



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 119452184 A

(43) 申请公布日 2025. 02. 14

(21) 申请号 202380050853.3

(22) 申请日 2023.07.03

(30) 优先权数据

2022-115260 2022.07.20 JP

(85) PCT国际申请进入国家阶段日

2024.12.30

(86) PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2023/024671 2023.07.03

(87) PCT国际申请的公布数据

W02024/018887 JA 2024.01.25

(71) 申请人 日本精工株式会社

地址 日本

(72) 发明人 山本明弘 木村慎吾

(74) 专利代理机构 北京银龙知识产权代理有限公司 11243

专利代理师 曾贤伟 李平

(51) Int.Cl.

F16D 48/06 (2006.01)

F16H 59/14 (2006.01)

F16H 59/42 (2006.01)

F16H 61/04 (2006.01)

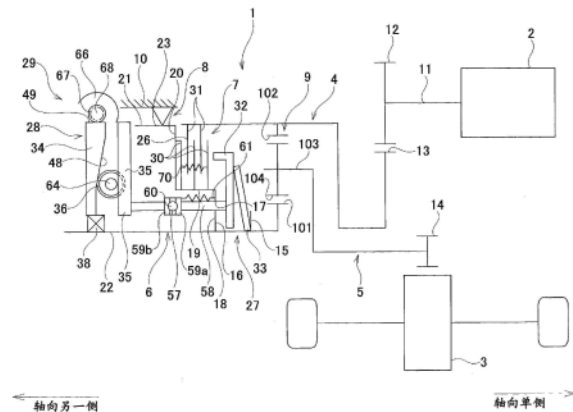
权利要求书4页 说明书33页 附图35页

(54) 发明名称

二级变速器、该二级变速器的  $\mu - V$  特性的学习方法、以及该二级变速器的变速控制方法

(57) 摘要

在能够将减速比切换为高低两阶段的二级变速器中,防止变速冲击的产生。二级变速器(1)具备如下学习功能:以满足预定的学习开始条件为条件,在第一模式与第二模式之间实施模式切换,在该模式切换中的惯性阶段中,基于驱动马达(2)的输出转矩和该驱动马达(2)的输出轴(11)的角加速度,计算第一摩擦板(30)与第二摩擦板(31)之间的摩擦系数,由此得到作为摩擦系数  $\mu$  与构成行星变速机构(9)的要素中的任意两个要素的旋转数的差即旋转差  $V$  的关系的  $\mu - V$  特性。



1. 一种二级变速器,其特征在于,

具备行星变速机构、输入部件、输出部件、驱动马达、旋转传递状态切换装置、以及摩擦卡合装置,

上述行星变速机构具备与上述输入部件连接的输入要素、与上述输出部件连接且能够与上述输入要素相对旋转的输出要素、以及能够与上述输入要素及上述输出要素相对旋转的旋转要素,

上述行星变速机构具有太阳要素、以能够进行相对于该太阳要素的相对旋转的方式支撑于上述太阳要素的周围的环要素、以能够进行相对于上述太阳要素和上述环要素的相对旋转的方式被支撑的载体要素、以及以能够向上述太阳要素和上述环要素传递转矩的方式卡合而且能够旋转地支撑于上述载体要素的多个行星要素,

上述输入要素由上述太阳要素、上述环要素、以及上述载体要素中的任一个构成,

上述输出要素是上述太阳要素、上述环要素、以及上述载体要素中的任一个,由与上述输入要素不同的要素构成,

上述旋转要素由上述太阳要素、上述环要素、以及上述载体要素中除了上述输入要素以及上述输出要素以外的剩余的要素构成,

上述驱动马达直接或者经由减速器对上述输入部件进行旋转驱动,

上述旋转传递状态切换装置配置在上述旋转要素与使用时也不旋转的固定部分之间,切换上述旋转要素相对于该固定部分能够旋转的自由模式和不能够旋转的锁定模式,

上述摩擦卡合装置具有以能够进行轴向的相对位移的方式被支撑的至少一张第一摩擦板以及至少一张第二摩擦板,配置在上述太阳要素、上述环要素、以及上述载体要素中的任意两个要素彼此之间,通过使上述第一摩擦板和上述第二摩擦板相互推压,从而切换为上述任意两个要素一体地旋转的连接模式,而且通过释放相互推压上述第一摩擦板和上述第二摩擦板的力,从而切换为上述任意两个要素相对旋转的切断模式,

具备将上述旋转传递状态切换装置设为上述自由模式而且将上述摩擦卡合装置设为上述连接模式的第一模式、以及将上述旋转传递状态切换装置设为上述锁定模式而且将上述摩擦卡合装置设为上述切断模式的第二模式,以及

具备如下学习功能:以满足预定的学习开始条件为条件,在上述第一模式与上述第二模式之间实施模式切换,在该模式切换中的惯性阶段中,通过基于上述驱动马达的输出转矩和上述驱动马达的输出轴的角加速度来计算上述第一摩擦板与上述第二摩擦板之间的摩擦系数,从而得到作为上述摩擦系数与上述任意两个要素的旋转数的差即旋转差的关系的 $\mu-V$ 特性。

2. 根据权利要求1所述的二级变速器,其特征在于,

在执行上述学习功能时,将上述驱动马达的输出轴的旋转数设为恒定,在开始上述第一模式与上述第二模式之间的模式切换之后,以上述旋转差的每单位时间的变化量超过预定的阈值为条件,判断为上述惯性阶段开始。

3. 根据权利要求1或2所述的二级变速器,其特征在于,

具备如下控制功能:在上述第一模式与上述第二模式之间切换模式时,基于根据上述学习功能得到的上述 $\mu-V$ 特性,控制上述驱动马达的输出转矩以及相互推压上述第一摩擦板和上述第二摩擦板的力的大小。

4. 根据权利要求1~3中任一项所述的二级变速器,其特征在于,  
上述摩擦卡合装置具备:  
弹性施力部件,其向相互推压上述第一摩擦板和上述第二摩擦板的方向弹性地施力;  
凸轮装置,其具有驱动凸轮、以及以能够进行相对于该驱动凸轮的相对旋转以及轴向的相对位移的方式被支撑的被驱动凸轮,基于伴随该驱动凸轮的旋转而使该被驱动凸轮向与该驱动凸轮的轴向间隔扩大的方向相对位移,向解除相互推压上述第一摩擦板和上述第二摩擦板的力的方向按压上述弹性施力部件;以及  
电动致动器,其具有换档马达以及换档用减速器,通过该换档马达,经由该换档用减速器对上述驱动凸轮进行旋转驱动。
5. 根据权利要求4所述的二级变速器,其特征在于,  
上述摩擦卡合装置具备复位弹簧,该复位弹簧向使上述第一摩擦板与上述第二摩擦板相互分离的方向弹性地施力。
6. 根据权利要求1~5中任一项所述的二级变速器,其特征在于,  
上述旋转传递状态切换装置具有单向离合器模式,该单向离合器模式是仅允许上述旋转要素相对于上述固定部分的预定方向的旋转、而且阻止上述旋转要素相对于上述固定部分的与上述预定方向相反方向的旋转的模式。
7. 根据权利要求6所述的二级变速器,其特征在于,  
具备如下功能:在将上述摩擦卡合装置从上述切断模式切换为上述连接模式的期间、以及/或者将上述摩擦卡合装置从上述连接模式切换为上述切断模式的期间,将上述旋转传递状态切换装置设为上述单向离合器模式。
8. 一种二级变速器的 $\mu$ - $V$ 特性的学习方法,其特征在于,  
该二级变速器具备行星变速机构、输入部件、输出部件、驱动马达、旋转传递状态切换装置、以及摩擦卡合装置,  
上述行星变速机构具备与上述输入部件连接的输入要素、与上述输出部件连接且能够与上述输入要素相对旋转的输出要素、以及能够与上述输入要素及上述输出要素相对旋转的旋转要素,  
上述行星变速机构具有太阳要素、以能够进行相对于该太阳要素的相对旋转的方式支撑于上述太阳要素的周围的环要素、以能够进行相对于上述太阳要素和上述环要素的相对旋转的方式被支撑的载体要素、以及以能够向上述太阳要素和上述环要素传递转矩的方式卡合而且能够旋转地支撑于上述载体要素的多个行星要素,  
上述输入要素由上述太阳要素、上述环要素、以及上述载体要素中的任一个构成,  
上述输出要素是上述太阳要素、上述环要素、以及上述载体要素中的任一个,由与上述输入要素不同的要素构成,  
上述旋转要素由上述太阳要素、上述环要素、以及上述载体要素中除了上述输入要素以及上述输出要素以外的剩余的要素构成,  
上述驱动马达直接或者经由减速器对上述输入部件进行旋转驱动,  
上述旋转传递状态切换装置配置在上述旋转要素与使用时也不旋转的固定部分之间,切换上述旋转要素相对于该固定部分能够旋转的自由模式和不能够旋转的锁定模式,  
上述摩擦卡合装置具有以能够进行轴向的相对位移的方式被支撑的至少一张第一摩

擦板以及至少一张第二摩擦板,配置在上述太阳要素、上述环要素、以及上述载体要素中的任意两个要素彼此之间,通过使上述第一摩擦板和上述第二摩擦板相互推压,从而切换为上述任意两个要素一体旋转的连接模式,而且通过释放相互推压上述第一摩擦板和上述第二摩擦板的力,从而切换为上述任意两个要素相对旋转的切断模式,

具备将上述旋转传递状态切换装置设为上述自由模式而且将上述摩擦卡合装置设为上述连接模式的第一模式、以及将上述旋转传递状态切换装置设为上述锁定模式而且将上述摩擦卡合装置设为上述切断模式的第二模式,

在上述二级变速器中,

以满足预定的学习开始条件为条件,在上述第一模式与上述第二模式之间实施模式切换,在该模式切换中的惯性阶段中,通过基于上述驱动马达的输出转矩和上述驱动马达的输出轴的角加速度来计算上述第一摩擦板与上述第二摩擦板之间的摩擦系数,从而得到作为上述摩擦系数与上述任意两个要素的旋转数的差即旋转差的关系的 $\mu-v$ 特性。

9. 一种二级变速器的变速控制方法,

该二级变速器具备输入部件、输出部件、行星变速机构、驱动马达、旋转传递状态切换装置、以及摩擦卡合装置,

上述行星变速机构具备与上述输入部件连接的输入要素、与上述输出部件连接且能够与上述输入要素相对旋转的输出要素、以及能够与上述输入要素及上述输出要素相对旋转的旋转要素,

上述行星变速机构具有太阳要素、以能够进行相对于该太阳要素的相对旋转的方式支撑于上述太阳要素的周围的环要素、以能够进行相对于上述太阳要素和上述环要素的相对旋转的方式被支撑的载体要素、以及以能够向上述太阳要素和上述环要素传递转矩的方式卡合而且能够旋转地支撑于上述载体要素的多个行星要素,

上述输入要素由上述太阳要素、上述环要素、以及上述载体要素中的任一个构成,

上述输出要素是上述太阳要素、上述环要素、以及上述载体要素中的任一个,由与上述输入要素不同的要素构成,

上述旋转要素由上述太阳要素、上述环要素、以及上述载体要素中除了上述输入要素以及上述输出要素以外的剩余的要素构成,

上述驱动马达直接或者经由减速器对上述输入部件进行旋转驱动,

上述旋转传递状态切换装置配置在上述旋转要素与使用时也不旋转的固定部分之间,切换上述旋转要素相对于该固定部分能够旋转的自由模式和不能够旋转的锁定模式,

上述摩擦卡合装置具有以能够进行轴向的相对位移的方式被支撑的至少一张第一摩擦板以及至少一张第二摩擦板,配置在上述太阳要素、上述环要素、以及上述载体要素中的任意两个要素彼此之间,通过使上述第一摩擦板与上述第二摩擦板相互推压,从而切换为上述任意两个要素一体旋转的连接模式,而且通过释放相互推压上述第一摩擦板和上述第二摩擦板的力,从而切换为上述任意两个要素相对旋转的切断模式,

具备将上述旋转传递状态切换装置设为上述自由模式而且将上述摩擦卡合装置设为上述连接模式的第一模式、以及将上述旋转传递状态切换装置设为上述锁定模式而且将上述摩擦卡合装置设为上述切断模式的第二模式,

上述二级变速器的变速控制方法的特征在于,具备以下步骤:

根据权利要求8所述的 $\mu-V$ 特性的学习方法,得到上述 $\mu-V$ 特性的学习步骤;以及  
在上述第一模式与上述第二模式之间切换模式时,基于在上述学习步骤中得到的上述 $\mu-V$ 特性,控制上述驱动马达的输出转矩以及相互推压上述第一摩擦板和上述第二摩擦板的力的大小的步骤。

## 二级变速器、该二级变速器的 $\mu$ -V特性的学习方法、以及该二级变速器的变速控制方法

### 技术领域

[0001] 本公开涉及用于将输入部件与输出部件之间的减速比切换为高低两阶段的二级变速器、该二级变速器的 $\mu$ -V特性的学习方法、以及该二级变速器的变速控制方法。

### 背景技术

[0002] 受到近年的化石燃料的消耗量降低化的潮流,电动汽车、混合动力汽车的研究正在进行,并在一部分实施。作为电动汽车、混合动力汽车的动力源的电动马达与通过使化石燃料直接燃烧来运转的内燃机(发动机)不同,输出轴的转矩以及旋转速度的特性作为汽车用是优选的,即,一般地,在起动时产生最大转矩,因此不一定需要设置以内燃机为驱动源的一般的汽车那样的变速器。

[0003] 但是,即使在以电动马达为驱动源的情况下,通过设置变速器,也能够改善加速性能以及高速性能。具体而言,通过设置变速器,能够使车辆的行驶速度与加速度的关系接近搭载汽油发动机而且在动力的传递系统中设置了变速器的汽车而变得顺畅。关于这一点,参照图41进行说明。

[0004] 例如,若在电动马达的输出轴和与驱动轮相连的差速齿轮的输入部之间配置减速比较大的动力传递装置,则电动汽车的加速度(G)与行驶速度(km/h)的关系成为图41的实线a那样。即,低速时的加速性能优异,但不能高速行驶。相对于此,若在上述输出轴与上述输入部之间配置减速比较小的动力传递装置,则该关系成为图41的虚线b那样。即,能够高速行驶,但低速时的加速性能受损。

[0005] 另一方面,如果在上述输出轴与上述输入部之间设置变速器,根据车速改变该变速器的减速比,则得到使实线a中比点P靠左侧部分和虚线b中比点P靠右侧部分连续的特性。该特性与图41中用虚线c所示的、具有相同程度的输出的汽油发动机车大致相同,关于加速性能以及高速性能,可清楚得到与在动力的传递系统中设置有变速器的汽油发动机车同等的性能。

[0006] 在日本特开平05-116549号公开了将电动马达的输出轴的转矩由组合一对行星齿轮机构和一对制动器而成的二级变速器增大并传递至差速齿轮的电动汽车用驱动装置的构造。在该电动汽车用驱动装置中,通过基于切换一对制动器的连接状态和切断状态,来切换一对行星齿轮机构的构成要素能够旋转的状态和不能旋转的状态,从而能够将电动马达的输出轴与差速齿轮之间的减速比切换为高低两阶段。

[0007] 现有技术文献

[0008] 专利文献

[0009] 专利文献1:日本特开平05-116549号

### 发明内容

[0010] 发明所要解决的课题

[0011] 在包含电动汽车在内的汽车中,从确保乘坐舒适性能等方面考虑,防止切换减速比时的冲击(变速冲击)的产生是重要的。在日本特开平05-116549号所记载的电动汽车用驱动装置中,如果适当地控制切换一对制动器的连接状态和切断状态的时机和作为驱动源的马达的输出转矩以及旋转数,并调整传递至各个制动器的转矩,则能够在将输出轴的旋转转矩维持为恒定的状态下,切换减速比,能够防止变速冲击的产生。

[0012] 在此,传递至制动器的转矩能够基于摩擦卡合要素彼此的相对旋转数(相对旋转速度)、即摩擦系数相对于滑动速度的依存性( $\mu$ -V特性)和推压摩擦卡合要素彼此的力来计算。制动器的摩擦卡合要素彼此之间的摩擦系数伴随使用环境的变化、逐年劣化等而变化,由此,如从图42的实线表示为虚线那样, $\mu$ -V特性也变化。因此,若伴随逐年劣化、外部环境的变化而 $\mu$ -V特性变化,则在切换减速比时,无法高精度地推定传递至制动器的转矩,有可能产生变速冲击。

[0013] 本公开鉴于上述那样的事情,目的在于,在能够将减速比切换为高低两阶段的二级变速器中,通过实现能够学习伴随使用而变化的上述 $\mu$ -V特性的构造,不论使用环境的变化、逐年劣化等如何,都能够防止变速冲击的产生。

[0014] 用于解决课题的方案

[0015] 本公开的一个方案涉及二级变速器。本公开的一个方案的二级变速器具备行星变速机构、输入部件、输出部件、驱动马达、旋转传递状态切换装置、以及摩擦卡合装置。

[0016] 上述行星变速机构具备与上述输入部件连接的输入要素、与上述输出部件连接且能够与上述输入要素相对旋转的输出要素、以及能够与上述输入要素以及上述输出要素相对旋转的旋转要素。

[0017] 上述行星变速机构具有太阳要素、以能够进行相对于该太阳要素的相对旋转的方式支撑于上述太阳要素的周围的环要素、以能够进行相对于上述太阳要素和上述环要素的相对旋转的方式被支撑的载体要素、以及以能够向上述太阳要素和上述环要素传递转矩的方式卡合而且能够旋转地支撑于上述载体要素的多个行星要素。

[0018] 上述输入要素由上述太阳要素、上述环要素、以及上述载体要素中的任一个构成。

[0019] 上述输出要素是上述太阳要素、上述环要素、以及上述载体要素中的任一个,由与上述输入要素不同的要素构成。

[0020] 上述旋转要素由上述太阳要素、上述环要素、以及上述载体要素中除了上述输入要素以及上述输出要素以外的剩余的要素构成,

[0021] 上述驱动马达直接或者经由减速器对上述输入部件进行旋转驱动。

[0022] 上述旋转传递状态切换装置配置在上述旋转要素与使用时也不旋转的固定部分之间,切换上述旋转要素相对于该固定部分能够旋转的自由模式和不能够旋转的锁定模式,

[0023] 上述摩擦卡合装置具有以能够进行轴向的相对位移的方式被支撑的至少一张第一摩擦板以及至少一张第二摩擦板,配置在上述太阳要素、上述环要素、以及上述载体要素中的任意两个要素彼此之间,通过使上述第一摩擦板和上述第二摩擦板相互推压,从而切换为上述任意两个要素一体旋转的连接模式,而且通过释放相互推压上述第一摩擦板和上述第二摩擦板的力,从而切换为上述任意两个要素相对旋转的切断模式。

[0024] 该二级变速器具备将上述旋转传递状态切换装置设为上述自由模式而且将上述

摩擦卡合装置设为上述连接模式的第一模式、以及将上述旋转传递状态切换装置设为上述锁定模式而且将上述摩擦卡合装置设为上述切断模式的第二模式。

[0025] 该二级变速器具备如下学习功能:以满足预定的学习开始条件为条件,在上述第一模式与上述第二模式之间实施模式切换,在该模式切换中的惯性阶段中,通过基于上述驱动马达的输出转矩和上述驱动马达的输出轴的角加速度来计算上述第一摩擦板与上述第二摩擦板之间的摩擦系数,从而得到作为上述摩擦系数与上述任意两个要素的旋转数的差即旋转差的关系的 $\mu$ -V特性。

[0026] 在本公开的一个方案的二级变速器中,在执行上述学习功能时,将上述驱动马达的输出轴的旋转数设为恒定,在开始上述第一模式与上述第二模式之间的模式切换之后,以上述旋转差的每单位时间的变化量超过预定的阈值为条件,判断为上述惯性阶段开始。

[0027] 本公开的一个方案的二级变速器具备如下控制功能:在上述第一模式与上述第二模式之间切换模式时,基于根据上述学习功能得到的上述 $\mu$ -V特性,控制上述驱动马达的输出转矩以及相互推压上述第一摩擦板和上述第二摩擦板的力的大小。

[0028] 在本公开的一个方案的二级变速器中,上述摩擦卡合装置能够具备弹性施力部件、凸轮装置、以及电动致动器。

[0029] 上述弹性施力部件向相互推压上述第一摩擦板和上述第二摩擦板的方向弹性地施力。

[0030] 上述凸轮装置具有驱动凸轮、以及以能够进行相对于该驱动凸轮的相对旋转以及轴向的相对位移的方式被支撑的被驱动凸轮。上述凸轮装置基于伴随该驱动凸轮的旋转而使该被驱动凸轮向与该驱动凸轮的轴向间隔扩大的方向相对位移,向解除相互推压上述第一摩擦板和上述第二摩擦板的力的方向按压上述弹性施力部件。

[0031] 上述电动致动器具有换档马达以及换档用减速器,通过该换档马达,经由该换档用减速器对上述驱动凸轮进行旋转驱动。

[0032] 在本公开的一个方案的二级变速器中,上述摩擦卡合装置具备复位弹簧,该复位弹簧向使上述第一摩擦板与上述第二摩擦板相互分离的方向弹性地施力。

[0033] 在本公开的一个方案的二级变速器中,上述旋转传递状态切换装置具有单向离合器模式,该单向离合器模式是仅允许上述旋转要素相对于上述固定部分的预定方向的旋转、而且阻止上述旋转要素相对于上述固定部分的与上述预定方向相反方向的旋转的模式。

[0034] 该情况下,能够具备如下功能:在将上述摩擦卡合装置从上述切断模式切换为上述连接模式的期间、以及/或者将上述摩擦卡合装置从上述连接模式切换为上述切断模式的期间,将上述旋转传递状态切换装置设为上述单向离合器模式。

[0035] 本公开的一个方案涉及上述二级变速器中的、作为上述第一摩擦板和上述第二摩擦板之间的摩擦系数与上述任意两个要素的旋转数的差即旋转差的关系的 $\mu$ -V特性的学习方法。该二级变速器的 $\mu$ -V特性的学习方法以满足预定的学习开始条件为条件,在上述第一模式与上述第二模式之间实施模式切换,在该模式切换中的惯性阶段中,通过基于上述驱动马达的输出转矩和上述驱动马达的输出轴的角加速度来计算上述摩擦系数,从而得到上述 $\mu$ -V特性。

[0036] 本公开的一个方案涉及上述二级变速器的变速控制方法。该变速控制方法具备以

下步骤:

[0037] 根据上述 $\mu$ -V特性的学习方法,得到上述 $\mu$ -V特性的学习步骤;以及

[0038] 在上述第一模式与上述第二模式之间切换模式时,基于在上述学习步骤中得到的上述 $\mu$ -V特性,控制上述驱动马达的输出转矩以及相互推压上述第一摩擦板和上述第二摩擦板的力的大小的步骤。

[0039] 本公开只要不产生矛盾就能够适当组合上述的各个方案并实施。

[0040] 发明效果

[0041] 根据本公开的一个方案的二级变速器,该二级变速器的 $\mu$ -V特性的学习方法、以及该二级变速器的变速控制方法,由于能够学习伴随使用而变化的 $\mu$ -V特性,因此提供不论使用环境的变化、逐年劣化等如何,都能够防止变速冲击的产生的二级变速器。

## 附图说明

[0042] 图1是示意性地表示装入了本公开的实施方式的第一例的二级变速器的驱动系的剖视图。

[0043] 图2(a)是表示第一例的二级变速器的低减速比模式中的转矩的传递路径的图,图2(b)是表示第一例的二级变速器的高减速比模式中的转矩的传递路径的图。

[0044] 图3是第一例的二级变速器的立体图。

[0045] 图4是第一例的二级变速器的剖视图。

[0046] 图5是从第一例的二级变速器拆下行星变速机构而示出的立体图。

[0047] 图6是从第一例的二级变速器拆下行星变速机构而示出的剖视图。

[0048] 图7是第一例的二级变速器的分解立体图。

[0049] 图8是从构成第一例的二级变速器的摩擦卡合装置取出蜗杆和两个支撑轴承而示出的分解立体图。

[0050] 图9是表示从上述摩擦卡合装置取出第一摩擦板和第二摩擦板而示出的分解立体图。

[0051] 图10是图4的X部放大图。

[0052] 图11是从上述摩擦卡合装置取出驱动凸轮而示出的立体图。

[0053] 图12是从上述摩擦卡合装置取出被驱动凸轮和滚动体而示出的分解立体图。

[0054] 图13(a)是从第一例的二级变速器取出旋转部件的凸缘部和按压部件而示出的立体图,图13(b)是取出上述旋转部件的凸缘部和按压部件而示出的分解立体图。

[0055] 图14(A)~图14(D)是从径向外侧观察上述摩擦卡合装置的凸轮装置的示意图。

[0056] 图15是从轴向另一侧观察构成第一例的二级变速器的旋转传递状态切换装置的立体图。

[0057] 图16是上述旋转传递状态切换装置的分解立体图。

[0058] 图17是拆下选择板而从轴向另一侧观察上述旋转传递状态切换装置的端面图。

[0059] 图18是图17的Y部放大图。

[0060] 图19(A)是关于上述旋转传递状态切换装置的、表示自由模式中的第一卡合爪及第二卡合爪、卡合凹部、以及突起部的卡合关系的示意图,图19(B)是表示锁定模式中的上述卡合关系的示意图,图19(C)是表示单向离合器模式中的上述卡合关系的示意图。

[0061] 图20是示意性地表示第一例的二级变速器中的摩擦卡合装置的模式与旋转传递状态切换装置的模式线图。

[0062] 图21 (a) 以及图21 (b) 是表示将上述摩擦卡合装置从连接模式切换为切断模式时的、驱动凸轮的旋转角度与换档马达的输出转矩以及电流值的关系的线图,图21 (a) 是表示第一摩擦板以及第二摩擦板未磨损的新品时的情况的图,图21 (b) 是表示第一摩擦板以及第二摩擦板的磨损大幅度地进行的情况的图。

[0063] 图22是表示上述摩擦卡合装置切换为连接模式的状态的剖视图。

[0064] 图23是表示从上述摩擦卡合装置的连接模式向切断模式切换的过程中、按压部件与活塞接触的状态的剖视图。

[0065] 图24是表示上述摩擦卡合装置切换为切断模式的状态的剖视图。

[0066] 图25是表示将第一例的二级变速器从高减速比模式切换为低减速比模式时的动作的流程图。

[0067] 图26是表示将第一例的二级变速器从高减速比模式切换为低减速比模式时的各参数的时间变化的线图。

[0068] 图27是取出比较例的二级变速器的一部分而示出的剖视图。

[0069] 图28是关于比较例的二级变速器,示意性地示出第一摩擦卡合装置和第二摩擦卡合装置的连接状态和切断状态的线图。

[0070] 图29是关于第一例的变形例的二级变速器的相当于图20的图。

[0071] 图30是表示本发明的实施方式的第二例的二级变速器的示意图。

[0072] 图31是表示本发明的实施方式的第三例的二级变速器的示意图。

[0073] 图32是表示本发明的实施方式的第四例的二级变速器的示意图。

[0074] 图33是表示本发明的实施方式的第五例的二级变速器的示意图。

[0075] 图34是表示本发明的实施方式的第六例的二级变速器的示意图。

[0076] 图35是表示本发明的实施方式的第七例的二级变速器的示意图。

[0077] 图36是表示本发明的实施方式的第八例的二级变速器的示意图。

[0078] 图37是表示本发明的实施方式的第九例的二级变速器的示意图。

[0079] 图38是表示本发明的实施方式的第十例的二级变速器的示意图。

[0080] 图39是表示本发明的实施方式的第十一例的二级变速器的示意图。

[0081] 图40是表示本发明的实施方式的第十二例的二级变速器的示意图。

[0082] 图41是用于说明将变速器装入以电动马达为驱动源的驱动装置产生的效果的线图。

[0083] 图42是表示 $\mu$ -V特性的线图。

## 具体实施方式

[0084] [第一例]

[0085] 使用图1 ~ 图26对本公开的实施方式的第一例进行说明。本例的二级变速器1增大作为驱动源的驱动马达2的输出转矩、即使旋转减速或者不增大而原样传递至差动装置3。

[0086] 在图1 ~ 图2 (b) 中,为了容易理解发明,示意性地表示构成二级变速器1以及差动装置3的各要素。

[0087] 本例的二级变速器1具备驱动马达2、输入部件4、输出部件5、摩擦卡合装置7、旋转传递状态切换装置8、以及行星变速机构9。

[0088] 输入部件4由收放二级变速器1的壳体等构成,而且相对于在使用时也不旋转的固定部分10,由未图示的滚动轴承等旋转自如地支撑。在本例中,输入部件4构成为筒状(中空)。另外,输入部件4在轴向单侧(图1的右侧)的端部具有输入齿轮13,该输入齿轮13与驱动马达2的输出轴11所配备的驱动齿轮12啮合。

[0089] 输出部件5以与输入部件4同轴而且能够进行相对于输入部件4的相对旋转的方式被支撑。在本例中,输出部件5经由未图示的滚动轴承等以能够进行相对于输入部件4的相对旋转的方式支撑于筒状的输入部件4的径向内侧。另外,输出部件5在轴向单侧的端部具有输出齿轮14。输出齿轮14与配备于差动装置3的输入部的齿轮啮合。输出部件5对差动装置3的输入部进行旋转驱动。

[0090] 驱动马达2经由由驱动齿轮12和输入齿轮13构成的齿轮式的减速器对输入部件4进行旋转驱动。

[0091] 行星变速机构9具备与输入部件4连接的输入要素、与输出部件5连接且能够与上述输入要素相对旋转的输出要素、以及能够与上述输入要素及上述输出要素相对旋转的旋转要素。

[0092] 行星变速机构9具有太阳要素、以能够进行相对于该太阳要素的相对旋转的方式支撑于上述太阳要素的周围的环要素;以能够进行相对于上述太阳要素和上述环要素的相对旋转的方式支撑的载体要素;以及以能够向上述太阳要素和上述环要素传递转矩的方式卡合而且能够旋转地支撑于上述载体要素的多个行星要素。

