



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 102297247 B

(45) 授权公告日 2014. 08. 06

(21) 申请号 201110173669. 7

(22) 申请日 2011. 06. 22

(30) 优先权数据

2010-144227 2010. 06. 24 JP

(73) 专利权人 本田技研工业株式会社

地址 日本东京都

(72) 发明人 田中政隆 渡边纯也

(74) 专利代理机构 北京华夏正合知识产权代理
事务所(普通合伙) 11017

代理人 韩登营

(51) Int. Cl.

F16H 3/10(2006. 01)

F16H 61/04(2006. 01)

(56) 对比文件

EP 1013966 A1, 2000. 06. 28,

DE 3546454 A1, 1987. 02. 26,

EP 2019229 A2, 2009. 01. 28,

DE 102004041525 A1, 2006. 03. 02,

EP 1835204 A1, 2007. 09. 19,

DE 10238419 A1, 2004. 03. 04,

审查员 葛慧琳

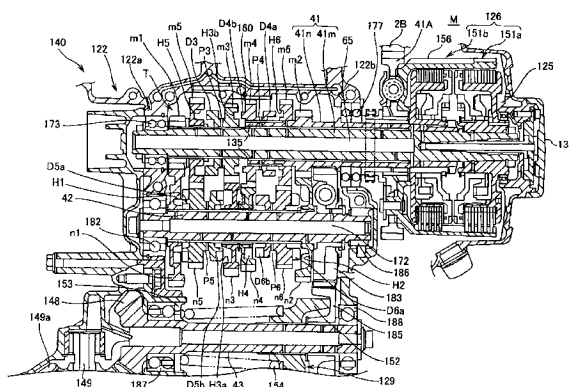
权利要求书2页 说明书15页 附图7页

(54) 发明名称

双离合器式变速装置

(57) 摘要

本发明提供一种较为小型且重量较轻的双离合器式变速装置。具有:内外轴(41m、41n),其上分别设置有切断或接合原动机的动力的第一和第二盘式离合器(151a、151b);多个驱动齿轮(m1~m6),它们设置在上述内外轴上;中间轴(42),其上设置有与上述驱动齿轮啮合的从动齿轮(n1~n6)。对上述内外轴上的上述第一和第二盘式离合器交互进行切断或者接合时,变速装置(M)可实现变速功能。该变速装置(M)还具有接合式离合器(160),由使其上述内外轴同步转动。起步时,既连接上述内外轴,还使上述内外轴双方上的上述第一和第二盘式离合器处于接合状态。



1. 一种双离合器式变速装置,其具有:第一、第二输入轴(41m、41n),其上分别设置有切断或接合原动机(1)的动力的离合器(151a、151b);多个驱动齿轮组(m1~m6),它们设置在上述第一、第二输入轴(41m、41n)上;输出轴(42),其上设置有与上述驱动齿轮组(m1~m6)啮合的齿轮组(n1~n6),对上述第一输入轴(41m)和上述第二输入轴(41n)上的上述离合器(151a、151b)交互进行切断或接合以实现变速功能,其特征在于,

所述双离合器式变速装置还具有同步机构(160),由其使上述第一输入轴(41m)以及上述第二输入轴(41n)同步转动,起步时,既连接上述第一输入轴(41m)以及上述第二输入轴(41n),还使上述第一、第二输入轴(41m、41n)上的两个上述离合器(151a、151b)处于接合状态,

上述第一输入轴(41m)和上述第二输入轴(41n)由内侧输入轴(41m)和外侧输入轴(41n)这样的内外双层轴形成,使上述第一输入轴(41m)和上述第二输入轴(41n)同步转动的同步机构为离合器装置(160),其设置在上述外侧输入轴(41n)的端部(135)和上述内侧输入轴(41m)之间,

驱动所述输出轴(42)的上述驱动齿轮组(m1~m6)中包括:设置在上述外侧输入轴(41n)的上述端部(135)的齿轮(m4)、以及、设置在上述内侧输入轴(41m)上且与设置在上述外侧输入轴(41n)的上述端部(135)上的齿轮(m4)相邻接的齿轮(m3),

上述离合器装置(160)为接合式离合器(160),其使设置在上述外侧输入轴(41n)的上述端部(135)上的上述齿轮(m4)、和、设置在上述内侧输入轴(41m)上的上述齿轮(m3)这二者的至少其中之一沿轴线方向移动而与另外一个嵌合。

2. 根据权利要求1所述的双离合器式变速装置,其特征在于:

其采用以下结构:起步后,上述原动机(1)的转速达到规定转速时,切断上述第一输入轴(41m)和上述第二输入轴(41n)的连接状态。

3. 一种双离合器式变速装置,其具有:第一、第二输入轴(41m、41n),其上分别设置有切断或接合原动机(1)的动力的离合器(151a、151b);多个驱动齿轮组(m1~m6),它们设置在上述第一、第二输入轴(41m、41n)上;输出轴(42),其上设置有与上述驱动齿轮组(m1~m6)啮合的齿轮组(n1~n6),对上述第一输入轴(41m)和上述第二输入轴(41n)上的上述离合器(151a、151b)交互进行切断或接合以实现变速功能,其特征在于,

所述双离合器式变速装置还具有同步机构(160),由其使上述第一输入轴(41m)以及上述第二输入轴(41n)同步转动,停车时,即使上述第一输入轴(41m)和上述第二输入轴(41n)同步转动,还使第一、第二输入轴(41m、41n)这二者上的齿轮组中分别有一个齿轮与输出轴(42)上的齿轮啮合,

上述第一输入轴(41m)和上述第二输入轴(41n)由内侧输入轴(41m)以及外侧输入轴(41n)这样的内外双层轴形成,使上述第一输入轴(41m)和上述第二输入轴(41n)同步转动的同步机构为离合器装置(160),其设置在上述外侧输入轴(41n)的端部(135)和上述内侧输入轴(41m)之间,

驱动所述输出轴(42)的上述驱动齿轮组(m1~m6)中包括:设置在上述外侧输入轴(41n)的上述端部(135)的齿轮(m4)、以及、设置在上述内侧输入轴(41m)上且与设置在上述外侧输入轴(41n)的上述端部(135)上的齿轮(m4)相邻接的齿轮(m3),

上述离合器装置(160)为接合式离合器(160),其使设置在上述外侧输入轴(41n)的上

述端部(135)上的上述齿轮(m4)、和、设置在上述内侧输入轴(41m)上的上述齿轮(m3)这二者的至少其中之一沿轴线方向移动而与另外一个嵌合。

4. 根据权利要求3所述的双离合器式变速装置,其特征在于:

其采用以下结构:起步后,上述原动机(1)的转速达到规定转速时,切断上述第一输入轴(41m)和上述第二输入轴(41n)的连接状态。

双离合器式变速装置

技术领域

[0001] 本发明涉及一种具有两个离合器的双离合器式变速装置。

背景技术

[0002] 现有技术中,人们公知有如下一种双离合器式变速装置:将切断或接合发动机动力的第一离合器和第二离合器,分别设置在同轴设置的第一输入轴和第二输入轴上,该第一输入轴、第二输入轴和输出轴之间具有多个变速用齿轮组,对第一离合器和第二离合器交互进行切断或接合以实现变速功能。

[0003] 【专利文献 1】日本发明专利公开公报特开 2008-89064 号

[0004] 设计变速用离合器的容量时,一般使其与转动加速度最大的起步时的容量一致。但在正常行驶时,无需使离合器的容量达到起步时的容量那样大。在上述现有技术的双离合器式变速装置中,由于使用了两组变速用离合器,所以既增加离合器的重量又具有使离合器变大的趋势。因此,人们期望较为小型且重量较轻的双离合器式变速装置。

发明内容

[0005] 鉴于上述情况,本发明的目的是提供一种较为小型且重量较轻的双离合器式变速装置。

[0006] 为实现上述目的,本发明技术方案 1 所述的双离合器式变速装置具有:第一、第二输入轴(41m、41n),其上分别设置有切断或接合原动机(1)的动力的离合器(151a、151b);多个齿轮组(m1~m6),它们设置在上述第一、第二输入轴(41m、41n)上;输出轴(42),其上设置有与上述齿轮组(m1~m6)啮合的齿轮组(n1~n6)。对上述第一输入轴(41m)和上述第二输入轴(41n)上的两个上述离合器(151a、151b)交互进行切断或者接合以实现变速功能。所述双离合器式变速装置还具有同步机构(160),由其使上述第一输入轴(41m)以及上述第二输入轴(41n)同步转动。起步时,既连接上述第一输入轴(41m)和上述第二输入轴(41n),还使上述第一、第二输入轴(41m、41n)上的两个上述离合器(151a、151b)处于接合状态。

[0007] 采用上述结构时,由于设置有使第一输入轴以及第二输入轴同步转动的机构,起步时,既连接第一输入轴和第二输入轴,还使第一、第二输入轴上的两个离合器处于接合状态,因此,起步时可使用两个离合器。其中,第一输入轴以及第二输入轴上分别设置有离合器。这样,可以根据正常行驶时所需的容量,设计第一输入轴和第二输入轴上的各离合器的容量,减小离合器的容量。因此本发明可提供较为小型且重量较轻的双离合器式变速装置。

[0008] 另外,本发明技术方案 2 所述的双离合器式变速装置可采用以下结构:起步后,上述原动机(1)的转速达到规定转速时,切断上述第一输入轴(41m)和上述第二输入轴(41n)的连接状态。

[0009] 此时,起步后,原动机的转速达到规定转速时,切断第一输入轴和第二输入轴的连接状态时,可防止起步后第一输入轴和第二输入轴双方转动,以此来降低油耗。

[0010] 另外,本发明技术方案3所述的双离合器式变速装置可采用以下结构:上述第一输入轴(41m)和上述第二输入轴(41n)由内侧输入轴(41m)和外侧输入轴(41n)这样的内外双层轴形成,使上述第一输入轴(41m)和上述第二输入轴(41n)同步转动的机构为离合器装置(160),其设置在上述外侧输入轴(41n)的端部(135)和上述内侧输入轴(41m)之间。

[0011] 此时,由设置在外侧输入轴的端部和内侧输入轴之间的离合器装置,使由内外双层轴形成的外侧输入轴和内侧输入轴同步转动,因此本发明可采用简单的结构连接或切断第一输入轴和第二输入轴。

[0012] 还有,本发明技术方案4所述的双离合器式变速装置可采用以下结构:上述离合器装置(160)为接合式离合器(160),其使齿轮(m4)和齿轮(m3)的至少其中之一沿着轴线方向移动而与另外一个嵌合。其中,齿轮(m4)设置在上述外侧输入轴(41n)的上述端部(135),齿轮(m3)设置在上述内侧输入轴(41m)上并与上述外侧输入轴(41n)的上述端部(135)的齿轮(m4)邻接。

[0013] 此时,由于离合器装置为接合式离合器,其使两个齿轮的至少其中之一沿轴线方向移动而与另外一个嵌合。其中一个齿轮设置在外侧输入轴的端部,另一个齿轮设置在内侧输入轴上并与前者邻接。因此本发明可采用简单的结构连接或切断第一输入轴和第二输入轴。

