



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 115992874 A

(43) 申请公布日 2023.04.21

(21) 申请号 202211137356.0

(22) 申请日 2022.09.19

(30) 优先权数据

2021-170751 2021.10.19 JP

(71) 申请人 株式会社 艾科赛迪

地址 日本大阪

(72) 发明人 松冈佳宏

(74) 专利代理机构 北京康信知识产权代理有限公司
责任公司 11240

专利代理人 李丹

(51) Int.Cl.

F16H 47/06 (2006.01)

B60K 17/10 (2006.01)

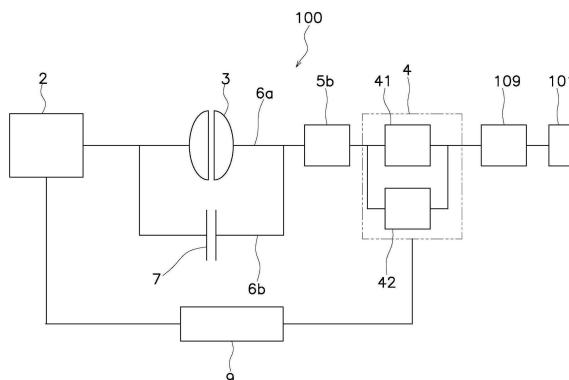
权利要求书2页 说明书12页 附图9页

(54) 发明名称

驱动单元

(57) 摘要

本发明提供驱动单元，不使结构复杂化就实现多个前进模式。变矩器放大第一旋转方向的扭矩。第一扭矩传递路径(6a)经由变矩器(3)传递扭矩。第二扭矩传递路径(6b)不经由变矩器(3)传递扭矩。第一齿轮系(41)将第一旋转方向的扭矩作为前进旋转方向的扭矩输出。第二齿轮系(42)将第一旋转方向的扭矩作为后退旋转方向的扭矩输出。控制部(9)在第一前进模式中以在第一旋转方向上旋转的方式控制电机(2)，并且经由第一扭矩传递路径(6a)以及第一齿轮系(41)输出扭矩，在第二前进模式中，以在第二旋转方向上旋转的方式控制电机(2)，并且经由第二扭矩传递路径(6b)以及第二齿轮系(42)输出扭矩。



1. 一种驱动单元，是用于驱动驱动部的驱动单元，其特征在于，具备：

电机，构成为能够在第一旋转方向以及与所述第一旋转方向相反的第二旋转方向上旋转；

变矩器，构成为放大所述电机输出的第一旋转方向的扭矩；

扭矩传递部件，从所述变矩器传递扭矩至所述扭矩传递部件；

第一扭矩传递路径，构成为将所述电机输出的扭矩经由所述变矩器传递至所述扭矩传递部件；

第二扭矩传递路径，构成为将所述电机输出的扭矩不经由所述变矩器而传递至所述扭矩传递部件；

第一齿轮系，构成为在扭矩传递路径中，配置于相对于所述扭矩传递部件的下游，将所述电机输出的第一旋转方向的扭矩作为前进旋转方向的扭矩输出；

第二齿轮系，构成为在扭矩传递路径中，配置于相对于所述扭矩传递部件的下游，将所述电机输出的第一旋转方向的扭矩作为后退旋转方向的扭矩输出；以及

控制部，执行第一前进模式以及第二前进模式，在所述第一前进模式中，以在所述第一旋转方向上旋转的方式控制所述电机，并且经由所述第一扭矩传递路径以及所述第一齿轮系输出扭矩，所述第二前进模式，以在所述第二旋转方向上旋转的方式控制所述电机，并且经由所述第二扭矩传递路径以及所述第二齿轮系输出扭矩。

2. 根据权利要求1所述的驱动单元，其特征在于，

所述驱动单元还具备：

单向离合器，构成为配置在所述第二扭矩传递路径内，传递所述电机输出的所述第二旋转方向的扭矩，并且切断所述电机输出的所述第一旋转方向的扭矩。

3. 根据权利要求1所述的驱动单元，其特征在于，

所述驱动单元还具备：

控制离合器，构成为配置在所述第二扭矩传递路径内，由所述控制部控制所述控制离合器，

所述控制离合器构成为能够切换为传递所述电机输出的扭矩的传递状态与切断所述电机输出的扭矩的切断状态，

所述控制部执行第三前进模式，在所述第三前进模式中，以在所述第一旋转方向上旋转的方式控制所述电机，并且经由所述第二扭矩传递路径以及所述第一齿轮系输出扭矩。

4. 根据权利要求1~3中任一项所述的驱动单元，其特征在于，

所述控制部执行第一后退模式以及第二后退模式，

在所述第一后退模式中，以在所述第一旋转方向上旋转的方式控制所述电机，并且经由所述第一扭矩传递路径以及所述第二齿轮系输出扭矩，

在所述第二后退模式中，以在所述第二旋转方向上旋转的方式控制所述电机，并且经由所述第二扭矩传递路径以及所述第一齿轮系输出扭矩。

5. 根据权利要求1~4中任一项所述的驱动单元，其特征在于，

所述第一齿轮系比所述第二齿轮系的齿轮比大。

6. 根据权利要求1~5中任一项所述的驱动单元，其特征在于，

所述第一齿轮系的齿轮比G1相对于所述第二齿轮系的齿轮比G2的比率G1/G2比所述变

矩器的扭矩比小。

7. 根据权利要求1~6中任一项所述的驱动单元，其特征在于，
所述驱动单元还具备构成为向所述变矩器供给液压的液压泵，
在所述电机在所述第二旋转方向上旋转时，所述控制部使所述液压泵停止。

驱动单元

技术领域

[0001] 本发明涉及驱动单元。

背景技术

[0002] 电动汽车以电机作为驱动源行驶。电动汽车通过使电机正向旋转而前进，通过使电机逆向旋转而后退。为了放大从电机的扭矩，提出设置有变矩器的电动汽车。(例如，专利文献1)。

[0003] 专利文献1：日本专利第5370233号公报

发明内容

[0004] 在构成为如上述那样的电动汽车中，期望不使结构复杂化就实现多个前进模式。因此，本发明的技术问题在于，提供不使结构复杂化就能够实现多个前进模式的驱动单元。

[0005] 涉及本发明的一个方面的驱动单元由驱动驱动部的方式构成。驱动单元具备电机、变矩器、扭矩传递部件、第一以及第二扭矩传递路径、第一以及第二齿轮系、以及控制部。电机构成为在第一旋转方向上能够旋转，并且在与第一旋转方向相反的第二旋转方向也能够旋转。变矩器构成为放大电机输出的第一旋转方向的扭矩。扭矩传递部件从变矩器传递扭矩。第一扭矩传递路径构成为将电机输出的扭矩经由变矩器传递至扭矩传递部件。第二扭矩传递路径构成为将电机输出的扭矩不经由变矩器而传递至扭矩传递部件。第一以及第二齿轮系在扭矩传递路径中配置于相对于扭矩传递部件的下游。第一齿轮系构成为将电机输出的第一旋转方向的扭矩作为前进旋转方向的扭矩输出。第二齿轮系构成为将电机输出的第一旋转方向的扭矩作为后退旋转方向的扭矩输出。控制部执行第一前进模式以及第二前进模式。控制部在第一前进模式中，以在第一旋转方向上旋转的方式控制电机，并且经由第一扭矩传递路径以及第一齿轮系输出扭矩。控制部在第二前进模式中，以在第二旋转方向上旋转的方式控制电机，并且经由第二扭矩传递路径以及第二齿轮系输出扭矩。

[0006] 根据该结构，首先，控制部在第一前进模式中，使电机在第一旋转方向上旋转，通过经由前进用的第一齿轮系输出扭矩，能够实现前进。此外，控制部在第二前进模式中，使电机在第二旋转方向上旋转，通过经由后退用的第二齿轮系输出扭矩，也能够实现前进。即，使用前进用的第一齿轮系与后退用的第二齿轮系，能够实现两个前进模式。因此，不设置多个前进用的齿轮系，即不使结构复杂化就能够实现多个前进模式。此外，在电机在第二旋转方向上旋转的第二前进模式中，不经由变矩器而经由第二扭矩传递路径传递扭矩，因此能够省略无用的扭矩传递路径而有效地传递扭矩。

[0007] 优选地，驱动单元还具备单向离合器。单向离合器配置于第二扭矩传递路径内。单向离合器构成为传递电机输出的第二旋转方向的扭矩，并且切断电机输出的第一旋转方向的扭矩。根据该结构，通过单向离合器，第一旋转方向的扭矩经由第一扭矩传递路径传递，第二旋转方向的扭矩经由第二扭矩传递路径传递。因此，能够不通过控制部控制扭矩传递路径，而在合适的扭矩传递路径上传递扭矩。