[0093] 上述输入要素由上述太阳要素、上述环要素、以及上述载体要素中的任一个构成。

[0094] 上述输出要素是上述太阳要素、上述环要素、以及上述载体要素中的任一个,由与上述输入要素不同的要素构成。

[0095] 上述旋转要素由上述太阳要素、上述环要素、以及上述载体要素中除了上述输入要素以及上述输出要素以外的其余的要素构成。

[0096] 在本例中,行星变速机构9由使齿轮彼此啮合而成的行星齿轮机构构成。即,上述太阳要素由太阳齿轮101构成,上述环要素由环形齿轮102构成,上述载体要素由载体103构成,上述多个行星要素由多个行星齿轮104构成。因此,行星变速机构9的多个行星齿轮104分别由与太阳齿轮101和环形齿轮102双方啮合的单小齿轮式的行星齿轮机构构成。

[0097] 在实施本公开的情况下,作为行星减速机构,也能够采用双小齿轮式的行星齿轮机构。或者,作为行星变速机构,也能够由行星辊机构构成。该情况下,上述太阳要素由太阳辊构成,上述环要素由环形辊构成,上述多个行星要素由多个行星辊构成。

[0098] 在本例中,太阳齿轮101配备于旋转部件6的轴向单侧的端部。

[0099] 旋转部件6以与输入部件4以及输出部件5同轴而且能够进行相对于输入部件4以及输出部件5的相对旋转的方式被支撑。更具体而言,旋转部件6经由旋转传递状态切换装置8、构成摩擦卡合装置7的凸轮装置28、以及径向轴承38支撑为能够相对于固定部分10旋转,其中,该径向轴承38用于将构成该凸轮装置28的驱动凸轮34支撑为能够相对于旋转部件6旋转。

[0100] 旋转部件6在轴向中间部具有朝向径向外侧突出的小径凸缘部15,而且在位于比

小径凸缘部15靠轴向另一侧(图1的左侧)的部分具有朝向径向外侧突出的凸缘部16。

[0101] 凸缘部16具有:中空圆形板状的第一圆圈部18;从第一圆圈部18的径向外侧的端部朝向轴向另一侧折弯的第一圆筒部19;从第一圆筒部19的轴向另一侧的端部朝向径向外侧折弯的中空圆形板状的第二圆圈部20;以及从第二圆圈部20的径向外侧的端部朝向轴向另一侧折弯的第二圆筒部21。第一圆圈部18在径向中间部多个部位具有用于使构成摩擦卡合装置7的按压部件58的局部圆筒部63插通的局部圆弧形的通孔17。

[0102] 在本例中,旋转部件6通过在具有小径凸缘部15的轴部件22如图13(b)的左侧所示那样外嵌固定带台阶圆筒部件23而构成。即,带台阶圆筒部件23具有凸缘部16、以及从该凸缘部16的第一圆圈部18的径向内侧的端部朝向轴向另一侧折弯的小径圆筒部24。配备于小径圆筒部24的内周面的阴花键部25通过与配备于轴部件22的外周面的阳花键部花键卡合等,从而将带台阶圆筒部件23支撑固定于轴部件22。但是,通过利用压入、焊接等将带台阶圆筒部件和轴部件结合固定,也能够构成旋转部件。

[0103] 在本例中,上述旋转要素由太阳齿轮101构成。

[0104] 环形齿轮102与该太阳齿轮101同轴地配置在太阳齿轮101的周围,而且能够连接为向输入部件4传递转矩。在本例中,环形齿轮102配备于输入部件4的轴向中间部。

[0105] 在本例中,上述输入要素由环形齿轮102构成。

[0106] 载体103在径向上与该太阳齿轮101以及该环形齿轮102同轴地配置在太阳齿轮101与环形齿轮102之间,而且能够连接为向输出部件5传递转矩。

[0107] 在本例中,上述输出要素由载体103构成。

[0108] 多个行星齿轮104与太阳齿轮101和环形齿轮102啮合。多个行星齿轮104分别能够进行以自身的中心轴为中心的旋转(自转)地支撑在载体103上。

[0109] 旋转传递状态切换装置8配置在上述旋转要素(在本例中为太阳齿轮101)与使用时也不旋转的固定部分10之间,切换作为上述旋转要素的太阳齿轮101相对于该固定部分10能够旋转的自由模式和不能旋转的锁定模式。

[0110] 在本例中,如图15~图18所示,旋转传递状态切换装置8具备:相互同轴配置的第一部件71及第二部件72;以及伴随驱动凸轮34的旋转而旋转的模式选择部件73。

[0111] 第一部件71以能够传递转矩的方式与太阳齿轮101连接,第二部件72支撑固定于固定部分10。本例的旋转传递状态切换装置8除了具有自由模式和锁定模式以外,还具有单向离合器模式,该自由模式是不论第一部件71的旋转方向如何,都允许第一部件71相对于固定部分10的旋转的模式,该锁定模式是不论第一部件71的旋转方向如何,都阻止第一部件71相对于固定部分10的旋转的模式,该单向离合器模式是仅允许第一部件71的预定方向的旋转的模式。具体而言,本例的旋转传递状态切换装置8基于模式选择部件73的旋转,切换自由模式、锁定模式以及单向离合器模式。

[0112] 第一部件71在外周面具有齿轮状的凹凸部76,该齿轮状的凹凸部76在圆周方向上交替地配置卡合凹部74和凸部75而成。第一部件71在内周面具有外径侧凹凸卡合部77,该外径侧凹凸卡合部77在圆周方向上交替地配置凹部和凸部而成。第一部件71通过使外径侧凹凸卡合部77与配备于旋转部件6的第二圆筒部21的外周面的内径侧凹凸卡合部78卡合,从而支撑为相对于旋转部件6不能进行相对旋转,与旋转部件6以及太阳齿轮101一体地旋转。

[0113] 第二部件72与第一部件71同轴、而且能够进行相对于第一部件71的相对旋转地支撑于第一部件71的周围。第二部件72的内周面隔着间隙而与第一部件71的凸部75的前端面对置。第二部件72在外周面具有内径侧凹凸卡合部79,该内径侧凹凸卡合部79在圆周方向交替地配置凹部和凸部而成。第二部件72通过使内径侧凹凸卡合部79与配备于固定部分10的内周面的外径侧凹凸卡合部卡合,从而支撑为相对于固定部分10不能进行相对旋转。

[0114] 第二部件72具备:具有矩形的剖面形状的基部80;以及从基部80的轴向单侧面的径向外侧的端部朝向轴向单侧遍及整周而突出的圆筒部81。

[0115] 基部80具有在圆周方向上交替地配置的各多个(在图示的例子中为各六个)第一保持凹部82以及第二保持凹部83。

[0116] 各个第一保持凹部82向基部80的内周面和轴向另一侧面开口。第一保持凹部82具备弹簧保持部84a和台座部85a。从轴向另一侧观察时,弹簧保持部84a具有在越朝向圆周方向单侧(图17~图19的顺时针方向前侧)则越朝向径向外侧的方向上伸长的方向上配置有长轴的大致矩形的开口形状。台座部85a从轴向另一侧观察时具有大致圆形的开口形状,且与弹簧保持部84a的圆周方向另一侧(图17~图19的顺时针方向后侧)相邻地配置。

[0117] 各个第二保持凹部83向基部80的内周面和轴向另一侧面开口,具备弹簧保持部84b和台座部85b。在从轴向另一侧观察的情况下,第二保持凹部83关于包含第二部件72的中心轴的假想平面具有与第一保持凹部82对称的形状。

[0118] 旋转传递状态切换装置8为了实现自由模式、锁定模式以及单向离合器模式,在第一部件71与第二部件72之间具有第一爪部件86及第二爪部件87、以及第一爪施力部件88及第二爪施力部件89。在本例中,第一爪部件86、第二爪部件87、第一爪施力部件88、以及第二爪施力部件89的个数为多个而且为相同个数。

[0119] 各个第一爪部件86具备第一基部90和第一卡合爪91。

[0120] 第一基部90以大致圆柱状构成,在第一保持凹部82的台座部85a上支撑(枢轴支撑)为能够进行以与第二部件72的中心轴平行的枢轴为中心的摆动。

[0121] 第一卡合爪91以大致平板状构成,从第一基部90朝向圆周方向单侧伸出。第一卡合爪91使轴向另一侧部分与模式选择部件73的环状凸部92的外周面对置(卡合),而且使轴向单侧部分与第一部件71的凹凸部76对置(以能够进行相对于卡合凹部74的卡合脱离的方式卡合)。

[0122] 各个第二爪部件87具备能够摆动地支撑于第二保持凹部83的台座部85b的第二基部93、以及从第二基部93朝向圆周方向另一侧伸出的第二卡合爪94。在从轴向另一侧观察的情况下,第二爪部件87关于包含第二部件72的中心轴的假想平面,具有与第一卡合爪91对称的形状,而且与第一卡合爪91对称地配置。

[0123] 第一爪施力部件88向使第一爪部件86的第一卡合爪91与第一部件71的卡合凹部74卡合的方向弹性地施力。即,第一爪施力部件88对第一爪部件86施加第一爪部件86以第一基部90的中心轴(枢轴)为中心向图18的顺时针方向摆动的方向的作用力。具体而言,第一爪施力部件88由螺旋弹簧等弹性部件构成,以弹性地压缩的状态保持在第一保持凹部82的弹簧保持部84a的底面(朝向径向内侧的面)与第一卡合爪91的径向外侧面之间。

[0124] 由与第一爪施力部件88相同的弹性部件构成,在从轴向另一侧观察的情况下,关于包含第二部件72的中心轴的假想平面,与第一爪施力部件88对称地配置。即,第二爪施力

部件89以弹性地压缩的状态保持在第二保持凹部83的弹簧保持部84b的底面与第二卡合爪94的径向外侧面之间,向使第二爪部件87的第二卡合爪94与第一部件71的卡合凹部74卡合的方向弹性地施力。

[0125] 如图16所示,模式选择部件73具备大致圆圈板状的基部95、以及从基部95的轴向另一侧面的径向中间部朝向轴向另一侧遍及整周地突出的环状凸部92。

[0126] 基部95在轴向另一侧面中的径向中间部的圆周方向等间隔多个部位(在图示的例子中为三个部位)具有板侧卡合孔96。销部50的轴向单侧的端部无晃动地内嵌(卡合)于各个板侧卡合孔96。即,模式选择部件73与驱动凸轮34一体地(向相同方向以相同速度)旋转。

[0127] 环状凸部92在外周面的圆周方向多个部位具有朝向径向外侧突出的突出部97。即,环状凸部92在外周面上具有在圆周方向上交替地配置突出部97和凹部而成的齿轮状的凹凸部98。

[0128] 第一部件71以及第二部件72与模式选择部件73以通过盖体99以及挡圈100能够相对旋转、而且不能进行轴向的相对位移(不会在轴向上意外分离)的方式组合,构成旋转传递状态切换装置8。

[0129] 在将第一部件71配置在第二部件72的基部80的轴向单侧部分的径向内侧的状态下,通过螺纹固定将圆圈状的盖体99支撑固定于第二部件72的轴向单侧面,并使盖体99的径向内侧部分的轴向另一侧面与第一部件71的轴向单侧面对置。由此,可阻止第一部件71相对于第二部件72的向轴向单侧的位移。

[0130] 在将模式选择部件73的环状凸部92配置在第二部件72的基部80的轴向另一侧部分的径向内侧,使环状凸部92的前端面(轴向单侧面)与第一部件71的轴向另一侧面滑动接触或者接近对置,而且使基部95的径向外侧部分的轴向单侧面与第二部件72的基部80的轴向另一侧面滑动接触或者接近对置的状态下,将挡圈100卡定于第二部件72的圆筒部81的内周面的轴向另一侧的端部。由此,可阻止第一部件71以及模式选择部件73相对于第二部件72的向轴向另一侧的位移。

[0131] 旋转传递状态切换装置8构成为,通过基于模式选择部件73的旋转来切换第一爪部件86的第一卡合爪91与第一部件71的卡合凹部74的卡合状态、以及第二爪部件87的第二卡合爪94与卡合凹部74的卡合状态,从而能够切换自由模式、锁定模式以及单向离合器模式。

[0132] <自由模式>

[0133] 在自由模式下,调整模式选择部件73相对于第二部件72的圆周方向的相位,如图19(A)所示,通过突出部97,克服第一爪施力部件88的弹力朝向径向外侧抬起第一卡合爪91,而且克服第二爪施力部件89的弹力朝向径向外侧抬起第二卡合爪94。

[0134] 由此,第一部件71的卡合凹部74与第一卡合爪91以及第二卡合爪94的卡合脱落。在该状态下,不论第一部件71与第二部件72的相对旋转方向如何,都允许第一部件71相对于第二部件72的旋转。即,不论第一部件71的旋转方向如何,都允许第一部件71相对于固定部分10的旋转。

[0135] <锁定模式>

[0136] 在锁定模式下,调整模式选择部件73相对于第二部件72的圆周方向的相位,如图19(B)所示、使突出部97位于从第一爪部件86的第一卡合爪91以及第二爪部件87的第二卡

合爪94沿圆周方向偏移的部分。即,在圆周方向上,使凹凸部98中的凹部与第一卡合爪91以及第二卡合爪94的相位一致。

[0137] 由此,第一部件71的卡合凹部74与第一卡合爪91以及第二卡合爪94卡合。在该状态下,不论第一部件71与第二部件72的相对旋转方向如何,都阻止第一部件71相对于第二部件72的旋转。即,不论第一部件71的旋转方向如何,都阻止第一部件71相对于固定部分10的旋转。

[0138] <单向离合器模式>

[0139] 在单向离合器模式下,调整模式选择部件73相对于第二部件72的圆周方向的相位,如图19(C)所示,通过突出部97,仅克服第二爪施力部件89的弹力朝向径向外侧抬起第二卡合爪94。

[0140] 由此,第一部件71的卡合凹部74与第一卡合爪91卡合,而且,卡合凹部74与第二卡合爪94的卡合脱落。在该状态下,仅允许第一部件71相对于第二部件72的上述预定方向(图19(C)的顺时针方向)的旋转,而且,阻止与上述预定方向相反方向(图19(C)的逆时针方向)的旋转。

[0141] 即,若第一部件71欲相对于第二部件72向上述预定方向旋转,则通过凹凸部76的凸部75,第一卡合爪91克服第一爪施力部件88的弹力向径向外侧被抬起。其结果,允许第一部件71向上述预定方向的旋转。相对于此,在第一部件71欲相对于第二部件72向与上述预定方向相反方向旋转的情况下,通过卡合凹部74与第一卡合爪91的卡合,阻止第一部件71向与上述预定方向相反方向的旋转。总之,旋转传递状态切换装置8作为棘轮式的单向离合器而动作。

[0142] 此外,上述预定方向与输入部件4的正转方向一致。输入部件4的正转方向是指使汽车前进时的输入部件4的旋转方向。

[0143] 摩擦卡合装置7具有能够支撑轴向的相对位移的至少一张第一摩擦板30以及至少一张第二摩擦板31,配置在上述太阳要素(太阳齿轮101)、上述环要素(环形齿轮102)、以及上述载体要素(载体103)中的任意两个要素彼此之间,通过使第一摩擦板30与第二摩擦板31相互推压,从而切换为上述任意两个要素一体地旋转的连接模式,而且通过释放相互推压第一摩擦板30与第二摩擦板31的力,从而上述任意两个要素切换为相对旋转的切断模式。

[0144] 在本例中,摩擦卡合装置7配备于太阳齿轮101与环形齿轮102之间,在上述连接模式下,太阳齿轮101与环形齿轮102一体地旋转,在上述切断模式下,太阳齿轮101与环形齿轮102相对旋转。由此,在上述连接模式下,在输入部件4与旋转部件6之间传递转矩,在上述切断模式下,在输入部件4与旋转部件6之间不传递转矩。

[0145] 在本例中,摩擦卡合装置7具备摩擦卡合部26、弹性施力部件27、凸轮装置28、以及电动致动器29。

[0146] 在本例中,摩擦卡合部26由使支撑于旋转部件6的多张第一摩擦板30和支撑于输入部件4的多张第二摩擦板31交替地重合而成的多板离合器构成。

[0147] 多张第一摩擦板30以能够进行轴向位移、而且不能进行相对于第一圆筒部19的相对旋转的方式支撑于第一圆筒部19的外周面。

[0148] 多张第二摩擦板31以能够进行轴向位移、而且不能进行相对于输入部件4的相对

旋转的方式支撑于输入部件4的轴向另一侧的端部内周面。

[0149] 弹性施力部件27配备于旋转部件6与摩擦卡合部26之间,而且向相互推压第一摩擦板30和第二摩擦板31的方向弹性地施力。在本例中,弹性施力部件27具有活塞32和弹性部件33。

[0150] 活塞32以不能进行相对于旋转部件6的轴向位移的方式被支撑。在本例中,活塞32以中空圆形板状构成,而且在旋转部件6中以能够在轴向上进行相对于旋转部件6的轴向位移的方式支撑于小径凸缘部15与凸缘部16之间部分的周围。活塞32使径向外侧部分的轴向另一侧的端面与第一摩擦板30以及第二摩擦板31中位于最靠轴向单侧的第一摩擦板30或者第二摩擦板31的轴向单侧面对置。

[0151] 弹性部件33配备于旋转部件6与活塞32之间。在本例中,弹性部件33以弹性地压缩的状态夹持在旋转部件6的小径凸缘部15的轴向另一侧面与活塞32的轴向单侧面之间。即,弹性施力部件27利用弹性部件33欲弹性地恢复的力,经由活塞32朝向轴向另一侧按压最靠轴向单侧的第一摩擦板30或者第二摩擦板31,向相互推压第一摩擦板30和第二摩擦板31的方向弹性地施力。

[0152] 在本例中,弹性部件33由至少一张(在本例中为两张)碟形弹簧构成。但是,在实施本公开的情况下,弹性部件的具体的结构没有特别限定。例如,弹性部件也能够由至少一个螺旋弹簧构成。

[0153] 凸轮装置28具有驱动凸轮34、以及以能够进行相对于该驱动凸轮34的相对旋转以及轴向的相对位移的方式被支撑的被驱动凸轮35。基于伴随驱动凸轮34的旋转而被驱动凸轮35向与驱动凸轮34的轴向间隔扩大的方向相对位移,凸轮装置28向解除相互推压第一摩擦板30和第二摩擦板31的力的方向按压弹性施力部件27。

[0154] 在本例中,驱动凸轮34相对于旋转部件6以能够进行相对于该旋转部件6以及输入部件4的旋转、而且不能进行相对于旋转部件6的轴向位移的方式支撑。具体而言,如图4等所示,驱动凸轮34通过与筒状部件37、径向轴承38以及角接触球轴承39,从而相对于旋转部件6以能够进行相对于该旋转部件6的相对旋转的方式支撑。

[0155] 筒状部件37具有圆筒部40、以及从该圆筒部40的轴向另一侧的端部朝向径向外侧折弯的外向凸缘部41。筒状部件37通过螺纹固定等将外向凸缘部41支撑固定于固定部分10。

[0156] 径向轴承38具有:外嵌固定于旋转部件6的轴向另一侧的端部的内圈42;内嵌固定于筒状部件37的圆筒部40的外圈43;以及滚动自如地配置在内圈42与外圈43之间的多个滚动体44。在图示的例子中,径向轴承38由多列深槽球轴承构成,该多列深槽球轴承使用滚珠作为滚动体44。但是,径向轴承只要能够支承径向载荷和轴向载荷,则没有特别限定,例如也能够由深槽球轴承、径向角接触球轴承、或者径向圆锥滚子轴承等构成。

[0157] 角接触球轴承39具有:外嵌固定于筒状部件37的圆筒部40的内圈45;内嵌固定于驱动凸轮34的外圈46;以及滚动自如地配置在内圈45与外圈46之间的多个滚珠47。

[0158] 在本例中,驱动凸轮34在外周面具有作为斜齿轮的蜗轮齿49,而且在轴向单侧面的径向中间部的圆周方向多个部位(在图示的例子中为三个部位),具有朝向轴向单侧突出的销部50。

[0159] 被驱动凸轮35以仅能够进行轴向位移的方式配置在旋转部件6的周围。在本例中,

被驱动凸轮35具有中空圆形板形状,相对于固定部分10以能够进行轴向位移的方式支撑。在本例中,通过使配备于被驱动凸轮35的内周面的阴花键部51与配备于筒状部件37的圆筒部40的轴向单侧部分的外周面的阳花键部52花键卡合,从而相对于固定部分10以能够进行轴向位移的方式支撑被驱动凸轮35。

[0160] 但是,被驱动凸轮相对于固定部分的支撑方法只要将被驱动凸轮支撑为相对于固定部分仅能够进行轴向位移,则没有特别限定。例如,也能够通过使配备于被驱动凸轮和固定部分中的一方的凸部与配备于另一方的凹槽键卡合等,从而将被驱动凸轮支撑为相对于固定部分能够进行轴向位移。

[0161] 如图12所示,被驱动凸轮35在径向中间部的圆周方向多个部位(在图示的例子中为三个部位)具有在轴向上贯通的矩形孔53,而且具有从矩形孔53的各个径向两侧部分朝向轴向另一侧突出的大致半圆形板状的支撑板部54a、54b。支撑板部54a、54b中的径向外侧的支撑板部54a具备在径向上贯通的作为圆孔的支撑孔55,而且,径向内侧的支撑板部54b在径向外侧面具备支撑凹部56,该支撑凹部56具有圆形的开口。

[0162] 被驱动凸轮35隔着推力轴承57和按压部件58而与弹性施力部件27的活塞32对置。

[0163] 推力轴承57配备于按压部件58与被驱动凸轮35之间。推力轴承57具有:一对轨道圈59a、59b;以及滚动自如地配置在该一对轨道圈59a、59b彼此之间的多个滚动体60。一对轨道圈59a、59b中的轴向另一侧的轨道圈59b支撑固定于被驱动凸轮35。

[0164] 按压部件58具有圆筒状的基部62、以及从基部62的轴向单侧的端部的圆周方向多个部位(在图示的例子中为三个部位)朝向轴向单侧突出的局部圆筒部63。在基部62的轴向另一侧的端部,支撑固定有推力轴承57的一对轨道圈59a、59b中的轴向单侧的轨道圈59a。局部圆筒部63插通于旋转部件6的通孔17,该局部圆筒部63的前端部(轴向单侧的端部)与活塞32的轴向另一侧面的径向中间部对置。

[0165] 在本例中,在按压部件58与旋转部件6之间具备用于对该推力轴承57赋予预压的预压给与机构61。预压给与机构61以弹性地压缩的状态夹持在按压部件58与构成旋转部件6的凸缘部16的第一圆圈部18的轴向另一侧面之间。由此,如图2(b)所示,即使在克服弹性部件33的弹性恢复力而朝向轴向单侧按压活塞32的状态下,也对推力轴承57赋予预压,并且防止推力轴承57从弹性施力部件27与凸轮装置28之间脱落。

[0166] 此外,预压给与机构61的弹力比弹性部件33的弹性恢复力小。预压给与机构61例如由至少一张碟形弹簧、至少一个螺旋弹簧构成。在本例中,预压给与机构61由一个螺旋弹簧构成。

[0167] 在本例中,凸轮装置28具备多个(在本例中为三个)滚动体36、以及配备于驱动凸轮34的驱动凸轮面48,作为使驱动凸轮34与被驱动凸轮35相对位移的机构。

[0168] 如图11所示,驱动凸轮面48通过在驱动凸轮34的轴向单侧面的径向内侧部分沿圆周方向交替地配置相同个数的凹部和凸部而构成。如图14(A)~图14(D)所示,驱动凸轮面48按照第一底部48a、第一倾斜面部48b、第一平坦面部48c、第二倾斜面部48d、第二底部48e、第三倾斜面部48f、第二平坦面部48g、以及第四倾斜面部48h的顺序,反复配置滚动体36的个数次(在本例中为三次)而构成。

[0169] 驱动凸轮面48中的第一平坦面部48c以及第二平坦面部48g在轴向上位于最靠一侧、即位于凸部的前端部,而且第一底部48a以及第二底部48e在轴向上位于最靠另一侧。第

三倾斜面部48f以及第四倾斜面部48h相对于与驱动凸轮34的中心轴正交的假想平面P的倾斜角度比相对于假想平面P的第一倾斜面部48b大。

[0170] 第一倾斜面部48b的倾斜角度、第三倾斜面部48f以及第四倾斜面部48h的倾斜角度均设定为如下大小,即,滚动体36既能够以滚落的方式移动也能够以爬升的方式移动。第三倾斜面部48f和第四倾斜面部48h使倾斜方向相反、且使倾斜角度彼此相同。

[0171] 但是,也能够使第三倾斜面部48f与第四倾斜面部48h的倾斜角度相互不同。另外,也能够将第一倾斜面部48b的倾斜角度与第三倾斜面部48f以及第四倾斜面部48h的倾斜角度设为彼此相同。

[0172] 第二倾斜面部48d相对于假想平面P的倾斜角度只要滚动体36能够爬升,则能够设定为任意的大小。

[0173] 滚动体36分别具有圆筒形状,经由圆柱状的支撑轴64和多个滚子65相对于支撑板部54a、54b自转自如地支撑。即,将支撑轴64中以被驱动凸轮35的中心轴为中心的径向上的外侧的端部内嵌固定于径向外侧的支撑板部54a的支撑孔55,而且将支撑轴64中以被驱动凸轮35的中心轴为中心的径向上的内侧的端部内嵌固定于径向内侧的支撑板部54b的支撑凹部56。

[0174] 多个滚子65滚动自如地夹持在滚动体36的内周面与支撑轴64的轴向中间部外周面之间。由此,滚动体36被支撑于被驱动凸轮35,自由地进行朝向以被驱动凸轮35的中心轴为中心的放射方向的以自转轴C为中心的旋转(自转)。

[0175] 在将滚动体36支撑于被驱动凸轮35的状态下,滚动体36的轴向单侧部分配置在矩形孔53的内侧。滚动体36分别使外周面与配备于驱动凸轮34的轴向另一侧面的驱动凸轮面48滚动接触。

[0176] 在本例的二级变速器1中,通过使驱动凸轮34旋转驱动,使滚动体36从驱动凸轮面48中的第一底部48a或者第二底部48e的爬升量增减,从而使被驱动凸轮35在轴向上移动,切换摩擦卡合部26的连接状态和切断状态。

[0177] 在将摩擦卡合部26设为切断状态的情况下,如图14(B)以及图14(D)所示,使滚动体36位于驱动凸轮面48的第一平坦面部48c或者第二平坦面部48g,或者使向第一倾斜面部48b、第二倾斜面部48d、第三倾斜面部48f或者第四倾斜面部48h的爬升量增大。

[0178] 通过使被驱动凸轮35向与驱动凸轮34的轴向间隔扩大的方向即轴向单侧移动,从而经由推力轴承57和按压部件58,朝向轴向单侧按压弹性施力部件27的活塞32,弹性地压缩弹性部件33。由此,使相互推压第一摩擦板30和第二摩擦板31的力减少,最终丧失。这样,摩擦卡合部26被切断,由此摩擦卡合装置7切换为切断模式。

[0179] 相对于此,在将摩擦卡合部26设为连接状态的情况下,如图14(A)以及图14(C)所示,使滚动体36位于驱动凸轮面48的第一底部48a或者第二底部48e,或者使向第一倾斜面部48b、第二倾斜面部48d、第三倾斜面部48f、或者第四倾斜面部48h的爬升量减少。

[0180] 由此,通过使被驱动凸轮35向与驱动凸轮34的轴向间隔缩小的方向即轴向另一侧移动,从而使朝向轴向单侧按压弹性施力部件27的活塞32的力减少。若朝向轴向单侧按压活塞32的力减少,则主要通过第一摩擦板30以及弹性部件33的弹性恢复力,活塞32、推力轴承57以及按压部件58朝向轴向另一侧被按压,而且通过活塞32,最靠轴向单侧的第一摩擦板30或者第二摩擦板31朝向轴向另一侧被按压。因此,通过第一摩擦板30和第二摩擦板31

相互推压,摩擦卡合部26被连接,摩擦卡合装置7切换为连接模式。

[0181] 在本例的二级变速器1中,基于使驱动凸轮34旋转,能够使被驱动凸轮35可靠地沿轴向位移,能够高精度地进行二级变速器1的模式切换。

[0182] 在使用滚珠作为滚动体的情况下,在使驱动凸轮旋转的情况下,有可能在滚动体的表面与驱动凸轮面的滚动接触部产生滑动。在滚动体的表面与驱动凸轮面的滚动接触部产生了滑动的情况下,有可能被驱动凸轮无法沿轴向位移、或者无法充分确保被驱动凸轮相对于驱动凸轮的旋转量的轴向位移量。

[0183] 在本例的二级变速器1中,作为滚动体36,使用辊,而且将滚动体36支撑为,相对于被驱动凸轮35自由地进行朝向以该被驱动凸轮35的中心轴为中心的放射方向的以自转轴C为中心的旋转(自转)。因此,能够防止在滚动体36的外周面与驱动凸轮面48的滚动接触部产生滑动,能够基于驱动凸轮34的旋转,使被驱动凸轮35可靠地沿轴向位移。其结果,能够高精度地进行二级变速器1的模式切换。但是,作为构成凸轮装置的滚动体,也能够使用滚珠。

[0184] 在本例中,凸轮装置28通过在驱动凸轮34与被驱动凸轮35之间夹持滚动体36而构成,但在实施本公开的情况下,凸轮装置只要能够向解除相互推压第一摩擦板和第二摩擦板的力的方向按压弹性施力部件,则没有特别限定,也能够使用其它公知的任意的机构。

[0185] 例如,作为凸轮装置,能够采用:在驱动凸轮的驱动凸轮面与被驱动凸轮的被驱动凸轮面之间配置滚动体的构造;使驱动凸轮的驱动凸轮面与被驱动凸轮的被驱动凸轮面直接卡合(滑动)的构造;或者具有被驱动凸轮和驱动凸轮的构造等,其中,该被驱动凸轮在外周面具有沿圆周方向伸长、而且沿轴向变化的导向槽,该驱动凸轮具有以能够进行沿上述导向槽的位移的方式卡合的卡合凸部。