[0014] 本发明技术方案5所述的双离合器式变速装置具有:第一、第二输入轴(41m、41n),其上分别设置有切断或接合原动机(1)的动力的两个离合器(151a、151b);多个齿轮组(m1~m6),它们设置在上述第一、第二输入轴(41m、41n)上;输出轴(42),其上设置有与上述齿轮组(m1~m6)啮合的齿轮组(n1~n6)。对上述第一输入轴(41m)和上述第二输入轴(41n)上的两个上述离合器(151a、151b)交互进行切断或者接合以实现变速功能。所述双离合器式变速装置还具有同步机构(160),由其使上述第一输入轴(41m)和上述第二输入轴(41n)同步转动。停车时,既使上述第一输入轴(41m)和上述第二输入轴(41n)同步转动,还使第一、第二输入轴(41m、41n)上的齿轮组的其中之一分别与输出轴(42)上的齿轮啮合。

[0015] 采用上述结构时,由于设置有使第一输入轴和第二输入轴同步转动的机构,停车时,既使第一输入轴和第二输入轴同步转动,还使第一、第二输入轴上的齿轮组的其中之一分别与输出轴上的齿轮啮合。因此,使第一、第二输入轴上的齿轮同时与输出轴上的齿轮啮合时,可锁止输出轴的转动。所以本发明无需设置用来保持车辆的驻车状态的专用驻车制动装置,也能保持该车辆的驻车状态。

[0016] 另外,本发明技术方案6所述的双离合器式变速装置可采用以下结构:起步后,上述原动机(1)的转速达到规定转速时,切断上述第一输入轴(41m)和上述第二输入轴(41n)的连接状态。

[0017] 此时,可防止起步后第一输入轴和第二输入轴双方转动,以此来降低油耗。

[0018] 另外,本发明技术方案7所述的双离合器式变速装置可采用以下结构:上述第一输入轴(41m)和上述第二输入轴(41n)由内侧输入轴(41m)和外侧输入轴(41n)这样的内外双层轴形成,使上述第一输入轴(41m)和上述第二输入轴(41n)同步转动的机构为离合器装置(160),其设置在上述外侧输入轴(41n)的端部(135)和上述内侧输入轴(41m)之

间。

[0019] 此时,由设置在外侧输入轴的端部和内侧输入轴之间的离合器装置,使由内外双层轴形成的外侧输入轴和内侧输入轴同步转动,因此本发明可采用简单的结构连接或切断第一输入轴和第二输入轴。

[0020] 【发明效果】

[0021] 采用本发明所述的双离合器式变速装置,起步时,既连接第一输入轴和第二输入轴,还使第一、第二输入轴上的两个离合器处于接合状态,因此,起步时可使用两个离合器。这样,可以根据正常行驶时所需的容量,设计第一输入轴和第二输入轴上的各个离合器的容量,减小离合器的容量。因此,本发明可提供较为小型且重量较轻的双离合器式变速装置。

[0022] 另外,起步后,原动机的转速达到规定转速时,切断第一输入轴和第二输入轴的连接状态,以此来降低油耗。

[0023] 另外,由设置在外侧输入轴的端部和内侧输入轴之间的离合器装置,使由内外双层轴形成的外侧输入轴和内侧输入轴同步转动,因此本发明可采用简单的结构连接或切断第一输入轴和第二输入轴。

[0024] 还有,由于离合器装置具有接合式离合器,因此本发明可以采用简单的结构连接或切断第一输入轴和第二输入轴。

[0025] 另外,停车时,既使第一输入轴和第二输入轴同步转动,还使第一、第二输入轴上的齿轮组的其中之一分别与输出轴上的齿轮啮合。因此,使第一、第二输入轴上的齿轮同时与输出轴上的齿轮啮合时,可锁止输出轴的转动。所以本发明无需设置用来保持车辆的驻车状态的专用驻车制动装置,也能保持该车辆的驻车状态。

附图说明

[0026] 图 1 是表示本发明第一实施方式中的摩托车的左侧视图。

[0027] 图 2 是表示发动机的剖面图。

[0028] 图 3 是表示变速装置的剖面图。

[0029] 图 4 是表示变速装置的放大剖面图。

[0030] 图 5 是表示双离合器的剖面图。

[0031] 图 6 是表示第一实施方式中的沟槽形凸轮的展开图。

[0032] 图 7 是表示第二实施方式中的沟槽形凸轮的展开图。

[0033] 【附图标记说明】

[0034] 1:发动机(原动机),m1~m6:驱动齿轮(设置在第一、第二输入轴上的多个齿轮组),m3:滑动齿轮(设置在内侧输入轴上的齿轮),m4:滑动齿轮(设置在外侧输入轴的端部的齿轮),n1~n6:从动齿轮(与上述齿轮组啮合的齿轮组、即输出轴上的齿轮),41m:内轴(第一输入轴、即内侧输入轴),41n:外轴(第二输入轴、即外侧输入轴),42:中间轴(输出轴),135:左端(外侧输入轴的端部),151a:第一盘式离合器(离合器),151b:第二盘式离合器(离合器),160:接合式离合器(同步机构、离合器装置),M:变速装置(双离合器式变速装置)

具体实施方式

[0035] 下面,参照附图说明本发明的一个实施方式。

[0036] 【第一实施方式】

[0037] 图 1 是表示本发明第一实施方式中的摩托车的左侧视图。另外,以下说明中的前后左右和上下等方向表示乘客乘坐在车辆上时的方向。

[0038] 摩托车 100 的车架 111 具有:转向立管 112,其位于车身的前部;左右成对的主车架 114,其分别从上述转向立管 72 向后延伸至车身中央部位;左右成对的枢轴板 115,其分别从主车架 114 的后端部向下延伸;后车架(未图示),其从主车架 114 的后端部延伸到车身的后部。前叉 116 安装在转向立管 112 上且可以转动,该前叉 116 的下端支承有可以转动的前轮 117。转向用车把 118 安装在转向立管 112 的上部。

[0039] 在前后方向上呈 V 字形排列的四缸发动机 1(原动机)设置在主车架 114 的下方。该发动机 1 为曲轴 2 沿左右方向水平设置的横置发动机,其为 OHC 型(凸轮顶置式)水冷发动机并具有曲轴箱 3。该发动机 1 采用以下结构:其呈 V 字形,两组气缸从曲轴箱 3 分别向前后倾斜而形成前倾部 Bf 和后倾部 Br,它们之间的夹角小于 90 度,即为锐角。左右成对的排气管 119 的一端与前倾部 Bf 的排气口连接,该排气管 119 从排气口向下延伸后转向车身后方,并且与从后倾部 Br 的排气口延伸出来的左右成对的排气管 120 汇合,最后经一根排气管(未图示)与设置在发动机 1 的后方的消音器连接。

[0040] 在发动机 1 的后方设置有枢轴 121,后叉 222 安装在枢轴 121 上并能围绕该枢轴 121 的中心上下摆动。后轮 131 安装在后叉 222 的后端部并能转动。由设置在后叉 222 内的输出轴 123 来连接后轮 131 和发动机 1,发动机 1 的动力经输出轴 123 传递给后轮 131。另外,在后叉 222 和车架 111 之间搭设有后减震器 224,其用来吸收来自后叉 222 的冲击力。发动机 1 的后部设置有用来停放车辆的支腿 225。在发动机 1 的左侧面的下部设置有侧支腿 226。

[0041] 主车架 114 的上部搭载有覆盖了发动机 1 的上方的燃料箱 241。车座 142 位于燃料箱 241 的后方,车座 142 被上述后车架支承。尾灯 143 设置在车座 142 的后方,用来覆盖后轮 131 的上方的后翼子板 144 设置在尾灯 143 的下方。另外,摩托车 100 具有用来覆盖车身的由树脂制成的车身罩 150,具有:前罩 251,其用来连续覆盖车架 111 的前方至发动机 1 的前部的部分车身;后罩 252,其用来覆盖车座 142 的下方。左右成对的后视镜 253 安装在前罩 251 的上部。另外,用来覆盖前轮 117 的上方的前翼子板 146 安装在前叉 116 上。

[0042] 图 2 是表示发动机 1 的剖面图。另外,在图 2 中,以图中的上下方向为发动机 1 的上下方向,图中的左侧为发动机 1 的前侧,图中的右侧为发动机 1 的后侧。

[0043] 从侧面观察时,前倾部 Bf 和后倾部 Br 之间形成有 V 字形空间,其为 V 字形倾斜空间 K。

[0044] 曲轴箱 3 为上下可分开的结构,其具有上曲轴箱 3U 和下曲轴箱 3L。曲轴 2 夹在曲轴箱 3U、3L 之间并且被其支承,上曲轴箱 3U 的左右部位上一体形成有前气缸体 3f 和后气缸体 3r,其内可分别设置两个气缸。从侧面观察时,该前气缸体 3f 和后气缸体 3r 呈 V 字形并且向斜上方延伸。

[0045] 下曲轴箱 3L 的下部设置有用来储存发动机 1 的润滑油的油底壳 3G,其向下鼓出。用来使润滑油在发动机 1 内循环的油泵 50,位于下曲轴箱 3L 内的曲轴 2 的下方。前气缸盖

4f 从前部斜上方对准前气缸体 3f 并通过连接螺栓（未图示）与之连接，前气缸盖 4f 的上部被前气缸盖罩 5f 覆盖。同样，后气缸盖 4r 从后部斜上方对准后气缸体 3r 并通过连接螺栓（未图示）与之连接，后气缸盖 4r 的上部被后气缸盖罩 5r 覆盖。前气缸体 3f 和后气缸体 3r 中分别形成有气缸壁 3a，作往复移动的活塞 6 设置在该气缸壁 3a 内。各活塞 6 经各连杆 7f、7r 与同一根曲轴 2 连接。另外，用来对各前气缸体 3f、后气缸体 3r 进行冷却的供冷却水流动的冷却套 8 设置在该前气缸体 3f、后气缸体 3r 上，该冷却套 8 围住气缸壁 3a。前气缸盖 4f 和后气缸盖 4r 上设置有燃烧室 20、进气门道 21 和排气门道 22，它们都位于气缸壁 3a 的上方。

[0046] 各进气门道 21 分别与节气门体 23 连接，由节气门体 23 对在进气门道 21 内流动的混合气的量进行调整。另外，用来对各气缸盖 4f、4r 进行冷却的供冷却水流动的冷却套 9 设置在该各气缸盖 4f、4r 上，该冷却套 9 围住进气门道 21 和排气门道 22。另外，各气缸盖 4f、4r 上分别设置有可以开闭的一对进气阀 11 和一对排气阀 12，由阀弹簧 11a 向一对进气阀 11 加载，其方向为封闭进气门道 21 的方向，由阀弹簧 12a 向一对排气阀 12 加载，其方向为封闭排气门道 22 的方向。各气缸盖 4f、4r 上分别设置有一根凸轮轴 25，由该凸轮轴 25 驱动这些进气阀 11 和排气阀 12 以使其开闭，即，由集约式阀驱动装置 10 驱动这些进气阀 11 和排气阀 12 以使其开闭。