[0008] 驱动单元也可以还具备控制离合器来代替单向离合器。控制离合器配置于第二扭矩传递路径内。控制离合器构成为通过控制部控制。控制离合器构成为能够切换为传递电机输出的扭矩的传递状态与切断电机输出的扭矩的切断状态。控制部执行第三前进模式。在第三前进模式中,控制部以在第一旋转方向上旋转的方式控制电机,并且经由第二扭矩传递路径以及第一齿轮系输出扭矩。根据该结构,能够实现三个前进模式。

[0009] 优选地,控制部执行第一后退模式与第二后退模式。在第一后退模式中,控制部以在第一旋转方向上旋转的方式控制电机,并且经由第一扭矩传递路径以及第二齿轮系输出扭矩。在第二后退模式中,控制部以在第二旋转方向上旋转的方式控制电机,并且经由第二扭矩传递路径以及第一齿轮系输出扭矩。根据该结构,能够不设置多个后退用的齿轮系,就实现两个后退模式。

[0010] 优选地,第一齿轮系比第二齿轮系的齿轮比大。

[0011] 优选地,所述第一齿轮系的齿轮比(G1)相对于第二齿轮系的齿轮比(G2)的比率(G1/G2),比变矩器的扭矩比小。

[0012] 优选地,驱动单元还具备液压泵。液压泵构成为向变矩器供给液压。控制部在电机在第二旋转方向上旋转时,使液压泵停止。

[0013] 根据本发明,能够不使结构复杂化就实现多个前进模式。

附图说明

[0014] 图1是表示驱动单元的扭矩传递路径的框图。

[0015] 图2是驱动单元的概略图。

[0016] 图3是变矩器的剖视图。

[0017] 图4是叶轮毂的剖视图。

[0018] 图5是扭矩输出部的放大图。

[0019] 图6是扭矩输出部的放大图。

[0020] 图7是扭矩输出部的放大图。

[0021] 图8是表示车速与驱动力的关系的表。

[0022] 图9是涉及变形例的驱动单元的概略图。

[0023] 附图标记说明:

[0024] 2:电机;3:变矩器;5b:第二扭矩传递转轴;6a:第一扭矩传递路径;6b:第二扭矩传递路径;7:第一单向离合器;9:控制部;12:液压泵;41:第一齿轮系;42:第二齿轮系;100:驱动单元;101:驱动轮。

具体实施方式

[0025] 以下,参照附图对本实施方式涉及的驱动单元进行说明。图1是表示驱动单元的扭矩传递路径的框图,图2是驱动单元的概略图。需要说明的是,在以下的说明中,轴方向是电机2以及变矩器3的旋转轴O延伸的方向。此外,圆周方向是以旋转轴O为中心的圆的圆周方向,径向方向是以旋转轴O为中心的圆的径向方向。此外,在图1中,省略一些部件的记载。

[0026] [驱动单元100]

[0027] 如图1以及图2所示,驱动单元100构成为驱动驱动轮101(驱动部的一个例子)。驱

动单元100具有电机2、变矩器3、第一以及第二扭矩传递转轴5a、5b、第一以及第二扭矩传递路径6a、6b、第一单向离合器7、扭矩输出部4、切换机构8、以及控制部9。该驱动单元100例如搭载于电动汽车。需要说明的是，第二扭矩传递转轴5b相当于本发明的扭矩传递部件。此外，第一单向离合器7相当于本发明的单向离合器。

[0028] <电机>

[0029] 电机2具有电机壳21、定子22、以及转子23。本实施方式中的电机2即为内转子型的电机。电机2构成为能够在第一旋转方向、以及第二旋转方向上旋转。需要说明的是，第二旋转方向是与第一旋转方向相反的旋转方向。

[0030] 电机壳21固定于车身框架等，不能旋转。定子22固定于电机壳21的内表面。定子22不能旋转。转子23在旋转轴0的周围旋转。转子23在径向方向上配置于定子22的内侧。

[0031] <变矩器>

[0032] 变矩器3在轴方向上与电机2间隔地配置。该变矩器3与电机2之间配置有扭矩输出部4。在轴方向上，按电机2、扭矩输出部4、变矩器3的顺序配置排列。

[0033] 变矩器3的旋转轴0与电机2的旋转轴0实质上一致。变矩器3从电机2传递扭矩。而且，变矩器3构成为放大电机2输出的第一旋转方向的扭矩。需要说明的是，变矩器3不放大电机2的第二旋转方向的扭矩。变矩器3向扭矩输出部4输出放大的扭矩。

[0034] 如图3所示，变矩器3具有罩部31、叶轮32、涡轮33、定子34、以及第二单向离合器36。此外，变矩器3还具有离心式离合器37。

[0035] 变矩器3配置为叶轮32朝向电机2侧(图3的左侧)，罩部31朝向与电机2相反的一侧(图3的右侧)。该变矩器3收纳于变矩器壳30内。变矩器3内被供给工作流体。工作流体例如是液压油。

[0036] 罩部31从电机2输入扭矩。罩部31通过从电机2的扭矩旋转。罩部31固定于从电机2延伸的第一扭矩传递转轴5a。例如，罩部31具有花键孔，第一扭矩传递转轴5a与罩部31的花键孔进行花键配合。因此，罩部31与第一扭矩传递转轴5a一体旋转。罩部31以覆盖涡轮33的方式配置。

[0037] 罩部31具有圆板部311、圆筒部312、以及罩部毂313。圆板部311的中央具有开口。圆筒部312从圆板部311的外部边缘延伸至电机2侧。圆板部311与圆筒部312由一个部件构成。

[0038] 罩部毂313固定于圆板部311的内部边缘。在本实施方式中，罩部毂313构成为圆板部311与其他部件，但是也可以由圆板部311一个部件构成。

[0039] 罩部毂313具有第一凸台部313a、第一凸缘部313b、以及突出部313c。第一凸台部313a、第一凸缘部313b、以及突出部313c由一个部件构成。

[0040] 第一凸台部313a是圆筒形状，具有花键孔。在该第一凸台部313a中，第一扭矩传递转轴5a进行花键配合。第一凸台部313a经由轴承部件(省略图示)能够旋转地支承于变矩器壳30。因此，第一凸台部313a在轴方向上，从第一凸缘部313b延伸至与电机2相反的一侧。

[0041] 第一凸缘部313b从第一凸台部313a延伸至径向方向外侧。具体而言，第一凸缘部313b从第一凸台部313a的电机2侧的端部延伸至径向方向外侧。圆板部311固定于该第一凸缘部313b的外部边缘。

[0042] 突出部313c从第一凸缘部313b延伸至轴方向。突出部313c朝向电机2延伸。突出部

313c从第一凸缘部313b的外部边缘延伸。突出部313c是圆筒形状。该突出部313c具有多个贯通孔313d。工作流体经由该贯通孔313d从变矩器3排出。

[0043] 叶轮32与罩部31一体旋转。叶轮32固定于罩部31。叶轮32具有叶轮壳321、多个叶片322、叶轮毂323、以及多个供给流路324。

[0044] 叶轮壳321固定于罩部31。多个叶片322安装于叶轮壳321的内侧面。

[0045] 叶轮毂323安装于叶轮壳321的内部边缘。需要说明的是，在本实施方式中，叶轮毂323构成为叶轮壳321一个部件，但是也可以构成为叶轮壳321与其他部件。

[0046] 叶轮毂323具有第二凸台部323a与第二凸缘部323b。第二凸台部323a是圆筒形状，在轴方向延伸。第二凸台部323a经由轴承部件(省略图示)能够旋转地支承于变矩器壳30。固定轴104在第二凸台部323a内沿轴方向延伸。需要说明的是，该固定轴104是圆筒形状，第二扭矩传递转轴5b在该固定轴104内沿轴方向延伸。此外，固定轴104例如从变速器外壳40或者变矩器壳30延伸。固定轴104不能旋转。

[0047] 供给流路324形成于叶轮毂323。具体而言，供给流路324形成于第二凸缘部323b。供给流路324从叶轮毂323的内表面延伸至径向方向外侧。而且，供给流路324在圆环T内开口。需要说明的是，圆环T是由叶轮32与涡轮33围成的空间。

[0048] 供给流路324在轴方向上闭合。即，供给流路324是在叶轮毂323内沿径向方向延伸的贯通孔。如图4所示，供给流路324呈放射状延伸。供给流路324朝向径向方向外侧倾斜，与旋转方向相反。

[0049] 如图3所示，涡轮33与叶轮32对置配置。具体而言，涡轮33在轴方向上与叶轮32对置。涡轮33经由工作流体被从叶轮32传递扭矩。

[0050] 涡轮33具有涡轮壳331、多个涡轮叶片332、以及涡轮轮毂333。涡轮叶片332固定于涡轮壳331的内侧面。

[0051] 涡轮轮毂333固定于涡轮壳331的内部边缘。例如，涡轮轮毂333通过铆钉固定于涡轮壳331。在本实施方式中，涡轮轮毂333由与涡轮壳331不同的部件构成，但是也可以是由涡轮壳331一个部件构成。

[0052] 在涡轮轮毂333中安装有第二扭矩传递转轴5b。具体而言，第二扭矩传递转轴5b与涡轮轮毂333进行花键配合。涡轮轮毂333与第二扭矩传递转轴5b一体旋转。