[0186] 电动致动器29具有换档马达66以及减速器67,通过换档马达66,经由减速器67对驱动凸轮34进行旋转驱动。

[0187] 在本例中,减速器67由蜗杆减速器构成。即,减速器67通过使配备在与换档马达66的输出轴连接的蜗杆68的外周面的蜗轮齿与配备在驱动凸轮34的外周面的蜗轮齿49啮合而构成。蜗杆68通过一对支撑轴承69a、69b支撑为能够相对于固定部分10旋转。

[0188] 但是,减速器67通过使配备于电动马达的输出轴的平齿轮或者伞齿轮与配备于驱动凸轮的平齿轮或者伞齿轮啮合而构成,或者也能够通过在电动马达的输出轴与驱动凸轮之间架设带或者链而构成。

[0189] 在本例中,在第一摩擦板30与第二摩擦板31之间还具备复位弹簧70,该复位弹簧70向扩大第一摩擦板30与第二摩擦板31的间隔的方向弹性地施力。复位弹簧70的弹力比弹性施力部件27的弹性部件33的弹性恢复力小。在将摩擦卡合部26设为切断状态的情况下,通过复位弹簧70的作用,第一摩擦板30与第二摩擦板31的间隔扩大,能够使摩擦卡合部26可靠地切断。

[0190] 本例的二级变速器1具备:具备将旋转传递状态切换装置8设为自由模式、而且将摩擦卡合装置7设为连接模式的第一模式;以及将旋转传递状态切换装置8设为锁定模式、而且将摩擦卡合装置7设为切断模式的第二模式。

[0191] 具体而言,通过将旋转传递状态切换装置8设为自由模式、而且将摩擦卡合装置7设为连接模式,从而若将二级变速器1切换为第一模式,则行星变速机构9成为整体一体地

旋转的胶合状态。在该状态下,输入到输入部件4的转矩不增大,而是原样传递至输出部件5。

[0192] 相对于此,通过将旋转传递状态切换装置8设为锁定模式、而且将摩擦卡合装置7设为切断模式,从而将二级变速器1切换为第二模式,则输入到输入部件4的转矩由行星变速机构9增大后传递至输出部件5。即,在本例的二级变速器1中,第一模式相当于输入部件4与输出部件5之间的减速比小的低减速比模式,而且,第二模式相当于与低减速比模式相比、减速比大的高减速比模式。

[0193] 本例的二级变速器1在从高减速比模式(第二模式)向低减速比模式(第一模式)的切换途中经由减速比切换模式。并且,本例的二级变速器1也能够切换为在输入部件4与输出部件5之间不传递转矩的空挡模式、以及锁定输出部件5的旋转的停车模式。

[0194] <低减速比模式(第一模式)>

[0195] 在将二级变速器1切换为低减速比模式时,将摩擦卡合装置7切换为连接模式,而且将旋转传递状态切换装置8切换为自由模式。

[0196] 在本例中,基于通过电动致动器29使驱动凸轮34旋转,使滚动体36位于驱动凸轮面48的第一底部48a,使被驱动凸轮35朝向与驱动凸轮34的轴向间隔缩小的方向(轴向另一侧)位移。由此,使朝向轴向单侧按压弹性施力部件27的活塞32的力丧失。

[0197] 主要通过第一摩擦板30以及弹性部件33的弹性恢复力,活塞32、推力轴承57以及按压部件58朝向轴向另一侧被按压,而且通过活塞32,最靠轴向单侧的第一摩擦板30或者第二摩擦板31朝向轴向另一侧被按压。

[0198] 由此,第一摩擦板30和第二摩擦板31相互推压,摩擦卡合部26被连接,由此摩擦卡合装置7切换为连接模式。其结果,输入部件4与旋转部件6一体地旋转,太阳齿轮101与环形齿轮102一体地旋转。

[0199] 在将摩擦卡合装置7切换为连接模式的同时,基于调整模式选择部件73相对于第二部件72的圆周方向上的相位,如图19(A)所示,通过突出部97将第一卡合爪91朝向径向外侧抬起,而且将第二卡合爪94朝向径向外侧抬起。

[0200] 由此,第一部件71的卡合凹部74与第一卡合爪91以及第二卡合爪94的卡合脱落,旋转传递状态切换装置8不论第一部件71与第二部件72的相对旋转方向如何,都切换为允许第一部件71相对于第二部件72的旋转的自由模式。其结果,允许旋转部件6相对于固定部分10的旋转,允许太阳齿轮101的旋转。

[0201] 在低减速比模式下,太阳齿轮101、环形齿轮102以及载体103的旋转方向以及旋转速度相同,行星变速机构9整体成为一体地旋转的胶合状态。因此,如图2(a)中粗线所示,输入部件4的旋转转矩按照输入部件4、载体103、以及输出部件5的顺序传递,并从输出部件5取出。

[0202] <高减速比模式(第二模式)>

[0203] 在将二级变速器1切换为高减速比模式时,将摩擦卡合装置7切换为切断模式,而且将旋转传递状态切换装置8切换为锁定模式。

[0204] 在本例中,基于通过电动致动器29使驱动凸轮34旋转,使滚动体36位于驱动凸轮面48的第一平坦面部48c,使被驱动凸轮35朝向与驱动凸轮34的轴向间隔扩大的方向(轴向单侧)位移。由此,通过经由推力轴承57和按压部件58,朝向轴向单侧按压弹性施力部件27

的活塞32,从而弹性地压缩弹性部件33,使相互推压第一摩擦板30和第二摩擦板31的力丧失。

[0205] 通过复位弹簧70的作用,第一摩擦板30与第二摩擦板31的间隔扩大,摩擦卡合部26被切断,由此摩擦卡合装置7切换为切断模式。其结果,输入部件4与旋转部件6相对旋转,太阳齿轮101与环形齿轮102能够相对旋转。

[0206] 在将摩擦卡合装置7切换为切断模式的同时,基于调整模式选择部件73相对于第二部件72的圆周方向上的相位,如图19(B)所示,使突出部97位于从第一卡合爪91以及第二卡合爪94沿圆周方向偏移的部分。

[0207] 由此,第一部件71的卡合凹部74与第一卡合爪91以及第二卡合爪94卡合,旋转传递状态切换装置8不论第一部件71与第二部件72的相对旋转方向如何,都切换为阻止第一部件71相对于第二部件72的旋转的锁定模式。其结果,阻止旋转部件6相对于固定部分10的旋转,阻止太阳齿轮101的旋转。

[0208] 在高减速比模式下,如图2(b)中粗线所示,输入部件4的旋转转矩按照输入部件4、环形齿轮102、行星齿轮104的自转运动、基于与太阳齿轮101的啮合的行星齿轮104的公转运动、载体103、以及输出部件5的顺序传递,并从输出部件5取出。高减速比模式中的输入部件4与输出部件5之间的减速比根据环形齿轮102与太阳齿轮101的齿轮比(环形齿轮102的齿数/太阳齿轮101的齿数)来决定。

[0209] 在本例的二级变速器1中,通过基于由一个电动致动器29对一个驱动凸轮34进行旋转驱动,切换摩擦卡合装置7的模式以及旋转传递状态切换装置8的模式,从而能够将输入部件4与输出部件5之间的减速比切换为高低两阶段。

[0210] 具体而言,例如,在输入到输入部件4的动力为低速而且高转矩的区域中,将二级变速器1切换为高减速比模式,在高速而且低转矩的区域中,切换为低减速比模式。因此,电动汽车、混合动力汽车仅以电动马达作为驱动源行驶时的加速性能以及高速性能是使图41的实线a中比点P靠左侧部分和虚线b中比点P靠右侧部分连续的特性,能够接近图41中虚线c所示的汽油发动机车。

[0211] 在本例的二级变速器1中,基于由电动致动器29对一个驱动凸轮34进行旋转驱动,切换摩擦卡合装置7的模式以及旋转传递状态切换装置8的模式。即,在本例的二级变速器1中,不需要用于控制离合器、制动器等摩擦卡合装置的液压系统。因此,在电动汽车、混合动力汽车中,能够简化系统降低成本,而且能够提高耗电性能。

[0212] 此外,在实施本公开的二级变速器的情况下,也能够利用不同致动器进行摩擦卡合装置的模式切换和旋转传递状态切换装置的模式切换。

[0213] 在本例中,为了防止伴随从高减速比模式向低减速比模式的切换的变速冲击的产生,控制驱动马达2的输出转矩及旋转数 $R_s$ 、以及换挡马达66的旋转数,并且将二级变速器1切换为减速比切换模式。由此,构成为,防止输出部件5的旋转转矩不连续地变化,从高减速比模式切换为低减速比模式。

[0214] <减速比切换模式>

[0215] 若从二级变速器1的高减速比模式向低减速比模式的切换开始,则首先基于调整模式选择部件73相对于第二部件72的圆周方向上的相位,如图19(C)所示,通过突出部97,仅将第二卡合爪94克服第二爪施力部件89的弹力朝向径向外侧抬起。

[0216] 由此,仅第一卡合爪91与第一部件71的卡合凹部74卡合,旋转传递状态切换装置8仅允许第一部件71相对于第二部件72的上述预定方向(图19(C)的预定方向)的旋转,而且切换为阻止与上述预定方向相反方向的旋转的单向离合器模式。

[0217] 在旋转传递状态切换装置8切换为单向离合器模式的同时、或者切换为单向离合器模式之后,开始将摩擦卡合装置7从切断模式向连接模式的切换。在摩擦卡合装置7从切断模式向连接模式的切换中,基于驱动凸轮34的旋转,滚动体36从图14(B)所示的状态向图14(A)所示的状态,沿驱动凸轮面48的第一倾斜面部48b下降。

[0218] 伴随滚动体36的从驱动凸轮面48的第一底部48a开始爬升量逐渐减少,第一摩擦板30和第二摩擦板31相互推压的力逐渐变大(摩擦卡合部26的连结力F逐渐变大)。此时,输入部件4一边使第二摩擦板31的轴向两侧面沿第一摩擦板30的轴向两侧面滑动(滑动接触)一边旋转。

[0219] 在输入部件4向正转方向的旋转过程中,若摩擦卡合部26的连结力F逐渐增大,则在与上述预定方向相反方向上施加于旋转传递状态切换装置8的第二部件72的转矩逐渐减少。此时,旋转传递状态切换装置8切换为单向离合器模式,即使在与上述预定方向相反方向上对第二部件72施加转矩,第二部件72也不旋转。在与上述预定方向相反方向上施加于第二部件72的转矩逐渐减少成为0之后,若施加于第二部件72的转矩的方向反转(向第二部件72施加上述预定方向的转矩),则在该瞬间允许第二部件72向上述预定方向的旋转。

[0220] <空挡模式>

[0221] 在将二级变速器1切换为空挡模式时,将摩擦卡合装置7切换为切断模式,而且将旋转传递状态切换装置8切换为自由模式。

[0222] 基于通过电动致动器29使驱动凸轮34旋转,使滚动体36位于驱动凸轮面48的第二平坦面部48g,使被驱动凸轮35朝向与驱动凸轮34的轴向间隔扩大的方向(轴向单侧)位移。由此,通过经由推力轴承57和按压部件58,朝向轴向单侧按压弹性施力部件27的活塞32,从而弹性地压缩弹性部件33,使相互推压第一摩擦板30和第二摩擦板31的力丧失。

[0223] 通过复位弹簧70的作用,第一摩擦板30与第二摩擦板31的间隔扩大,摩擦卡合部26被切断,从而摩擦卡合装置7切换为切断模式。其结果,输入部件4与旋转部件6相对旋转,太阳齿轮101与环形齿轮102能够相对旋转。

[0224] 在将摩擦卡合装置7切换为连接模式的同时,基于调整模式选择部件73相对于第二部件72的圆周方向上的相位,如图19(A)所示,通过突出部97,将第一卡合爪91朝向径向外侧抬起,而且将第二卡合爪94朝向径向外侧抬起。

[0225] 由此,第一部件71的卡合凹部74与第一卡合爪91以及第二卡合爪94的卡合脱落,旋转传递状态切换装置8不论第一部件71与第二部件72的相对旋转方向如何,都切换为允许第一部件71相对于第二部件72的旋转的自由模式。其结果,允许旋转部件6相对于固定部分10的旋转,允许太阳齿轮101的旋转。

[0226] 在空挡模式下,输入部件4与输出部件5相互空转,在该输入部件4与输出部件5之间不传递转矩。

[0227] <停车锁定模式>

[0228] 在将二级变速器1切换为停车锁定模式时,将摩擦卡合装置7切换为连接模式,而且将旋转传递状态切换装置8切换为锁定模式。

[0229] 基于通过电动致动器29使驱动凸轮34旋转,使滚动体36位于驱动凸轮面48的第二底部48e,使被驱动凸轮35朝向与驱动凸轮34的轴向间隔缩小的方向(轴向另一侧)位移。由此,使朝向轴向单侧按压弹性施力部件27的活塞32的力丧失。并且,主要通过第一摩擦板30以及弹性部件33的弹性恢复力,活塞32、推力轴承57以及按压部件58朝向轴向另一侧被按压,而且通过活塞32,最靠轴向单侧的第一摩擦板30或者第二摩擦板31朝向轴向另一侧被按压。

[0230] 由此,通过第一摩擦板30和第二摩擦板31相互推压,摩擦卡合部26被连接,从而摩擦卡合装置7切换为连接模式。其结果,可阻止输入部件4相对于旋转部件6的旋转,阻止环形齿轮102相对于太阳齿轮101的旋转。

[0231] 在将摩擦卡合装置7切换为连接模式的同时,基于调整模式选择部件73相对于第二部件72的圆周方向上的相位,如图19(B)所示,使突出部97位于从第一卡合爪91以及第二卡合爪94沿圆周方向偏移的部分。

[0232] 由此,第一部件71的卡合凹部74与第一卡合爪91以及第二卡合爪94卡合,旋转传递状态切换装置8不论第一部件71与第二部件72的相对旋转方向如何,都切换为阻止第一部件71相对于第二部件72的旋转的锁定模式。其结果,阻止旋转部件6相对于固定部分10的旋转,阻止太阳齿轮101的旋转。

[0233] 在停车锁定模式下,输入部件4与输出部件5的旋转被锁定。

[0234] 使用图25以及图26对在从高减速比模式向低减速比模式切换时,为了防止输出部件5的旋转转矩不连续(急剧)地变化而防止变速冲击的产生的、驱动马达2以及换档马达66的控制进行说明。以下,对从高减速比模式向低减速比模式的切换前后、将输出部件5的旋转转矩维持为大致恒定的情况的例子进行说明。

[0235] 基于车辆的行驶速度、加速器开度等的条件,若从高减速比模式向低减速比模式的切换开始,则首先通过电动致动器29对驱动凸轮34进行旋转驱动,从而将旋转传递状态切换装置8切换为单向离合器模式,而且使驱动凸轮34的旋转方向上的相位移动至离合器触摸点 $\theta_f$ (S1)。

[0236] 离合器触摸点 $\theta_f$ 是开始产生弹性施力部件27相互推压第一摩擦板30和第二摩擦板31的力的点。换言之,离合器触摸点 $\theta_f$ 是活塞32的轴向另一侧的端部与位于最靠轴向单侧的第一摩擦板30或者第二摩擦板31开始接触的点、即离合器间隙 $C_f$ (参照图24)成为0的点。在本例中,离合器触摸点 $\theta_f$ 通过后文所述的功能而预先求出。

[0237] 若驱动凸轮34的旋转方向上的相位移动至离合器触摸点 $\theta_f$ ,则转移至转矩阶段(S2)。在转矩阶段中,通过由电动致动器29以预定的旋转数(旋转速度)对驱动凸轮34进行旋转驱动,使滚动体36的从第一底部48a的爬升量减少,从而使第一摩擦板30与第二摩擦板31的推压力、即摩擦卡合部26的连结力F逐渐增大。与此同时,使驱动马达2的输出转矩逐渐增大。

[0238] 即,假设在将驱动马达2的输出转矩维持为恒定的情况下,在转矩阶段中,伴随摩擦卡合部26的连结力F的增大,向该摩擦卡合部26传递的转矩增大,因此输出部件5的旋转转矩减少。在本例的二级变速器1中,与摩擦卡合部26的连结力F的增大无关,以能够将输出部件5的旋转转矩维持为大致恒定的方式,根据摩擦卡合部26的连结力F的增大、即驱动凸轮34的旋转量,使驱动马达2的输出转矩逐渐增大。

[0239] 驱动凸轮34的旋转量与驱动马达2的输出转矩的增大量的关系通过预先实验、计算来求出。在本例中,使S2中的驱动凸轮34的旋转数比S1中的驱动凸轮34的旋转数小。但是,也能够使S2中的驱动凸轮34的旋转数与S1中的驱动凸轮34的旋转数相同、也能够比S1中的驱动凸轮34的旋转数大。

[0240] 在S2中,更具体而言,使驱动凸轮34旋转预定角度的同时,使驱动马达2的输出转矩增大与驱动凸轮34的旋转量相应的量。在接下来的S3中,判定转矩阶段是否结束。

[0241] 在转矩阶段中,伴随摩擦卡合部26的连结力F的增大,传递至摩擦卡合部26的(通过摩擦卡合部26)转矩即离合器转矩增大,在与上述预定方向相反方向上施加于旋转传递状态切换装置8的第二部件72的转矩逐渐减少。在与上述预定方向相反方向上施加于第二部件72的转矩逐渐减少而成为0之后,若施加于第二部件72的转矩的方向反转(向第二部件72施加上述预定方向的转矩),则在该瞬间允许第二部件72向上述预定方向的旋转,允许太阳齿轮101的旋转。若太阳齿轮101旋转,则驱动马达2的输出轴11的旋转数 $R_s$ 开始减少。

[0242] 在本例的二级变速器1中,在基于安装在驱动马达2的输出轴11上的旋转传感器的输出信号,判断为输出轴11的旋转数 $R_s$ 减少预定值以上的情况下,判定为转矩阶段结束。该判定基于安装在驱动马达2的输出轴11上的旋转传感器来进行。

[0243] 在判断为输出轴11的旋转数 $R_s$ 为大致恒定、即输出轴11的旋转数 $R_s$ 的减少量比预定值小、转矩阶段未结束的情况下,返回S2。

[0244] 在S3中,在判定为输出轴11的旋转数 $R_s$ 的减少量为预定值以上、转矩阶段结束的情况下,转移至惯性阶段(S4-1~S4-3)。

[0245] 在惯性阶段中,首先,使驱动马达2的输出转矩迅速减少,促进输出轴11的旋转数 $R_s$ 的进一步的减少(S4-1)。驱动马达2的输出转矩的减少量只要能够促进输出轴11的旋转数 $R_s$ 的进一步的减少,则没有特别限定。具体而言,例如,能够使驱动马达2的输出转矩为0、或者减少至负的值。

[0246] 输出轴11的旋转数 $R_s$ 开始减少后,使驱动马达2的输出转矩增大,以使输入部件4的旋转转矩成为在二级变速器1向低减速比模式的切换完成状态下、输出部件5应输出的旋转转矩即目标转矩(S4-2)。在本例中,在从高减速比模式向低减速比模式的切换前后,使输出部件5的旋转转矩大致恒定,因此使驱动马达2的输出转矩增大,直至输入部件4的旋转转矩与从高减速比模式向低减速比模式的切换开始时的输出部件5的旋转转矩相等。

[0247] 使驱动马达2的输出转矩增大的速度控制为,在惯性阶段完成前,使输入部件4的旋转转矩增大至目标转矩。在本例中,基于第一摩擦板30和第二摩擦板31之间的摩擦系数 $\mu$ 与摩擦卡合部26的输入旋转数 $R_{in}$ 和输出旋转数 $R_{out}$ 的差量(旋转差) $V$ ,控制驱动马达2的输出转矩。摩擦卡合部26的输入旋转数 $R_{in}$ 是第一摩擦板30的旋转数,在本例中与环形齿轮102的旋转数以及输入部件4的旋转数相同。另外,摩擦卡合部26的输出旋转数 $R_{out}$ 是第二摩擦板31的旋转数,在本例中与太阳齿轮101的旋转数相同。

[0248] 在本例的二级变速器1中,伴随输出轴11的旋转数 $R_s$ 的减少,输入部件4的旋转数减少,随着旋转差 $V$ 变小,使驱动马达2的输出转矩增大,在旋转差 $V$ 成为0的时刻,控制输入部件4的旋转转矩成为目标转矩。摩擦系数 $\mu$ 与旋转差 $V$ 的关系即 $\mu$ - $V$ 特性通过后文所述的功能预先求出。

[0249] 接着,在S4-3中,判定旋转差 $V$ 是否为0。在本例的二级变速器1中,若旋转差 $V$ 成为

0,摩擦卡合部26的输入旋转数 $R_{in}$ 与输出旋转数 $R_{out}$ 相等,则行星变速机构9成为胶合状态,输入部件4的旋转数与输出部件5的旋转数变得相等。

[0250] 在本例中,通过判定输入部件4的旋转数与输出部件5的旋转数是否相等,来判定旋转差 $V$ 是否为0。具体而言,判定输入部件4的旋转数与输出部件5的旋转数的差量 $\Delta R$ 是否纳入预定的范围内。该判定基于分别安装在输出轴11或者输入部件4和输出部件5上的旋转传感器的输出信号来进行。

[0251] 在判定为差量 $\Delta R$ 未纳入预定的范围内、即旋转差 $V$ 不为0的情况下,预定时间经过后,再次执行S4-3。

[0252] 在判定为差量 $\Delta R$ 纳入预定的范围内、即旋转差 $V$ 为0的情况下,判断为惯性阶段结束,转移至接下来的S5。

[0253] 在S5中,通过电动致动器29使驱动凸轮34旋转至预定的圆周方向上的相位,使滚动体36位于驱动凸轮面48的第一底部48a,使被驱动凸轮35朝向与驱动凸轮34的轴向间隔缩小的方向即轴向另一侧位移。由此,确保按压部件58的轴向单侧的端部与活塞32的轴向另一侧面之间的活塞间隙 $C_p$ 。换言之,使活塞间隙 $C_p$ 为0以上,优选比0大。

[0254] 在使滚动体36移动到第一底部48a之后,进入结束。根据以上说明,将二级变速器1从高减速比模式切换为低减速比模式。然后,通过维持驱动凸轮34的圆周方向上的相位,从而将二级变速器1维持为低减速比模式。

[0255] 在本例的二级变速器1中,通过控制驱动马达2以及换档马达66,即使在切换高减速比模式和低减速比模式时,也能够防止输出部件5的旋转转矩(急剧)地变化而防止变速冲击的产生。但是,想要防止变速冲击的产生,控制驱动马达2的输出转矩以及旋转数 $R_s$ 、以及换档马达66的旋转的时机变得重要。

[0256] 例如,尽管驱动凸轮34的旋转方向上的相位未达到离合器触摸点 $\theta_f$ ,但若转移至S2,使驱动马达2的输出转矩增大,则如图26(F)中虚线所示,有可能输出部件5的旋转转矩意外增大。

[0257] 伴随二级变速器1的使用,若第一摩擦板30以及第二摩擦板31的磨损量增大,则用于将摩擦卡合装置7切换为连接模式的、由弹性施力部件27进行的向最靠轴向单侧的第一摩擦板30或者第二摩擦板31的轴向另一侧的必要按压量增大。

[0258] 换言之,将摩擦卡合装置7切换为切断模式时的、由凸轮装置28进行的向活塞32的轴向单侧的必要按压量减少。其结果,驱动凸轮34的旋转角度 $\theta$ 与换档马达66的电流值 $A$ 的关系从图21(a)所示的状态向图21(b)所示的状态变化。即,若第一摩擦板30以及第二摩擦板31的磨损量增大,则离合器触摸点 $\theta_f$ 变小。

[0259] 图21(a)以及图21(b)是表示将摩擦卡合装置7从连接模式切换为切断模式时的、驱动凸轮34的旋转角度 $\theta$ 与换档马达66的输出转矩 $T$ 以及电流值 $A$ 的关系的线图。图21(a)表示第一摩擦板30以及第二摩擦板31未磨损的新品时的情况,图21(b)表示第一摩擦板30以及第二摩擦板31的磨损大幅度地进行的情况。

[0260] 若第一摩擦板30以及第二摩擦板31的磨损量增大,则活塞触摸点 $\theta_p$ 也变小。活塞触摸点 $\theta_p$ 是在使驱动凸轮34向将摩擦卡合部26从连接状态切换为切断状态的方向旋转的情况下,弹性施力部件27开始向解除相互推压第一摩擦板30和第二摩擦板31的力的方向被按压的点。换言之,活塞触摸点 $\theta_p$ 是在使驱动凸轮34向将摩擦卡合部26从切断状态切换为

连接状态的方向旋转的情况下,开始产生按压部件58的轴向单侧的端部与活塞32的轴向另一侧面之间的活塞间隙 $C_p$ (参照图22)的点。

[0261] 本例的二级变速器1不论第一摩擦板30以及第二摩擦板31的磨损如何,都具备用于防止变速冲击的功能。具体而言,本例的二级变速器1具备:检测活塞触摸点 $\theta_p$ 的第一功能;检测离合器触摸点 $\theta_f$ 的第二功能;以及在切换高减速比模式和低减速比模式时,基于活塞触摸点 $\theta_p$ 以及/或者离合器触摸点 $\theta_f$ 调整驱动凸轮34的旋转量的第三功能。

[0262] 从图21(a)以及图21(b)也可清楚,在摩擦卡合装置7的模式切换时,换档马达66的输出转矩 $T$ 和换档马达66的电流值 $A$ 以相同的倾向变化。本例的二级变速器1基于将摩擦卡合装置7从连接模式切换为切断模式时的换档马达66的电流值 $A$ 来检测活塞触摸点 $\theta_p$ 以及离合器触摸点 $\theta_f$ 。

[0263] 在摩擦卡合装置7切换为连接模式的状态下,凸轮装置28的滚动体36位于驱动凸轮面48的第一底部48a。在该状态下,如图22所示,在按压部件58的轴向单侧的端部与活塞32的轴向另一侧面之间存在活塞间隙 $C_p$ 。基于该活塞间隙 $C_p$ 的存在,允许活塞32的轴向另一侧的位移。因此,利用弹性部件33弹性地恢复的力,活塞32轴向另一侧被弹性地按压,利用该活塞32,朝向轴向另一侧按压最靠轴向单侧的第一摩擦板30或者第二摩擦板31,由此第一摩擦板30和第二摩擦板31相互推压。

[0264] 在将摩擦卡合装置7从连接模式切换为切断模式时,基于向换档马达66的通电,使驱动凸轮34向上述预定方向旋转,使滚动体36从第一底部48a的爬升量增大。此时,换档马达66的电流值 $A$ 除了暂时流动的起动电流以外,大致恒定(图21(a)以及图21(b)中的范围 $\alpha$ )。

[0265] 通过滚动体36从第一底部48a的爬升量增大,若使按压部件58朝向轴向单侧移动,则如图23所示,按压部件58的轴向单侧的端部与活塞32的轴向另一侧面接触。换言之,活塞间隙 $C_p$ 成为0。

[0266] 若从图23所示的状态进一步通过换档马达66使驱动凸轮34向上述预定方向旋转驱动,则活塞32通过被驱动凸轮35,经由按压部件58克服弹性部件33的弹性恢复力朝向轴向单侧被按压。在该状态下,弹性部件33的弹性恢复力的一部分经由按压部件58以及推力轴承57由凸轮装置28支撑,而且剩余部分经由摩擦卡合部26和旋转传递状态切换装置8由固定部分10支撑。

[0267] 若活塞32朝向轴向单侧被按压,则主要基于第二摩擦板31以及弹性部件33的弹性恢复力,相互推压第一摩擦板30和第二摩擦板31的力逐渐下降。即,摩擦卡合部26的连结力 $F$ 逐渐下降。

[0268] 在使摩擦卡合部26的连结力 $F$ 逐渐下降的期间,换档马达66的电流值 $A$ 以大致恒定的增加率(倾斜度)增加(图21(a)以及图21(b)中的范围 $\beta$ )。即,范围 $\beta$ 中的电流值 $A$ 的增加率比范围 $\alpha$ 中的电流值 $A$ 的增加率大。

[0269] 在本例的二级变速器1中,根据第一功能,为了将该摩擦卡合装置7从连接模式切换为切断模式,在对换档马达66开始通电后,将换档马达66的电流值 $A$ 以预定的第一阈值以上的增加率开始增大时的驱动凸轮34的旋转方向上的相位(从基准位置(例如,滚动体36位于凹部的底部的初始位置)开始的旋转角度) $\theta$ 作为活塞间隙 $C_p$ 成为0的活塞触摸点 $\theta_p$ 进行检测。第一阈值能够通过预先实验、模拟等来求出。

[0270] 电流值A的增加率是驱动凸轮34的每单位旋转角度 $\Delta\theta$ 的电流值A的增加量 $\Delta A$ 。此外,在使驱动凸轮34以恒定的旋转速度向上述预定方向旋转的情况下,也能够判定地使用每单位时间的电流值A的增加量 $\Delta A$ 。

[0271] 若摩擦卡合部26的连结力F逐渐下降,该连结力F成为0,则从该瞬间开始,如图24所示,开始在活塞32的轴向另一侧的端部与位于最靠轴向单侧的第一摩擦板30或者第二摩擦板31之间产生离合器间隙 $C_f$ 。若开始产生离合器间隙 $C_f$ ,则弹性部件33的弹性恢复力的大致全部经由按压部件58以及推力轴承57而由凸轮装置28支撑。

[0272] 这样,在开始产生离合器间隙 $C_f$ 之后,换档马达66的电流值A缓慢且对数地增加(图21(a)以及图21(b)中的范围 $\gamma$ )。即,范围 $\gamma$ 中的电流值A的增加率比范围 $\beta$ 中的电流值A的增加率小。

[0273] 在本例的二级变速器1中,根据第二功能,在将摩擦卡合装置7从连接模式切换为切断模式时,驱动凸轮34的旋转方向上的相位超过活塞触摸点 $\theta_p$ 之后,将换档马达66的电流值A的增加率在成为预定的第二阈值以下时的驱动凸轮34的旋转方向上的相位 $\theta$ 作为离合器间隙 $C_f$ 成为0的离合器触摸点 $\theta_f$ 进行检测。此外,第二阈值比第一阈值小。第二阈值能够通过预先实验、模拟等来求出。