[0047] 阀驱动装置 10 具有：凸轮轴 25，其位于进气阀 11 的上方，被各气缸盖 4f、4r 支承且可以转动；摇臂轴 26，其轴线与凸轮轴的轴线平行并固定在各气缸盖 4f、4r 上；摇臂 27，其被摇臂轴 26 支承且可摆动。在凸轮轴 25 的外周侧具有突出出来进气凸轮 30 和排气凸轮 31，它们与凸轮轴 2 同步转动。进气凸轮 30 和排气凸轮 31 具有从中心向外周的距离（半径）不恒定的凸轮曲线，因进气凸轮 30 和排气凸轮 31 转动时的半径产生变化，可使进气阀 11 和排气阀 12 作上下运动。另外，在凸轮轴 25 和进气阀 11 之间的凸轮轴 25 的下方设置有阀挺杆 13，其与各气缸盖 4f、4r 嵌合并且能与之相对滑动。在被摇臂轴 26 支承的摇臂 27 的一端设置有与排气凸轮 31 滚动接触的辊子 27a，另一端旋合有与排气阀 12 的上端抵接的挺杆螺钉 27b，由其调整挺杆的进退位置。当进气凸轮 30 和排气凸轮 31 与凸轮轴 25 一起转动时，进气凸轮 30 经阀挺杆 13 下压进气阀 11，排气凸轮 31 经摇臂 27 下压排气阀 12，根据进气凸轮 30 以及排气凸轮 31 的转动相位确定的规定时刻开闭进气门道 21 和排气门道 22。

[0048] 在曲轴箱 3 内设置有分别与曲轴 2 平行的主轴 41、中间轴 42（输出轴）和驱动轴 43。曲轴 2、主轴 41、中间轴 42 都设置在上曲轴箱 3U 和下曲轴箱 3L 的接合面 3S 上，驱动轴 43 设置在中间轴 42 的前下方。即，主轴 41 和中间轴 42 的轴心 01 和 02 位于接合面 3S 上的前后位置，驱动轴 43 的轴心 03 位于主轴 41 的轴心 01 的后方的中间轴 42 的轴心 02 的前下方。在曲轴 2 的凸轮链盒（未图示）一侧的端部固定有曲轴驱动齿轮 2B，其与主轴 41 的主轴从动齿轮 41A 啮合。如下所述，离合机构（图 2 中未图示）与主轴 41 连接且可与该主轴 41 相对转动，当该离合机构工作时，可接合或断开曲轴 2 和主轴 41 之间的动力传递。在主轴从动齿轮 41A 上设置有油泵驱动齿轮 41B，与离合机构的离合状态无关，该油泵驱动齿轮 41B 与主轴从动齿轮 41A 一起转动，经驱动链 45 将曲轴 2 的转动动力传递给固定在油泵 50 的油泵轴 50A 上的从动齿轮 50B，以此驱动油泵 50。

[0049] 在主轴 41 上设置有可形成 6 个不同转速比的驱动齿轮 m1 ~ m6（设置在第一、第

二输入轴上的多个齿轮组),在中间轴 42 上设置有可形成 6 个不同转速比的从动齿轮 $n1 \sim n6$ (与上述齿轮组啮合的齿轮组,即输出轴上的齿轮),各驱动齿轮 $m1 \sim m6$ 和从动齿轮 $n1 \sim n6$ 的对应的变速档位的齿轮互相啮合,由此构成对应于各不同变速档位的变速齿轮副。

[0050] 图 3 是表示变速装置 M 的剖面图。图 4 是表示变速装置 M 的放大剖面图。

[0051] 变速箱壳体 122 在曲轴箱 3 的后方与该曲轴箱 3 连成一体,变速装置 M 位于变速箱壳体 122 内,其具有:双离合器式变速器 140,由其切断或接合曲轴 2 的动力;换挡装置 141,由其进行换挡操作。摩托车 100 具有双离合器式变速器 140 和控制换挡装置 141 的作为电子控制单元的 ECU46,双离合器式变速器 140 以换挡装置 141 和 ECU46 为主要构成要件而构成可自动换挡的变速装置 M(双离合器式变速装置)。

[0052] 双离合器式变速器 140 具有:主轴 41,其采用具有内轴 41m(第一输入轴、即内侧输入轴)和外轴 41n(第二输入轴、即外侧输入轴)这样的内外两层轴结构;中间轴 42 和驱动轴 43,它们都与上述主轴 41 平行设置;变速齿轮组 $m1 \sim m6$ 、 $n1 \sim n6$,它们以跨接主轴 41 以及中间轴 42 的方式设置;双离合器 126,其设置在主轴 41 的右端部;油压供应装置(未图示),由其向上述双离合器 126 提供工作用油压。由具有主轴 41、中间轴 42、变速齿轮组 $m1 \sim m6$ 和 $n1 \sim n6$ 、驱动轴 43 的集合体形成变速器 T。

[0053] 根据车速传感器(未图示)、节气阀手柄的开度传感器(未图示)、节气门体 23 的节气阀开度传感器(未图示)、用来测出支腿 225 或侧支腿 226 的收起状态的收装传感器(未图示)等,和设置在转向用车把 118 上的模式开关(未图示)和档位传感器(未图示)等提供的信息,由 ECU46 控制双离合器式变速器 140 和换挡装置 141 的工作状况,以改变变速器 T 的变速档位。

[0054] 由上述模式开关选择的换挡模式包括:全自动模式,其根据车速和发动机转速等车辆行驶信息自动切换变速档位;半自动模式,其根据驾驶员对上述换挡开关所做的操作切换变速档位。

[0055] 如图 4 所示,主轴 41 是这样形成的,即:将沿左右方向延伸的内轴 41m 的右侧部插入外轴 41n 中,该内轴 41m 与该外轴 41n 可以相对转动。该内轴 41m 经轴承被该外轴 41n 支承且可与之相对转动。在内外轴 41m、41n 的外周分开设设置有变速齿轮组中可形成 6 个不同转速的驱动齿轮 $m1 \sim m6$ 。另外,在中间轴 42 的外周设置有变速齿轮组中可形成 6 个不同转速的驱动齿轮 $n1 \sim n6$ 。各驱动齿轮 $m1 \sim m6$ 和从动齿轮 $n1 \sim n6$ 的对应的变速档位的齿轮互相啮合,由此构成对应于各不同变速档位的变速齿轮副。各变速齿轮副按从 1 档到 6 档的顺序减速比逐渐减小(成为高速转动齿轮)。

[0056] 内轴 41m 的左端部延伸至变速器壳体 122 的左侧壁 122a 处,并经滚珠轴承 173 支承在该左侧壁 122a 上,该内轴 41m 可转动。内轴 41m 的右侧部穿过变速器壳体 122 的右侧壁 122b 并伸入离合器收装室 125 内,该内轴 41m 的左右中间部经同样穿过右侧壁 122b 的外轴 41n 的左右中间部和滚珠轴承 177,以可以转动的方式支承在变速器壳体 122 的右侧壁 122b 上。离合器收装室 125 由从外侧覆盖双离合器 126 的离合器罩 130 构成。

[0057] 外轴 41n 比内轴 41m 短,其左端部的终端位于变速器壳体 122 的左右中间部。在外轴 41n 上的比左侧壁 122b 靠左的部位上,支承有对应于偶数变速档位(2 档、4 档、6 档)的驱动齿轮 $m2$ 、 $m4$ 、 $m6$ 。在内轴 41m 上的比外轴 41n 的左端 135(外侧输入轴的端部)靠左

的部位上,支承有对应于奇数变速档位(1档、3档、5档)的驱动齿轮 m1、m3、m5。

[0058] 中间轴 42 的左右端部经轴承 182、186 以可以转动的方式支承在变速器壳体 122 的左右侧壁 122a、122b 上。中间轴 42 的右端部与齿轮 183 连接,齿轮 183 与驱动轴 43 上的齿轮 185 始终啮合。驱动轴 43 经轴承 187、188 以可以转动的方式支承在变速器壳体 122 的左右侧壁 122a、122b 上。扭矩缓冲器 129 设置在驱动轴 43 上。由该扭矩缓冲器 129 缓和扭矩变动时的冲击,该扭矩缓冲器 129 具有圆筒部件 152 并且可沿驱动轴 43 的轴线方向移动,该扭矩缓冲器 129 与该驱动轴 43 花键联接。所述驱动轴 43 上固定有弹簧支承部件 153,在圆筒部件 152 和弹簧支承部件 153 设置有螺旋弹簧 154,由其对圆筒部件 152 施加朝向齿轮 185 一侧弹力。

[0059] 驱动轴 43 的左端部设置有与该驱动轴 43 形成一体的驱动锥齿轮 148,驱动锥齿轮 148 与设置在轴部 149 的前端并与该轴部 149 形成一体的从动锥齿轮 149a 啮合。轴部 149 与沿着车身前后方向延伸的输出轴 123(参照图 1)连接,因此,驱动轴 43 的转动动力传递给输出轴 123。

[0060] 中间轴 42 上的位于变速器壳体 122 的内侧部位上,以与各驱动齿轮 m1 ~ m6 同样的顺序,支承有对应于变速齿轮组的各变速档位的从动齿轮 n1 ~ n6。在内轴 41m 和中间轴 42 的内部分别形成有轴内油路 65、172,来自油泵 50 的润滑油经该轴内油路 65、172 进行供给。通过该轴内油路 65、172 可适当地向各变速齿轮组提供润滑油。

[0061] 主轴 41 的右端部设置有与该主轴 41 同轴的双离合器 126。其设置在发动机 1 的曲轴 2 和变速装置 M 的主轴 41 之间,用来调整曲轴 2 和主轴 41 的连接状态。

[0062] 上述双离合器 126 具有相互同轴且邻接设置的油压式第一、第二盘式离合器(下面有时只称作离合器)151a、151b(离合器),这些离合器 151a、151b 设置在内外轴 41m、41n 的右端并且与它们同轴。第一盘式离合器 151a 设置在内轴 41m 上,第二盘式离合器 151b 设置在外轴 41n 上。

[0063] 主轴从动齿轮 41A 设置在离合器 151a、151b 共用的离合器壳体 156 上并且与之同轴,该主轴从动齿轮 41A 与曲轴 2 的曲轴驱动齿轮 2B 啮合,曲轴 2 的转动驱动力经这些齿轮 2B、41A 输出给离合器壳体 156。对应于离合器 151a、151b 的接合状态的不同,输出到离合器壳体 156 的转动动力分别传递给内外轴 41m、41n。

[0064] 根据有无从油压供应装置(未图示)提供油压来分别控制各离合器 151a、151b 的接合状态。通常情况下,使离合器 151a、151b 的其中之一呈接合状态而使另一个呈切断状态,不仅用与内外轴 41m、41n 的其中之一连接的某一变速齿轮副传递变速器 T 内的动力,还要从与内外轴 41m、41n 的另外一个连接的变速齿轮副中,预先选定接下来要使用的变速齿轮副,并且从该状态使离合器 151a、151b 的呈接合状态的一个成为切断状态,而使呈切断状态的另一个成为接合状态,此时,可使变速器 T 中的动力传递状况,切换为使用预先选定的变速齿轮副的状况,因此,可对变速器 T 进行升档或降档。

[0065] 详细地讲,在 1 档、3 档、5 档时接合第一盘式离合器 151a,而在 2 档、4 档、6 档时接合第二盘式离合器 151b。即,对于双离合器式变速器 140,对 1 档到 6 档的每一档,通过交互切断或接合第一、第二盘式离合器 151a、151b 的方式来完成换档。另外在本第一实施方式中,如下所述,用 1 档起步时,第一、第二盘式离合器 151a、151b 双方都呈接合状态。

[0066] 图 5 是表示双离合器 126 的剖面图。

[0067] 下面详细说明第二盘式离合器 151b。另外,第一盘式离合器 151a 的结构与第二盘式离合器 151b 的结构大致相同,该第一盘式离合器 151a 以与第二盘式离合器 151b 呈轴对称的位置关系设置在内轴 41m 上,所以省略对第一盘式离合器 151a 的详细说明。

