第1行星齿轮机构 (31) 配置于减速装置 (3) 的输出侧, 将被第1行星齿轮机构 (31) 减速后的旋转电机 (2) 的驱动力传递到第2行星齿轮机构 (32)。因此, 第2行星齿轮机构 (32) 的传递扭矩与第1行星齿轮机构 (31) 的传递扭矩相比较。因此, 第2行星齿轮机构 (32) 的推力 (SF2) 大于第1行星齿轮机构 (31) 的推力 (SF1)。另外, 推力的大小在与斜齿齿轮中的斜齿的扭转角之间也具有相关关系, 扭转角越大, 推力也越增大。若第1行星齿轮机构 (31) 的斜齿的扭转角 ($\theta 1$) 大于第2行星齿轮机构 (32) 的斜齿的扭转角 ($\theta 2$), 则第1行星齿轮机构 (31) 的、推力在从齿轮机构输出的力内占据的比例大于第2行星齿轮机构 (32) 的、推力在从齿轮机构输出的力内占据的比例。即, 根据本结构, 能够通过斜齿的扭转角, 减少由传递扭矩的差产生的推力的的大小的差。换句话说, 2个行星齿轮机构 (31、32) 的推力适当地抵消, 能够减少施加于推力轴承 (71、73) 的负荷。再者, 也能够使推力轴承 (71、73) 小型化, 而将车辆用驱动装置 (100) 的轴向 (L) 的长度抑制为较短。

[0092] 这样, 根据本结构, 能够实现车辆用驱动装置 (100) 的整体的径向 (R) 以及轴向 (L) 双方的小型化。

[0093] 这里,优选,经由配置于上述轴向(L)上的述第1行星齿轮机构(31)与上述第2行星齿轮机构(32)之间的传递部件(72),传递上述第1行星齿轮机构(31)以及上述第2行星齿轮机构(32)的相互对置的推力(SF1、SF2)。

[0094] 根据该结构,在第1行星齿轮机构(31)产生的推力(SF1)与第2行星齿轮机构(32)产生的推力(SF2)为相互对置的朝向的情况下,经由传递部件(72)传递该推力。因此,使两行星齿轮机构(31、32)分别产生的相互相反方向的推力(SF1、SF2)适当地进行矢量合成,能够使推力(SF1、SF2)的一部分相互抵消。

[0095] 另外,优选,上述第1行星齿轮机构(31)以及上述第2行星齿轮机构(32)以在将上述旋转电机(2)的前进方向的驱动力传递到上述第1车轮(501)以及上述第2车轮(502)的情况下,经由上述传递部件(72)传递的推力(SF2)在上述轴向(L)上相互对置的方式形成斜齿的扭转角。

[0096] 推力的方向因传递到各行星齿轮机构(31、32)的驱动力的朝向而不同。如上所述,若经由传递部件(72)传递的推力(SF1、SF2)在轴向(L)上相互对置,则两推力(SF1、SF2)在从配置于轴向(L)的两端部的推力轴承(71、73)分别分离的方向上发挥作用。其结果,能够减少施加于配置于轴向(L)的两端部的推力轴承(71、73)的负荷。驱动车轮(501、502)的方向与后退相比,前进的情况较多,因此优选在减少施加于配置于轴向(L)的两侧的推力轴承(71、73)的负荷的方面,在向第1车轮(501)以及第2车轮(502)传递前进方向的驱动力的情况下,两推力(SF1、SF2)在轴向(L)上对置。

[0097] 另外,优选,上述第1行星齿轮机构(31)以及上述第2行星齿轮机构(32)分别具有太阳轮(S31、S32)、行星架(C31、C32)、齿圈(R31、R42),上述第1行星齿轮机构(31)以及上述第2行星齿轮机构(32)双方中的上述太阳轮(S31、S32)以及上述齿圈(R31、R32)的任意一方是能够旋转的可旋转构件,任意另一方是无法旋转的固定构件,上述可旋转构件的斜齿的扭转角形成成为在上述轴向(L)上相互成为相反方向。