[0053] 涡轮轮毂333具有第三凸台部333a以及贯通孔333b。第三凸台部333a以及贯通孔333b由一个部件构成。

[0054] 第三凸台部333a是圆筒形状，具有花键孔。在该第三凸台部333a中，第二扭矩传递转轴5b进行花键配合。第三凸台部333a在轴方向上，从贯通孔333b延伸至与电机2相反的一侧。即，第三凸台部333a在轴方向上，从贯通孔333b朝向罩部毂313延伸。

[0055] 第三凸台部333a在径向方向上与突出部313c间隔地配置。即，在径向方向上在第三凸台部333a的外侧配置突出部313c。第三凸台部333a与突出部313c之间配置有第一单向离合器7。需要说明的是，在第一单向离合器7没有的状态下，第三凸台部333a的外表面与突出部313c的内表面对置。

[0056] 在第三凸台部333a的前端与罩部毂313之间流过工作流体形成流路。在本实施方式中，在第三凸台部333a的前端部形成多个切口部333c。切口部333c在径向方向延伸第三凸台部333a的前端部。工作流体经由该切口部333c以及贯通孔313d从变矩器3排出。

[0057] 贯通孔333b从第三凸台部333a延伸至径向方向外侧。具体而言，贯通孔333b从第三凸台部333a的电机2侧的端部延伸至径向方向外侧。在该贯通孔333b的外部边缘，通过铆钉等固定有涡轮壳331。

[0058] 定子34构成为将从涡轮33返回至叶轮32的液压油进行整流。定子34能够在旋转轴0的周围旋转。例如，定子34经由第二单向离合器36支承于固定轴104。该定子34在轴方向上配置于叶轮32与涡轮33之间。

[0059] 定子34具有圆板形状的定子支架341与安装在该外表面的多个定子叶片342。

[0060] 第二单向离合器36配置于固定轴104与定子34之间。第二单向离合器36构成为能够在第一旋转方向上旋转定子34。另一方面，第二单向离合器36中，定子34在第二旋转方向上不能旋转。扭矩通过该定子34放大，从叶轮32向涡轮33传递。

[0061] 离心式离合器37安装于涡轮33。离心式离合器37与涡轮33一体旋转。离心式离合器37构成为通过由涡轮33的旋转产生离心力，罩部31与涡轮33连结。具体而言，离心式离合器37构成为，若涡轮33成为规定的转速以上，则从罩部31向涡轮33传递扭矩。

[0062] 离心式离合器37具有多个离心件371与摩擦材料372。摩擦材料372安装于离心件371的外表面。离心件371配置为能够在径向方向移动。需要说明的是，离心件371配置为不能在圆周方向移动。因此，离心件371与涡轮33一起旋转，通过离心力在径向方向外侧移动。

[0063] 在该离心式离合器37中，涡轮33的转速成为规定的转速以上时，离心件371在径向方向外侧移动，摩擦材料372与罩部31的圆筒部312的内表面进行摩擦接合。其结果，离心式离合器37成为开启状态，从罩部31的扭矩经由离心式离合器37向涡轮33传递。需要说明的是，离心式离合器37即使成为开启状态，工作流体也能够经由离心式离合器37流通。

[0064] 涡轮33的转速成为不满足规定的转速时，离心件371在径向方向内侧移动，摩擦材料372与罩部31的圆筒部312的内表面的摩擦接合解除。其结果，离心式离合器37成为关闭状态，扭矩不从罩部31经由离心式离合器37向涡轮33传递。即，来自罩部31的扭矩在传递至叶轮32后，经由工作流体向涡轮33传递。

[0065] <第一扭矩传递转轴>

[0066] 如图2以及图3所示，第一扭矩传递转轴5a从电机2延伸。具体而言，第一扭矩传递转轴5a从电机2的转子23延伸。第一扭矩传递转轴5a朝向变矩器3延伸。第一扭矩传递转轴5a的旋转轴实质上与电机2的旋转轴、以及变矩器3的旋转轴在同一直线上。

[0067] 第一扭矩传递转轴5a将电机2输出的扭矩向变矩器3传递。第一扭矩传递转轴5a的前端部安装于变矩器3的罩部313。第一扭矩传递转轴5a与电机2的转子23一体旋转。第一扭矩传递转轴5a在第二扭矩传递转轴5b内延伸。第一扭矩传递转轴5a是实心状。第一扭矩传递转轴5a的前端部具有连通路51。连通路51在轴方向上延伸。此外，连通路51与未图示的油路连通。

[0068] <第二扭矩传递转轴>

[0069] 第二扭矩传递转轴5b从变矩器3传递扭矩。第二扭矩传递转轴5b将来自变矩器3的扭矩向扭矩输出部4输出。第二扭矩传递转轴5b在从变矩器3朝向电机2的轴方向上延伸。

[0070] 第二扭矩传递转轴5b是圆筒形状。第一扭矩传递转轴5a在该第二扭矩传递转轴5b内延伸。第二扭矩传递转轴5b的一方的端部(图3的右端部)安装于变矩器3的涡轮33。另一方面，第二扭矩传递转轴5b的另一方的端部例如经由轴承部件等在变速器外壳40被支承为

能够旋转。

[0071] <第一以及第二扭矩传递路径>

[0072] 如图1所示,第一扭矩传递路径6a构成为,将电机2输出的扭矩经由变矩器3传递至第二扭矩传递转轴5b。具体地,在第一扭矩传递路径6a中,扭矩按顺序传递至第一扭矩传递转轴5a、变矩器3、第二扭矩传递转轴5b。更为具体地,在第一扭矩传递路径6a中,扭矩按顺序传递至第一扭矩传递转轴5a、罩部31、叶轮32、涡轮33、第二扭矩传递转轴5b(参照图3)。

[0073] 第二扭矩传递路径6b构成为,电机2输出的扭矩不经由变矩器3传递至第二扭矩传递转轴5b。具体地,在第二扭矩传递路径6b中,扭矩按照第一扭矩传递转轴5a、第一单向离合器7、第二扭矩传递转轴5b的顺序传递。更为具体地,在第二扭矩传递路径6b中,扭矩按照第一扭矩传递转轴5a、罩部31、涡轮33、第二扭矩传递转轴5b的顺序传递(参照图3)。即,不经由变矩器3内的液压油进行扭矩传递。

[0074] <第一单向离合器>

[0075] 第一单向离合器7配置于第二扭矩传递路径6b内。第一单向离合器7构成为,传递电机2输出的第二旋转方向的扭矩,另一方面切断电机2输出的第一旋转方向的扭矩。因此,当电机2在第二旋转方向上旋转时,经由第二扭矩传递路径6b传递扭矩,当电机2在第一旋转方向上旋转时,不经由第二扭矩传递路径6b而是第一扭矩传递路径6a传递扭矩。即,当电机2在第一旋转方向上旋转时,在变矩器3中传递扭矩,当电机2在第二旋转方向上旋转时,不经由变矩器3在第二扭矩传递转轴5b传递扭矩。

[0076] 如图3所示,具体地,第一单向离合器7配置于罩部31与涡轮33之间。电机2的第一旋转方向的扭矩在第一单向离合器7输入时,在第一单向离合器7中,罩部31能够相对于涡轮33进行相对旋转。因此,电机2在第一旋转方向上旋转时,第一单向离合器7不从罩部31向涡轮33传递扭矩。即,第一单向离合器7切断电机2输出的第一旋转方向的扭矩,扭矩不经由第二扭矩传递路径6b而经由第一扭矩传递路径6a传递。

[0077] 另一方面,电机2的第二旋转方向的扭矩在第一单向离合器7输入时,第一单向离合器7使罩部31与涡轮33一体旋转。因此,电机2在第二旋转方向上旋转时,第一单向离合器7从罩部31向涡轮33传递扭矩。即,电机2输出的第二旋转方向的扭矩经由第二扭矩传递路径6b传递。

[0078] <扭矩输出部>

[0079] 如图2所示,扭矩输出部4在轴方向上配置于电机2与变矩器3之间。扭矩输出部4收纳于变速器外壳40内。在扭矩传递路径中,扭矩输出部4配置于第二扭矩传递转轴5b的下游。

[0080] 扭矩输出部4将来自第二扭矩传递转轴5b的扭矩向驱动轮101侧输出。具体而言,扭矩输出部4经由差动器齿轮109向驱动轮101输出扭矩。需要说明的是,如后述那样,扭矩输出部4在空档模式中不输出扭矩。

[0081] 如图5所示,扭矩输出部4具有第一齿轮系41与第二齿轮系42。扭矩输出部4从第一齿轮系41或者第二齿轮系42的任一方输出扭矩。

[0082] 第一齿轮系41构成为,将电机2输出的第一旋转方向的扭矩作为前进旋转方向的扭矩输出。换言之,第一齿轮系41构成为,将电机2输出的第二旋转方向的扭矩作为后退旋转方向的扭矩输出。因此,使电机2在第一旋转方向上旋转,经由第一齿轮系41向驱动轮101