[0068] 第二盘式离合器 151b 具有:离合器中心件 55,其呈圆板状并且固定在外轴 41n 上;离合器分离活塞引导件 56,其呈圆板状并与上述离合器中心件 55 面对;离合器分离活塞 57,其呈圆板状并且设置在上述离合器中心件 55 和离合器分离活塞引导件 56 之间;相消板 58,其设置在上述离合器分离活塞 57 和离合器中心件 55 之间;驱动摩擦板 59 和从动摩擦板 60,它们设置在离合器中心件 55 的承压板部 55A 和离合器分离活塞 57 的加压板部 57A 之间。

[0069] 第二盘式离合器 151b 具有被离合器分离活塞引导件 56 和离合器分离活塞 57 划定的第二侧控制油压室 61b,向第二侧控制油压室 61b 提供油压时,离合器分离活塞 57 向离合器中心件 55 一侧滑动。

[0070] 另外,第二盘式离合器 151b 具有被离合器分离活塞 57 和相消板 58 划定的第二侧相消室 62b,在第二侧相消室 62b 中有润滑油进入。第二侧相消室 62b 内设置有多个回位弹簧 63,其克服第二侧控制油压室 61b 的油压,对离合器分离活塞 57 施加朝向离合器分离活塞引导件 56 一侧的弹力。

[0071] 离合器中心件 55 具有与主轴 41 同轴并沿其轴线方向延伸的圆筒部 55B,从动摩擦板 60 与圆筒部 55B 的外周面采用花键联接的方式连接并与离合器中心件 55 一起转动。驱动摩擦板 59 与离合器壳体 156 的内周面采用花键联接的方式连接并且与该离合器壳体 156 一起转动。多个驱动摩擦板 59 和从动摩擦板 60,在承压板部 55A 和加压板部 57A 之间交互重叠设置,向第二侧控制油压室 61b 提供油压而使得离合器分离活塞 57 向离合器中心件 55 一侧滑动时,由加压板部 57A 推压驱动摩擦板 59 和从动摩擦板 60 而使它们贴紧,并呈离合器中心件 55 与离合器壳体 156 一起转动的接合状态。接下来解除第二侧控制油压室 61b 的油压时,在回位弹簧 63 的弹力作用下,离合器分离活塞 57 返回到离合器分离活塞引导件 56 一侧,此时,第二盘式离合器 151b 呈切断状态。

[0072] 另外,第一盘式离合器 151a 具有呈圆板状并且固定在内轴 41m 上的离合器中心件 55、离合器分离活塞引导件 56、离合器分离活塞 57、相消板 58、驱动摩擦板 59 和从动摩擦板 60、第一侧控制油压室 61a、第一侧相消室 62a 和回位弹簧 63。

[0073] 即,对双离合器 126,向第一和第二侧控制油压室 61a、61b 提供油压时,第一和第二盘式离合器 151a、151b 分别呈接合状态,解除第一和第二侧控制油压室 61a、61b 的油压时,第一和第二盘式离合器 151a、151b 分别呈切断状态。

[0074] 如图 4 所示,变速器 T 采用始终接合式结构,即其对应于各变速档位的驱动齿轮 $m1 \sim m6$ 和从动齿轮 $n1 \sim n6$ 始终处于啮合状态。各个齿轮 $m1 \sim m6$ 、 $n1 \sim n6$ 大体分为:固定齿轮,其可分别与各自的支承轴(主轴 41、中间轴 42)一起转动;空套齿轮,其可与支承轴相对转动但不能沿轴线方向移动;滑动齿轮,其不仅可与支承轴相对转动又能沿轴线方向移动。具体地讲,驱动齿轮 $m1$ 、 $m2$ 为固定齿轮,驱动齿轮 $m3$ 、 $m4$ 为滑动齿轮,驱动齿轮 $m5$ 、 $m6$ 为空套齿轮。另外,从动齿轮 $n1 \sim n4$ 为空套齿轮,从动齿轮 $n5$ 、 $n6$ 为滑动齿轮。下面,将 $m3$ 、 $m4$ 、 $n5$ 、 $n6$ 称为滑动齿轮,将 $m5$ 、 $m6$ 和 $n1 \sim n4$ 称为空套齿轮。各滑动齿轮采用花键联接的方式嵌合在其支承轴上。

[0075] 在滑动齿轮 m3(设置在内侧输入轴上的齿轮) 的侧表面上设置有突起 D3, 该突起 D3 可与空套齿轮 m5 上的凹孔 H5 接合。在滑动齿轮 n5 的轴线方向上的两侧设置有突起 D5a、D5b, 其中, 突起 D5a 可与空套齿轮 n1 上的凹孔 H1 接合, 突起 D5b 可与空套齿轮 n3 上的凹孔 H3a 接合。

[0076] 在滑动齿轮 m4(设置在外侧输入轴的端部的齿轮) 上设置有突起 D4a, 该突起 D4a 可与空套齿轮 m6 上的凹孔 H6 接合。另外, 在滑动齿轮 m4 上设置有沿着轴线方向朝向与突起 D4a 相反方向突出的突起 D4b, 该突起 D4b 可与滑动齿轮 m3 上的凹孔 H3b 接合。

[0077] 在滑动齿轮 n6 两侧分别设置有突起 D6a、D6b, 其中, 突起 D6a 可与空套齿轮 n2 上的凹孔 H2 接合, 突起 D6b 可与空套齿轮 n4 上的凹孔 H4 接合。

[0078] 在相互对应的滑动齿轮和空套齿轮接近时, 各个突起 D3、D5a、D5b、D4a、D4b、D6a、D6b 和凹孔 H5、H1、H3a、H6、H3b、H2、H4 卡合且不能相对转动, 上述滑动齿轮和空套齿轮远离时解除上述卡合状态。当各滑动齿轮的某一个经各突起与对应的空套齿轮以不能相对转动的方式卡合时, 可将空套齿轮固定在支承轴上, 主轴 41 和中间轴 42 之间可以形成可选择地使用 1 档~6 档中某一个变速齿轮副的动力传递状态。另外, 在各滑动齿轮和空套齿轮之间的卡合状态被完全解除的状态下, 无法在主轴 41 和中间轴 42 之间传递动力, 从而形成空档状态。

[0079] 朝向使其互相接近的方向滑动设置在外轴 41n 的左端 135 的驱动齿轮 m4, 和与该驱动齿轮 m4 邻接的内轴 41m 上的驱动齿轮 m3 时, 该驱动齿轮 m4 和驱动齿轮 m3 互相接近, 驱动齿轮 m4 上的突起 D4b 和驱动齿轮 m3 上的凹孔 H3b 接合在一起, 此时驱动齿轮 m4 和驱动齿轮 m3 接合为一体。在该状态下, 外轴 41n 和内轴 41m 经驱动齿轮 m3、m4 而接合, 此时, 外轴 41n 和内轴 41m 接合为一体而同步转动。另外, 当向使其互相远离的方向滑动驱动齿轮 m4 和驱动齿轮 m3 时, 可解除突起 D4b 和凹孔 H3b 之间的接合状态, 从而解除外轴 41n 和内轴 41m 之间的接合状态。

[0080] 即, 由突起 D4b 和凹孔 H3b 构成接合式离合器 160(同步机构、离合器装置), 此时, 可切换外轴 41n 和内轴 41m 之间的接合状态。该接合式离合器 160 为使外轴 41n 和内轴 41m 同步转动的机构。

[0081] 接下来说明换档装置 141。

[0082] 如图 3 所示, 换档装置 141 的圆筒状变速鼓 124 转动时, 可以使四个拨叉 127a、127b、127c、127d 沿轴线方向移动, 以此对主轴 41 和中间轴 42 之间的动力传递用变速齿轮副(变速档位) 进行切换。其中, 变速鼓 124 与主轴 41 和中间轴 42 平行设置。在该变速鼓 124 的外周面上分别形成有四条沟槽形凸轮 191a、191b、191c、191d, 它们分别与四个拨叉 127a、127b、127c、127d 嵌合。沟槽形凸轮 191a~191d 沿变速鼓 124 的周向方向形成。

[0083] 拨叉 127b 向主轴 41 一侧延伸并嵌入滑动齿轮 m3 上的凹处 P3 中。拨叉 127c 嵌入滑动齿轮 m4 上的凹处 P4 中。拨叉 127a、127d 向中间轴 42 一侧延伸并分别嵌入滑动齿轮 n5 上的凹处 P5 和滑动齿轮 n6 上的凹处 P6 中。拨叉 127a、127b、127c、127d 的基端侧分别支承在一对拨叉杆 128、129 上且可沿轴线方向移动。拨叉 127a、127b、127c、127d 的基端侧分别设置有滑动突部 127e, 其与变速鼓 124 上的沟槽形凸轮 191a、191b、191c、191d 卡合。

[0084] 变速鼓 124 的图中右端经由棘轮棘爪机构 124A 与变速主轴 124B 连接, 该棘轮棘爪机构 124A 用来控制变速鼓 124 的转动量。

[0085] 变速控制装置 124C 与变速主轴 124B 的图中左端相连接,该变速控制装置 124C 具有变速电机 124D,变速主轴 124B 经齿轮组 124E 与变速电机 124D 连接。

[0086] 变速电机 124D 转动时,其动力经变速主轴 124B 和棘轮棘爪机构 124A 传递过来以转动变速鼓 124。变速鼓 124 转动时,拨叉 127a、127b、127c、127d 按形成在变速鼓 124 的外周面上的沟槽形凸轮 191a、191b、191c、191d 的形状沿轴线方向移动,因此,与之对应的滑动齿轮沿轴线方向移动,由此改变变速器 T 的变速档位。

[0087] 接下来说明变速装置 M 的具体动作。

[0088] 图 6 是表示第一实施方式中的沟槽形凸轮 191a ~ 191d 的展开图。

[0089] 发动机 1 开始工作时,拨叉 127a、127b、127c、127d 位于沟槽形凸轮 191a ~ 191d 中的图示变速位置,即、位于 C/N-N、M/N-N 的位置。其中,C 指中间轴 42,M 指主轴 41,“-”前为奇数档的状态,“-”后为偶数档的状态。另外,N 表示变速档位的各突起 D3、D5a、D5b、D4a、D4b、D6a、D6b 脱出的空档状态。因此,C/N-N 为中间轴 42 的奇数档一侧和偶数档一侧的突起脱出的变速位置,M/N-N 为主轴 41 的奇数档一侧和偶数档一侧的突起脱出的变速位置。还有,ECU46 经传感器(未图示)始终对变速位置进行监视。

[0090] 各沟槽形凸轮 191a ~ 191d 中以呈空档状态的 N 的位置为基准,各向左右错开 1 个档位而连续形成,各滑动突部 127e 位于各沟槽形凸轮 191a ~ 191d 中的左段、中间段、右段的某一个位置时,对应的各滑动齿轮可选择地移至轴线方向上的三个位置。

[0091] 摩托车 100 处于发动机 1 在工作且停车的状态时,第一和第二盘式离合器 151a、151b 双方都保持切断状态。若是全自动模式且侧支腿 226 被收起时,或半自动模式且换挡开关被操作至 1 档时等,测出摩托车 100 处于起步准备状态时,由 ECU46 控制变速鼓 124 而使变速器由空档状态变为 1 档,在该状态下对应于发动机 1 的转速的上升而将双离合器 126 控制为接合状态时,可使摩托车 100 起步。