[0098] 根据该结构,2个行星齿轮机构(31、32)的沿轴向(L)邻接的旋转构件(输入构件)的斜齿的扭转角形成成为相互相反方向,因此能够使两行星齿轮机构(31、32)分别产生的推力(SF1、SF2)的一部分适当地抵消。

[0099] 另外,优选,上述第1行星齿轮机构(31)具有与上述旋转电机(2)驱动连结的第1太阳轮(S31)、第1行星架(C31)、相对于固定部件(141)无法旋转地连结于固定部件的第1齿圈(R31),上述第2行星齿轮机构(32)具有与上述第1行星架(C31)驱动连结的第2太阳轮(S32)、第2行星架(C32)、相对于固定部件(142)无法旋转地连结于固定部件的第2齿圈(R32),上述第1太阳轮(S31)的斜齿的扭转角与上述第2太阳轮(S32)的斜齿的扭转角形成成为在上述轴向(L)上相互成为相反方向。

[0100] 根据该结构,2个行星齿轮机构(31、32)的沿轴向(L)邻接的太阳轮(S31、S32)的斜齿的扭转角形成成为相互相反方向,因此能够使两行星齿轮机构(31、32)分别产生的推力(SF1、SF2)的一部分适当地抵消。

[0101] 另外,优选,在上述轴向(L)上的上述第1太阳轮(S31)与上述第2太阳轮(S32)之间配置有推力轴承(72)。

[0102] 根据该结构,第1行星齿轮机构(31)的第1太阳轮(S31)产生的推力(SF1)与第2行星齿轮机构(32)的第2太阳轮(S32)产生的推力(SF2)经由推力轴承(72)相互传递。因此,使

第1太阳轮(S31)与第2太阳轮(S32)分别产生的相互相反方向的推力(SF1、SF2)适当地进行矢量合成,能够使推力(SF1、SF2)的一部分相互抵消。

[0103] 另外,优选,进一步具备收容上述旋转电机(2)、上述减速装置(3)以及上述差动齿轮装置(4)的壳体(1),上述壳体(1)具有配置于相对于上述第1行星齿轮机构(31)在上述轴向(L)上与配置有上述第2行星齿轮机构(32)的一侧相反一侧的对象部分(14c),上述第1行星齿轮机构(31)具有与上述旋转电机(2)驱动连结的第1太阳轮(S31),在上述轴向(L)上的上述第1太阳轮(S31)与上述对象部分(14)之间配置有推力轴承(71)。

[0104] 根据该结构,通过推力轴承(71)限制第1太阳轮(S31)在轴向(L)上向远离第2行星齿轮机构(32)的一侧移动。此外,如上所述,能够使2个行星齿轮机构(31、32)的推力(SF1、SF2)的一部分相互抵消,因此能够减少施加于推力轴承(71)的负荷,而实现该推力轴承(71)的小型化。

[0105] 另外,优选,上述减速装置(3)配置于上述轴向(L)上的上述旋转电机(2)与上述差动齿轮装置(4)之间。

[0106] 根据该结构,能够构成简单的车辆用驱动装置(100),从而实现车辆用驱动装置(100)的小型化。

[0107] 这里,优选,上述第1行星齿轮机构(31)的沿着上述轴向(L)的齿轮的宽度亦即第1齿轮宽度(W1)小于上述第2行星齿轮机构(32)的沿着上述轴向(L)的齿轮的宽度亦即第2齿轮宽度(W2)。

[0108] 如上所述,第2行星齿轮机构(32)的传递扭矩与第1行星齿轮机构(31)的传递扭矩相比较大。从机械式的强度等的观点来看,优选传递扭矩越大,越增大沿着轴向(L)的齿轮的宽度。与传递扭矩相对大的第2行星齿轮机构(32)的第2齿轮宽度(W2)相比,减小传递扭矩相对小的第1行星齿轮机构(31)的第1齿轮宽度(W1),由此能够构成具有与传递扭矩的大小对应的构造的适当的减速装置(3)。由此,能够将减速装置(3)的轴向(L)的长度抑制为较短。