[0274] 活塞触摸点 $\theta_p$ 以及离合器触摸点 $\theta_f$ 的检测只要搭载有二级变速器1的汽车的行驶没有故障,则能够在任意的时机实施。具体而言,例如,如在将点火开关接通之后、降档加速中、发动机制动器工作时那样,能够在将二级变速器1从低减速比模式切换为高减速比模式时等的时机实施。

[0275] 但是,欲在车辆的行驶中实施上述操作的情况下,存在无法以任意的旋转速度对驱动凸轮34进行驱动等的问题。因此,活塞触摸点 $\theta_p$ 以及离合器触摸点 $\theta_f$ 的检测优选在将点火开关接通之后等车辆停止中实施。此外,活塞触摸点 $\theta_p$ 以及离合器触摸点 $\theta_f$ 的检测在能够执行该检测的时机,既能够每次执行、也能够在从上次执行时经过了预定的时间的情况下执行。

[0276] 本例的二级变速器1在切换高减速比模式和低减速比模式时,基于根据第一功能检测出的活塞触摸点 $\theta_p$ 以及/或者根据第二功能检测出的离合器触摸点 $\theta_f$ 来调整经由减速器67由换档马达66旋转驱动的驱动凸轮34的旋转量。具体而言,例如,在从高减速比模式向低减速比模式的切换前后,在将输出部件5的旋转转矩维持为大致恒定的情况下,在S1中,作为驱动凸轮34的旋转方向上的相位的目标值,使用根据第二功能检测出的离合器触摸点 $\theta_f$ 。

[0277] 在本例的二级变速器1中,伴随第一摩擦板30以及第二摩擦板31的磨损,即使在活塞触摸点 $\theta_p$ 以及离合器触摸点 $\theta_f$ 从初始位置变化了的情况下,也能够基于修正后的活塞触摸点 $\theta_p$ 以及离合器触摸点 $\theta_f$ ,实施变速控制。因此,根据本例的二级变速器1,不论第一摩擦板30以及第二摩擦板31的磨损如何,都能够防止变速冲击的产生。

[0278] 本例的二级变速器1具有如下功能:以满足预定的学习开始条件为条件,在第一模式(在本例中,低减速比模式)与第二模式(在本例中,高减速比模式)之间实施模式切换,在该模式切换中的惯性阶段中,基于驱动马达2的输出转矩和驱动马达2的输出轴11的角加速度,计算第一摩擦板30与第二摩擦板31之间的摩擦系数,由此得到该摩擦系数与上述任意两个要素(在本例中,太阳齿轮101和环形齿轮102)的作为旋转数的差的旋转差的关系即 $\mu$ -

V特性(执行 $\mu$ -V特性的学习方法)。

[0279] 本例的二级变速器1具有如下功能:在第一模式(在本例中,低减速比模式)与第二模式(在本例中,高减速比模式)之间切换模式时,基于根据上述学习功能得到的上述 $\mu$ -V特性,控制驱动马达2的输出转矩以及相互推压第一摩擦板30和第二摩擦板31的力的大小(执行二级变速器1的变速控制方法)。

[0280] 摩擦卡合部26的 $\mu$ -V特性伴随润滑油的油温以及第一摩擦板30与第二摩擦板31的接触部(滑动部)的表面温度等的使用环境的变化、逐年劣化等而变化。本例的二级变速器1执行以满足预定的学习开始条件为条件得到摩擦卡合部26的 $\mu$ -V特性的学习功能,而且在切换高减速比模式和低减速比模式时,基于根据学习功能得到的 $\mu$ -V特性,执行控制转矩阶段中的驱动马达2的输出转矩、以及惯性阶段中的相互推压第一摩擦板30和第二摩擦板31的力的大小即摩擦卡合部26的连结力F的变速控制功能。

[0281] 在本例的二级变速器1的学习功能中,作为上述任意两个要素(在本例中,太阳齿轮101与环形齿轮102)的旋转数的差即旋转差,使用向摩擦卡合部26的输入旋转数与输出旋转数的差量(第一摩擦板30的旋转数与第二摩擦板31的旋转数的差量、旋转差)V。

[0282] 只要在搭载于二级变速器1的汽车的行驶中没有故障,能够使该二级变速器1在高减速比模式与低减速比模式之间切换模式,则学习开始条件能够设为任意的条件。例如,在汽车的行驶中,能够在使二级变速器1从高减速比模式切换为低减速比模式时、或者从低减速比模式切换为高减速比模式时等实施。

[0283] 在能够执行该学习功能的时机,能够每次执行 $\mu$ -V特性的学习功能。或者在从上次的执行时经过了预定的时间、以及/或者润滑油的油温、第一摩擦板30与第二摩擦板31的滑动接触部的表面温度、外部气温等变化预定温度以上等的使用环境发生变化等也能够包含在学习开始条件中。

[0284] 作为执行学习功能的时机,能够以满足预定的学习条件为前提,在高减速比模式与低减速比模式之间的模式切换之前、即该学习功能的执行开始后,开始该模式切换,或者在该模式切换之后、即该模式切换开始之后,执行该学习功能。

[0285] 具体而言,在上述模式切换的前后,以将输出部件5的旋转转矩以及旋转数 $R_{out}$ 维持为大致恒定的方式,执行高减速比模式与低减速比模式之间的模式切换。在从高减速比模式向低减速比模式的切换中、以及/或者从低减速比模式向高减速比模式的切换中的惯性阶段中,进行 $\mu$ -V特性的学习。以下,对在从高减速比模式向低减速模式的切换中的惯性阶段中进行 $\mu$ -V特性的学习的情况进行说明。

[0286] 从高减速比模式向低减速比模式的切换开始,驱动凸轮34的旋转方向上的相位 $\theta$ 移动至离合器触摸点 $\theta_f$ 。之后,若驱动凸轮34的旋转方向上的相位 $\theta$ 增加,则依次经过转矩阶段和惯性阶段,二级变速器1切换为低减速比模式。

[0287] 如图26所示,在转矩阶段中,旋转差V不变化,而是维持为恒定,相对于此,传递至摩擦卡合部26的(通过摩擦卡合部26)离合器转矩 $T_{c1}$ 增大。

[0288] 在惯性阶段中,离合器转矩 $T_{c1}$ 不变化,而是维持为恒定,相对于此,驱动马达2的输出轴11的旋转数 $R_s$ 开始减少。若输出轴11的旋转数 $R_s$ 减少,则输入部件4的旋转数 $R_{in}$ 减少,因此摩擦卡合部26的输入旋转数 $R_{in}$ 与输出旋转数 $R_{out}$ 的差量即旋转差V减少。

[0289] 若旋转差V开始减少,即以旋转差V的每单位时间的变化量 $dV/dt$ 超过预定的阈值

为条件,能够判断为惯性阶段开始。具体而言,在本例中,基于安装在驱动马达2的输出轴11上的旋转传感器的输出信号,在判断为该输出轴11的旋转数 $R_s$ 减少了预定值以上的情况下,判定为惯性阶段开始。

[0290] 在惯性阶段中,基于输入部件4的旋转转矩 $T_{in}$ 和输入部件4的角加速度 $d\omega_{in}/dt$ ,计算离合器转矩 $T_{cl}$ 。并且,基于离合器转矩 $T_{cl}$ 和离合器载荷 $F_{cl}$ ,计算第一摩擦板30和第二摩擦板31之间的摩擦系数 $\mu$ ,求出该摩擦系数 $\mu$ 与旋转差 $V$ 的关系即 $\mu$ - $V$ 特性。

[0291] 在本例的二级变速器1中,惯性阶段的离合器转矩 $T_{cl}$ [N·m]能够根据以下的(1)式求出。

[0292] (数学式1)

$$[0293] \quad T_{cl} = \frac{\alpha}{1+\alpha} \left\{ T_{in} - \frac{d\omega_{in}}{dt} \cdot \left( I_{in} - \frac{I_{sun}}{\alpha^2} \right) \right\} \cdot \cdot \cdot \quad (1)$$

[0294] (1)式中, $\alpha$ 表示行星变速机构9的减速比(=太阳齿轮101的齿数/环形齿轮102的齿数)。 $I_{in}$ 表示与输入部件4连接的部分的惯量(惯性力矩)。与输入部件4连接的部分不论摩擦卡合装置7的模式以及旋转传递状态切换装置8的模式如何,都是与输入部件4一体地旋转的部分。即, $I_{in}$ 是由输入部件4、环形齿轮102以及多个第一摩擦板30构成的结合体的惯量。

[0295]  $I_{sun}$ 表示与太阳齿轮101连接的部分的惯量。与太阳齿轮101连接的部分不论摩擦卡合装置7的模式以及旋转传递状态切换装置8的模式如何,都是在太阳齿轮101旋转时、与该太阳齿轮101一体地旋转,而且在太阳齿轮101不旋转时、不旋转的部分。即, $I_{sun}$ 是由旋转部件6、太阳齿轮101、多个第二摩擦板31以及第一部件71构成的结合体的惯量。

[0296] 惯性阶段的离合器转矩 $T_{cl}$ 通过以下的(2)也能够求出。

[0297] (数学式2)

$$[0298] \quad T_{cl} = \mu \times F_{cl} \times R_{cl} \cdot \cdot \cdot \quad (2)$$

[0299] (2)式中, $F_{cl}$ 表示第一摩擦板30与第二摩擦板31相互推压的力、即离合器载荷。离合器载荷 $F_{cl}$ 由于与驱动凸轮34的旋转方向相关的相位 $\theta$ 的关系,能够在工厂出货时、或者搭载了二级变速器1的汽车出货时以及/或者检查时等,通过预先实验、计算来求出。

[0300]  $R_{cl}$ 表示摩擦卡合部26的有效半径。有效半径 $R_{cl}$ 也能够设为第一摩擦板30与第二摩擦板31的滑动接触部的外径与内径的和的1/4,也可以设为第一摩擦板30与第二摩擦板31的滑动接触部的径向外侧部分的面积和径向内侧部分的面积相等的半径。

[0301] 若将(2)式变形,则得到以下的(3)式。

[0302] (数学式3)

$$[0303] \quad \mu = \frac{T_{cl}}{F_{cl} \times R_{cl}} \cdot \cdot \cdot \quad (3)$$

[0304] 并且,通过将(1)式代入(3)式,从而摩擦系数 $\mu$ 能够由以下的(4)式表示。

[0305] (数学式4)

$$[0306] \quad \mu = \frac{\alpha}{1+\alpha} \left\{ T_{in} - \frac{d\omega_{in}}{dt} \cdot \left( I_{in} - \frac{I_{sun}}{\alpha^2} \right) \right\} / (F_{cl} \times R_{cl}) \cdot \cdot \cdot \quad (4)$$

[0307] (4)式中,输入部件4的旋转转矩 $T_{in}$ 能够基于由驱动马达2产生的转矩的指示值(控制值) $T_{mot}$ 求出。即,输入部件4的旋转转矩 $T_{in}$ 能够根据以下的(5)式求出。

[0308] (数学式5)

[0309]  $T_{in} = \beta \times T_{mot} \dots (5)$

[0310] (5)式中, $\beta$ 表示驱动齿轮12与输入齿轮13之间的减速比(=输入齿轮13的齿数/驱动齿轮12的齿数)。

[0311] (4)式中,输入部件4的角加速度 $d\omega_{in}/dt$ 能够基于安装在输入部件4或者驱动马达2的输出轴11上的旋转速度传感器的输出信号求出。离合器载荷 $F_{c1}$ 能够基于在驱动凸轮34的旋转方向上的相位 $\theta$ ,根据通过预先实验、计算求出的关系来推定。

[0312] 如上所述,在惯性阶段中,能够基于输入部件4的旋转转矩 $T_{in}$ 和输入部件4的角加速度 $d\omega_{in}/dt$ 来计算离合器转矩 $T_{c1}$ ,并且,能够基于离合器转矩 $T_{c1}$ 和离合器载荷 $F_{c1}$ ,来计算第一摩擦板30与第二摩擦板31之间的摩擦系数 $\mu$ 。

[0313] 旋转差 $V$ 能够基于分别安装于输入部件4和输出部件5的旋转速度传感器的输出信号来求出。

[0314] 在本例的二级变速器1中,在从高减速比模式向低减速比模式的切换中的惯性阶段中,通过每隔预定的时间间隔,求出摩擦系数 $\mu$ 和旋转差 $V$ ,从而能够求出图42所示的 $\mu$ - $V$ 特性。 $\mu$ - $V$ 特性作为表格或者数学式,储存于未图示的控制器的存储器。

[0315] 实际上,离合器载荷 $F_{c1}$ 也因第一摩擦板30以及第二摩擦板31的磨损、弹性部件33以及复位弹簧70的劣化等的影响而逐年变化。但是,在本例的二级变速器1中,如(4)式以及(5)式所示,基于在工厂出货时、或者搭载有二级变速器1的汽车的出货时以及/或者检查时等根据预先实验、计算求出的离合器载荷 $F_{c1}$ ,求出摩擦系数 $\mu$ 。因此,能够得到也包含离合器载荷 $F_{c1}$ 的逐年变化的影响在内的 $\mu$ - $V$ 特性。

[0316] 在以上的说明中,对在从高减速比模式向低减速模式的切换中的惯性阶段中,进行 $\mu$ - $V$ 特性的学习的情况进行了说明,但 $\mu$ - $V$ 特性的学习也能够在从低减速比模式向高减速比模式的切换中的惯性阶段中进行。

[0317] 根据本例的二级变速器1的变速控制功能,能够基于根据学习功能求出的 $\mu$ - $V$ 特性,控制切换高减速比模式和低减速比模式时的、转矩阶段中的驱动马达2的输出转矩、以及惯性阶段中的摩擦卡合部26的连结力 $F$ ,从而控制输出部件5的旋转转矩。由于控制摩擦卡合部26的连结力 $F$ ,具体而言,控制换档马达66,从而控制驱动凸轮34的旋转。

[0318] 本例的二级变速器1即使在摩擦卡合部26的摩擦系数 $\mu$ 因使用环境的变化、逐年劣化等的影响而变化的情况下,也能够基于对该影响的变动量进行修正后的 $\mu$ - $V$ 特性,实施变速控制。因此,根据本例的二级变速器1,不论使用环境的变化、逐年劣化等对摩擦系数 $\mu$ 的影响如何,都能够防止变速冲击的产生。

[0319] 在本例的二级变速器1中,在从高减速比模式向低减速比模式的切换途中经由减速比切换模式,因此能够抑制伴随模式切换的变速冲击,并且能够抑制转矩损失。参照图27以及图28对其理由进行说明。

[0320] 图27表示比较例的二级变速器的一部分。比较例的二级变速器具备:第一摩擦卡合装置105,其切换输入部件4与旋转部件6的可否相对旋转、换言之切换环形齿轮102与太阳齿轮101的可否相对旋转;以及第二摩擦卡合装置106,其切换旋转部件6相对于固定部分10的可否旋转、换言之太阳齿轮101的可否旋转。即,比较例的二级变速器采用通过使第一摩擦板30与第二摩擦板31推压或分离来切换模式的第二摩擦卡合装置106,来代替本例的

二级变速器的旋转传递状态切换装置8。

[0321] 在比较例中,利用电动致动器对凸轮装置28z的驱动凸轮34z进行旋转驱动,基于第一被驱动凸轮107和第二被驱动凸轮108沿轴向位移,来切换第一摩擦卡合装置105的模式和第二摩擦卡合装置106的模式。第一被驱动凸轮107和第二被驱动凸轮108伴随驱动凸轮34z的旋转而移动至相互不同的相位(在轴向上向彼此相反的方向位移(进退))。

[0322] 在比较例的二级变速器中,如图28所示,在从减速比较大的高减速比模式向减速比较小的低减速比模式的切换中,第一摩擦卡合装置105的连结力逐渐变大,而且第二摩擦卡合装置106的连结力逐渐变小。因此,在从高减速比模式向低减速比模式的切换中,若第二摩擦卡合装置106的连结力逐渐变小而变得不充分,则太阳齿轮101被行星齿轮104的公转牵拉滑动,在旋转部件6与固定部分10之间产生转矩的损失。

[0323] 即使在比较例的二级变速器中,也伴随第一摩擦卡合装置105的连结力逐渐变大,在与上述预定方向相反的方向上施加于太阳齿轮101的转矩逐渐减少而成为0之后,施加于太阳齿轮101的转矩的方向反转。然而,在比较例的二级变速器中,在施加于太阳齿轮101的转矩的方向反转,行星齿轮104的公转方向与太阳齿轮101的旋转方向一致的瞬间,第二摩擦卡合装置106的连结力无法充分地变大。因此,太阳齿轮101相对于固定部分10被牵拉滑动,在太阳齿轮101与固定部分10之间产生转矩的损失。

[0324] 在本例的二级变速器1中,基于驱动凸轮34的旋转,为了从高减速比模式切换为低减速比模式,在将摩擦卡合装置7从切断模式向连接模式开始切换前,将旋转传递状态切换装置8设为单向离合器模式。因此,为了将摩擦卡合装置7从切断模式向连接模式切换,使摩擦卡合部26的连结力F逐渐变大,在施加于太阳齿轮101的转矩的方向反转的瞬间,能够允许太阳齿轮101向上述预定方向的旋转。因此,能够抑制伴随模式切换的变速冲击,并且抑制二级变速器1中的转矩损失。

[0325] 在摩擦卡合部26的连结力F小到在第一摩擦板30的轴向两侧面与第二摩擦板31的轴向两侧面的抵接部中不产生转矩的损失的程度的状态下,减速比切换模式下的输入部件4与输出部件5之间的减速比与高减速比模式下的减速比相同。另一方面,在摩擦卡合部26的连结力F增大到在第一摩擦板30的轴向两侧面与第二摩擦板31的轴向两侧面的抵接部不产生滑动而能够传递转矩的程度的大小的状态下,与低减速比模式下的减速比相同、即为1。

[0326] 在摩擦卡合部26的连结力F在第一摩擦板30的轴向两侧面与第二摩擦板31的轴向两侧面的抵接部中产生滑动的程度的状态下,输入部件4与输出部件5之间的减速比成为与输入转矩的大小、旋转速度等相应的值。

[0327] 在输入部件4向正转方向旋转的状态下,在从高减速比模式向减速比切换模式的切换中,在与上述预定方向相反的方向上对旋转传递状态切换装置8的第二部件72施加转矩。在此,在旋转传递状态切换装置8中,第二部件72向与上述预定方向相反的方向的旋转在从锁定模式向单向离合器模式的切换途中也被阻止。即,从高减速比模式向减速比切换模式的切换中的、输入部件4与输出部件5之间的减速比与高减速比模式下的减速比相同。

[0328] 在输入部件4向正转方向旋转的情况下,在从减速比切换模式向低减速比模式的切换中,在上述预定方向上对旋转传递状态切换装置8的第二部件72施加转矩。在此,在旋转传递状态切换装置8中,在从单向离合器模式向自由模式的切换途中也允许第二部件72

向上述预定方向的旋转。

[0329] 在输入部件4向反转方向旋转的情况下、即在搭载有本例的二级变速器1的汽车后退时,车辆基本不会以高速行驶。因此,在输入部件4向反转方向旋转的情况下,在从高减速比模式向低减速比模式切换时,如向正转方向的旋转时那样,将摩擦卡合装置7设为单向离合器模式,由此在施加于太阳齿轮101的转矩的方向反转的瞬间,缺乏切换为允许该太阳齿轮101的旋转的减速比切换模式的必要性。

[0330] 即使在输入部件4向正转方向旋转的情况下,在从低减速比模式向高减速比模式切换时,车辆主要处于减速状态。该情况下,由于不进行从输入部件4向输出部件5的动力的传递,因此缺乏将二级变速器1切换为减速比切换模式的必要性。

[0331] 根据本例的二级变速器1,能够良好地确保转矩的传递效率。对该理由进行以下说明。

[0332] 在凸轮装置28产生了按压力的状态下、即在通过被驱动凸轮35经由推力轴承57和按压部件58朝向轴向单侧按压活塞32的状态(图2(b)所示的状态)下,向推力轴承57施加朝向轴向单侧的力。另外,伴随通过被驱动凸轮35朝向轴向单侧按压活塞32的反作用力经由滚动物体36和驱动凸轮34朝向轴向另一侧施加于径向轴承38。

[0333] 构成推力轴承57的轴向单侧的轨道圈59a经由按压部件58和活塞32支撑于旋转部件6,而且轴向另一侧的轨道圈59b经由凸轮装置28、角接触球轴承39以及筒状部件37支撑于固定部分10。另外,构成径向轴承38的内圈42外嵌固定于旋转部件6,而且外圈43经由筒状部件37和角接触球轴承39支撑于凸轮装置28的驱动凸轮34。

[0334] 在本例的二级变速器1中,在凸轮装置28产生了按压力的状态下、即在活塞32朝向轴向单侧被按压、且弹性部件33的轴向尺寸弹性地缩小,解除第一摩擦板30与第二摩擦板31相互推压的力而摩擦卡合装置7被切断的状态下,旋转传递状态切换装置8成为锁定模式。在摩擦卡合装置7被切断、而且旋转传递状态切换装置8切换为锁定模式的高减速比模式中,阻止旋转部件6相对于固定部分10的相对旋转。

[0335] 在该状态下,构成推力轴承57的轴向单侧的轨道圈59a和轴向另一侧的轨道圈59b不相对旋转,而且构成径向轴承38的内圈42和外圈43不相对旋转。总之,向推力轴承57以及径向轴承38施加轴向(图2(b)的左右方向)的力,在滚动阻力变大的状态下,构成推力轴承57的轴向单侧的轨道圈59a和轴向另一侧的轨道圈59b不相对旋转,而且构成径向轴承38的内圈42和外圈43不相对旋转。因此,能够防止在推力轴承57以及径向轴承38的转矩损失的产生。

[0336] 凸轮装置28产生的按压力从被驱动凸轮35经由按压部件58以及推力轴承57、活塞32以及弹性部件33,向轴向单侧方向施加于旋转部件6。相对于此,伴随凸轮装置28产生按压力的反作用力从驱动凸轮34经由径向轴承38向轴向另一侧方向施加于旋转部件6。这样,伴随凸轮装置28产生按压力的轴向的力在旋转部件6内相互抵消(相抵)。

[0337] 在旋转传递状态切换装置8切换为自由模式、允许旋转部件6相对于固定部分10的相对旋转的状态(图2(a)所示的状态)下,摩擦卡合装置7连接,凸轮装置28不产生按压力。在该状态下,由于不向推力轴承57以及径向轴承38施加伴随凸轮装置28产生按压力的轴向(图2(a)的左右方向)的力,因此推力轴承57以及径向轴承38的滚动阻力不会陡然变大,转矩损失也不会过大。

[0338] 在本例的二级变速器1中,除了模式切换中的较短的时间以外,施加伴随凸轮装置28产生按压力的轴向的力,滚动阻力变大,在该状态下,推力轴承57以及径向轴承38不旋转。因此,能够防止推力轴承57以及径向轴承38的过大的转矩损失的产生,能够良好地确保二级变速器1的转矩的传递效率。

[0339] 但是,本公开的二级变速器也能够应用于具备旋转传递状态切换装置的构造,该旋转传递状态切换装置不具有单向离合器模式、即仅具有自由模式以及锁定模式。在这样的变形例中,在从高减速比模式切换为低减速比模式时,如图29所示,在将旋转传递状态切换装置从锁定模式切换为自由模式之后,将摩擦卡合装置从切断模式切换为连接模式。

[0340] [第二例]

[0341] 图30表示本公开的实施方式的第二例。本例的二级变速器1a从第一例的二级变速器1仅变更摩擦卡合装置7a的配置。具体而言,在本例中,摩擦卡合装置7a配置在太阳齿轮101与载体103之间。

[0342] 在本例的二级变速器1a中,通过将旋转传递状态切换装置8设为自由模式,而且将摩擦卡合装置7a设为连接模式,从而若将二级变速器1a切换为第一模式,则行星变速机构9成为整体一体地旋转的胶合状态。即,输入到输入部件4的转矩不会增大,而是原样传递至输出部件5。

[0343] 相对于此,通过将旋转传递状态切换装置8设为锁定模式、而且将摩擦卡合装置7a设为切断模式,从而若将二级变速器1a切换为第二模式,则输入到输入部件4的转矩由行星变速机构9增大后传递至输出部件5。具体而言,输入部件4的旋转转矩按照输入部件4、环形齿轮102、行星齿轮104的自转运动、基于与太阳齿轮101的啮合的行星齿轮104的公转运动、载体103、以及输出部件5的顺序传递,并从输出部件5取出。

[0344] 在本例中,第一模式相当于输入部件4与输出部件5之间的减速比小的低减速比模式,而且,第二模式相当于与低减速比模式相比、减速比大的高减速比模式。

[0345] 在本例的二级变速器1a中,也在高减速比模式与低减速比模式之间的模式切换中的惯性阶段中,通过每隔预定的时间间隔,求出摩擦系数 $\mu$ 和旋转差 $V$ ,从而求出 $\mu$ - $V$ 特性。在本例的二级变速器1a中,摩擦系数 $\mu$ 能够根据以下的(6)式求出。

[0346] (数学式6)

$$[0347] \quad \mu = \alpha \left\{ T_{in} - \frac{d\omega_{in}}{dt} \cdot \left( I_{in} - \frac{I_{sun}}{\alpha^2} \right) \right\} / (F_{cl} \times R_{cl}) \cdot \cdot \cdot \quad (6)$$

[0348] 本例的二级变速器1a也在切换高减速比模式和低减速比模式时,基于根据学习功能求出的 $\mu$ - $V$ 特性来控制转矩阶段中的驱动马达2的输出转矩、以及惯性阶段中的摩擦卡合部26的连结力 $F$ ,不论使用环境的变化、逐年劣化等对摩擦系数 $\mu$ 的影响如何,都能够防止变速冲击的产生。第二例的其它部分的结构以及作用效果与第一例相同。

[0349] [第三例]

[0350] 图31表示本公开的实施方式的第三例。本例的二级变速器1b也从第一例的二级变速器1以及第二例的二级变速器1a仅变更摩擦卡合装置7b的配置。具体而言,在本例中,摩擦卡合装置7b配置在环形齿轮102与载体103之间。

[0351] 若将本例的二级变速器1b切换为第一模式,则行星变速机构9成为胶合状态,输入到输入部件4的转矩不增大,而是原样传递至输出部件5。相对于此,若将二级变速器1b切换

为第二模式,则输入到输入部件4的转矩由行星变速机构9增大后传递至输出部件5b。

[0352] 在本例的二级变速器1b中,也在作为第二模式的高减速比模式与作为第一模式的低减速比模式之间的模式切换中的惯性阶段中,通过每隔预定的时间间隔,求出摩擦系数 $\mu$ 和旋转差 $V$ ,从而能够求出 $\mu$ - $V$ 特性。在本例的二级变速器1b中,摩擦系数 $\mu$ 能够根据以下的(7)式求出。

[0353] (数学式7)

$$[0354] \quad \mu = \left\{ T_{in} - \frac{d\omega_{in}}{dt} \cdot \left( I_{in} - \frac{I_{sun}}{\alpha^2} \right) \right\} / (Fcl \times Rcl) \cdots (7)$$

[0355] 第三例的其它部分的结构以及作用效果与第一例以及第二例相同。

[0356] [第四例]

[0357] 图32表示本公开的实施方式的第四例。在本例的二级变速器1c中,输入部件4a以能够进行转矩传递的方式与行星变速机构9的太阳齿轮101连接,而且输出部件5a以能够进行转矩传递的方式与载体103连接。摩擦卡合装置7c配置在太阳齿轮101与载体103之间,而且旋转传递状态切换装置8a配置在固定部分10与环形齿轮102之间。

[0358] 本例的二级变速器1c通过将旋转传递状态切换装置8设为自由模式、而且将摩擦卡合装置7c设为连接模式,从而若将二级变速器1c切换为第一模式,则行星变速机构9成为胶合状态。即,输入到输入部件4a的转矩原样传递至输出部件5a。

[0359] 通过将旋转传递状态切换装置8a设为锁定模式、而且将摩擦卡合装置7c设为切断模式,从而若将二级变速器1c切换为第二模式,则输入到输入部件4a的转矩由行星变速机构9增大后传递至输出部件5a。具体而言,输入部件4a的旋转转矩按照输入部件4a、太阳齿轮101、行星齿轮104的自转运动、基于与环形齿轮102的啮合的行星齿轮104的公转运动、载体103、以及输出部件5a的顺序传递,并从输出部件5a取出。

[0360] 在本例的二级变速器1c中,也在从作为第二模式的高减速比模式向作为第一模式的低减速比模式的切换中的惯性阶段中,通过每隔预定的时间间隔,求出摩擦系数 $\mu$ 和旋转差 $V$ ,从而能够求出 $\mu$ - $V$ 特性。在本例的二级变速器1c中,摩擦系数 $\mu$ 能够根据以下的(8)式求出。

[0361] (数学式8)

$$[0362] \quad \mu = \left\{ T_{in} - \frac{d\omega_{in}}{dt} (I_{in} - I_{ring} \cdot \alpha^2) \right\} / (Fcl \times Rcl) \cdots (8)$$

[0363] (8)式中的 $I_{ring}$ 表示与环形齿轮102连接的部分的惯量。与环形齿轮102连接的部分不论摩擦卡合装置7c的模式以及旋转传递状态切换装置8a的模式如何,都是在环形齿轮102旋转时、与该环形齿轮102一体地旋转,而且在环形齿轮102不旋转时、不旋转的部分。第四例的其它部分的结构以及作用效果与第一例相同。

[0364] [第五例]

[0365] 图33表示本公开的实施方式的第五例。本例的二级变速器1d从第四例的二级变速器1c仅变更摩擦卡合装置7d的配置。具体而言,在本例中,摩擦卡合装置7d配置在环形齿轮102与载体103之间。

[0366] 在本例的二级变速器1d中,也在作为第二模式的高减速比模式与作为第一模式的低减速比模式之间的模式切换中的惯性阶段中,通过每隔预定的时间间隔,求出摩擦系数 $\mu$