输出扭矩，车辆前进。此外，使电机2在第二旋转方向上旋转，经由第一齿轮系41向驱动轮101输出扭矩，车辆后退。

[0083] 第二齿轮系42构成为，将电机2输出的第一旋转方向的扭矩作为后退旋转方向的扭矩输出。换言之，第二齿轮系42构成为，将电机2输出的第二旋转方向的扭矩作为前进旋转方向的扭矩输出。因此，使电机2在第一旋转方向上旋转，经由第二齿轮系42向驱动轮101输出扭矩，车辆后退。此外，使电机2在第二旋转方向上旋转，经由第二齿轮系42向驱动轮101输出扭矩，车辆前进。

[0084] 第一齿轮系41具有相互啮合的第一齿轮41a以及第二齿轮41b。第一齿轮41a被支承为相对于第二扭矩传递转轴5b能够旋转。第一齿轮41a通过后述的切换机构8的齿圈82啮合与第二扭矩传递转轴5b一体旋转。

[0085] 第二齿轮41b支承于驱动轴43。第二齿轮41b与驱动轴43一体旋转。第二齿轮41b将来自第一齿轮41a的扭矩向驱动轴43输出。

[0086] 第二齿轮系42具有第三齿轮42a、第四齿轮42b、以及第五齿轮42c。第二齿轮系42与第一齿轮系41相比齿轮数多一个。第三齿轮42a被支承为相对于第二扭矩传递转轴5b能够旋转。第三齿轮42a通过后述的切换机构8的齿圈82啮合与第二扭矩传递转轴5b一体旋转。

[0087] 第四齿轮42b与第三齿轮42a啮合。第四齿轮42b支承于副轴(counter shaft) (省略图示)。第四齿轮42b可以与副轴一体旋转，也可以与副轴相对旋转。

[0088] 第五齿轮42c与第四齿轮42b啮合。第五齿轮42c支承于驱动轴43。第五齿轮42c与驱动轴43一体旋转。第五齿轮42c将来自第三齿轮42a的扭矩向驱动轴43输出。

[0089] 第一齿轮系41中的齿轮比与第二齿轮系42中的齿轮比不同。具体而言，第一齿轮系41中的齿轮比比第二齿轮系42中的齿轮比大。优选地，第一齿轮系41の齿轮比(G1)相对于第二齿轮系42的齿轮比(G2)的比例(G1/G2)比变矩器3的扭矩比小。需要说明的是，变矩器3的扭矩比是指，变矩器3输出的输出扭矩相对于输入至变矩器3的输入扭矩的比(输出扭矩/输入扭矩)。

[0090] 扭矩输出部4可采用第一输出模式、第二输出模式、以及空档模式中的任一状态。扭矩输出部4在第一输出模式中，经由第一齿轮系41输出扭矩。此外，扭矩输出部4在第二输出模式中，经由第二齿轮系42输出扭矩。此外，扭矩输出部4在空档模式中，不输出来自变矩器3扭矩。

[0091] <切换机构>

[0092] 切换机构8构成为将扭矩输出部4的状态切换为第一输出模式、第二输出模式、以及空档模式中的任一方。切换机构8具有离合器轮毂81以及齿圈82。需要说明的是，切换机构8也可以具有杆83。

[0093] 离合器轮毂81安装于第二扭矩传递转轴5b。离合器轮毂81与第二扭矩传递转轴5b一体旋转。离合器轮毂81可以由第二扭矩传递转轴5b和一个部件构成，也可以由其他部件构成。离合器轮毂81在外表面具有多个齿。

[0094] 齿圈82在内表面具有多个齿。齿圈82总是与离合器轮毂81啮合，与离合器轮毂81一体旋转。即，齿圈82与第二扭矩传递转轴5b一体旋转。齿圈82配置为能够在轴方向移动。

[0095] 如图5所示，齿圈82能够采取与离合器轮毂81啮合并且与第一齿轮41a接合的状

态。具体而言，第一齿轮41a具有在轴方向突出的第一圆筒部411。第一圆筒部411在外表面具有多个齿。而且，齿圈82与该第一圆筒部411的外表面啮合。

[0096] 如此，通过齿圈82与离合器轮毂81以及第一圆筒部411啮合，而扭矩输出部4成为第一输出模式。即，来自第二扭矩传递转轴5b的扭矩经由第一齿轮系41而输出。

[0097] 如图6所示，齿圈82能够采取与离合器轮毂81啮合并且与第三齿轮42a接合的状态。具体而言，第三齿轮42a具有在轴方向突出的第二圆筒部421。第二圆筒部421在外表面具有多个齿。而且，齿圈82与该第二圆筒部421的外表面啮合。

[0098] 如此，通过齿圈82与离合器轮毂81以及第二圆筒部421啮合，而扭矩输出部4成为第二输出模式。即，来自第二扭矩传递转轴5b的扭矩经由第二齿轮系42而输出。

[0099] 如图7所示，齿圈82能够采取仅与离合器轮毂81啮合的状态。如此，通过齿圈82仅与离合器轮毂81啮合而不与第一圆筒部411以及第二圆筒部421这两者啮合，而扭矩输出部4成为空档模式。即，来自第二扭矩传递转轴5b的扭矩不向驱动轮101侧输出。

[0100] 通过控制部9控制切换机构8。齿圈82通过被控制部9控制而在轴方向移动。由此，构成为齿圈82与离合器轮毂81以及第一圆筒部411啮合、与离合器轮毂81以及第二圆筒部421啮合、或仅与离合器轮毂81啮合。其结果，切换机构8能够将扭矩输出部4的状态切换为第一输出模式、第二输出模式以及空档模式中的任一方。

[0101] 在切换机构8进一步具有杆83的情况下，杆83与齿圈82连结。杆83从齿圈82延伸至变速器外壳40的外部。杆83被驾驶员操作。通过操作杆83也能够使齿圈82在轴方向移动。

[0102] <控制部>

[0103] 如图1所示，控制部9构成为控制电机2以及扭矩输出部4。需要说明的是，控制部9通过控制切换机构8来控制扭矩输出部4。控制部9例如由具备CPU(Central Processing Unit:中央处理器)以及ROM(Read Only Memory:只读存储器)等的计算机(例如微计算机)构成。在ROM存储有用于进行各种运算的程序。CPU执行存储于ROM的程序。

[0104] 控制部9执行第一前进模式、第二前进模式、第一后退模式以及第二后退模式中的任一方。控制部9通过执行第一或第二前进模式，从而驱动单元100进行工作以使车辆前进。此外，控制部9通过指示第一或第二后退模式，从而驱动单元100进行工作以使车辆后退。

[0105] 控制部9在第一前进模式中，控制电机2使其在第一旋转方向上旋转。此外，控制部9在第一前进模式中，经由第一扭矩传递路径6a以及第一齿轮系41输出扭矩。具体而言，控制部9通过控制切换机构8来经由第一齿轮系41输出扭矩。

[0106] 需要说明的是，控制部9控制电机2使其在第一旋转方向上旋转，从而第一单向离合器7切断扭矩传递。其结果，电机2输出的第一旋转方向的扭矩不经由第二扭矩传递路径6b而经由第一扭矩传递路径6a传递。

[0107] 控制部9在第二前进模式中，控制电机2使其在第二旋转方向上旋转。此外，控制部9在第二前进模式中，经由第二扭矩传递路径6b以及第二齿轮系42输出扭矩。具体而言，控制部9通过控制切换机构8来经由第二齿轮系42输出扭矩。

[0108] 需要说明的是，控制部9控制电机2使其在第二旋转方向上旋转，从而第一单向离合器7传递扭矩。其结果，电机2输出的第二旋转方向的扭矩经由第二扭矩传递路径6b传递。

[0109] 控制部9在第一后退模式中，控制电机2使其在第一旋转方向上旋转。此外，控制部9在第一后退模式中，经由第一扭矩传递路径6a以及第二齿轮系42输出扭矩。具体而言，控制

部9通过控制切换机构8来经由第二齿轮系42输出扭矩。

[0110] 需要说明的是,控制部9通过控制电机2使其在第一旋转方向上旋转,从而第一单向离合器7切断扭矩传递。其结果,电机2输出的第一旋转方向的扭矩不经由第二扭矩传递路径6b而经由第一扭矩传递路径6a传递。

[0111] 控制部9在第二后退模式中,控制电机2使其在第二旋转方向上旋转。此外,控制部9在第二后退模式中,经由第二扭矩传递路径6b以及第一齿轮系41输出扭矩。具体而言,控制部9通过控制切换机构8来经由第一齿轮系41输出扭矩。

[0112] 需要说明的是,控制部9通过控制电机2使其在第二旋转方向上旋转,从而第一单向离合器7传递扭矩。其结果,电机2输出的第二旋转方向的扭矩经由第二扭矩传递路径6b传递。