[0109] 另外,如上述那样,在上述第1行星齿轮机构(31)的沿着上述轴向(L)的齿轮的宽度亦即第1齿轮宽度(W1)小于上述第2行星齿轮机构(32)的沿着上述轴向(L)的齿轮的宽度亦即第2齿轮宽度(W2)的情况下,上述第2齿轮宽度(W2)小于对上述第1齿轮宽度(W1)乘以上述第1减速比而得的长度。

[0110] 在使第1齿轮宽度(W1)和第2齿轮宽度(W2)的比率与各自的输入扭矩成比例的情况下,第2齿轮宽度(W2)成为对第1齿轮宽度(W1)乘以第1减速比而得的长度。其中,第2行星齿轮机构(32)虽然传递扭矩大于第1行星齿轮机构(31),但是旋转速度低于第1行星齿轮机构(31)。因此,即使第2齿轮宽度(W2)小于对第1齿轮宽度(W1)乘以第1减速比而得的长度,也能够确保所需的耐久性。第2齿轮宽度(W2)小于对第1齿轮宽度(W1)乘以第1减速比而得的长度,由此能够缩短第2行星齿轮机构(32)的轴向(L)的长度,由此也能够缩短减速装置(3)的整体的轴向(L)的长度。

[0111] 附图标记的说明

[0112] 1…壳体;2…旋转电机;3…减速装置;4…差动齿轮装置;9…第3行星齿轮机构(差动齿轮装置);10…周壁部;14…支承部件;14c…对象部分;31…第1行星齿轮机构;32…第2行星齿轮机构;71…第1推力轴承(推力轴承);72…第2推力轴承(传递部件,推力轴承);

100…车辆用驱动装置;501…第1车轮;502…第2车轮;C31…第1行星架(传递部件);C32…第2行星架;L…轴向;R31…第1齿圈;R32…第2齿圈;S31…第1太阳轮;S32…第2太阳轮;SF1…第1推力(第1行星齿轮机构的推力);SF2…第2推力(第2行星齿轮机构的推力);W1…第1齿轮宽度;W2…第2齿轮宽度; θ_1 …第1扭转角(第1行星齿轮机构的斜齿的扭转角); θ_2 …第2扭转角(第2行星齿轮机构的斜齿的扭转角); φ_1 …第1太阳轮直径(第1太阳轮的直径); φ_2 …第2太阳轮直径(第2太阳轮的直径)。