和旋转差V,从而能够求出 $\mu$ -V特性。在本例的二级变速器1d中,摩擦系数 $\mu$ 能够根据以下的(9)式求出。

[0367] (数学式9)

$$[0368] \quad \mu = \frac{1}{\alpha} \left\{ T_{in} - \frac{d\omega_{in}}{dt} (I_{in} - I_{ring} \cdot \alpha^2) \right\} / (Fcl \times Rcl) \cdot \cdot \cdot (9)$$

[0369] 第五例的其它部分的结构以及作用效果与第一例以及第四例相同。

[0370] [第六例]

[0371] 图34表示本公开的实施方式的第六例。在本例的二级变速器1e中,从第四例的二级变速器1c以及第五例的二级变速器1d仅变更摩擦卡合装置7e的配置。具体而言,在本例中,摩擦卡合装置7e配置在太阳齿轮101与环形齿轮102之间。

[0372] 在本例的二级变速器1e中,也在作为第二模式的高减速比模式与作为第一模式的低减速比模式之间的模式切换中的惯性阶段中,通过每隔预定的时间间隔,求出摩擦系数 $\mu$ 和旋转差V,从而能够求出 $\mu$ -V特性。在本例的二级变速器1e中,摩擦系数 $\mu$ 能够根据以下的(10)式求出。

[0373] (数学式10)

$$[0374] \quad \mu = \frac{1}{1+\alpha} \left\{ T_{in} - \frac{d\omega_{in}}{dt} (I_{in} - I_{ring} \cdot \alpha^2) \right\} / (Fcl \times Rcl) \cdot \cdot \cdot (10)$$

[0375] 第六例的其它部分的结构以及作用效果与第一例以及第四例相同。

[0376] [第七例]

[0377] 图35表示本公开的实施方式的第七例。在本例的二级变速器1f中,行星变速机构9a由双小齿轮式的行星齿轮机构构成。即,行星变速机构9a具备与太阳齿轮101a啮合的内径侧的多个行星齿轮104a、以及与环形齿轮102a啮合的外径侧的多个行星齿轮104b,使内径侧的行星齿轮104a与外径侧的行星齿轮104b相互啮合,而且能够旋转地支撑于载体103a。

[0378] 在本例中,输入部件4b以能够传递转矩的方式与载体103a连接,而且输出部件5b以能够传递转矩的方式与环形齿轮102a连接。摩擦卡合装置7f配置在太阳齿轮101a与载体103a之间,而且,旋转传递状态切换装置8b配置在固定部分10与太阳齿轮101a之间。

[0379] 本例的二级变速器1f通过将旋转传递状态切换装置8b设为自由模式、而且将摩擦卡合装置7f设为连接模式,从而若将二级变速器1f切换为第一模式,则行星变速机构9a成为胶合状态。即,输入到输入部件4b的转矩原样传递至输出部件5b。

[0380] 通过将旋转传递状态切换装置8b设为锁定模式、而且将摩擦卡合装置7f设为切断模式,从而若将二级变速器1f切换为第二模式,则输入到输入部件4b的转矩由行星变速机构9a增大后传递至输出部件5b。具体而言,输入部件4b的旋转转矩按照输入部件4b、载体103a、行星齿轮104a、104b的公转运动、基于与太阳齿轮101a的啮合的内径侧的行星齿轮104a的自转运动、外径侧的行星齿轮104b的自转运动、环形齿轮102a、以及输出部件5b的顺序传递,并从输出部件5b取出。

[0381] 在本例的二级变速器1f中,也在作为第二模式的高减速比模式与作为第一模式的低减速比模式之间的模式切换中的惯性阶段中,通过每隔预定的时间间隔,求出摩擦系数 $\mu$ 和旋转差V,从而能够求出 $\mu$ -V特性。在本例的二级变速器1f中,摩擦系数 $\mu$ 能够根据以下的(11)式求出。

[0382] (数学式11)

$$[0383] \quad \mu = \alpha \left\{ T_{in} - \frac{d\omega_{in}}{dt} \cdot \left( I_{in} - \frac{(1-\alpha)^2}{\alpha^2} \cdot I_{sun} \right) \right\} / (F_{cl} \times R_{cl}) \cdot \cdot \cdot (11)$$

[0384] 第七例的其它部分的结构以及作用效果与第一例相同。

[0385] [第八例]

[0386] 图36表示本公开的实施方式的第八例。本例的二级变速器1g从第七例的二级变速器1f仅变更摩擦卡合装置7g的配置。具体而言,在本例中,摩擦卡合装置7g配置在环形齿轮102a与载体103a之间。

[0387] 在本例的二级变速器1g中,也在作为第二模式的高减速比模式与作为第一模式的低减速比模式之间的模式切换中的惯性阶段中,通过每隔预定的时间间隔,求出摩擦系数 $\mu$ 和旋转差 $V$ ,从而能够求出 $\mu$ - $V$ 特性。在本例的二级变速器1g中,摩擦系数 $\mu$ 能够根据以下的(12)式求出。

[0388] (数学式12)

$$[0389] \quad \mu = \left\{ T_{in} - \frac{d\omega_{in}}{dt} \cdot \left( I_{in} - \frac{(1-\alpha)^2}{\alpha^2} \cdot I_{sun} \right) \right\} / (F_{cl} \times R_{cl}) \cdot \cdot \cdot (12)$$

[0390] 第八例的其它部分的结构以及作用效果与第一例以及第七例相同。

[0391] [第九例]

[0392] 图37表示本公开的实施方式的第九例。本例的二级变速器1h从第七例的二级变速器1f以及第八例的二级变速器1g仅变更摩擦卡合装置7h的配置。具体而言,在本例中,摩擦卡合装置7h配置在太阳齿轮101a与环形齿轮102a之间。

[0393] 在本例的二级变速器1h中,也在作为第二模式的高减速比模式与作为第一模式的低减速比模式之间的模式切换中的惯性阶段中,通过每隔预定的时间间隔,求出摩擦系数 $\mu$ 和旋转差 $V$ ,从而能够求出 $\mu$ - $V$ 特性。在本例的二级变速器1h中,摩擦系数 $\mu$ 能够根据以下的(13)式求出。

[0394] (数学式13)

$$[0395] \quad \mu = \frac{\alpha}{1-\alpha} \left\{ T_{in} - \frac{d\omega_{in}}{dt} \cdot \left( I_{in} - \frac{(1-\alpha)^2}{\alpha^2} \cdot I_{sun} \right) \right\} / (F_{cl} \times R_{cl}) \cdot \cdot \cdot (13)$$

[0396] 第九例的其它部分的结构以及作用效果与第一例以及第七例相同。

[0397] [第十例]

[0398] 图38表示本公开的实施方式的第十例。在本例的二级变速器1i中,输入部件4c以能够传递转矩的方式与行星变速机构9a的太阳齿轮101a连接,而且,输出部件5c以能够传递转矩的方式与环形齿轮102a连接。摩擦卡合装置7i配置在太阳齿轮101a与载体103a之间,而且,旋转传递状态切换装置8c配置在固定部分10与载体103a之间。

[0399] 本例的二级变速器1i通过将旋转传递状态切换装置8c设为自由模式、而且将摩擦卡合装置7i设为连接模式,从而若将二级变速器1i切换为第一模式,则行星变速机构9a成为胶合状态。即,输入到输入部件4c的转矩原样传递至输出部件5c。

[0400] 相对于此,通过将旋转传递状态切换装置8c设为锁定模式、而且将摩擦卡合装置7i设为切断模式,从而若将二级变速器1i切换为第二模式,则输入到输入部件4c的转矩由行星变速机构9a增大后传递至输出部件5c。具体而言,输入部件4c的旋转转矩按照输入部件4c、太阳齿轮101a、内径侧的行星齿轮104a的自转运动、外径侧的行星齿轮104b的自转运

动、环形齿轮102a、以及输出部件5c的顺序传递,并从输出部件5c取出。

[0401] 在本例的二级变速器1i中,也在作为第二模式的高减速比模式与作为第一模式的低减速比模式之间的模式切换中的惯性阶段中,通过每隔预定的时间间隔,求出摩擦系数 $\mu$ 和旋转差 $V$ ,从而能够求出 $\mu$ - $V$ 特性。在本例的二级变速器1i中,摩擦系数 $\mu$ 能够根据以下的(14)式求出。

[0402] (数学式14)

$$[0403] \quad \mu = (1 - \alpha) \left\{ T_{in} - \frac{d\omega_{in}}{dt} \cdot \left( I_{in} - \frac{\alpha^2}{(1-\alpha)^2} \cdot I_{carrier} \right) \right\} / (Fcl \times Rcl) \cdots (14)$$

[0404] (14)式中的 $I_{carrier}$ 表示与载体103a连接的部分的惯量。与载体103a连接的部分不论摩擦卡合装置7i的模式以及旋转传递状态切换装置8c的模式如何,都是在载体103a旋转时、与该载体103a一体地旋转,而且在载体103a不旋转时、不旋转的部分。第十例的其它部分的结构以及作用效果与第一例以及第七例相同。

[0405] [第十一例]

[0406] 图39表示本公开的实施方式的第十一例。本例的二级变速器1j从第十例的二级变速器1i仅变更摩擦卡合装置7j的配置。具体而言,在本例中,摩擦卡合装置7j配置在环形齿轮102a与载体103a之间。

[0407] 在本例的二级变速器1j中,也在作为第二模式的高减速比模式与作为第一模式的低减速比模式之间的模式切换中的惯性阶段中,通过每隔预定的时间间隔,求出摩擦系数 $\mu$ 和旋转差 $V$ ,从而能够求出 $\mu$ - $V$ 特性。在本例的二级变速器1j中,摩擦系数 $\mu$ 能够根据以下的(15)式求出。

[0408] (数学式15)

$$[0409] \quad \mu = \frac{1-\alpha}{\alpha} \left\{ T_{in} - \frac{d\omega_{in}}{dt} \cdot \left( I_{in} - \frac{\alpha^2}{(1-\alpha)^2} \cdot I_{carrier} \right) \right\} / (Fcl \times Rcl) \cdots (15)$$

[0410] 第十一例的其它部分的结构以及作用效果与第一例以及第十例相同。

[0411] [第十二例]

[0412] 图40表示本公开的实施方式的第十二例。本例的二级变速器1k从第十例的二级变速器1i以及第十一例的二级变速器1j仅变更摩擦卡合装置7k的配置。具体而言,在本例中,摩擦卡合装置7k配置在太阳齿轮101a与环形齿轮102a之间。

[0413] 在本例的二级变速器1k中,也在作为第二模式的高减速比模式与作为第一模式的低减速比模式之间的模式切换中的惯性阶段中,通过每隔预定的时间间隔,求出摩擦系数 $\mu$ 和旋转差 $V$ ,从而能够求出 $\mu$ - $V$ 特性。在本例的二级变速器1k中,摩擦系数 $\mu$ 能够根据以下的(16)式求出。

[0414] (数学式16)

$$[0415] \quad \mu = \left\{ T_{in} - \frac{d\omega_{in}}{dt} \cdot \left( I_{in} - \frac{\alpha^2}{(1-\alpha)^2} \cdot I_{carrier} \right) \right\} / (Fcl \times Rcl) \cdots (16)$$

[0416] 第十二例的其它部分的结构以及作用效果与第一例以及第十例相同。

[0417] 符号说明

[0418] 1、1a~1k—二级变速器,2—驱动马达,3—差动装置,4、4a~4c—输入部件,5、5a~5c—输出部件,6—旋转部件,7、7a~7k—摩擦卡合装置,8、8a~8c—旋转传递状态切换装置,9、9a—行星变速机构,10—固定部分,11—输出轴,12—驱动齿轮,13—输入齿轮,

14—输出齿轮,15—小径凸缘部,16—凸缘部,17—通孔,18—第一圆圈部,19—第一圆筒部,20—第二圆圈部,21—第二圆筒部,22—轴部件,23—带台阶圆筒部件,24—小径圆筒部,25—阴花键部,26—摩擦卡合部,27—弹性施力部件,28、28z—凸轮装置,29—电动致动器,30—第一摩擦板,31—第二摩擦板,32—活塞,33—弹性部件,34、34z—驱动凸轮,35—被驱动凸轮,36—滚动体,37—筒状部件,38—径向轴承,39—角接触球轴承,40—圆筒部,41—外向凸缘部,42—内圈,43—外圈,44—滚动体,45—内圈,46—外圈,47—滚珠,48—驱动凸轮面,48a—第一底部,48b—第一倾斜面部,48c—第一平坦面部,48d—第二倾斜面部,48e—第二底部,48f—第三倾斜面部,48g—第二平坦面部,48h—第四倾斜面部,49—蜗轮齿,50—销部,51—阴花键部,52—阳花键部,53—矩形孔,54a、54b—支撑板部,55—支撑孔,56—支撑凹部,57—推力轴承,58—按压部件,59a、59b—轨道圈,60—滚动体,61—预压给与机构,62—基部,63—局部圆筒部,64—支撑轴,65—滚子,66—换档马达,67—减速器,68—蜗杆,69a、69b—支撑轴承,70—复位弹簧,71—第一部件,72—第二部件,73—模式选择部件,74—卡合凹部,75—凸部,76—凹凸部,77—外径侧凹凸卡合部,78—内径侧凹凸卡合部,79—内径侧凹凸卡合部,80—基部,81—圆筒部,82—第一保持凹部,83—第二保持凹部,84a、84b—弹簧保持部,85a、85b—台座部,86—第一爪部件,87—第二爪部件,88—第一爪施力部件,89—第二爪施力部件,90—第一基部,91—第一卡合爪,92—环状凸部,93—第二基部,94—第二卡合爪,95—基部,96—板侧卡合孔,97—突出部,98—凹凸部,99—盖体,100—挡圈,101、101a—太阳齿轮,102、102a—环形齿轮,103、103a—载体,104、104a、104b—行星齿轮,105—第一摩擦卡合装置,106—第二摩擦卡合装置,107—第一被驱动凸轮,108—第二被驱动凸轮。