[0113] <动作>

[0114] 在如上那样构成的驱动单元100中,在车辆前进时,控制部9执行第一前进模式或第二前进模式。需要说明的是,可以是驾驶员进行操作来选择第一前进模式或第二前进模式,也可可以是控制部9基于行驶条件等选择第一前进模式或第二前进模式。在表1示出各前进以及后退模式中的各部件的动作等。表1中的驱动特性的A~D与图8的各线A~D对应。需要说明的是,图8是示出车速与驱动力的关系的表。

[0115] 【表1】

控制部	电机	第一单向 离合器	变矩器	扭矩输出 部	行进方向	驱动特性	
[0116]	第一前进 模式	第一旋转 方向	切断	工作	第一齿轮 系	前进	A
	第二前进 模式	第二旋转 方向	传递	非工作	第二齿轮 系	前进	B
	第一后退 模式	第一旋转 方向	切断	工作	第二齿轮 系	后退	C
	第二后退 模式	第二旋转 方向	传递	非工作	第一齿轮 系	后退	D

[0117] 如表1所示,控制部9若执行第一前进模式,则电机2在第一旋转方向上旋转。第一单向离合器7切断该电机2输出的扭矩,因此经由第一扭矩传递路径6a传递扭矩。因此,变矩器3进行工作来放大扭矩。由变矩器3放大的扭矩经由第二扭矩传递转轴5b传递至第一齿轮系41。通过从第一齿轮系41经由差动器齿轮109向驱动轮101传递扭矩,从而车辆前进。需要说明的是,此时的驱动单元100的驱动特性由图8的线A示出。由图8的线A可知,在第一前进模式中,驱动单元100能够在低速时输出较高的驱动力,因此第一前进模式是适用于低速时的模式。

[0118] 控制部9若执行第二前进模式,则电机2在第二旋转方向上旋转。第一单向离合器7传递该电机2输出的扭矩,因此经由第二扭矩传递路径6b传递扭矩。即,扭矩不经由变矩器3而传递至第二扭矩传递转轴5b。因此,变矩器3不工作,扭矩未被放大。传递至第二扭矩传递

转轴5b的扭矩经由第二齿轮系42以及差动器齿轮109而传递至驱动轮101。其结果，车辆前进。需要说明的是，此时的驱动单元100的驱动特性由图8的线B示出。由图8可知，在高速行驶时，第二前进模式比第一前进模式更适用。

[0119] 控制部9若执行第一后退模式，则电机2在第一旋转方向上旋转。第一单向离合器7切断该电机2输出的扭矩，因此经由第一扭矩传递路径6a传递扭矩。因此，变矩器3进行工作，放大扭矩。由变矩器3放大的扭矩经由第二扭矩传递转轴5b传递至第二齿轮系42。通过从第二齿轮系42经由差动器齿轮109向驱动轮101传递扭矩，从而车辆后退。需要说明的是，此时的驱动单元100的驱动特性由图8的线C示出。由图8的线C可知，在第一后退模式中，能够在低速时输出较高的驱动力，因此第一后退模式是适用于低速时的模式。需要说明的是，并不特别限定，但例如，线C在高速侧的区域与线B重复。

[0120] 控制部9若执行第二后退模式，则电机2在第二旋转方向上旋转。第一单向离合器7传递该电机2输出的扭矩，因此经由第二扭矩传递路径6b传递扭矩。即，扭矩不经由变矩器3而传递至第二扭矩传递转轴5b。因此，变矩器3不工作，扭矩未被放大。传递至第二扭矩传递转轴5b的扭矩经由第一齿轮系41以及差动器齿轮109传递至驱动轮101。其结果，车辆后退。需要说明的是，此时的驱动单元100的驱动特性由图8的线D示出。由图8可知，在低速时不需要较高的驱动力的情况下，第二后退模式比第一后退模式更适用。需要说明的是，并不特别限定，但例如，线D在高速侧的区域与线A重复。

[0121] [变形例]

[0122] 以上，针对本发明的实施方式进行了说明，但本发明并不限于此，在不脱离本发明的主旨的情况下能够进行各种变更。

[0123] 变形例1

[0124] 驱动单元100代替第一单向离合器7也可以具备控制离合器。控制离合器构成为配置在第二扭矩传递路径6b内，被控制部9控制。

[0125] 控制离合器能够切换至传递电机2输出的扭矩的传递状态、切断电机2输出的扭矩的切断状态。通过控制部9进行控制，控制离合器在传递状态与切断状态之间切换。通过控制部9将控制离合器设为传递状态，经由第二扭矩传递路径6b传递扭矩。此外，通过控制部9将控制离合器设为切断状态，经由第一扭矩传递路径6a传递扭矩。通过使用该控制离合器，如以下的表2所示，控制部9能够进一步执行第三前进模式和第三后退模式这两个模式。需要说明的是，表2中的驱动特性的A～D与图8的各线A～D对应。

[0126] 【表2】

控制部	电机	控制离合器	变矩器	扭矩输出部	行进方向	驱动特性
[0127]	第一前进模式	第一旋转方向	切断	工作	第一齿轮系	前进 A
	第二前进模式	第二旋转方向	传递	非工作	第二齿轮系	前进 B
	第三前进模式	第一旋转方向	传递	非工作	第一齿轮系	前进 D
	第一后退模式	第一旋转方向	切断	工作	第二齿轮系	后退 C
	第二后退模式	第二旋转方向	传递	非工作	第一齿轮系	后退 D
	第三后退模式	第一旋转方向	传递	非工作	第二齿轮系	后退 B

[0128] 第一前进模式、第二前进模式、第一后退模式以及第二后退模式与上述实施方式实质上相同,因此省略其说明。

[0129] 控制部9在第三前进模式中,控制电机2使其在第一旋转方向上旋转。此外,控制部9经由第二扭矩传递路径6b以及第一齿轮系41输出扭矩。具体而言,控制部9通过将控制离合器设为传递状态,来经由第二扭矩传递路径6b输出扭矩。此外,控制部9通过控制切换机构8来经由第一齿轮系41输出扭矩。

[0130] 控制部9在第三后退模式中,控制电机2使其在第一旋转方向上旋转。此外,控制部9经由第二扭矩传递路径6b以及第二齿轮系42输出扭矩。具体而言,控制部9通过将控制离合器设为传递状态,来经由第二扭矩传递路径6b输出扭矩。此外,控制部9通过控制切换机构8来经由第二齿轮系42输出扭矩。

[0131] 如表2所示,控制部9若执行第三前进模式,电机2在第一旋转方向上旋转。控制离合器传递该电机2输出的扭矩,因此经由第二扭矩传递路径6b传递扭矩。即,扭矩不经由变矩器3而传递至第二扭矩传递转轴5b。因此,变矩器3不工作,扭矩未被放大。传递至第二扭矩传递转轴5b的扭矩经由第一齿轮系41以及差动器齿轮109传递至驱动轮101。其结果,车辆前进。需要说明的是,此时的驱动单元100的驱动特性由图8的线D示出。

[0132] 控制部9若执行第三后退模式,则电机2在第一旋转方向上旋转。控制离合器传递该电机2输出的扭矩,因此经由第二扭矩传递路径6b传递扭矩。即,扭矩不经由变矩器3而传递至第二扭矩传递转轴5b。因此,变矩器3不工作,扭矩未被放大。传递至第二扭矩传递转轴5b的扭矩经由第二齿轮系42以及差动器齿轮109传递至驱动轮101。其结果,车辆后退。需要说明的是,此时的驱动单元100的驱动特性由图8的线B示出。

[0133] 变形例2

[0134] 在上述实施方式中,叶轮32具有供给流路324,但并不限定于该结构。即,叶轮32也

可以不具有供给流路324。该情况下,如图9所示,驱动单元100也可以进一步具备液压泵12。
[0135] 液压泵12构成为向变矩器3供给液压。即,液压泵12构成为向变矩器3内供给液压油。当电机2向第二旋转方向上旋转时,控制部9使液压泵12停止。

[0136] 变形例3

[0137] 在上述实施方式中,第一齿轮系41构成为比第二齿轮系42的齿轮数少一个,但第一齿轮系41与第二齿轮系42的齿轮数的关系并不限定于此。例如,第一齿轮系41也可以比第二齿轮系42的齿轮数多一个。