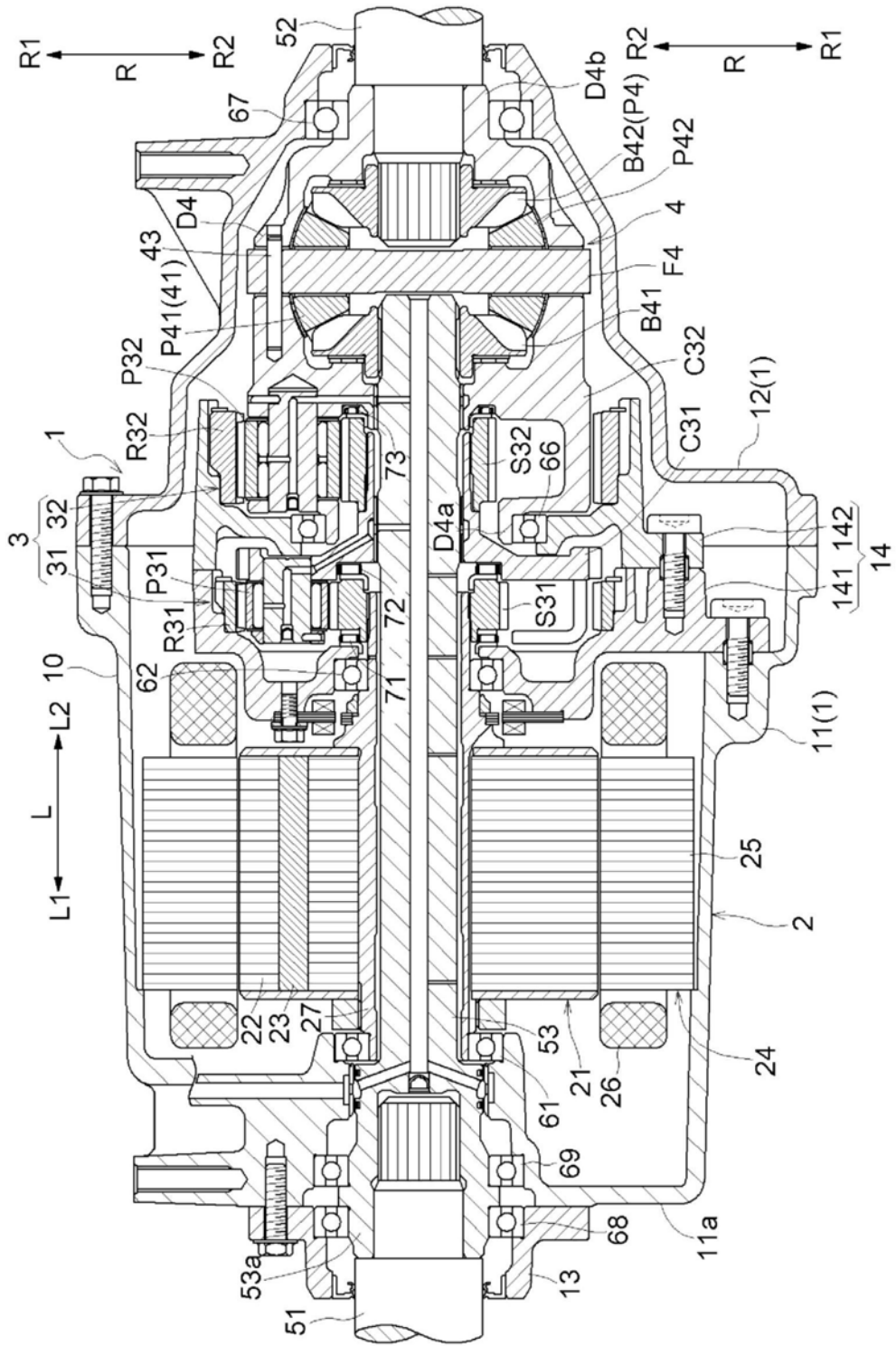


图1