[0092] 详细地讲,测出摩托车 100 处于起步准备状态时,因 ECU46 的控制而由变速电机 124D 转动变速鼓 124,拨叉 127a、127d 沿对应于中间轴 42 的沟槽形凸轮 191a、191d,向箭头方向从 C/N-N 位置移至 C/1-N·34 位置,拨叉 127b、127c 沿对应于主轴 41 的沟槽形凸轮 191b、191c,向箭头方向移至 M/1-N·34 位置。

[0093] 具体来讲,对于 C/1-N·34 位置,拨叉 127a 从空档位置向变速鼓 124 的左端侧移动一个档位时,可使滑动齿轮 n5 移向空套齿轮 n1 一侧,拨叉 127d 居于空档位置不变。另外,对于 M/1-N·34 位置,拨叉 127b、127c 分别移至连接用沟槽部 195、196 中,该连接用沟槽部 195、196 在沟槽形凸轮 191b、191c 中向变速鼓 124 的中间一侧接近一个档位而形成。滑动齿轮 m3、m4 随之向互相接近的方向移动。

[0094] C/1-N·34 位置表示中间轴 42 的奇数档一侧的滑动齿轮 n5 的突起 D5a 与空套齿轮 n1 上的凹孔 H1 接合的状态(齿轮 n1 处于啮合的状态),偶数档一侧为突起脱出的状态。即,对于 C/1-N·34 位置,空套齿轮 n1 被滑动齿轮 n5 固定在中间轴 42 上,驱动齿轮 m1 和固定下来的空套齿轮 n1 形成一对 1 档齿轮而传递动力,从而可以将转动动力从主轴 41 传递给中间轴 42。其中,处于啮合的状态是指与该齿轮成对的齿轮可被该齿轮驱动的状态,突起脱出的状态是指不存在因突起而完成的接合,成对的齿轮之间无法传递动力的状态。

[0095] M/1-N·34 位置表示主轴 41 的奇数档一侧与齿轮 m1 啮合,偶数档一侧为突起 D4a 呈突起脱出的状态。还有,对于 M/1-N·34 位置,滑动齿轮 m4 的突起 D4b 呈与滑动齿轮 m3

上的凹孔 H3b 接合的状态,此时,外轴 41n 与内轴 41m 连接为一体。另外,在外轴 41n 与内轴 41m 连接状态下,由 ECU46 控制油压而使第一和第二盘式离合器 151a、151b 双方呈接合状态,利用第一和第二盘式离合器 151a、151b 双方将曲轴 2 输出的动力传递给主轴 41,再经 1 档齿轮(齿轮 m1、齿轮 n1)使摩托车 100 起步。

[0096] 像这样,在作用于离合器的载荷较大的状态下起步时,使外轴 41n 与内轴 41m 连接而使用第一和第二盘式离合器 151a、151b 双方,以扩大起步时的离合器容量,因此,可以根据正常行驶时所需的容量,分别来设计第一和第二盘式离合器 151a、151b 的容量,达到减小离合器容量的目的,因此本实施方式可提供较为小型且重量较轻的双离合器式变速装置 140。具体地讲,同时接合第一和第二盘式离合器 151a、151b 时,可使热容量和扭矩容量成倍增加,因此可减少驱动摩擦板 59 和从动摩擦板的个数和减小其直径,从而能减小双离合器 126 的径向方向或轴线方向上的大小。

[0097] 另外,由于沟槽形凸轮 191b、191c 上形成有连接用沟槽部 195、196,通过移动滑动齿轮 m3、m4 而切换接合式离合器 160 的状态,因此,可以无需设置用来连接外轴 41n 和内轴 41m 的其他部件,利用简单的结构就能切换外轴 41n 和内轴 41m 的连接状态。

[0098] 还有,由于用连接用沟槽部 195、196 使滑动齿轮 m3、m4 双方向互相接近的方向移动,因此可减小各滑动齿轮 m3、m4 的移动量,从而提高设置在主轴 41 和中间轴 42 上的其他齿轮的设置自由度。

[0099] 另外,对于外轴 41n,将设置在第二盘式离合器 151b 的相反一侧的滑动齿轮 m4,和与滑动齿轮 m4 邻接的内轴 41m 上的滑动齿轮 m3 接合,因此可用简单的结构连接外轴 41n 和内轴 41m。

[0100] 接下来,测出摩托车 100 起步后,发动机 1 的转速已达到规定转速时,由 ECU46 控制变速鼓 124 而使其转动,从而将变速位置移至 C/1-N 位置和 M/1-N 位置。

[0101] C/1-N 位置表示拨叉 127a、127d 的位置与 C/1-N·34 位置相同的状态,可用 1 档进行动力传递的状态。

[0102] M/1-N 位置表示拨叉 127b、127c 的位置同于 M/N-N 位置的状态,在 M/1-N·34 位置连接的外轴 41n 和内轴 41m 的连接状态已被解除的状态。另外,对于 M/1-N 位置,第二盘式离合器 151b 的接合被 ECU46 控制而解除,只有设置在内轴 41m 上的第一盘式离合器 151a 处于接合状态,曲轴 2 输出的动力通过内轴 41m 经过 1 档齿轮传递给中间轴 42。这里,规定转速是指与起步时作用于双离合器 126 的载荷足够小的状态时的转速,例如,其为行驶中从 2 档变为 3 档时的平常的换档动作时,载荷降到等同于此时作用于双离合器 126 的载荷时的转速。

[0103] 像这样,起步后,发动机 1 的转速达到规定转速时,切断外轴 41n 和内轴 41m 的连接状态而只由内轴 41m 传递动力,这样可防止起步后外轴 41n 和内轴 41m 上的齿轮转动,因此,可消除外轴 41n 和内轴 41m 上的齿轮转动而带来的能耗,从而能降低油耗。

[0104] 另外,由于将 M/1-N·34 位置设置在 M/N-N 位置和 M/1-N 位置之间,即,设置在对应于沟槽形凸轮 191b、191c 中的空档状态和 1 档之间的位置,所以在拨叉 127b、127c 从空档状态至 1 档的过程中,顺畅地改变外轴 41n 和内轴 41m 的连接状态。

[0105] 接下来,测出只有第一盘式离合器 151a 处于接合状态而实现 1 档动力传递时,由 ECU46 控制变速鼓 124 而使其转动,从而将变速位置移至 C/1-2 位置和 M/1-2 位置。

[0106] C/1-2 位置表示中间轴 42 的奇数档一侧与齿轮 n1 啮合,偶数档一侧与齿轮 n2 啮合的状态。M/1-2 位置表示主轴 41 的奇数档一侧与齿轮 m1 啮合,偶数档一侧与齿轮 m2 啮合的状态。该阶段为预备变速阶段,只有第一盘式离合器 151a 处于接合状态,第二盘式离合器 151b 处于接合被解除的状态。

[0107] 若在全自动模式时根据车速或发电机转速等判断为变为 2 档时,或是在半自动模式时换挡开关被操作至 2 档时,由 ECU46 既切断第一盘式离合器 151a 的接合状态,还使第二盘式离合器 151b 处于接合状态,由此变为 2 档行驶状态。由于变速器 T 已被预备变速,所以,只需切换双离合器 126 的接合状态,就能实现 2 档动力传递。因此,不会产生变速操作时的时间迟滞或变速中断等问题,从而能迅速而且顺畅地完成换挡动作。

[0108] 测出实现 2 档动力传递时,由 ECU46 控制变速鼓 124 而使其转动以移动变速位置,将中间轴 42 的变速位置经 C/N-2 位置移至 C/3-2 位置,主轴 41 的变速位置经 M/N-2 位置移至 M/3-2 位置。

[0109] C/N-2 位置表示中间轴 42 的奇数档一侧突起脱出,偶数档一侧与齿轮 n2 啮合的状态。M/N-2 位置表示主轴 41 的奇数档一侧突起脱出,偶数档一侧与齿轮 m2 啮合的状态。在该状态下,只有第二盘式离合器 151b 处于接合状态。

[0110] 另外,C/3-2 位置表示中间轴 42 的奇数档一侧与齿轮 n3 啮合,偶数档一侧与齿轮 n2 啮合的状态。M/3-2 位置表示主轴 41 的奇数档一侧与齿轮 m3 啮合,偶数档一侧与齿轮 n2 啮合的状态。该阶段也为预备变速阶段。

[0111] 接下来,若在全自动模式时根据车速或发电机转速等判断为变为 3 档时,或是在半自动模式时换挡开关被操作至 3 档时,由 ECU46 既切断第二盘式离合器 151b 的接合状态,还使第一盘式离合器 151a 处于接合状态,由此变为 3 档行驶状态。由于变速器 T 已被预备变速,所以,只需切换双离合器 126 的接合状态,就能实现 3 档动力传递。此后,4 档、5 档和 6 档也采用同样方法进行升档。另外,由于降档时也采用同样方法,所以省略其说明。

[0112] 如上所述,当采用本发明所述的第一实施方式时,由于设置有使内轴 41m 和外轴 41n 同步转动的接合式离合器 160,所以,在摩托车 100 起步时,既由接合式离合器 160 连接内轴 41m 和外轴 41n,还使第一和第二盘式离合器 151a、151b 双方处于接合状态,因此,起步时可使用两个离合器 151a、151b 将曲轴 2 输出的动力传递给主轴 41。其中,内轴 41m 和外轴 41n 上分别设置有切断或接合发动机 1 的动力的第一和第二盘式离合器 151a、151b。这样,可根据正常行驶时所需的容量来设计内轴 41m 和外轴 41n 上的各第一和第二盘式离合器 151a、151b 的容量,达到减小该离合器的容量的目的,因此,本发明可提供较为小型而且重量较轻的双离合器式变速装置 M。

[0113] 另外,摩托车 100 起步后,发动机 1 的转速达到规定转速时,切断内轴 41m 和外轴 41n 的连接状态时,可防止起步后内轴 41m 和外轴 41n 转动,以此来降低油耗。

[0114] 另外,由设置在外轴 41n 的端部和内轴 41m 之间的接合式离合器 160,使由内外双层轴形成的内轴 41m 和外轴 41n 同步转动,因此,本发明可采用简单的结构连接或切断内轴 41m 和外轴 41n。

[0115] 还有,用来连接内轴 41m 和外轴 41n 的离合器装置为接合式离合器 160,其使滑动齿轮 m4 和 m3 沿着主轴 41 的轴线方向移动而相互嵌合。其中,滑动齿轮 m4 设置在外轴 41n 的左端 135,滑动齿轮 m3 设置在内轴 41m 上并与滑动齿轮 m4 邻接。因此本发明可采用简单

的结构连接或切断内轴 41m 和外轴 41n。

[0116] 另外,上述第一实施方式是表示适用本发明的一个方式,本发明并不局限于上述第一实施方式。

[0117] 在上述第一实施方式中说明的接合式离合器 160,其使滑动齿轮 m4 和 m3 沿主轴 41 的轴线方向移动而相互嵌合,但本发明并不局限于此。接合式离合器 160 也可以采用以下结构:其使滑动齿轮 m4 和 m3 中的至少其中之一沿主轴 41 的轴线方向移动而另一个嵌合。

[0118] 另外,在上述第一实施方式中,说明了摩托车 100 起步后,发动机 1 的转速达到规定转速时,切断内轴 41m 和外轴 41n 的连接状态的情况,但本发明并不局限于此,例如也可以根据车速传感器等测出的车速,达到规定转速时,切断内轴 41m 和外轴 41n 的连接状态。另外,关于摩托车 100 的细部结构,当然也可根据需要适当地进行变更。