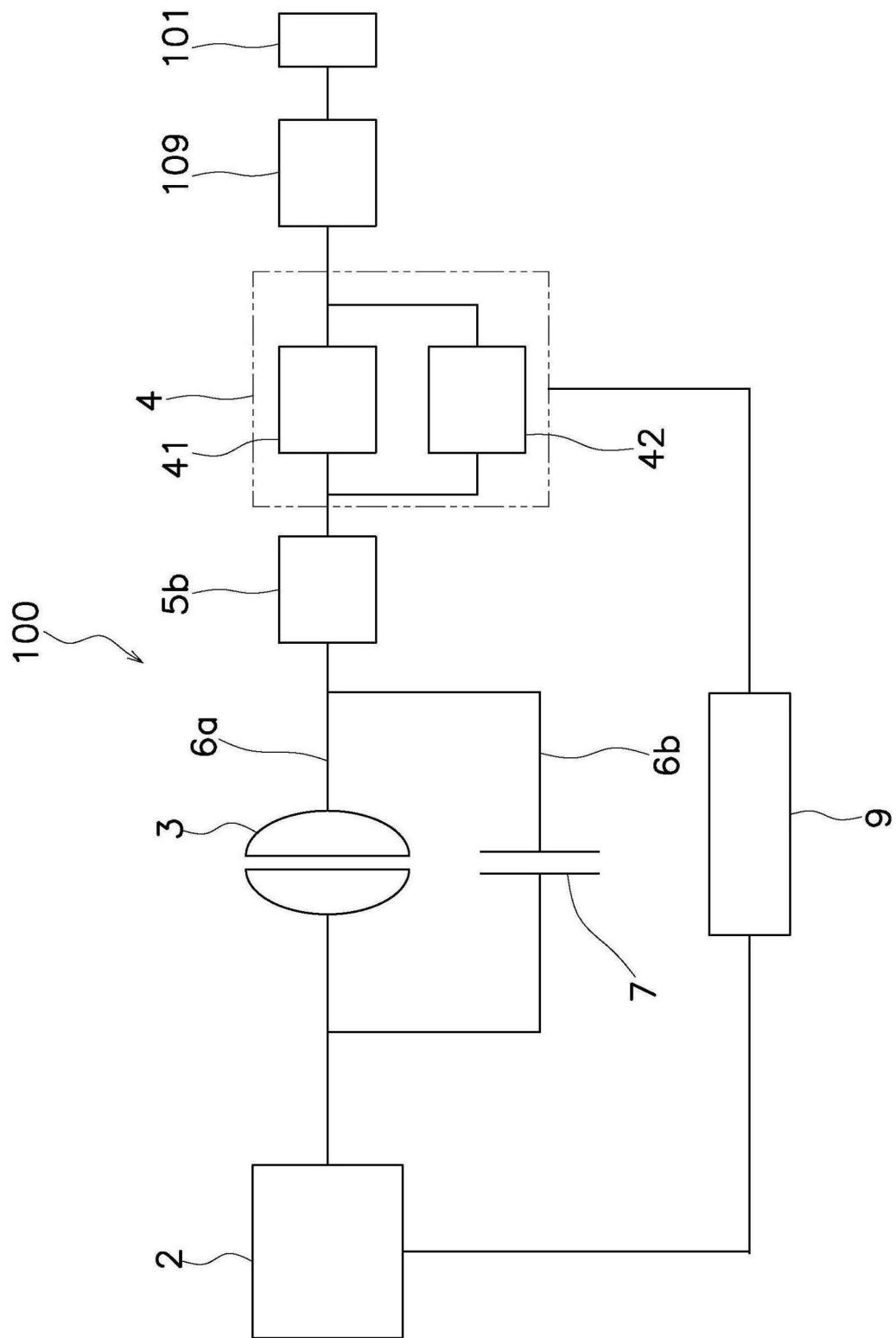


图1

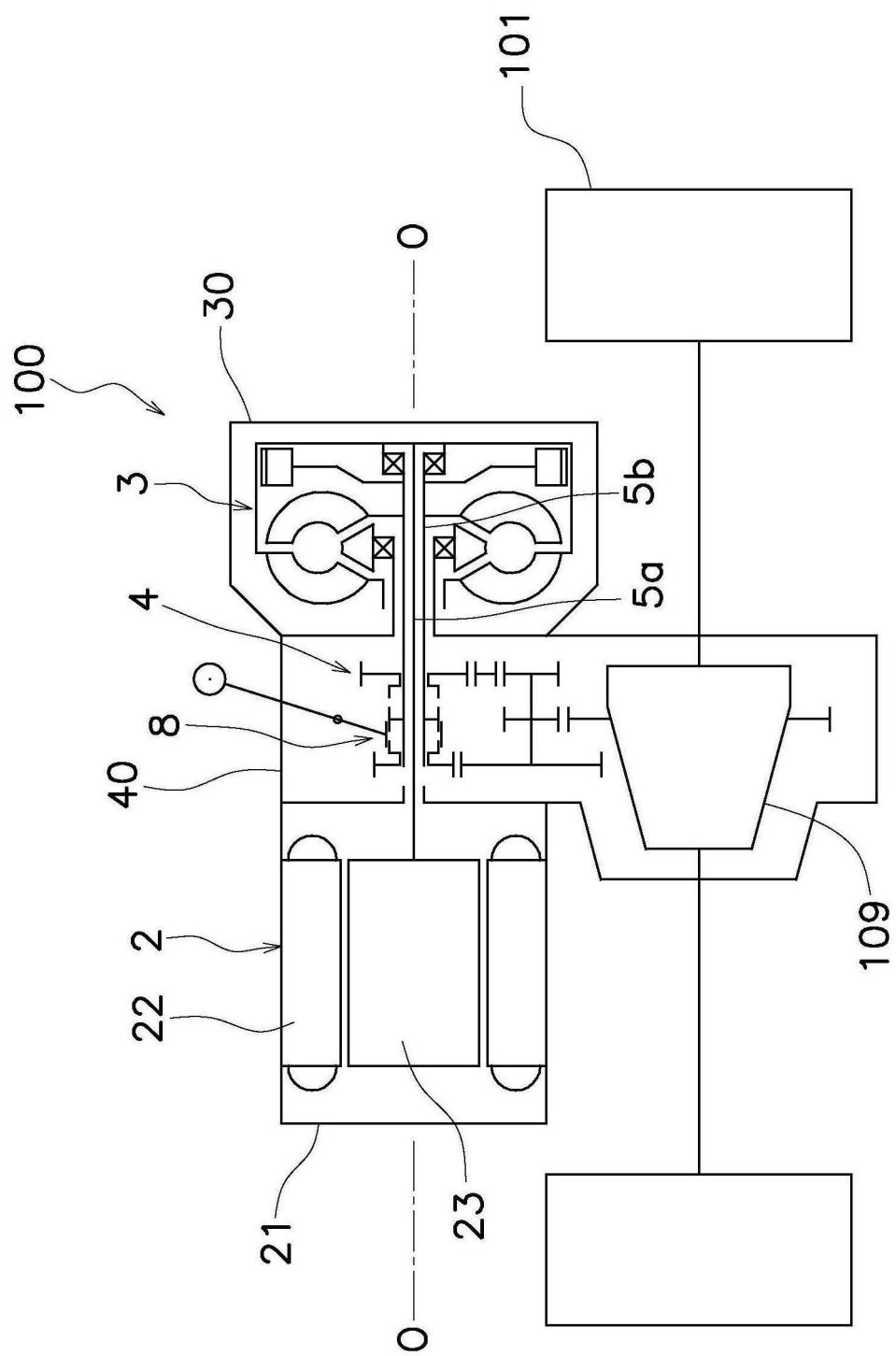


图2

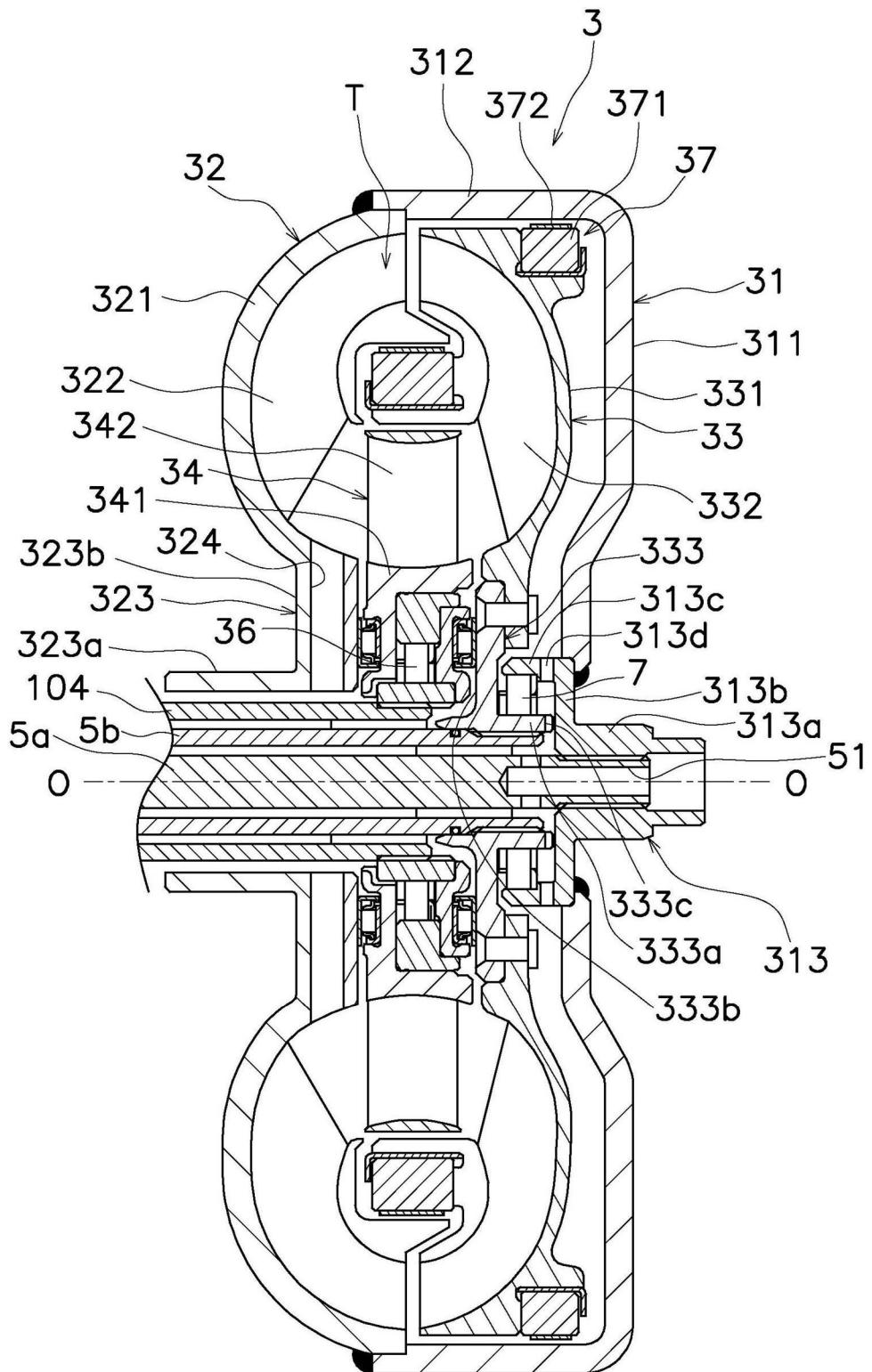


图3