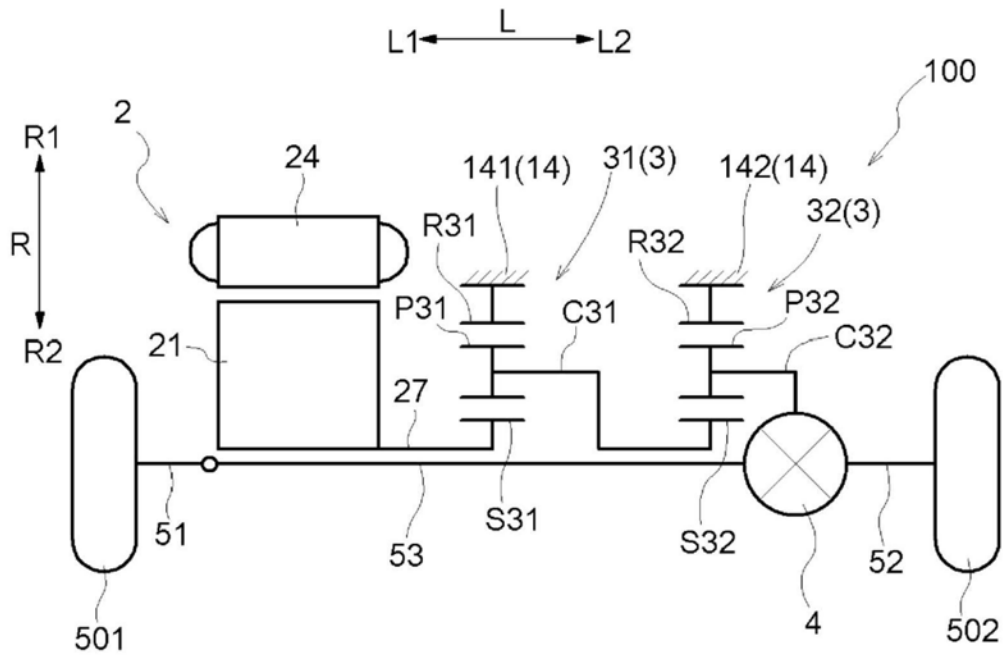


图2