[0119] 【第二实施方式】

[0120] 下面参照图 7 说明本发明所适用的第二实施方式。在本第二实施方式中,对同于上述第一实施方式中的结构部分,标注相同的符号而省略其说明。

[0121] 第二实施方式与第一实施方式的不同点是:变速鼓 227 上设置有作为驻车位置的 C/1-2·P 位置和 M/1-2·P 位置。当摩托车 100 驻车时,在上述驻车位置对摩托车 100 的移动进行锁止。

[0122] 现有技术中,有人提出一种驻车锁止机构,对车辆用自动变速器,除设置有可选择地选定多个变速档位的齿轮组的拨叉之外,其设置有驻车用拨叉,将该驻车用拨叉固定在驻车杆上,使驻车杆沿轴线方向工作时,可选定两个齿轮组而实现驻车锁止功能(例如参照专利文献(日本发明专利公开公报特开 2006-105221 号))。

[0123] 但上述现有技术中存在以下技术问题:除设置可选择地选定多个变速档位的齿轮组的拨叉之外,还需要设置驻车用拨叉,因此,导致零件个数增多,变速器的大小变大。

[0124] 因此,人们期望提供如下一种变速器用驻车锁止机构,其既有助于减少变速器中的零件个数,还可减小变速器的大小。

[0125] 图 7 是表示第二实施方式中的沟槽形凸轮 291a ~ 291d 的展开图。

[0126] 对第二实施方式中的摩托车 100,当其停车时,无论此前的变速档位为哪个变速档位,都由 ECU46 切断第一盘式离合器 151a 和第二盘式离合器 151b,并对变速电机 124D 的驱动状态进行控制而转动变速鼓 227,以使拨叉 127a、127b、127c、127d 移至各沟槽形凸轮 291a ~ 291d 中,从而使得变速位置返回图 7 所示的空档状态下的位置,即,返回 C/N-N/位置、M/N-N 位置。也就是说,变速装置 M 为自动变速器,其在车辆停车时和驻车时切断曲轴 2 的动力传递。

[0127] 变速鼓 227 为代替第一实施方式中的变速鼓 124 而设置的圆筒状变速鼓,其轴线与主轴 41 和中间轴 42 的轴线平行。沟槽形凸轮 291a ~ 291d 在变速鼓 227 的外周面上沿周向方向形成。

[0128] 与第一实施方式相同,在本第二实施方式中,使拨叉 127a、127b、127c、127d 与沟槽形凸轮 291a、291b、291c、291d 卡合时,能可选择地选定对应于各变速位置的齿轮组,沟槽形凸轮 291a、291d 还具有作为驻车位置的 C/1-2·P 位置,沟槽形凸轮 291b、291c 还具有作为驻车位置的 M/1-2·P 位置。C/1-2·P 位置和 M/1-2·P 位置为将被选择的至少两个齿

轮组同时进行选定的变速位置。

[0129] 详细地讲,在沟槽形凸轮 291a、291d 中, C/1-2 • P 位置在 C/1-N • 34 位置的相反一侧与 C/N-N 位置邻接设置。在沟槽形凸轮 291b、291c 中, M/1-2 • P 位置在 M/1-N • 34 位置的相反一侧与 M/N-N 位置邻接设置。即,变速位置 C/1-2 • P 位置和 M/1-2 • P 位置是从 C/N-N 位置和 M/N-N 位置的状态,在 C/1-N • 34 位置和 M/1-N • 34 位置的相反一侧只将变速鼓 227 转动一个档位后而被选择的位置。

[0130] M/1-2 • P 位置表示拨叉 127b、127c 的位置同于 M/1-N • 34 位置的变速位置,与连接用沟槽部 195P、196P 相同,对于 M/1-2 • P 位置,拨叉 127b、127c 嵌入驻车用连接用沟槽部 195P、196P 中,该驻车用连接用沟槽部 195P、196P 从空档位置向变速鼓 227 的中间一侧接近一个档位而形成。在该状态下,滑动齿轮 m4 和滑动齿轮 m3 因接合式离合器而嵌合,在 M/1-2 • P 位置,内轴 41m 和外轴 41n 互相接合为一体并且不能相对转动。另外,滑动齿轮 m3、m4 采用花键联接的方法嵌合在主轴 41 上,滑动齿轮 m3、m4 固定在主轴 41 上并且不能与之相对转动。

[0131] C/1-2 • P 位置表示拨叉 127a、127d 的位置同于 C/1-2 位置的变速位置。C/1-2 • P 位置表示奇数档一侧的滑动齿轮 n5 与空套齿轮 n1 啮合而形成与空套齿轮 n1 啮合的状态,偶数档一侧的滑动齿轮 n6 与空套齿轮 n2 啮合而形成与空套齿轮 n2 啮合的状态。

[0132] 即,选择 C/1-2 • P 位置和 M/1-2 • P 位置时,呈在内轴 41m 和外轴 41n 连接的状态下的空套齿轮 n1 和空套齿轮 n2 同时啮合的状态。在该状态下,对内轴 41m 和外轴 41n 连接而成为一体的主轴 41 上的驱动齿轮 m1、m2,空套齿轮 n1 和空套齿轮 n2 同时啮合并且固定在中间轴 42 上,不同变速比的 1 档和 2 档同时以能在主轴 41 和中间轴 42 之间传递驱动力的状态互相啮合。像这样,通过同时选定变速比不同的多个齿轮组(本第二实施方式中为 1 档和 2 档),锁止主轴 41 和中间轴 42 之间的转动,随之锁止驱动轴 43、输出轴 123 和后轮 131 的转动。

[0133] 另外,由于主轴 41 和中间轴 42 上的齿轮组同时啮合,由此锁止主轴 41 和中间轴 42 的转动,因此,与第一和第二盘式离合器 151a、151b 的接合状态无关,可对后轮 131 进行锁止。即,对于变速装置 M,即使因摩托车 100 停车而使油泵 50 停止工作,从而呈无法向双离合式变速器 140 提供控制油压的状态,即,第一和第二盘式离合器 151a、151b 呈被切断的状态,也可转动变速鼓 227 而选择 C/1-2 • P 位置和 M/1-2 • P 位置,此时可锁止后轮 131 的转动。

[0134] 还有,由于以使内轴 41m 和外轴 41n 连接的状态为驻车位置,所以与不连接内轴 41m 和外轴 41n 的情况相比,可以从奇数档一侧和偶数档一侧双方,选择用来锁止主轴 41 和中间轴 42 之间的转动的多个齿轮组,所以能提高设计自由度。如在使内轴 41m 和外轴 41n 连接的状态下形成沟槽形凸轮 291a、291d,以使空套齿轮 n3、n4 呈啮合状态,使空套齿轮 n3、n4 同时分别与驱动齿轮 m3、m4 啮合,也可以锁止内轴 41m 和外轴 41n 之间的转动。

[0135] 在本第二实施方式中,驾驶员使摩托车 100 停车后,例如对设置在转向用车把 118 上的驻车杆 118A(参照图 1)进行操作时,参照图 7 可知,变速鼓 227 转动而可选择 C/1-2 • P 位置和 M/1-2 • P 位置。详细地讲,驻车杆 118A 经拉索(未图示)与变速鼓 227 连接,当操作驻车杆 118A 时,变速鼓 227 从 C/N-N 位置和 M/N-N 位置向从 1 档升向 6 档的方向和相反方向转动,变速位置可达到 C/1-2 • P 位置和 M/1-2 • P 位置。通过该操作,可同时选定奇数

档一侧的 1 档齿轮组 (n1、m1) 和偶数档一侧的 2 档齿轮组 (n2、m2), 由此可锁止主轴 41 和中间轴 42 之间的转动, 并经驱动轴 43 和输出轴 123 锁止后轮 131。

[0136] 变速位置 C/1-2 • P 位置和 M/1-2 • P 位置是从空档状态的 C/N-N 位置和 M/N-N 位置, 只向降档方向移动了一个档位的邻接位置, 因此, 在该结构中, 使摩托车 100 停车后, 对驻车杆 118A 进行手动操作, 使变速鼓 227 只向降档方向转动一个档位时, 就能立即到达 C/1-2 • P 位置和 M/1-2 • P 位置, 所以能迅速地进行驻车制动操作。

[0137] 另外, C/1-2 • P 位置和 M/1-2 • P 位置与 C/N-N 位置和 M/N-N 位置邻接, 只需稍微转动变速鼓 227 就能选择驻车位置, 因此可以减小驻车杆 118A 的操作量, 驾驶员可容易地进行驻车制动操作。

[0138] 使摩托车 100 从驻车状态下起步时, 首先, 驾驶员对驻车杆 118A 进行操作而解除驻车位置。之后在发动机 1 工作的状态下, 测出摩托车 100 呈起步准备状态时, 由 ECU46 使变速位置从 C/N-N 位置和 M/N-N 位置状态变为 C/1-N • 34 位置和 M/1-N • 34 位置, 使用两个离合器 151a、151b 使摩托车 100 起步。接着, 摩托车 100 起步后, 当测出发动机 1 的转速达到规定转速时, 由 ECU46 控制变速鼓 124 而使其转动, 从而使变速位置移至 C/1-N 位置和 M/1-N 位置, 随之解除外轴 41n 和内轴 41m 的连接状态。

[0139] 如上所述, 当采用本发明所述的第二实施方式时, 由于设置有使内轴 41m 和外轴 41n 同步转动的接合式离合器 160, 摩托车 100 停车时, 即使内轴 41m 和外轴 41n 同步转动, 还使内轴 41m 和外轴 41n 上的齿轮组的其中之一分别与中间轴 42 上的齿轮啮合。即, 使齿轮 m1、m2 以能传递驱动力的状态与齿轮 n1、n2 啮合, 因此, 当使内轴 41m 和外轴 41n 上的齿轮 m1、m2 同时与中间轴 42 上的齿轮 n1、n2 啮合时, 可以锁止中间轴 42 的转动。所以, 无需设置用来保持摩托车 100 的驻车状态的专用驻车制动装置, 也能保持该摩托车 100 的驻车状态。因此, 本发明既能减少变速装置 M 的零件个数, 还可获得较为小型的变速装置 M。

[0140] 另外, 摩托车 100 起步后, 发动机 1 的转速达到规定转速时, 切断内轴 41m 和外轴 41n 的连接状态时, 可防止起步后内轴 41m 和外轴 41n 双方的转动, 以此来降低油耗。

[0141] 还有, 由设置在外轴 41n 的左端 135 和内轴 41m 之间的接合式离合器 160 使由内外双层轴形成的内轴 41m 和外轴 41n 同步转动, 因此, 本发明可采用简单的结构连接或切断内轴 41m 和外轴 41n。

[0142] 在上述第二实施方式中, 说明了变速鼓 227 可以由驻车杆 118A 经拉索进行手动操作, 但本发明并不局限于此。例如, 也可采用以下结构: 根据驻车制动开关的操作, 由 ECU46 驱动的电机电转动变速鼓 227, 以此选择 C/1-2 • P 位置和 M/1-2 • P 位置。