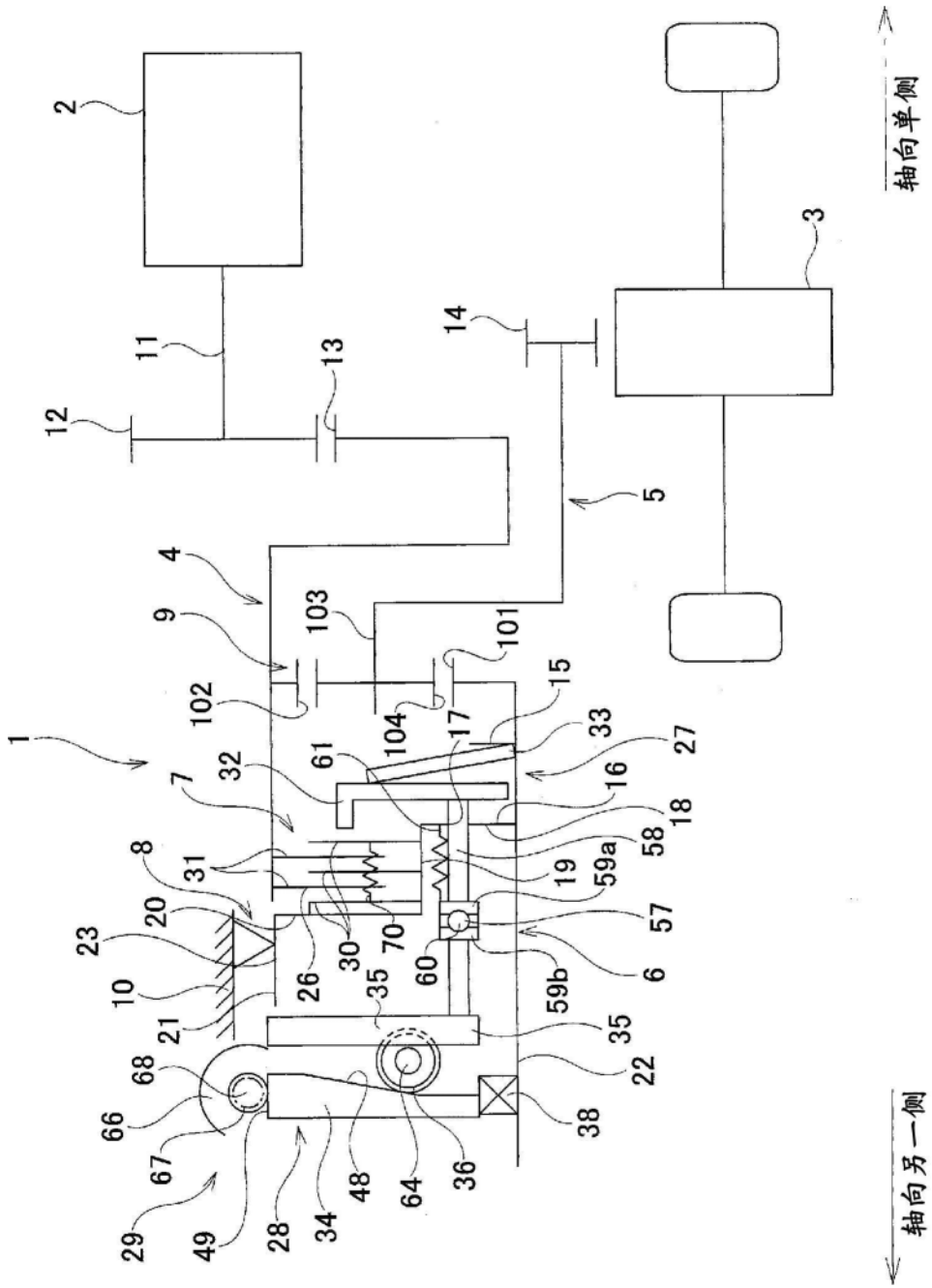


图1

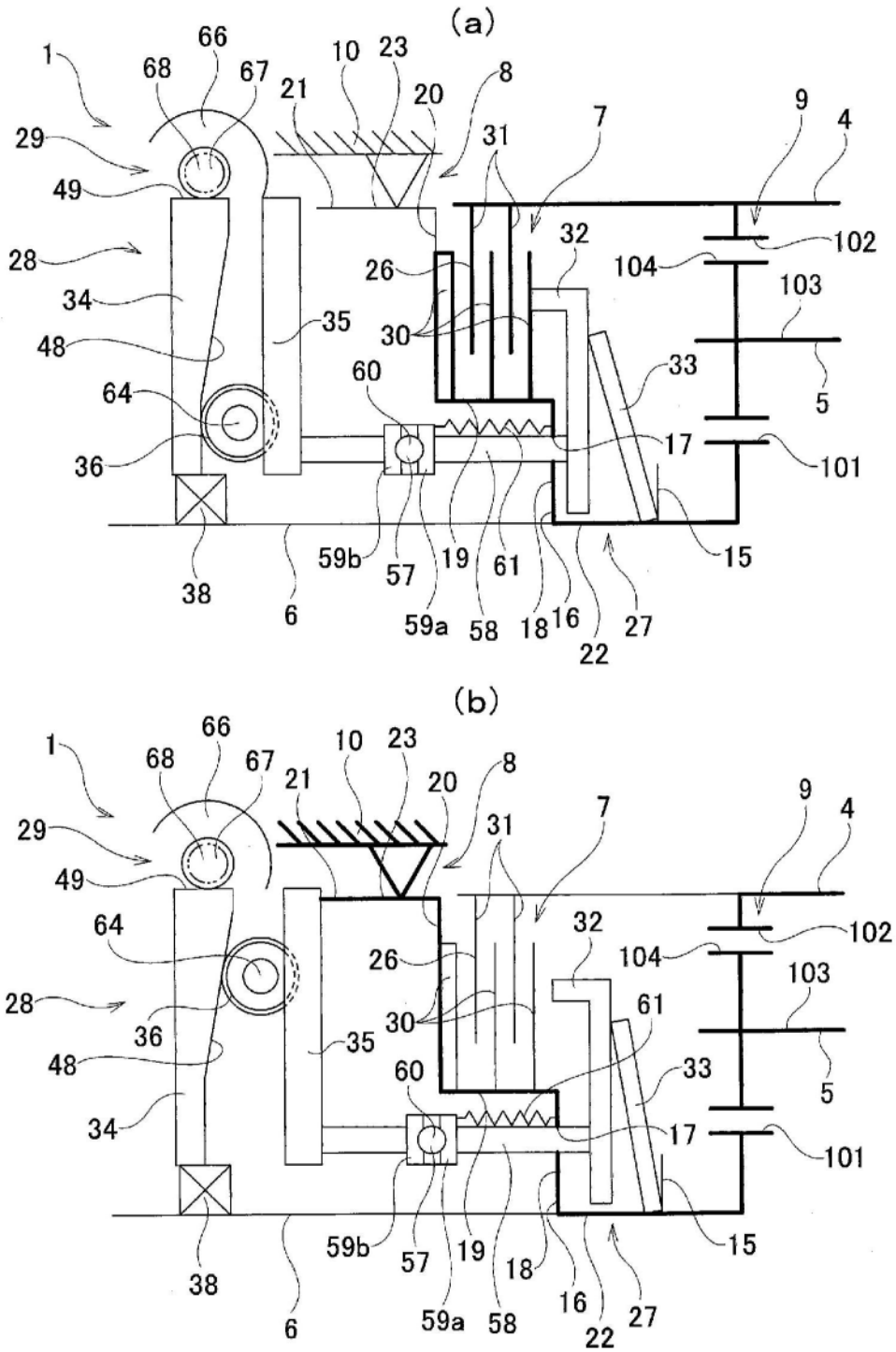


图2

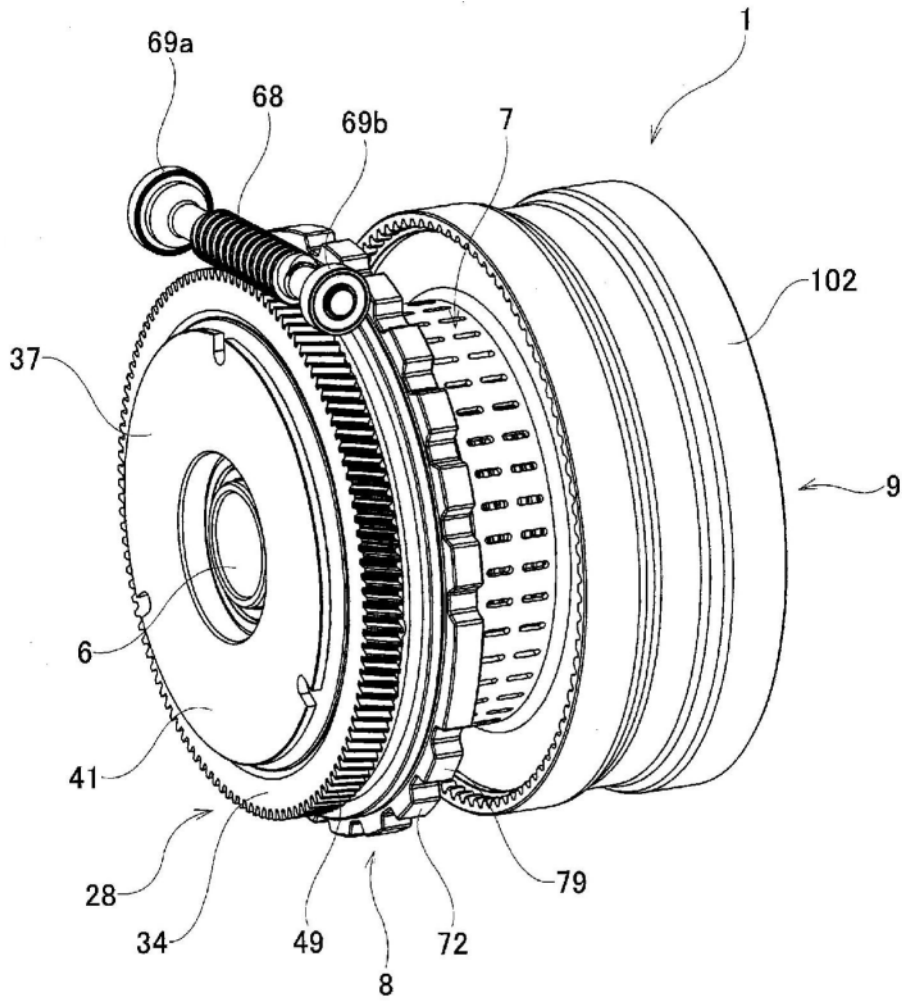


图3

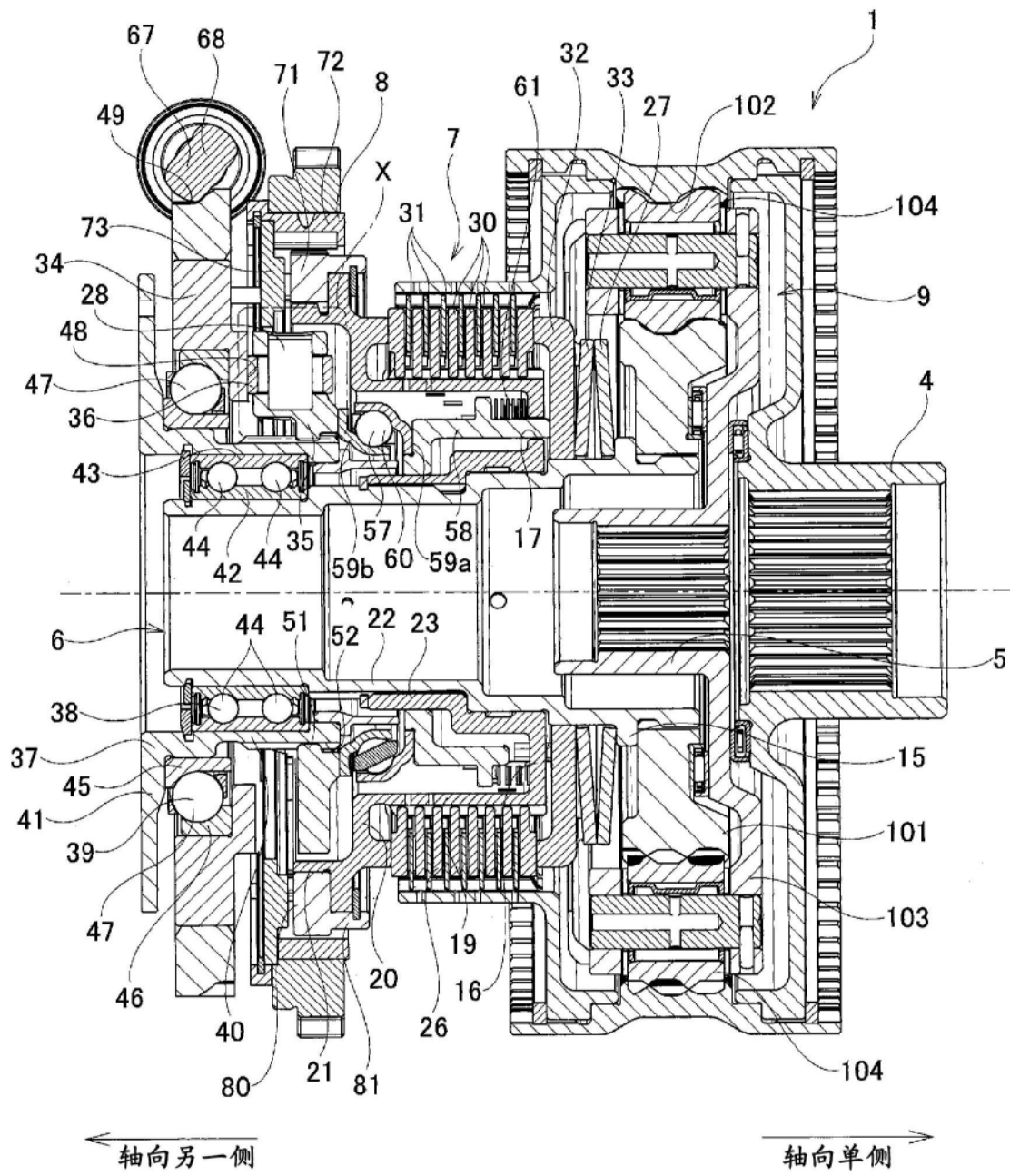


图4

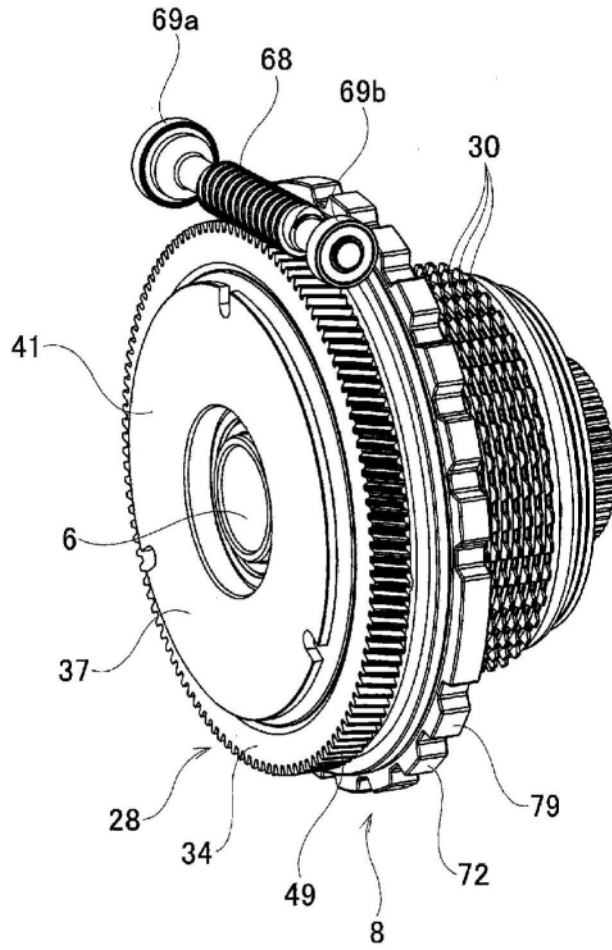


图5

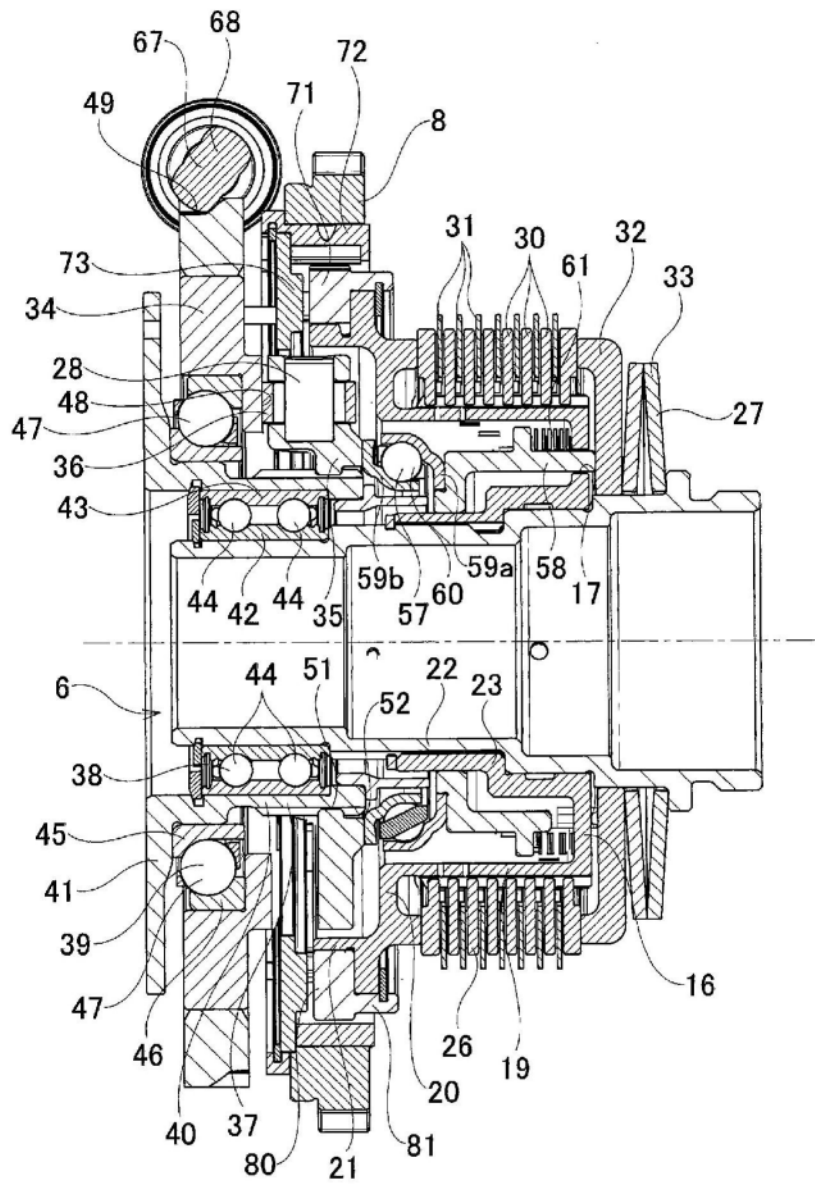


图6

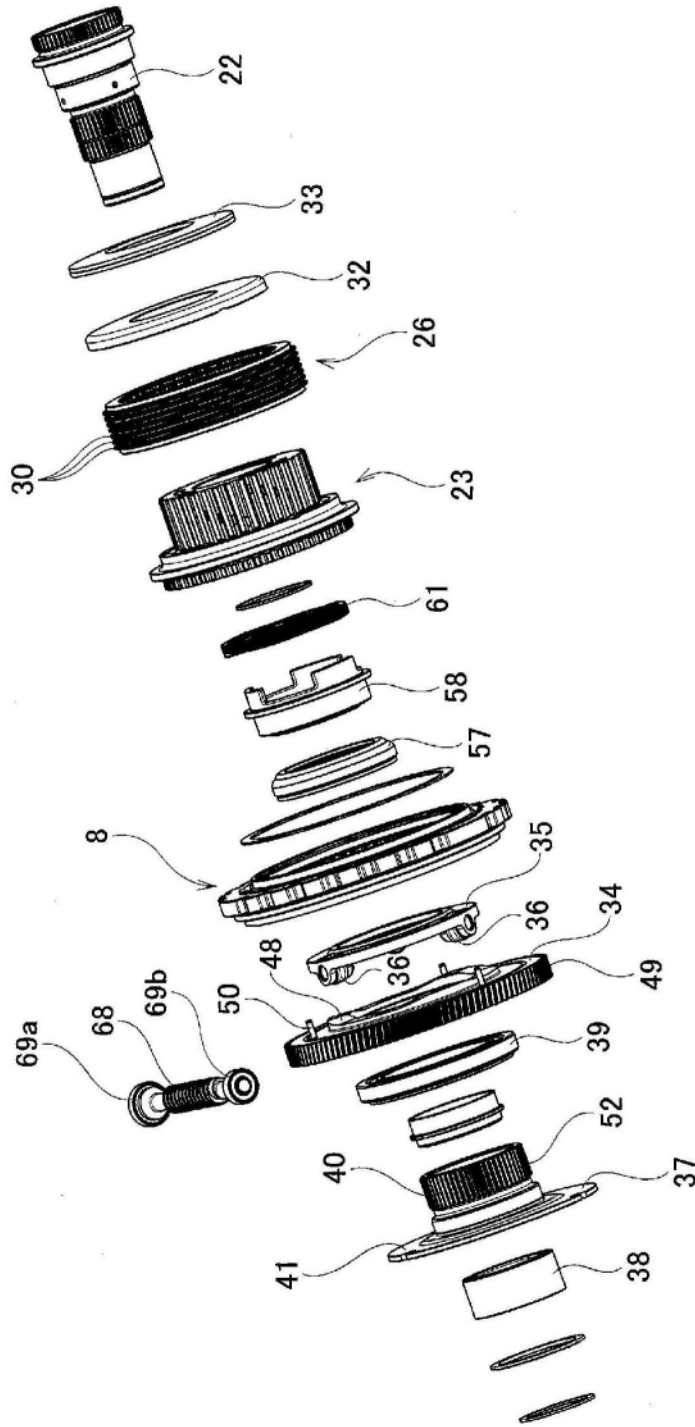


图7

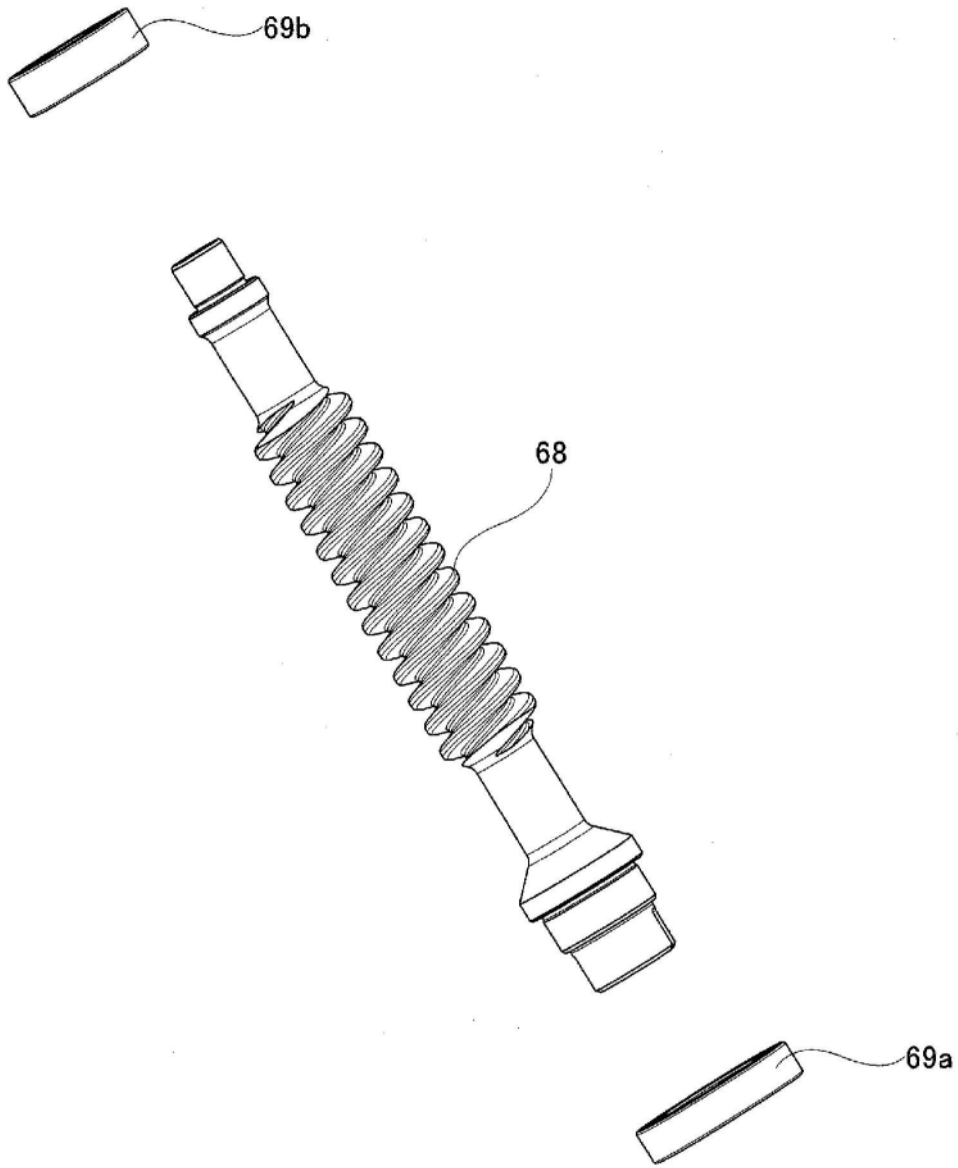


图8

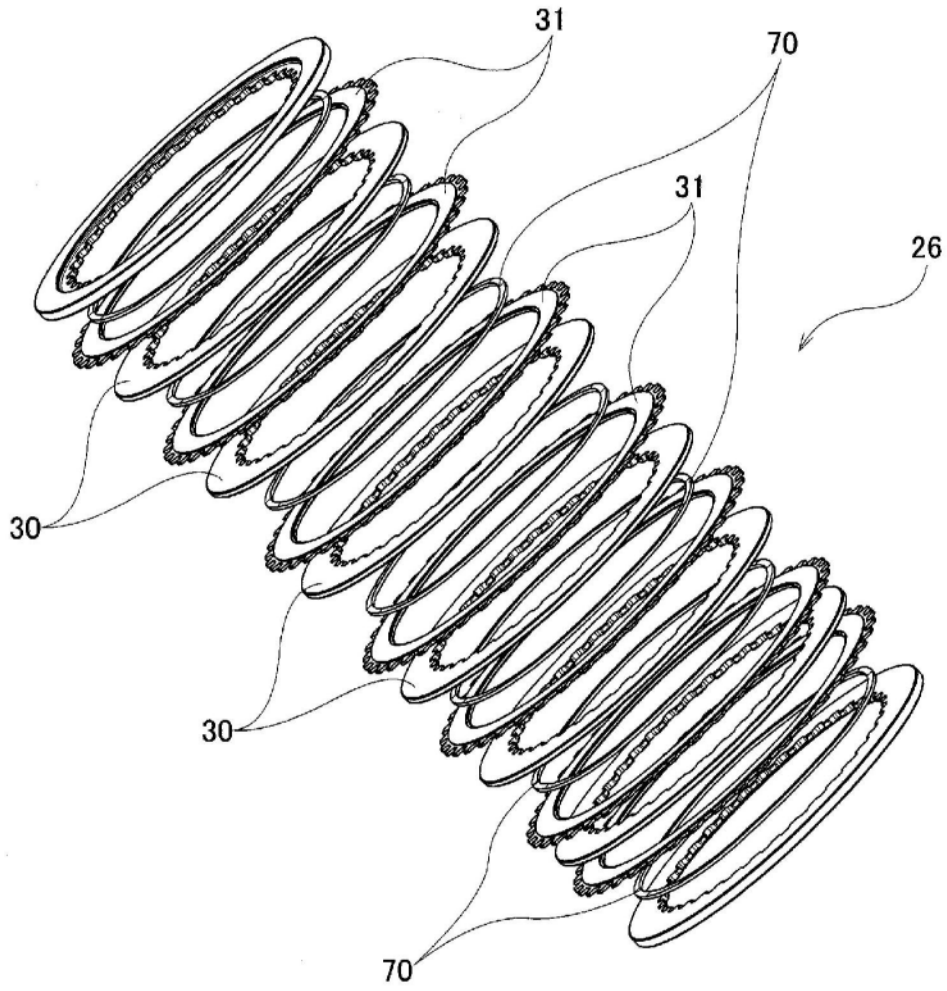


图9

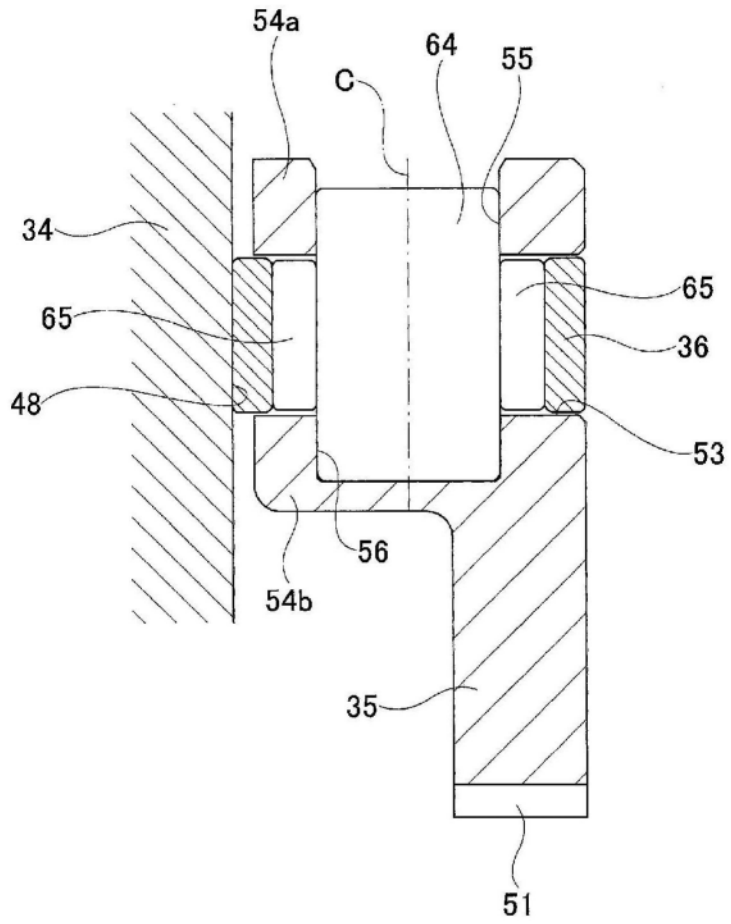


图10

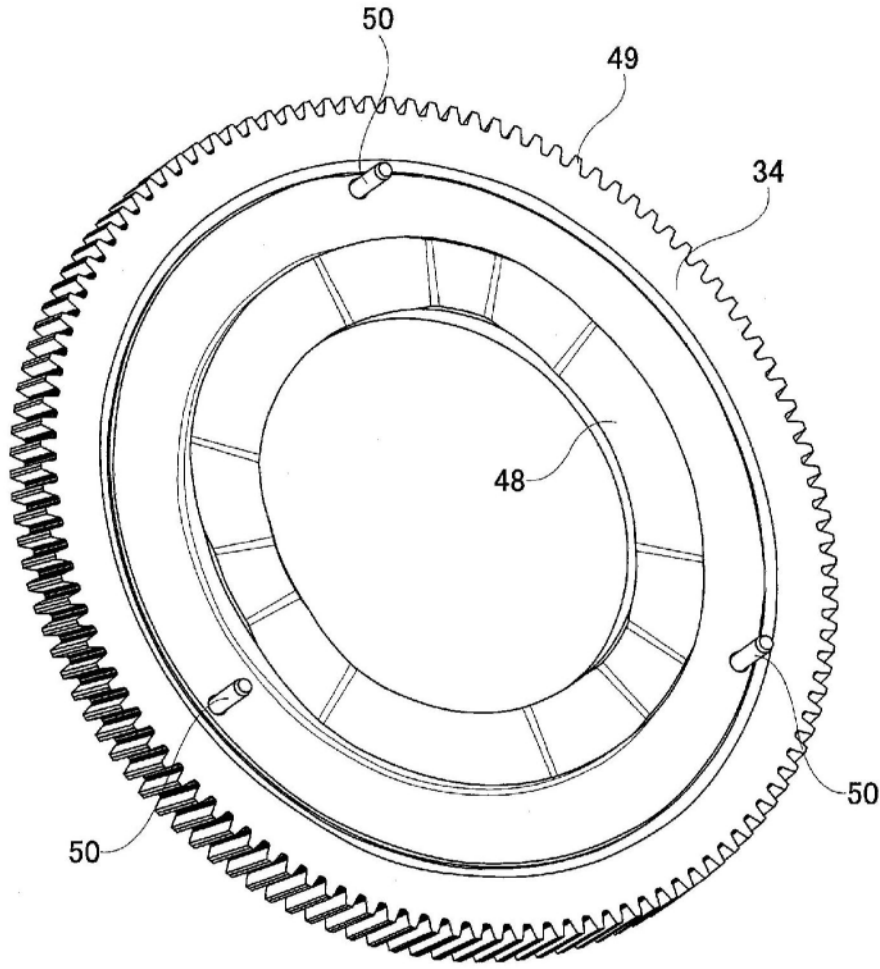


图11

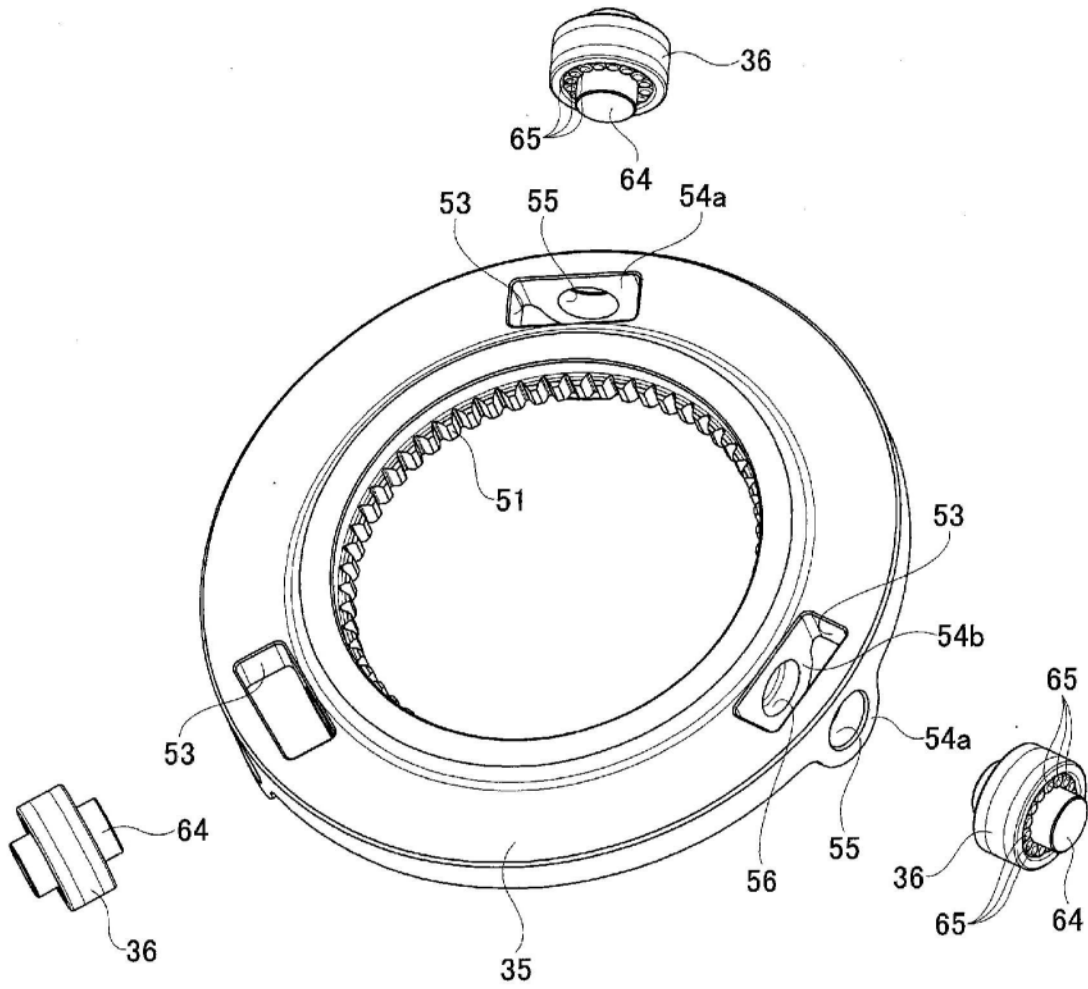


图12

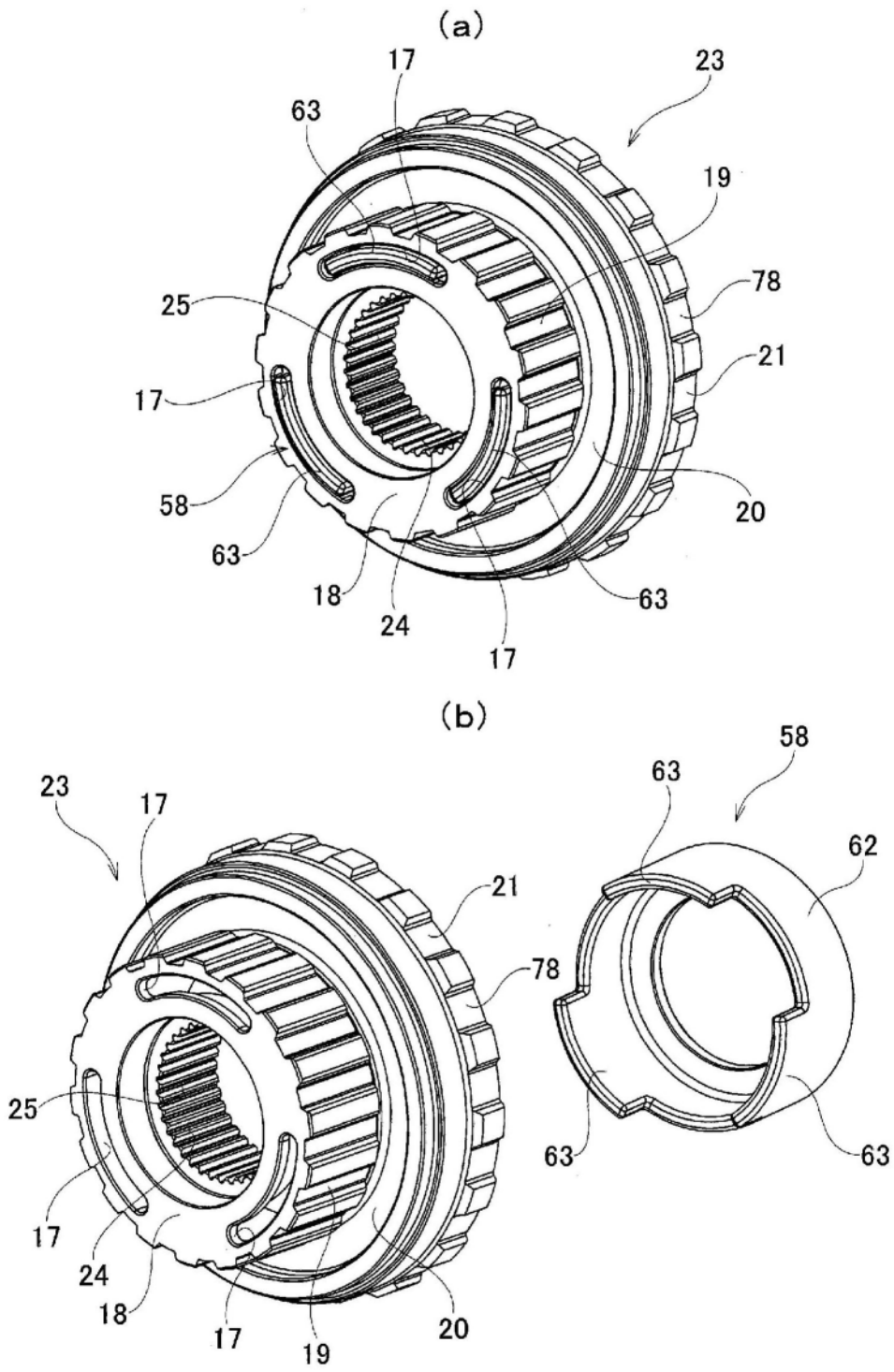


图13

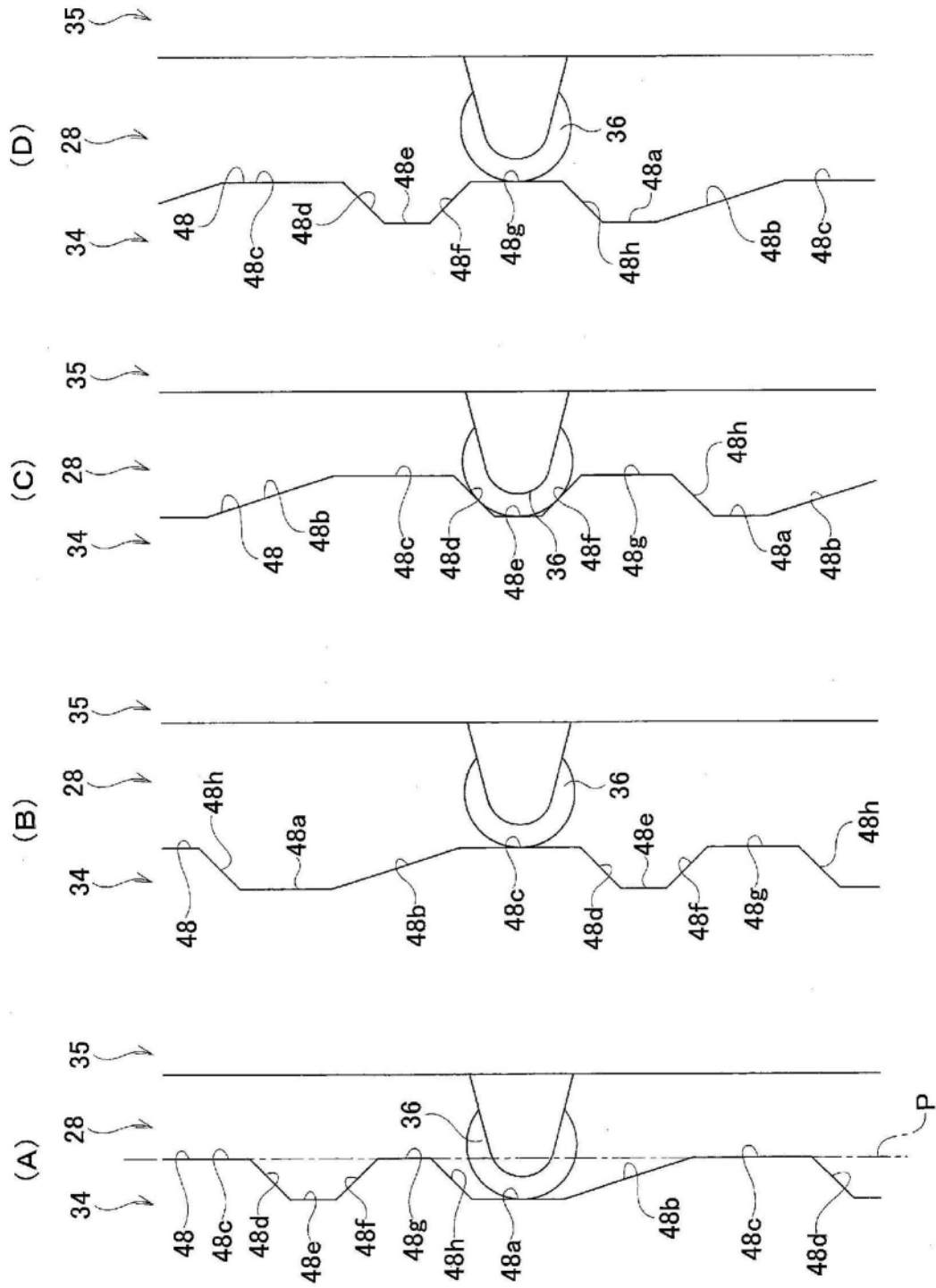