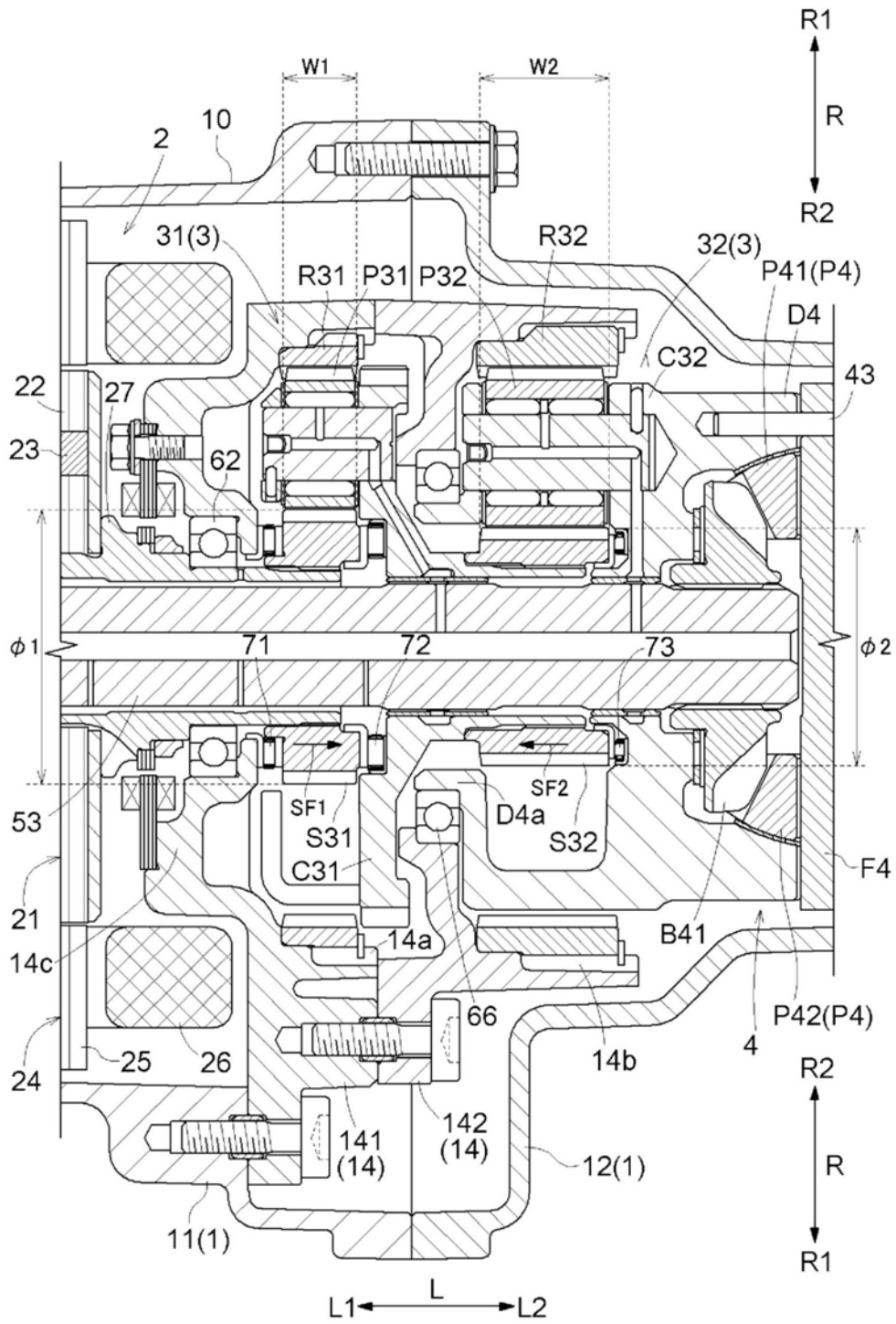


图3

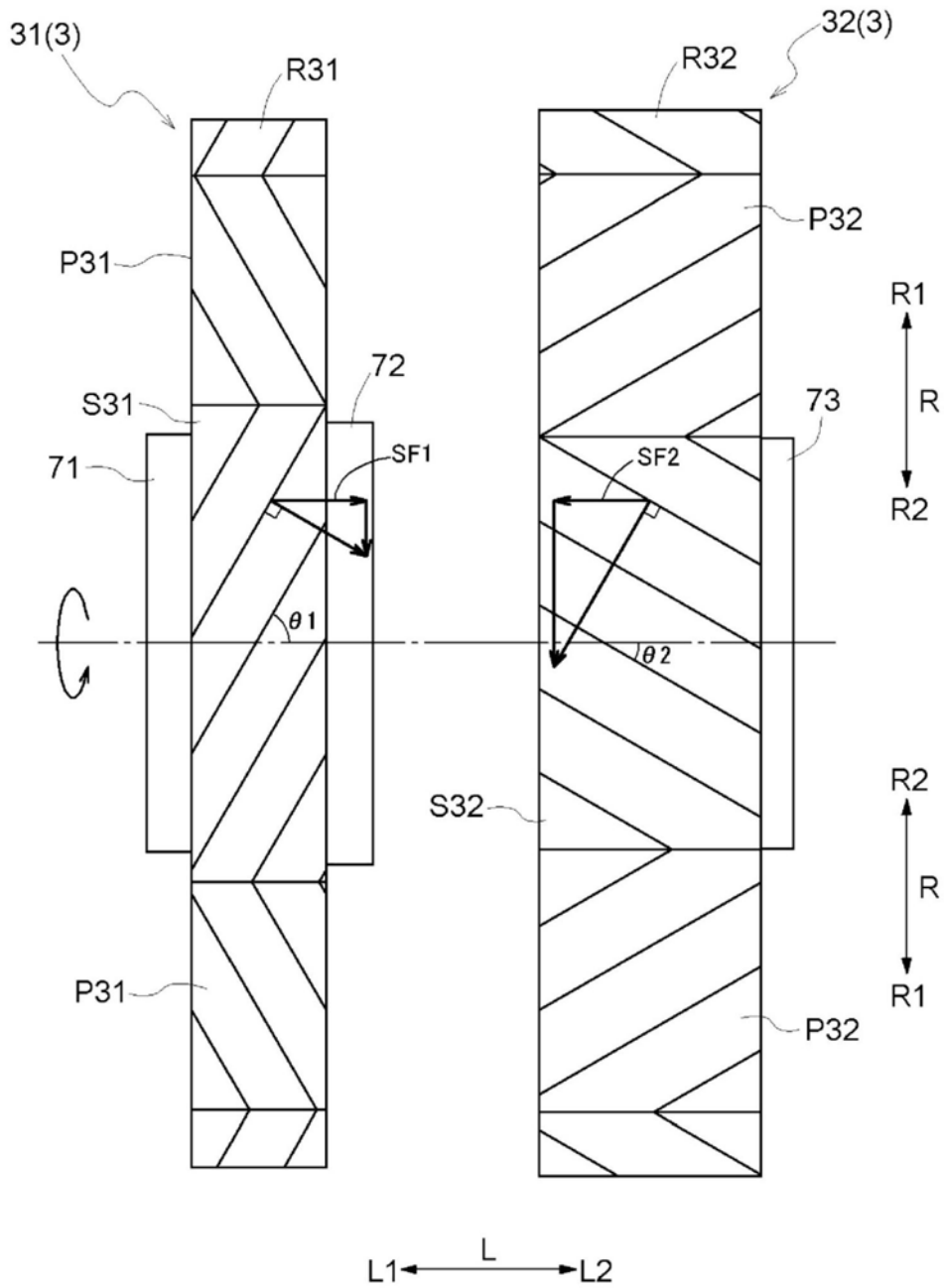