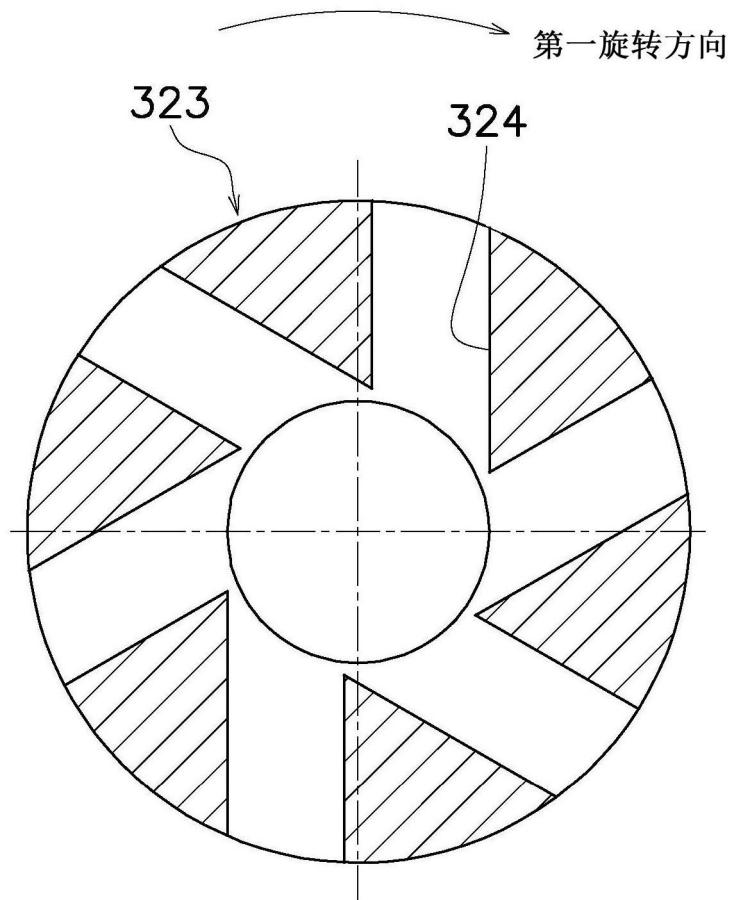


图4

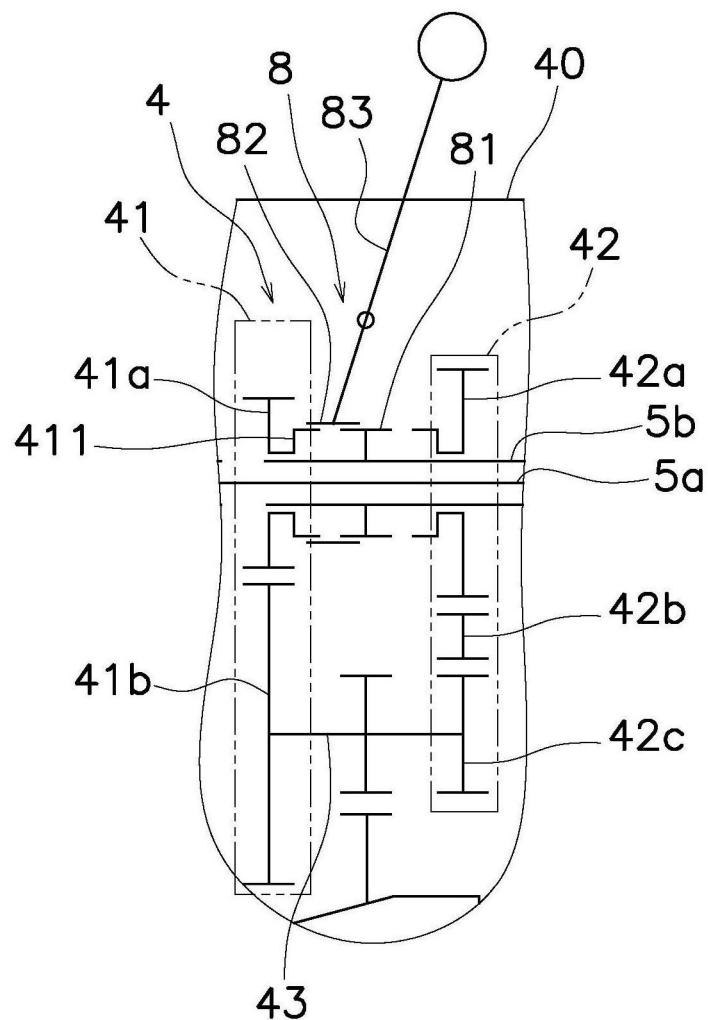


图5

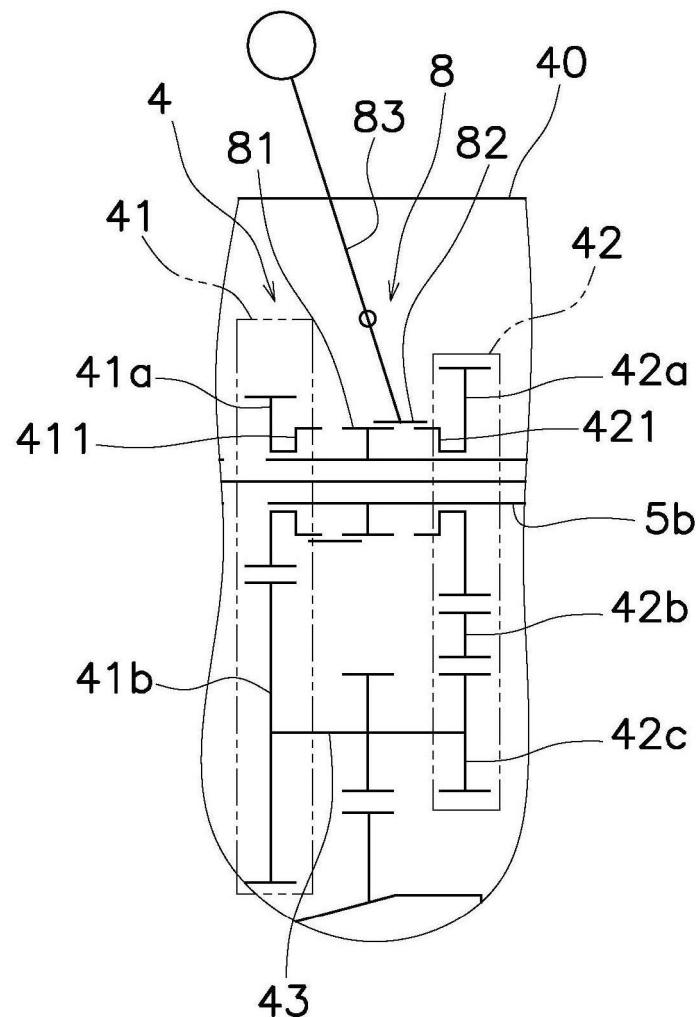


图6