图14

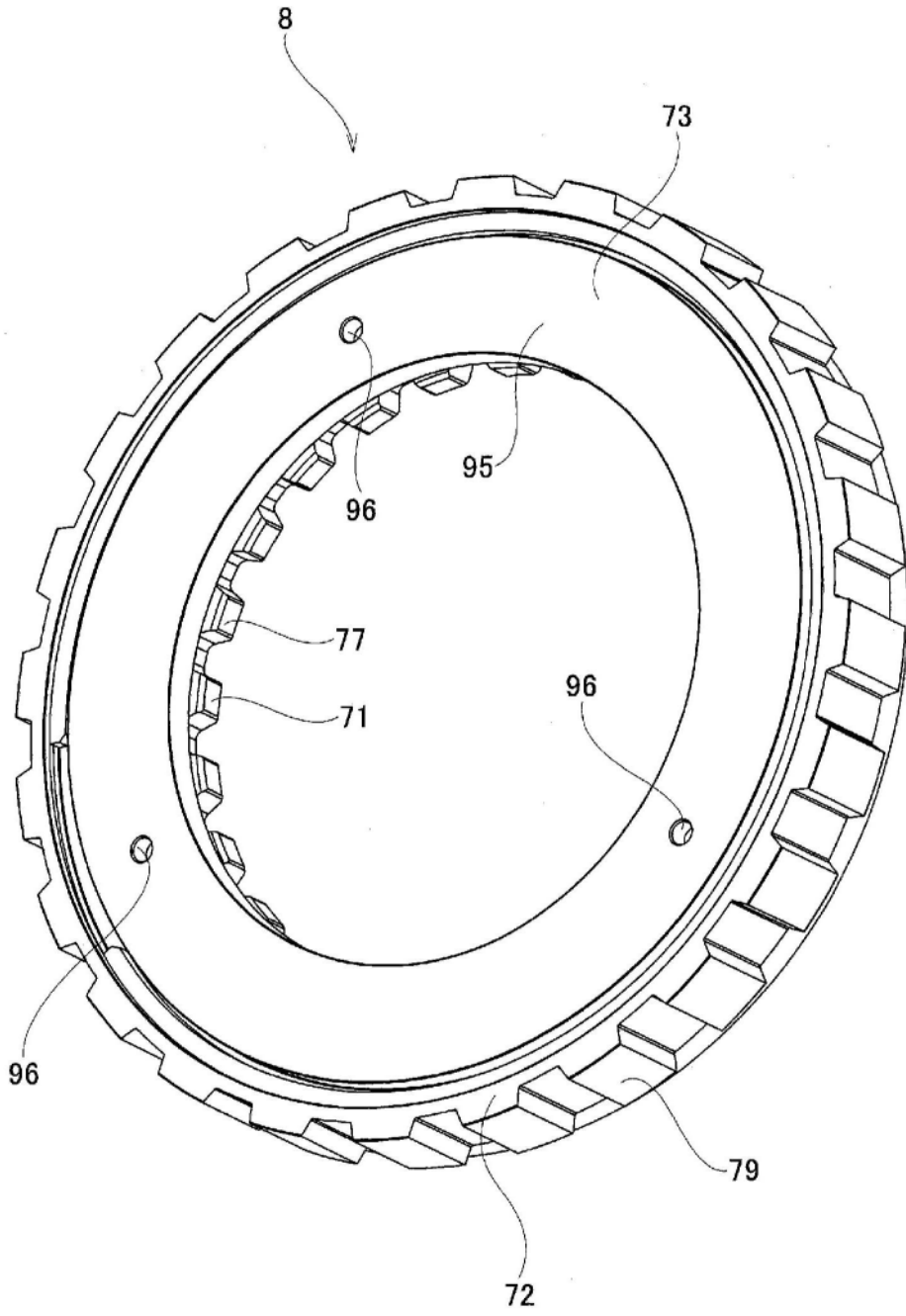


图15

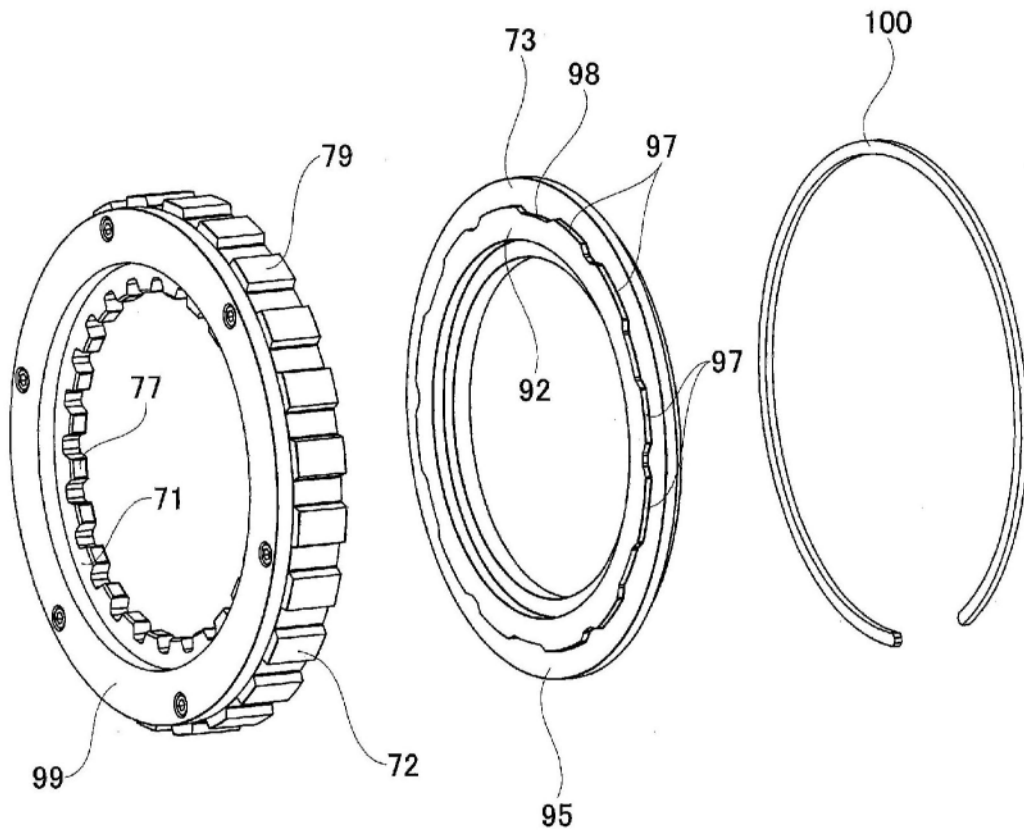


图16

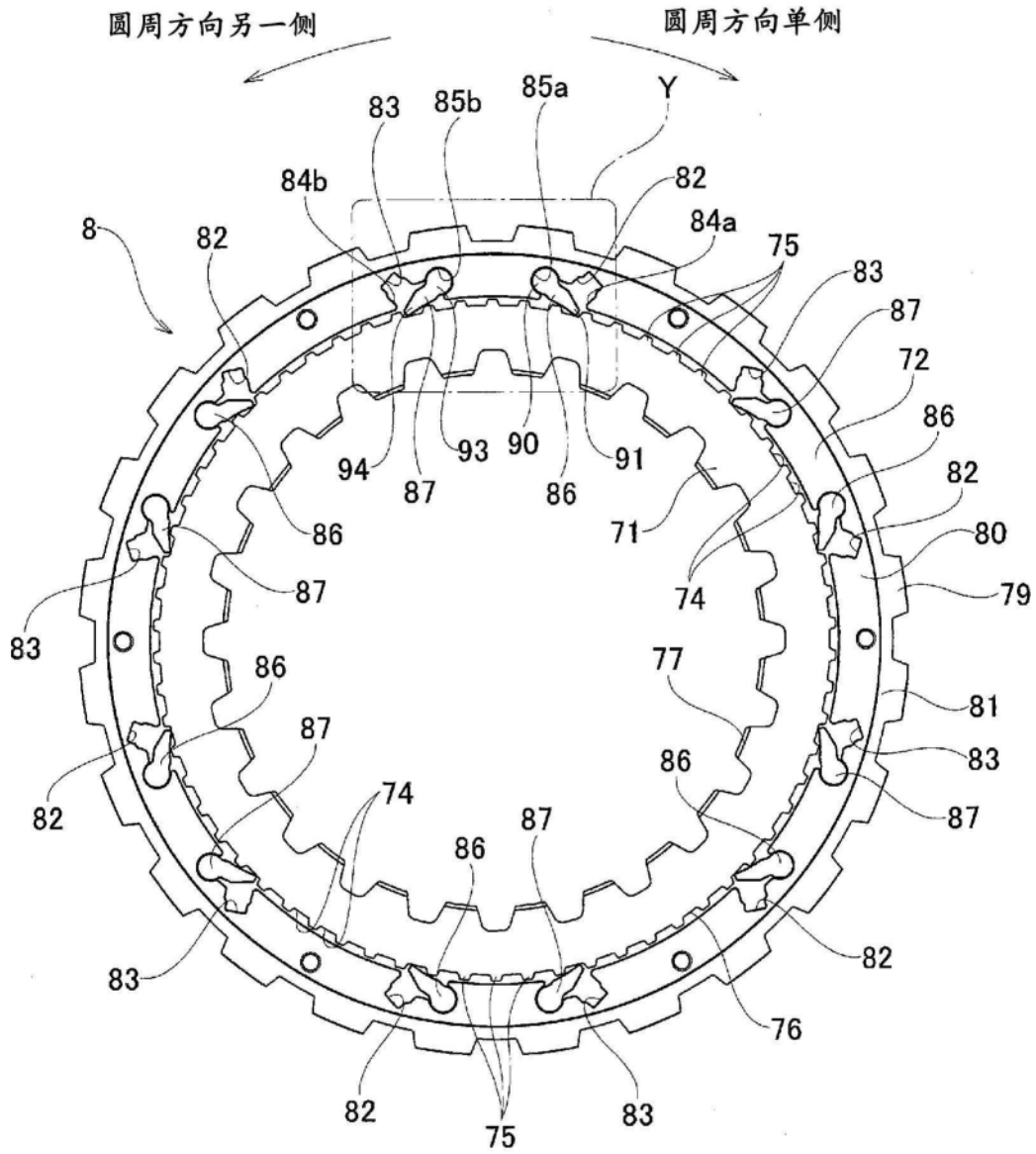


图17

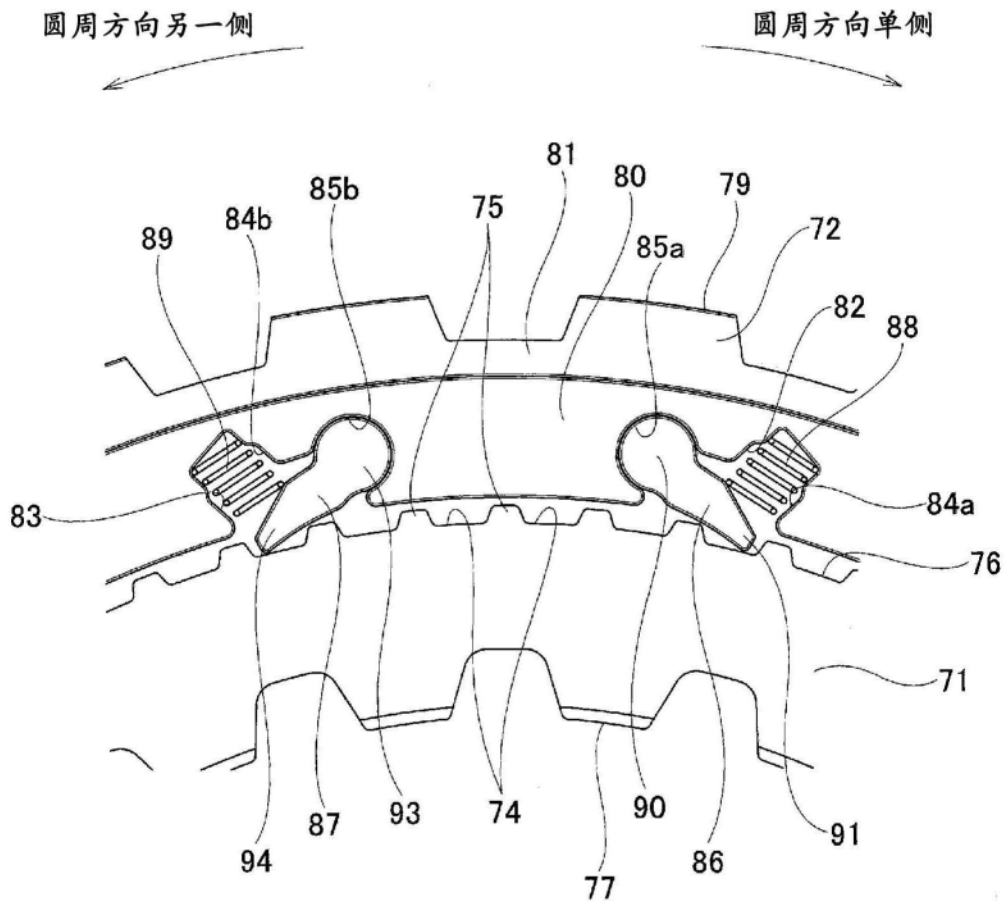


图18

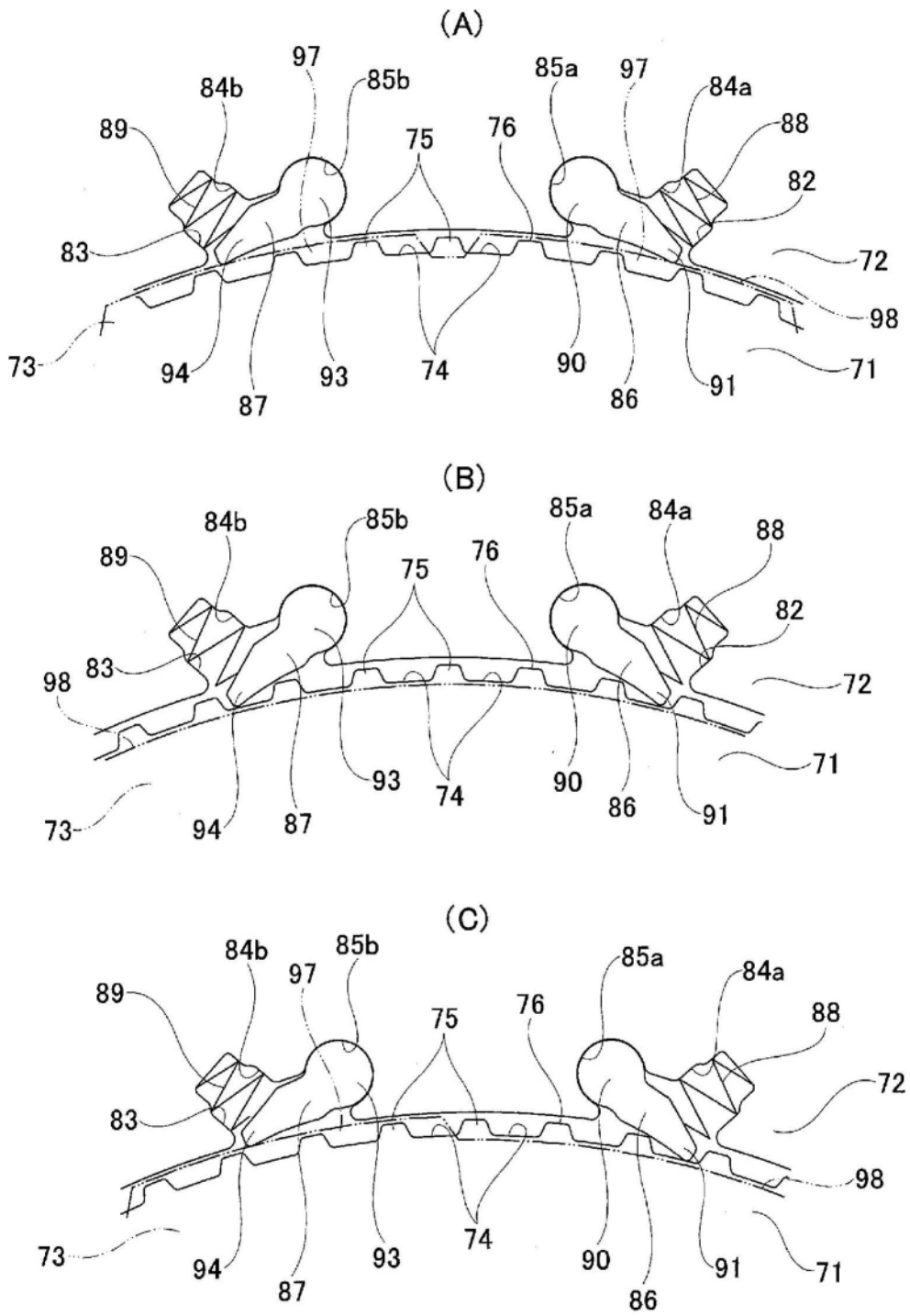


图19



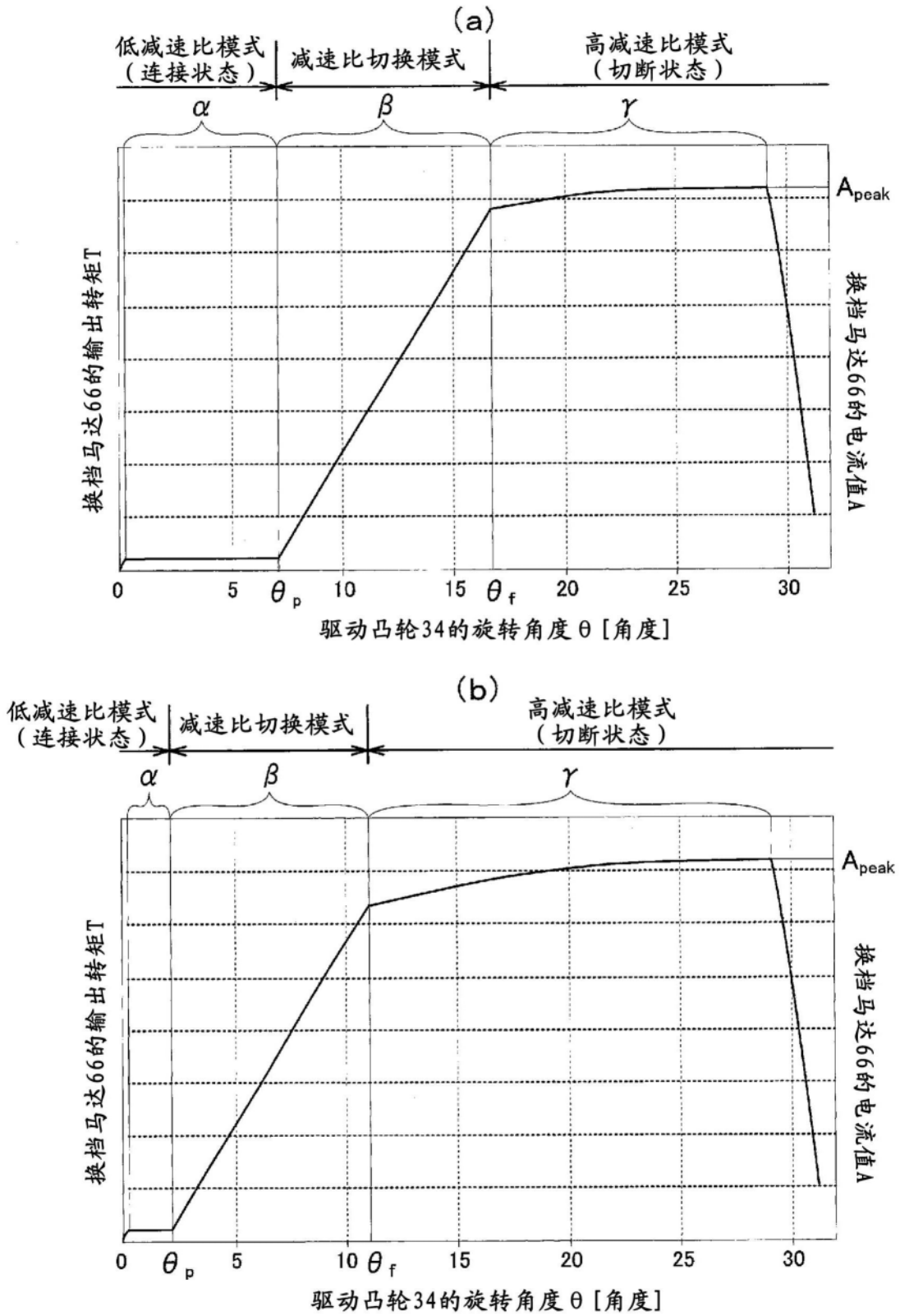


图21

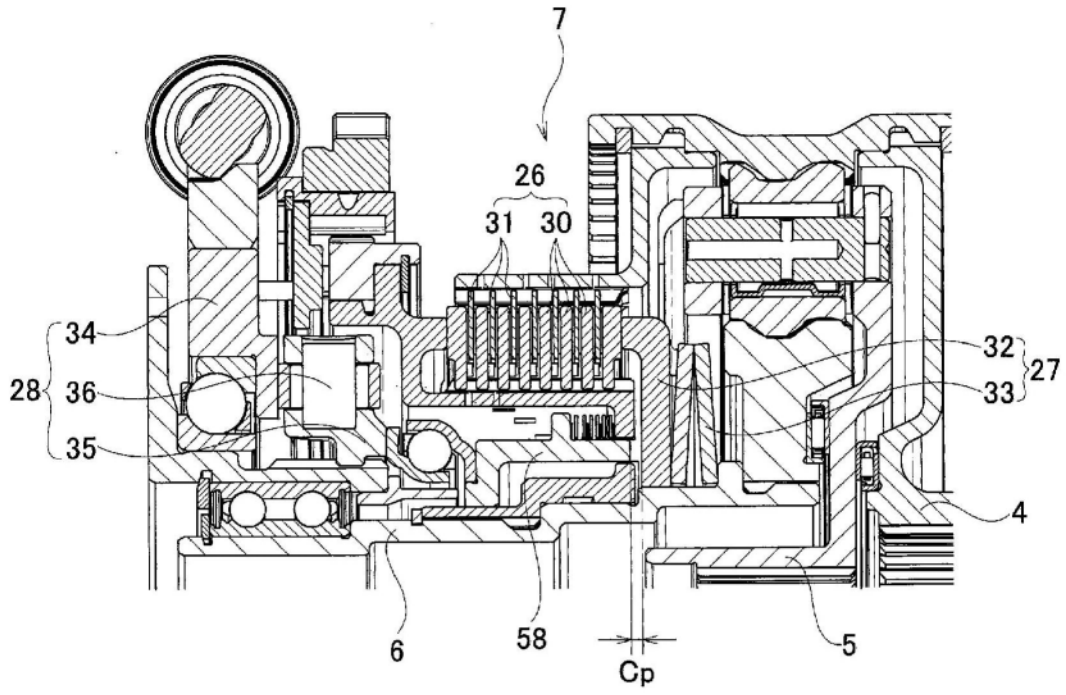


图22

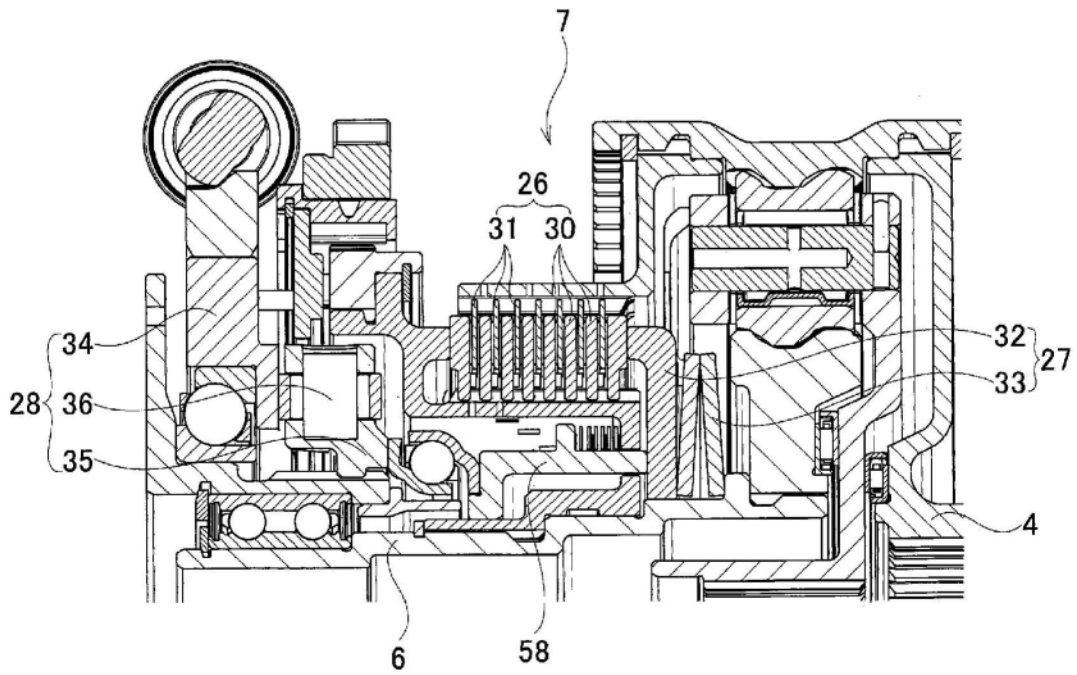


图23

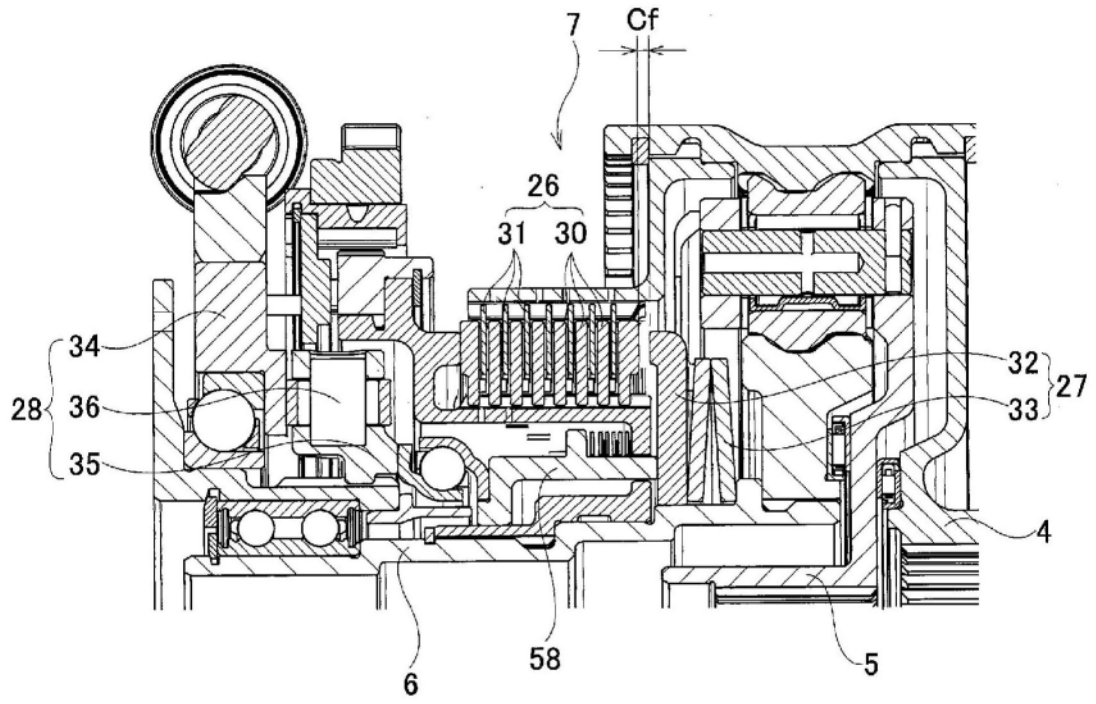


图24

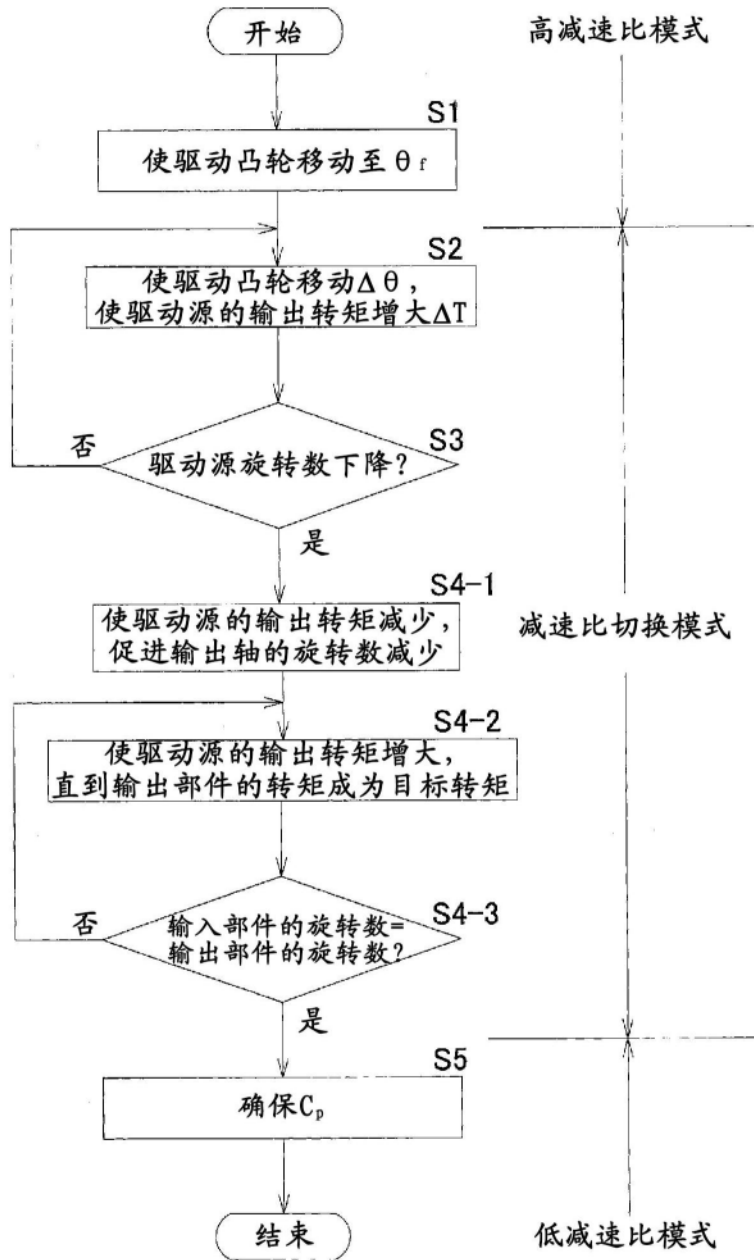


图25

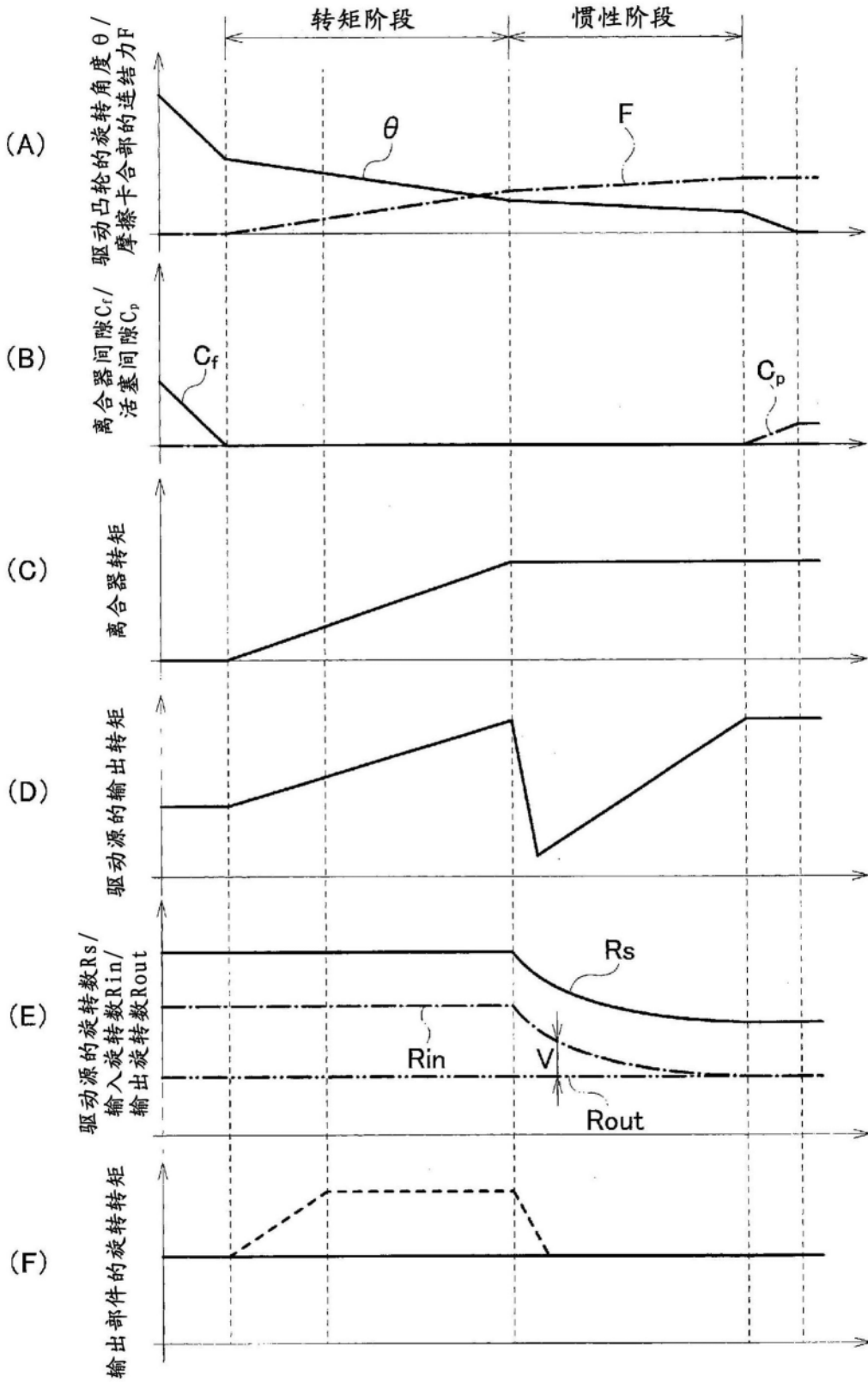


图26

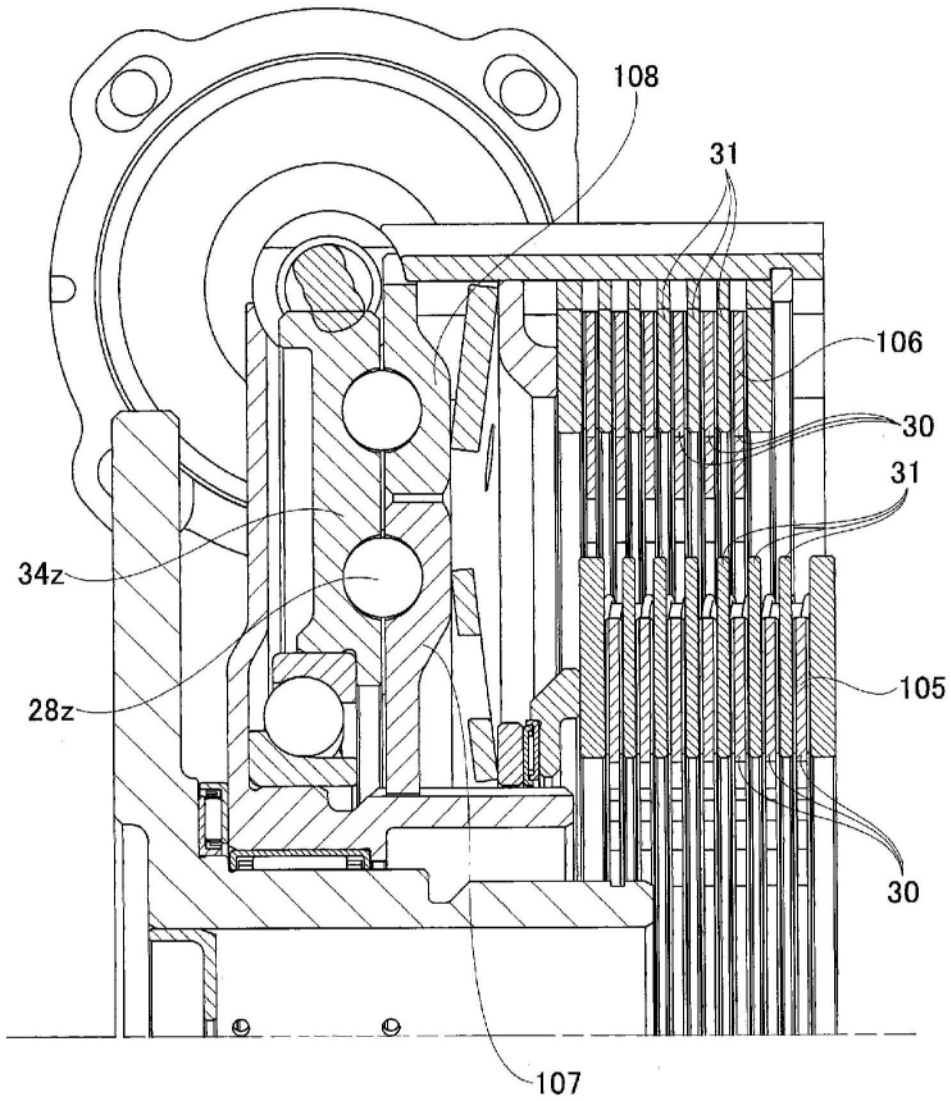


图27

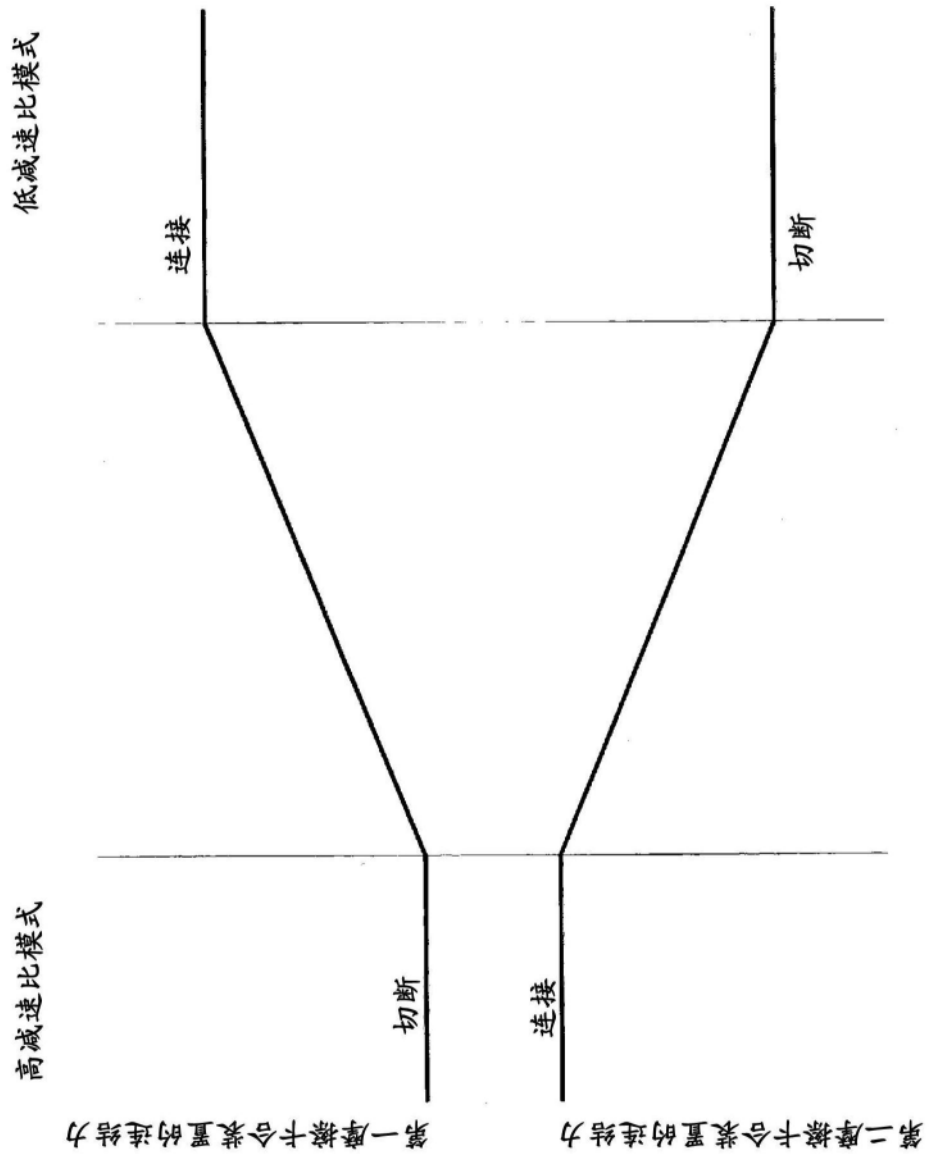


图28