图4

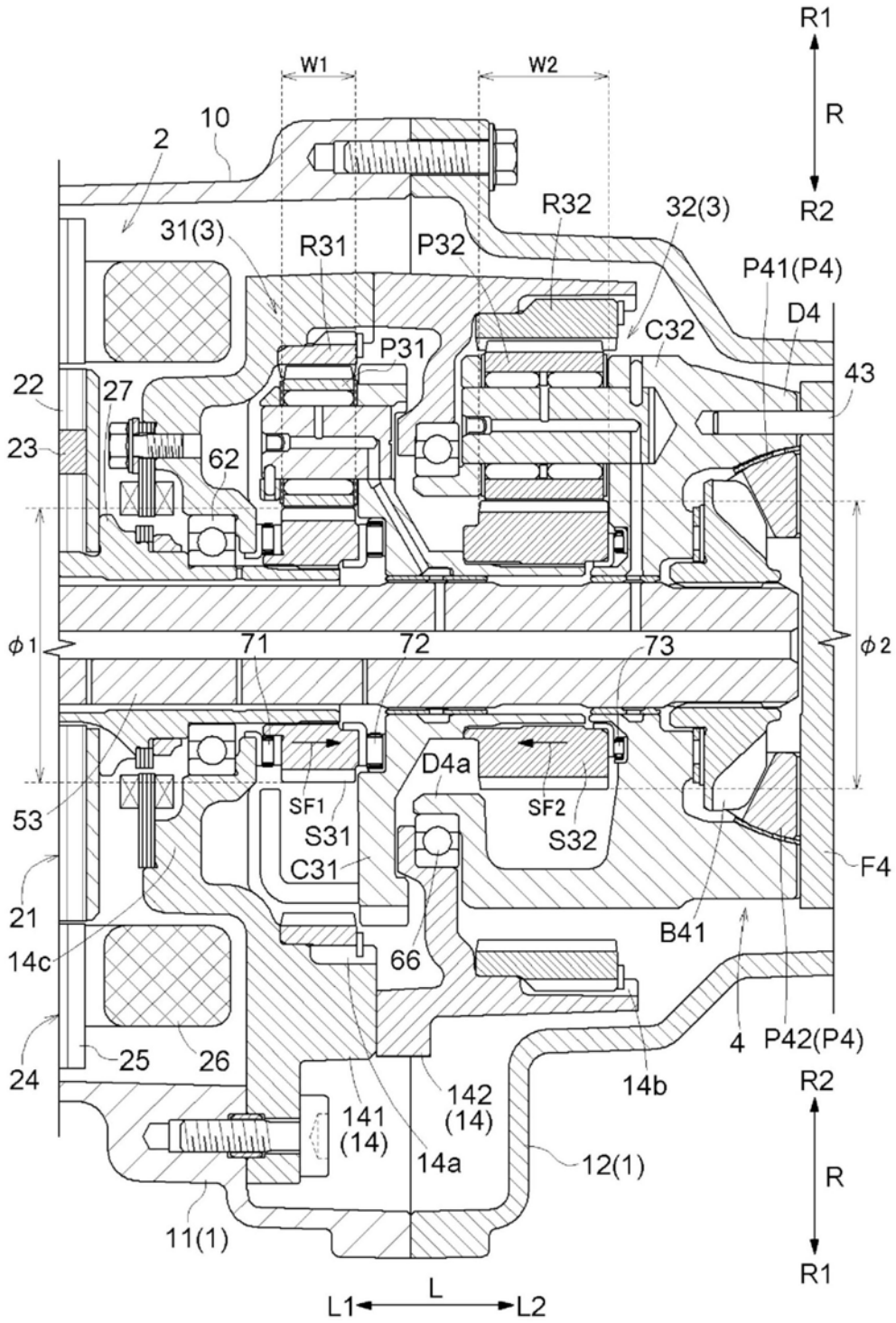