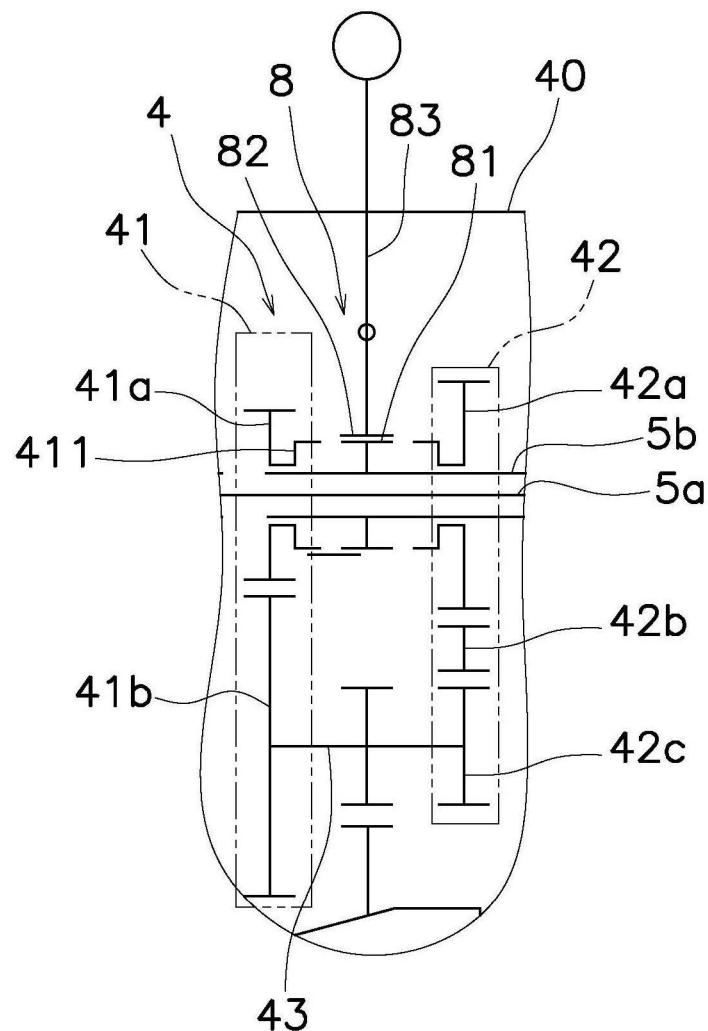


图7

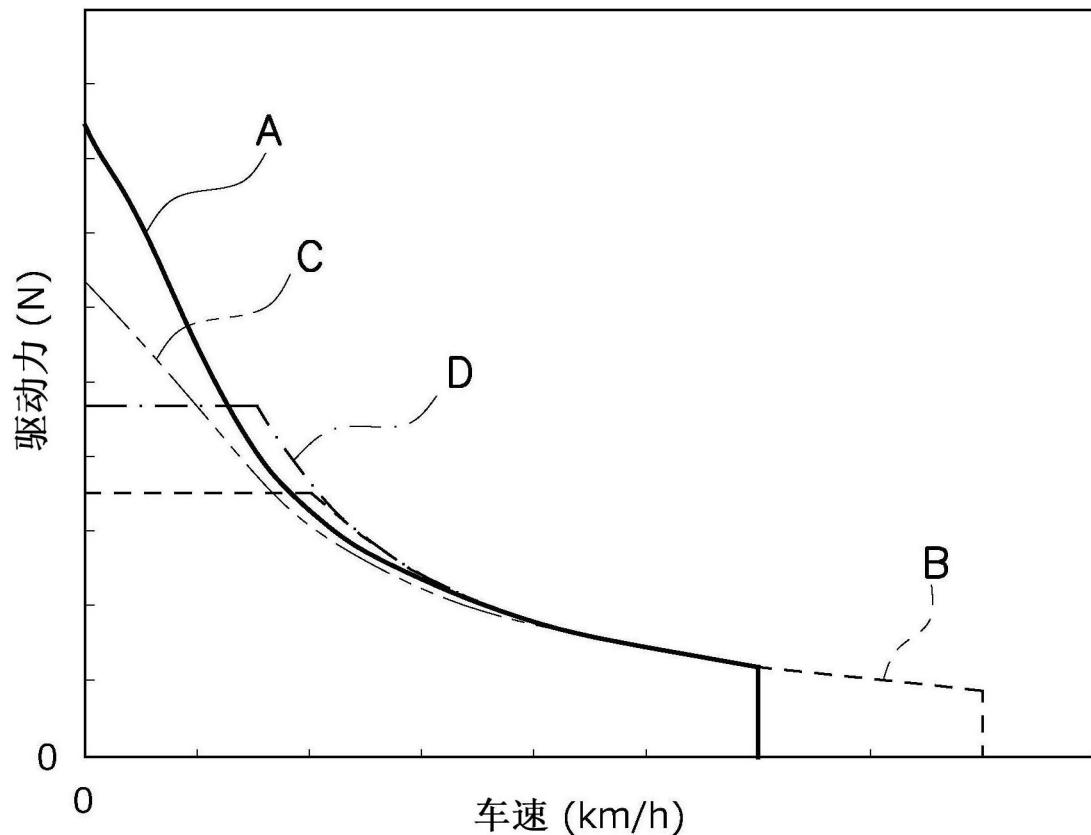


图8

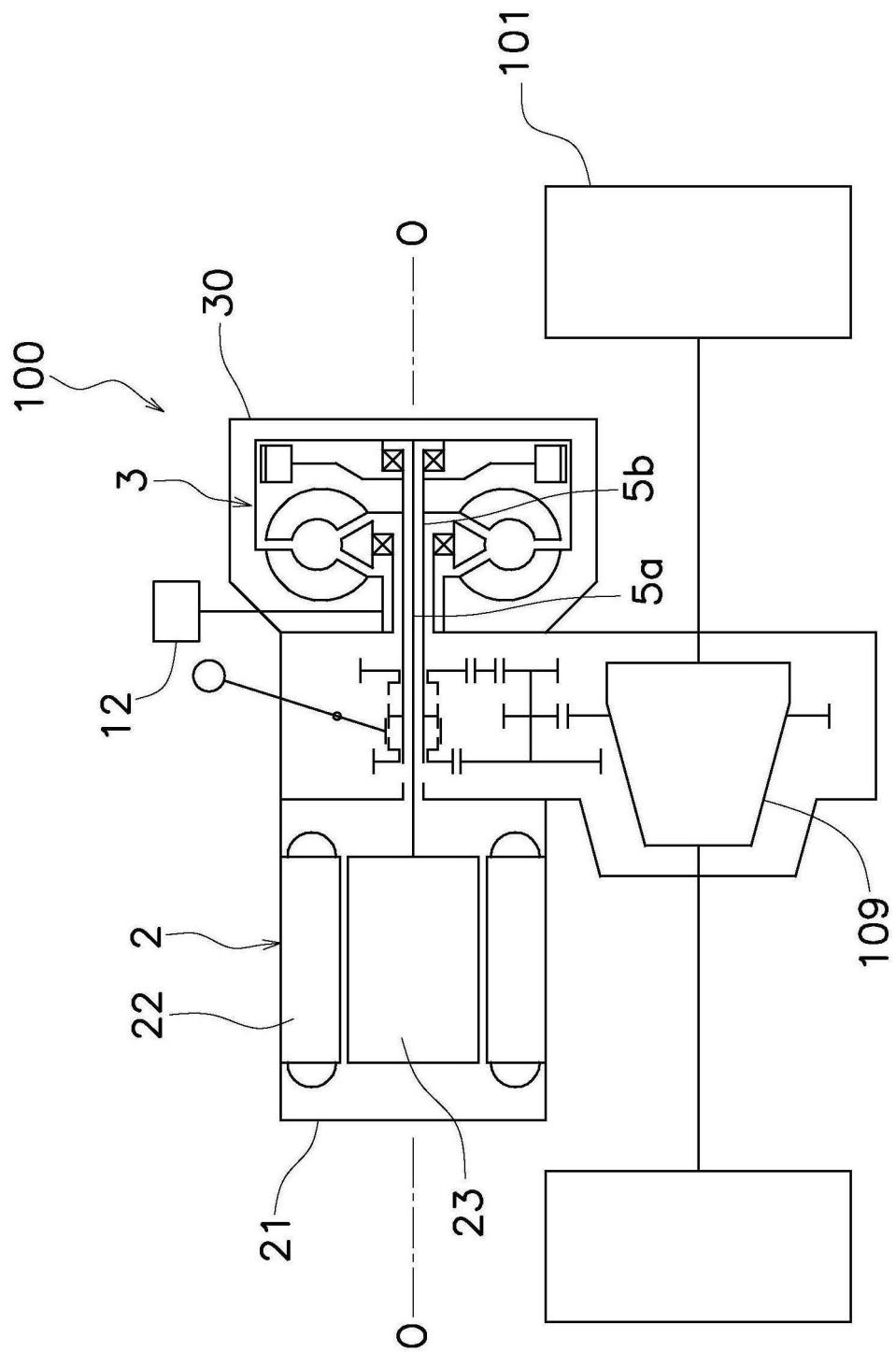


图9