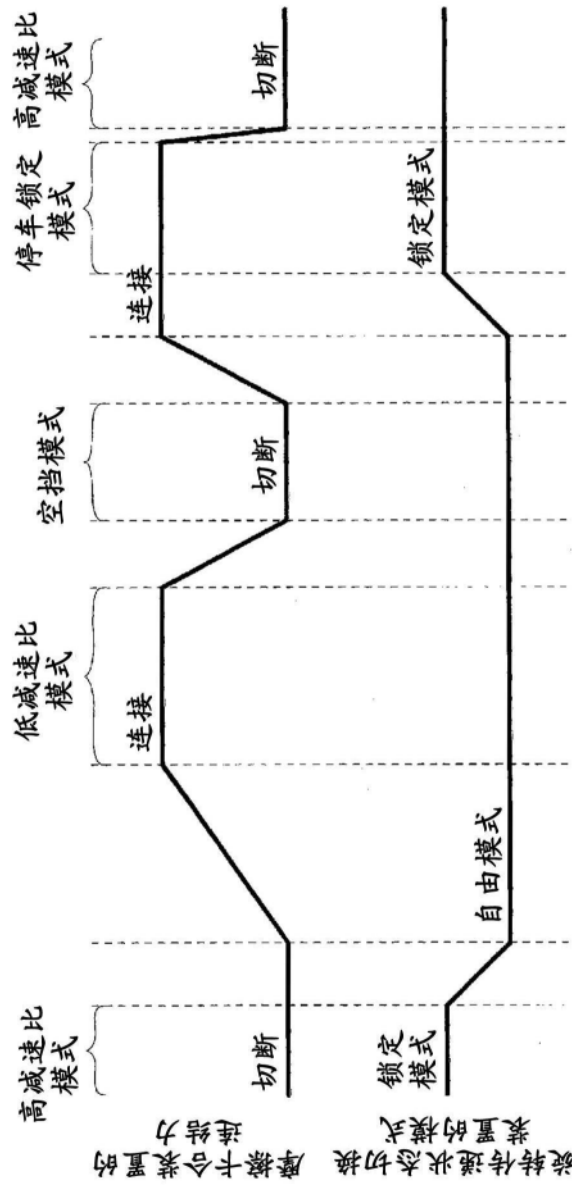


图29

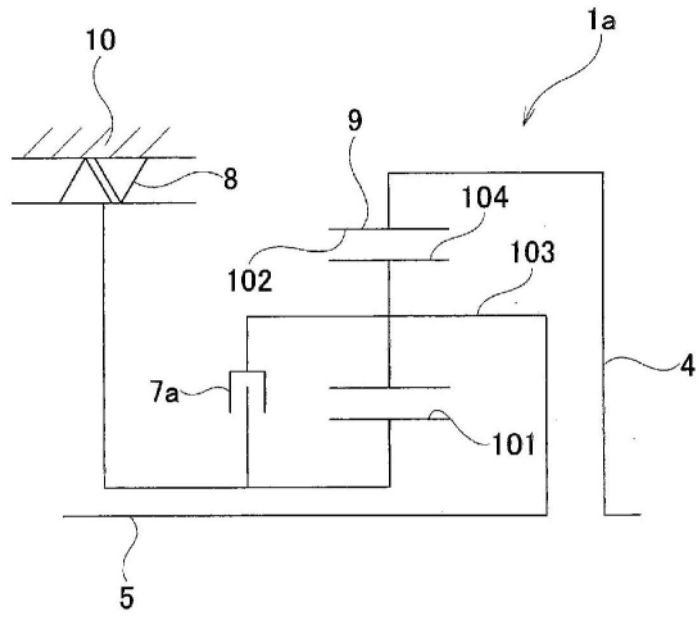


图30

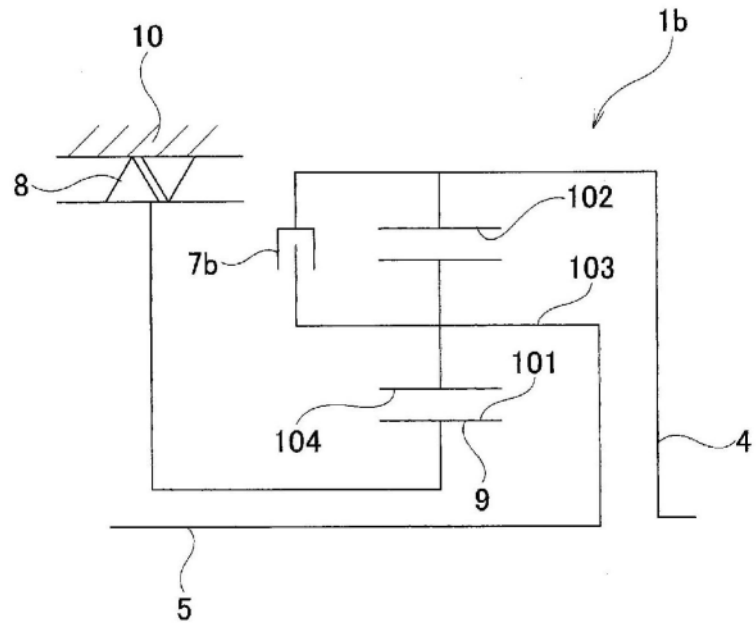


图31

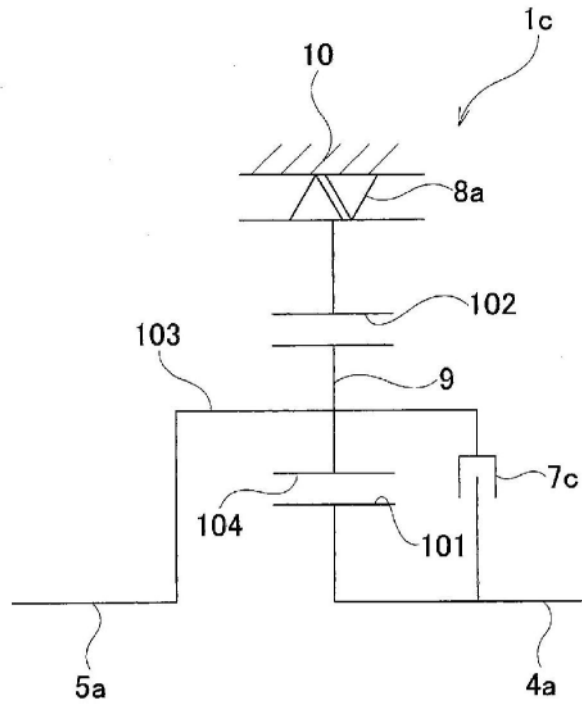


图32

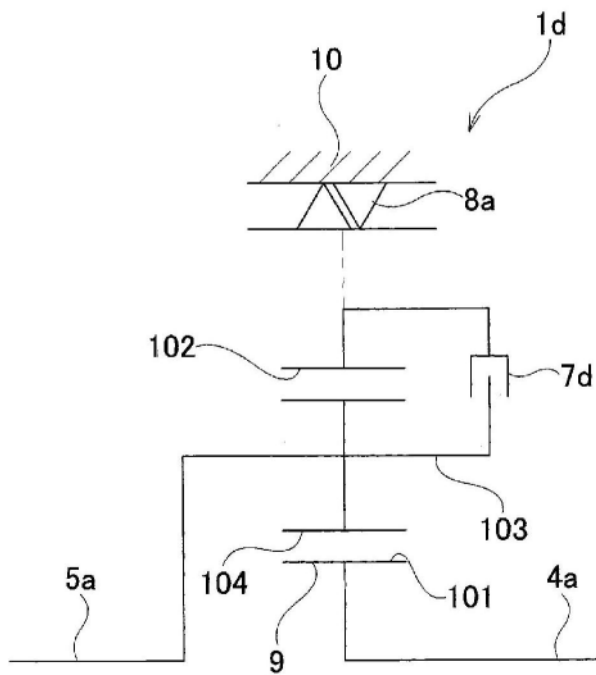


图33

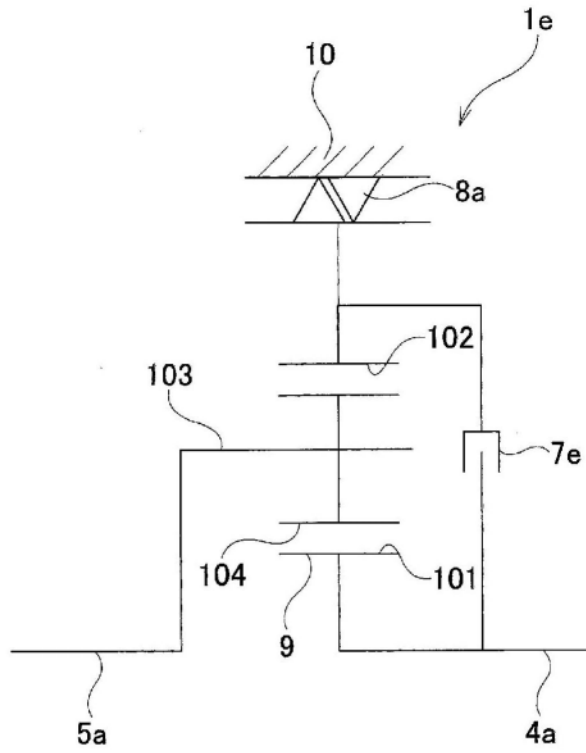


图34

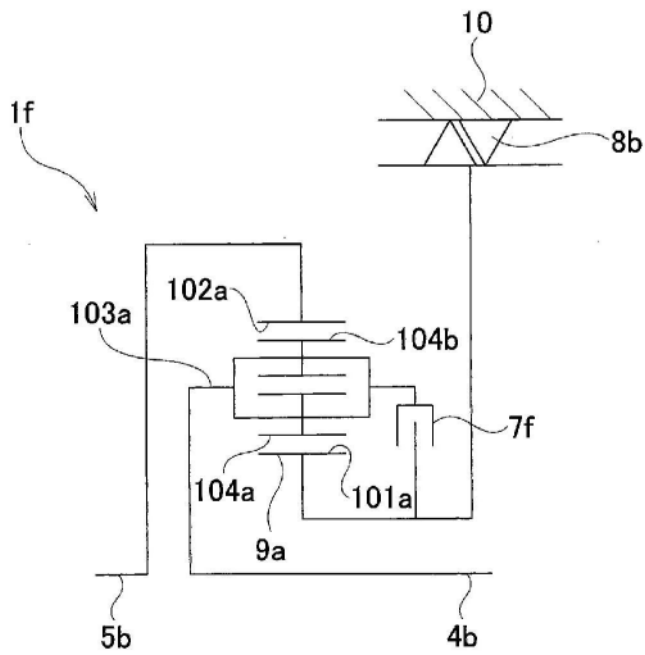


图35

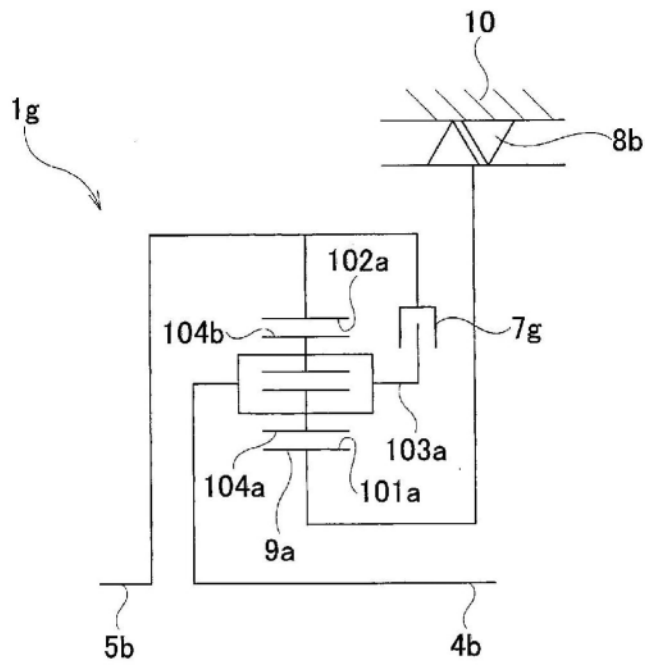


图36

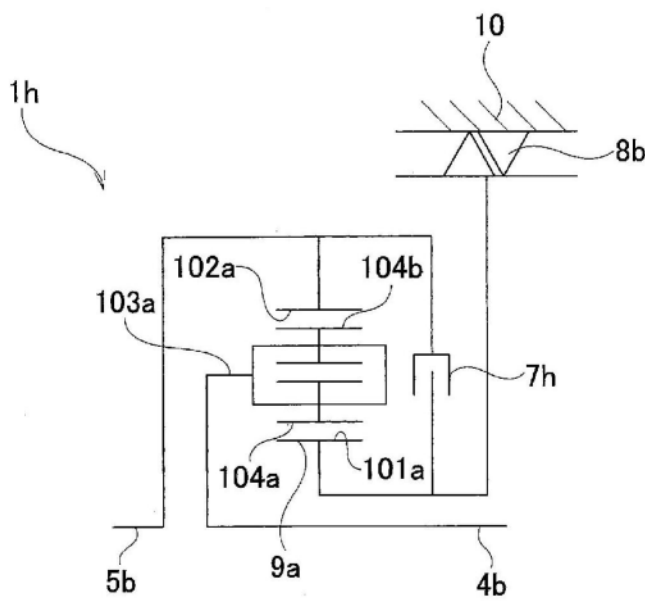


图37

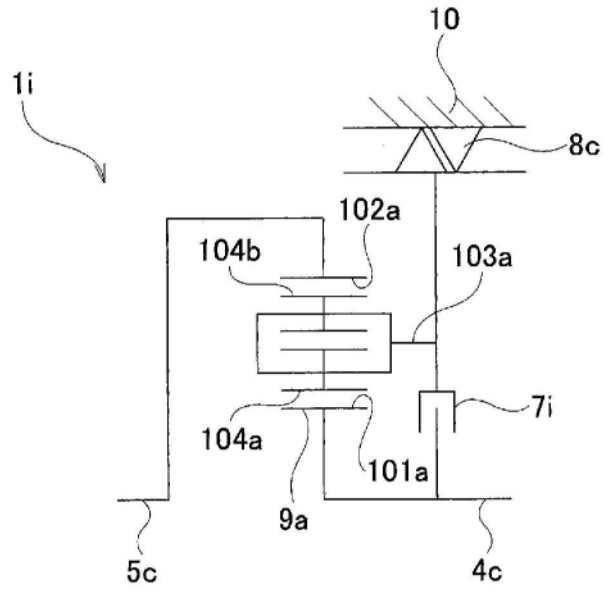


图38

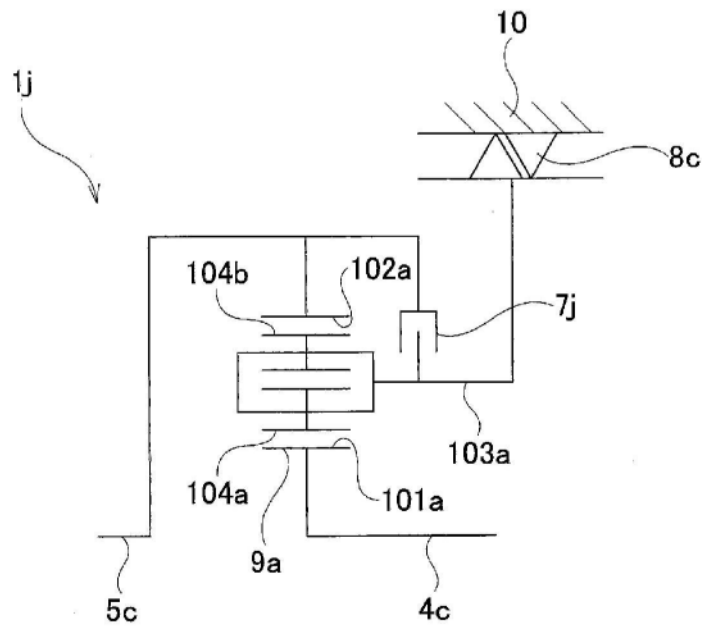


图39

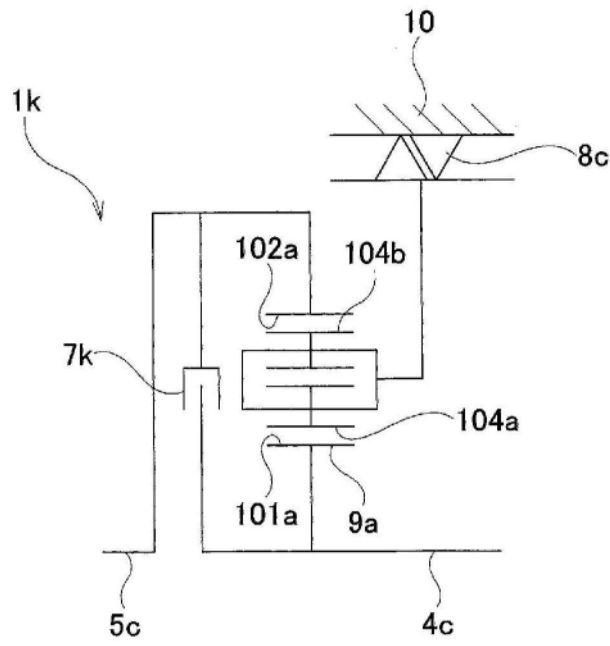


图40

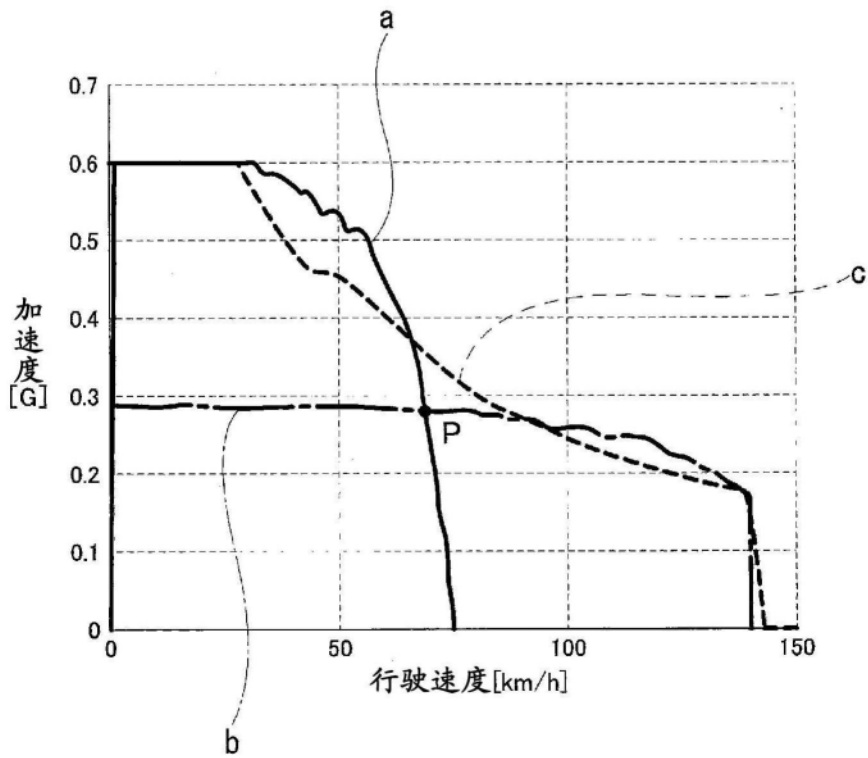


图41

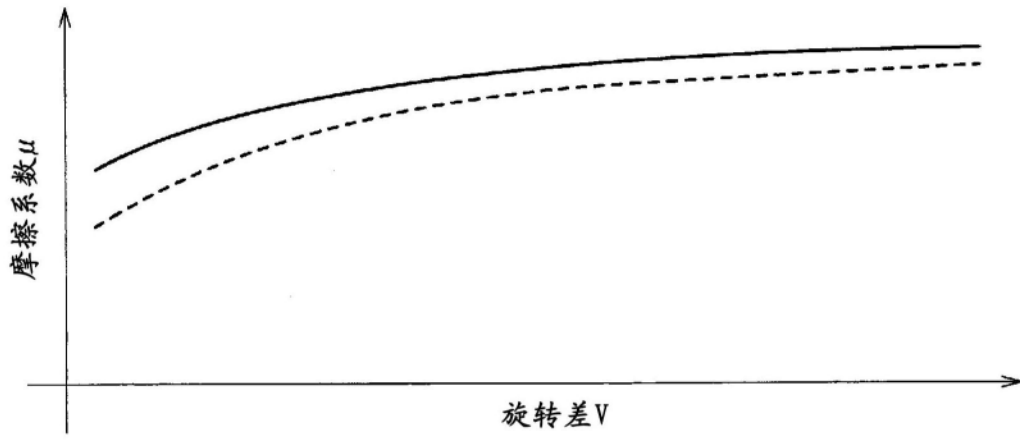


图42