图5

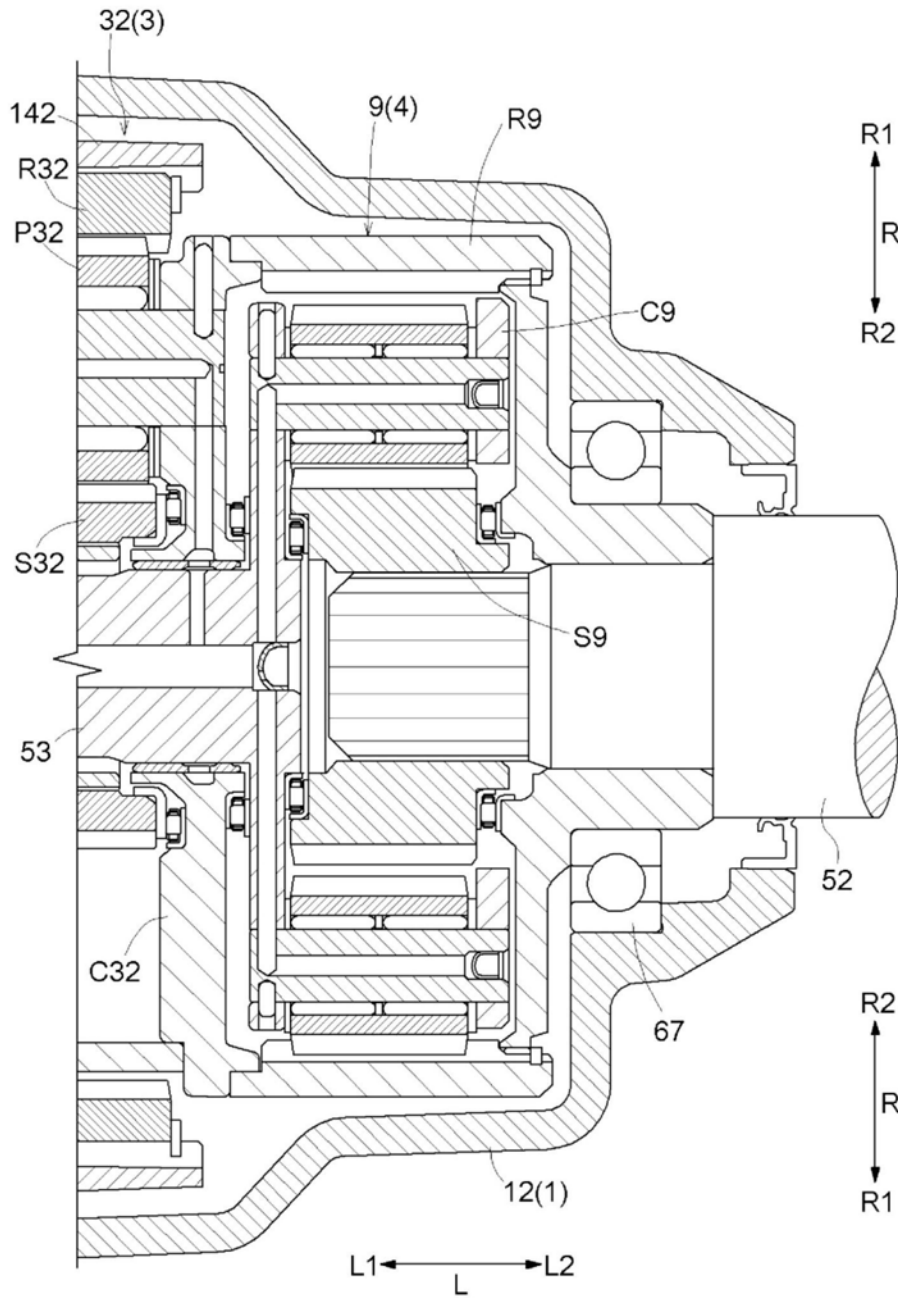


图6