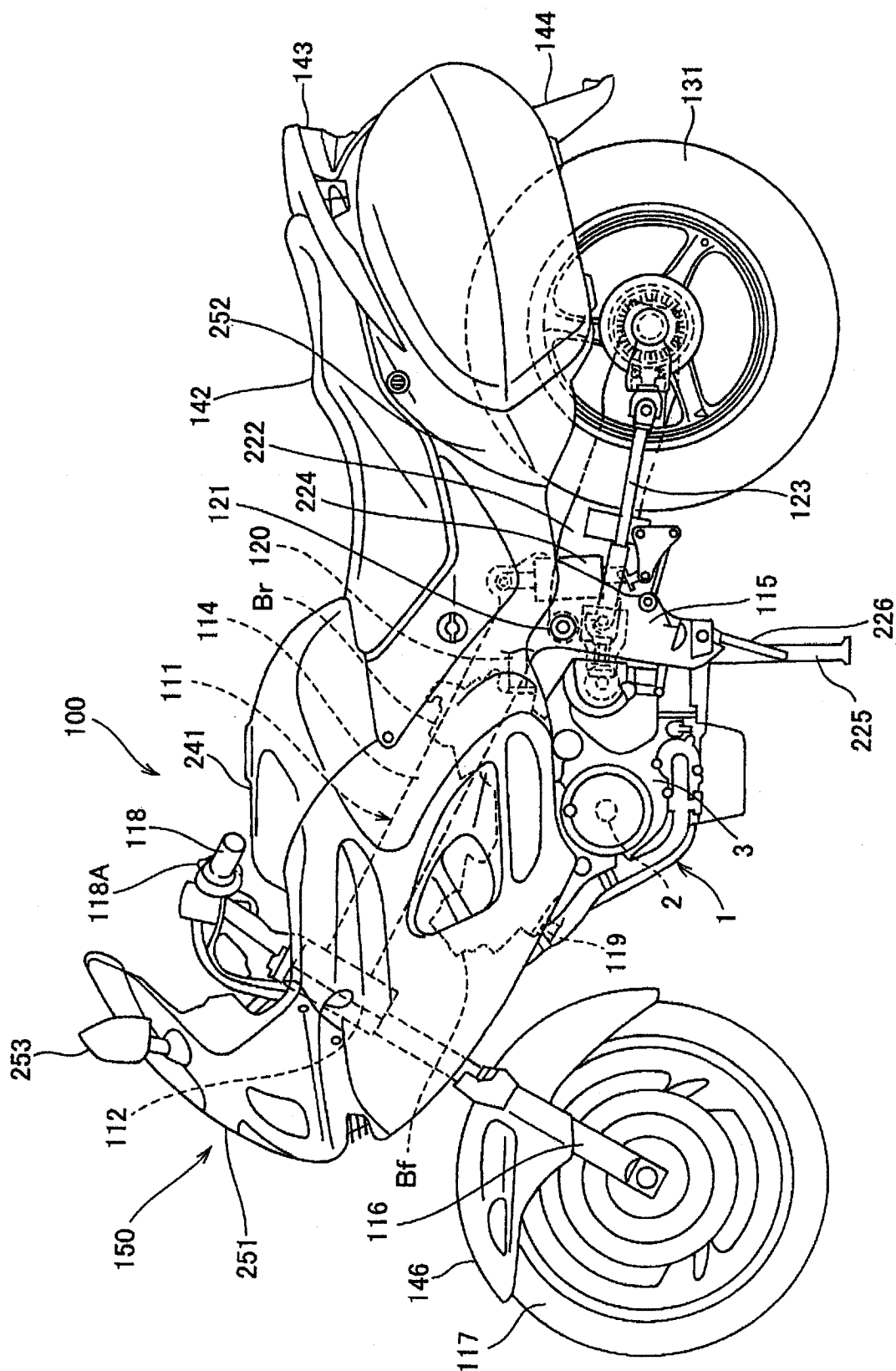


图 1

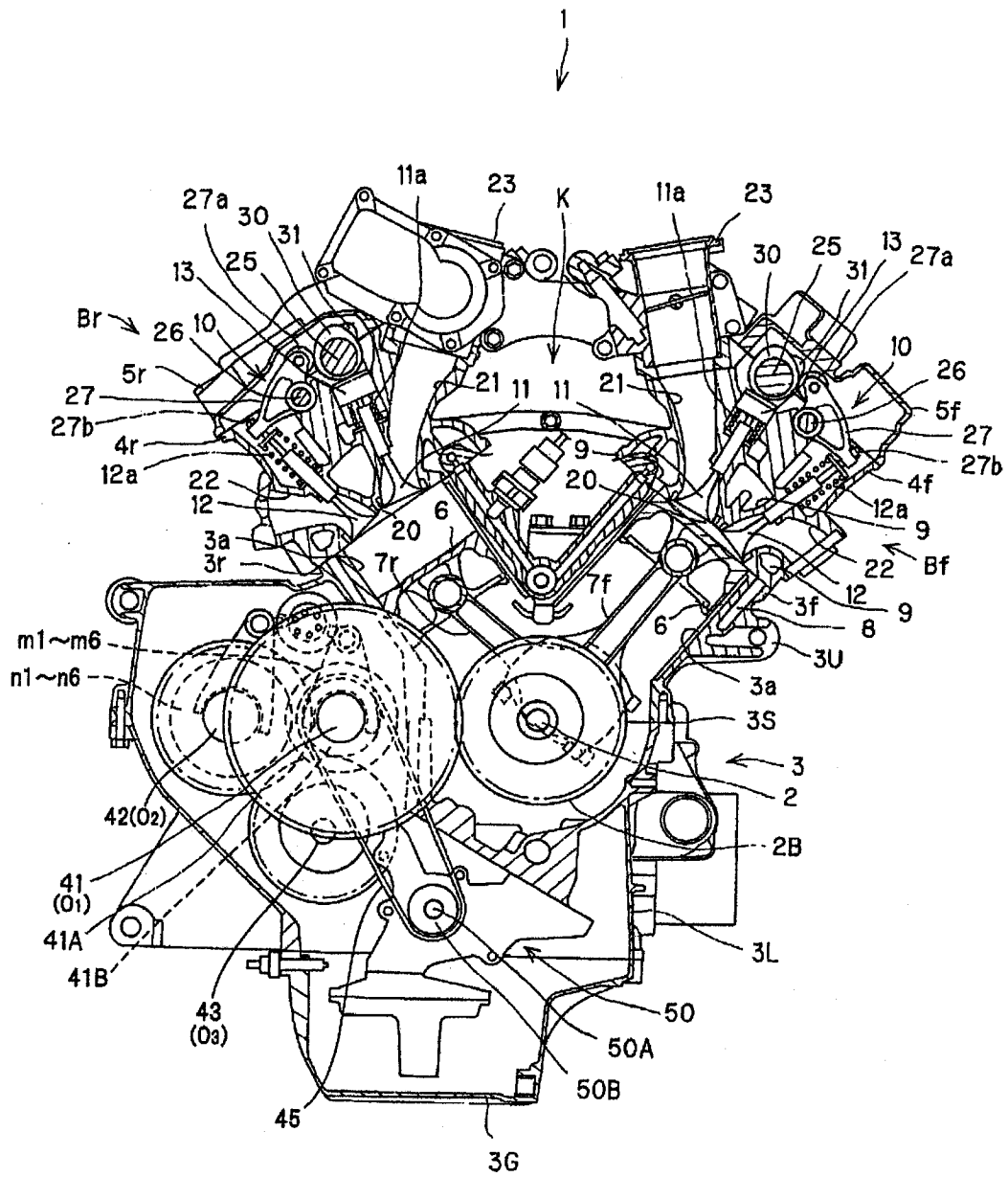


图 2

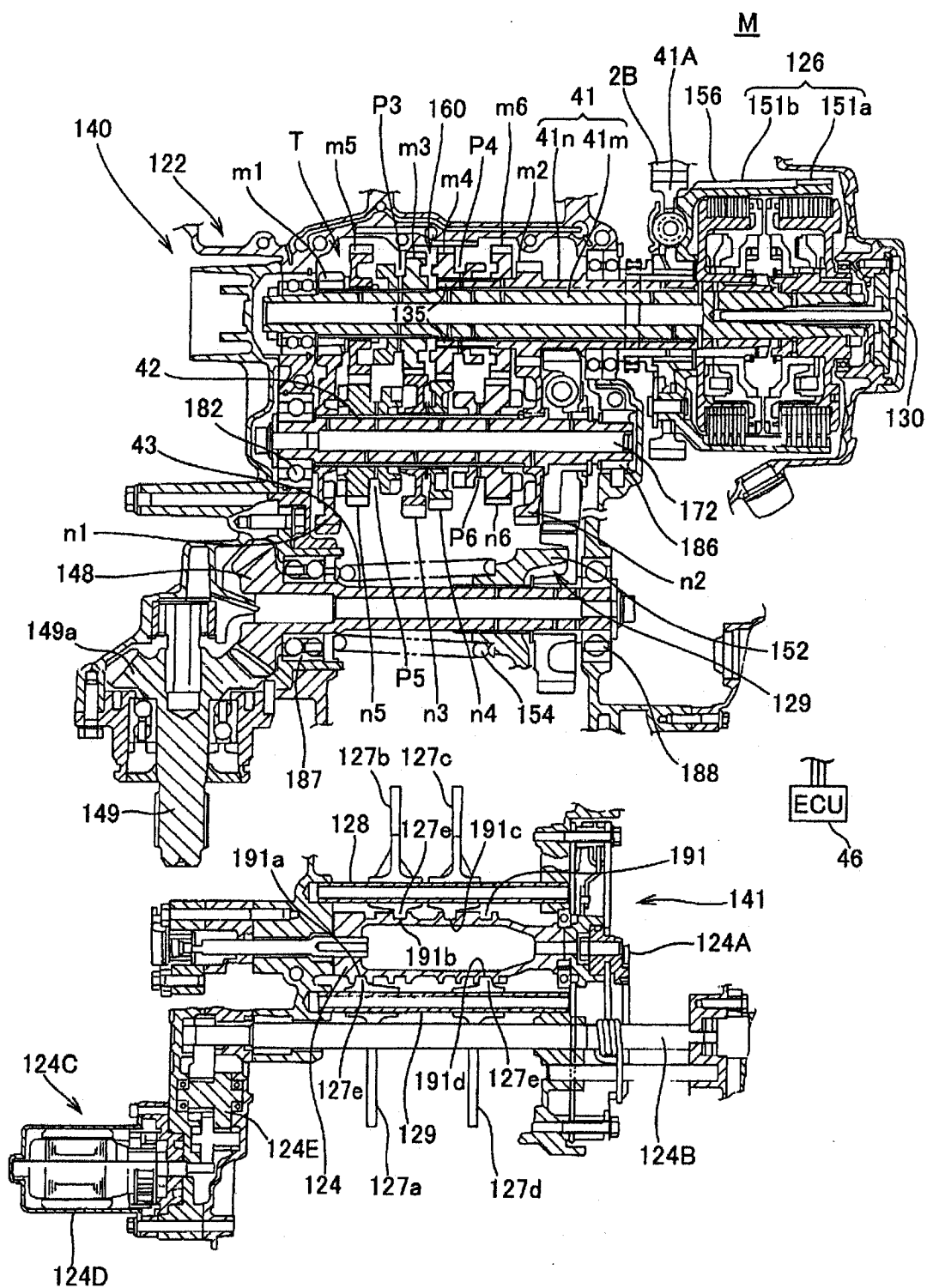


图 3

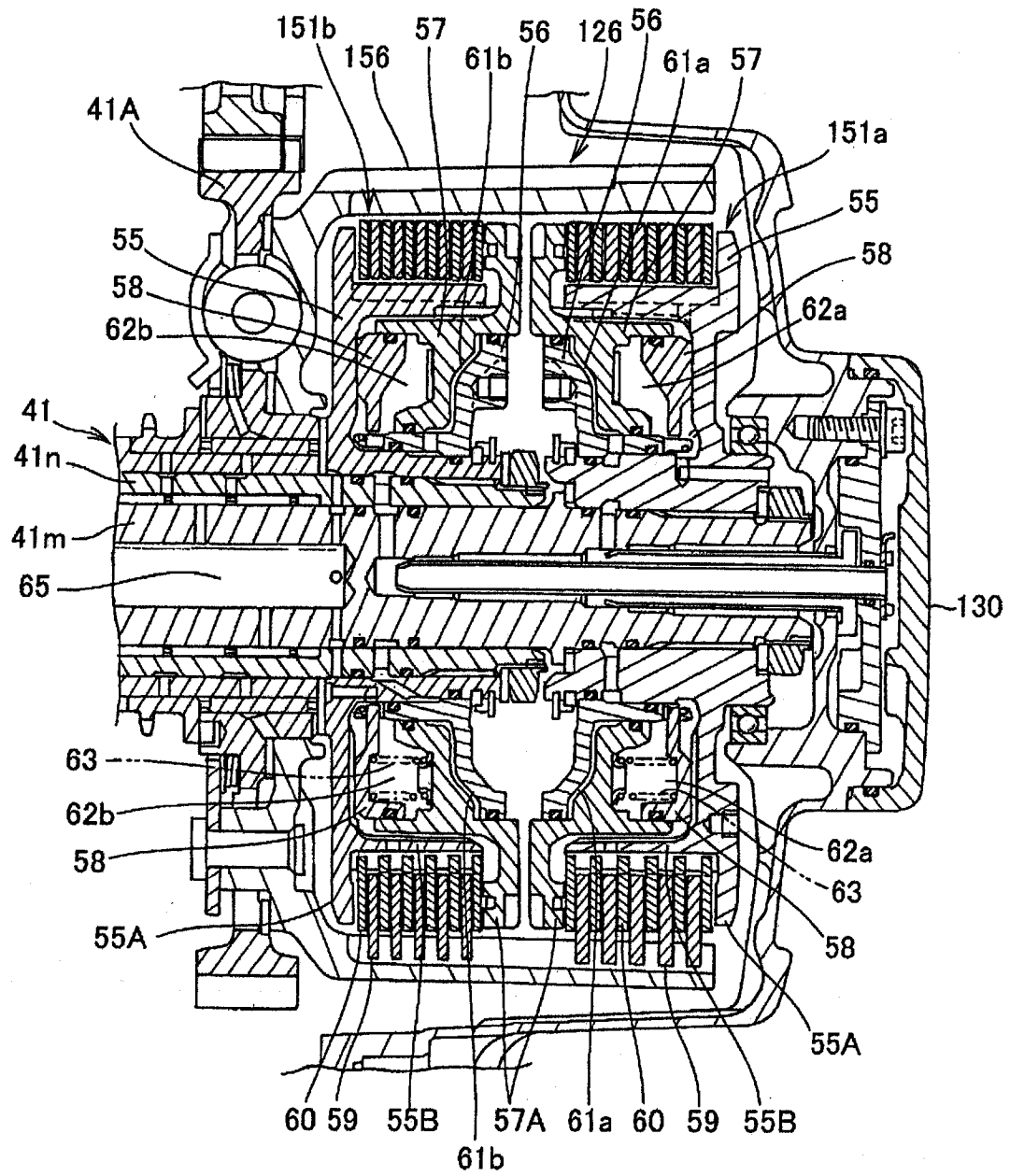


图 5

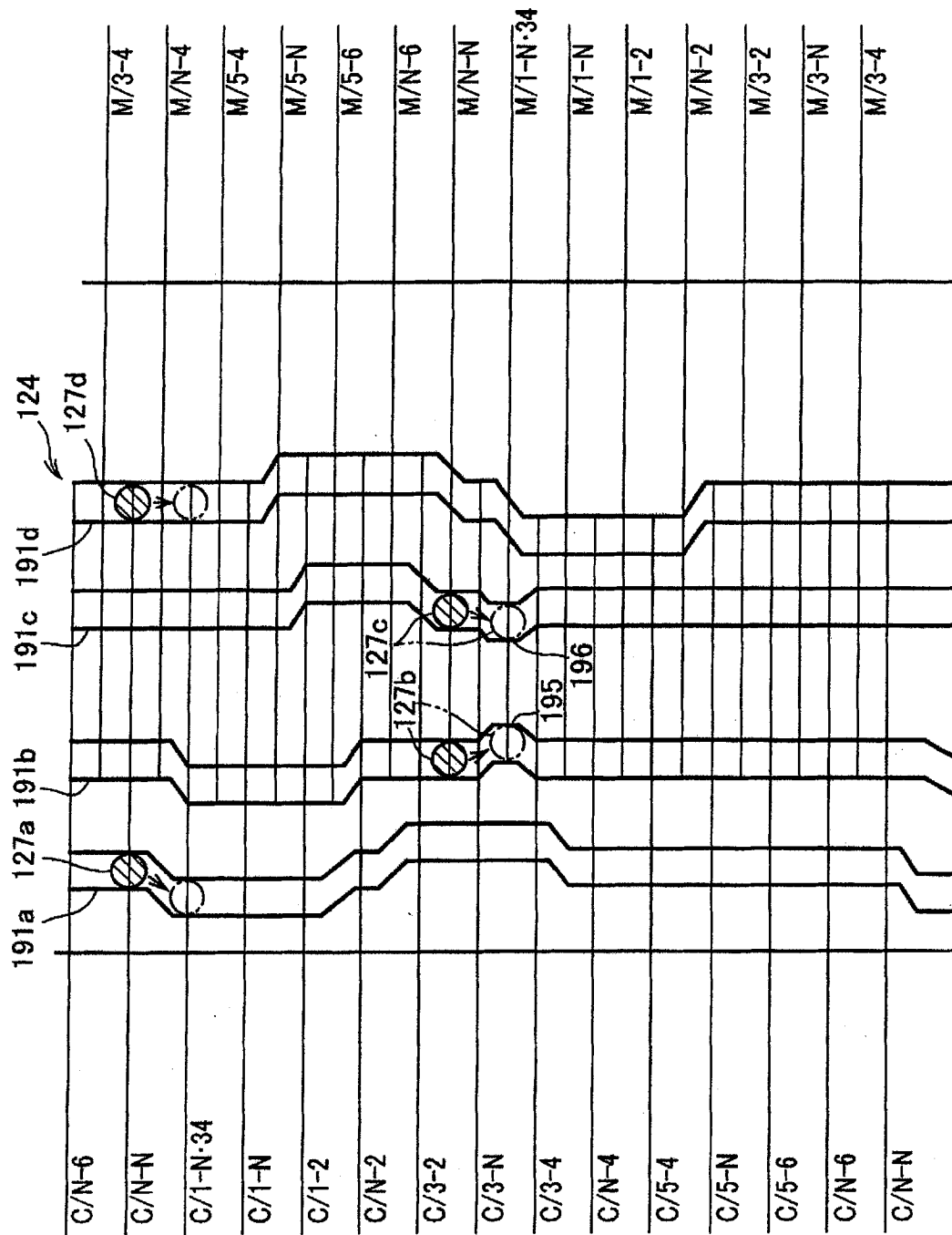


图 6

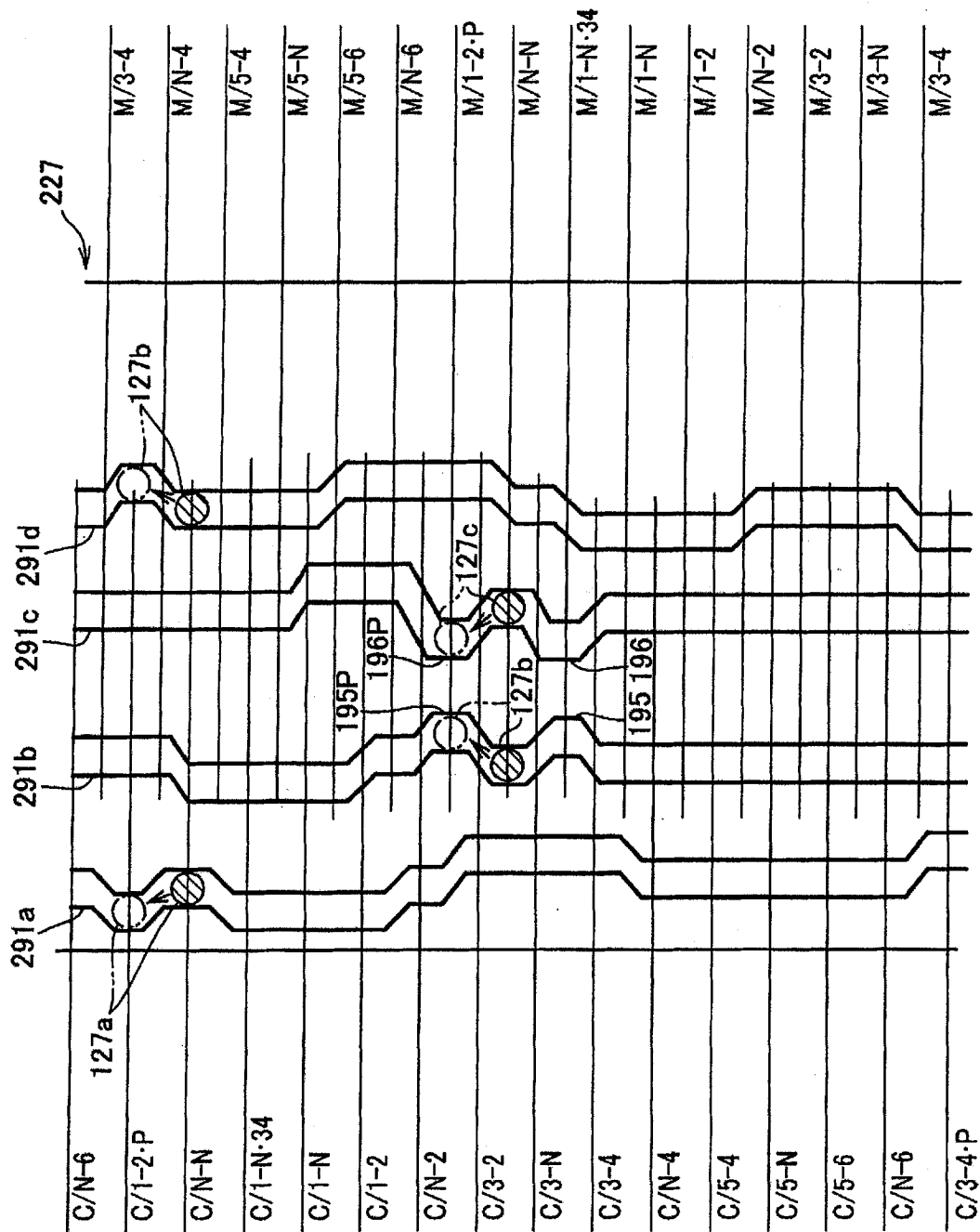


图 7