



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 105190118 B

(45)授权公告日 2017.05.31

(21)申请号 201380075426.7

(22)申请日 2013.04.04

(65)同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 105190118 A

(43)申请公布日 2015.12.23

(85)PCT国际申请进入国家阶段日
2015.10.08

(86)PCT国际申请的申请数据
PCT/JP2013/060346 2013.04.04

(87)PCT国际申请的公布数据
W02014/162563 JA 2014.10.09

(73)专利权人 丰田自动车株式会社
地址 日本爱知县

(72)发明人 松尾贤治 大形勇介 井上大辅

绫部笃志 木村元宣 石川周平
日野显 近藤宏纪

(74)专利代理机构 北京金信知识产权代理有限公司 11225
代理人 黄威 苏萌萌

(51)Int.Cl.
F16H 61/04(2006.01)

(56)对比文件
JP 2010-138961 A, 2010.06.24,
CN 101977791 A, 2011.02.16,
JP 5157942 B2, 2013.03.06,
JP 2002-266979 A, 2002.09.18,
JP 3-56762 A, 1991.03.12,

审查员 黄星

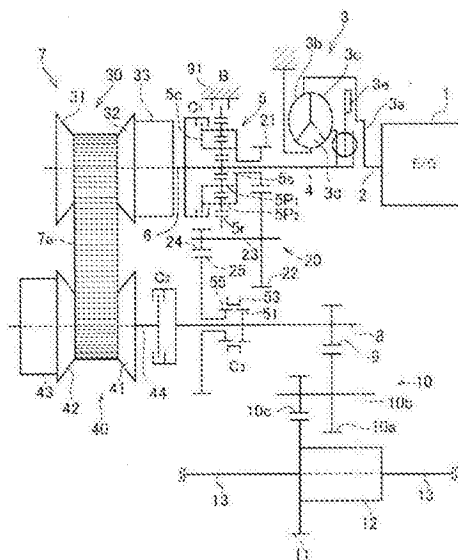
权利要求书2页 说明书13页 附图3页

(54)发明名称

车辆的控制装置以及方法

(57)摘要

本发明提供一种车辆的控制装置,其在从包含有级变速部的传递路径向包含无级变速部的传递路径切换时,使变速比平滑地变化。所述车辆在输入轴与输出轴之间,并列地设置有无级变速部和有级变速部,所述无级变速部使变速比连续地变化,所述有级变速部能够设定无法通过无级变速部而设定的变速比,所述车辆还具备摩擦离合器,所述摩擦离合器在从包含有级变速部的传递路径向包含无级变速部的传递路径切换时进行卡合,在从包含有级变速部的传递路径向包含所述无级变速部的传递路径而切换传递转矩的路径时,摩擦离合器使传递转矩容量增大并且卡合完毕,且在摩擦离合器卡合完毕之前使无级变速部的变速动作开始实施。



1. 一种车辆的控制装置,所述车辆在被输入有动力源所输出的转矩的输入轴与输出转矩的输出轴之间,并列地设置有无级变速部和有级变速部,所述无级变速部具有使变速比连续地变化的一对滑轮,所述有级变速部能够设定与所述无级变速部中能够设定的最大变速比相比而较大的变速比,所述车辆还具备摩擦离合器,所述摩擦离合器在从包含所述有级变速部的传递路径向包含所述无级变速部的传递路径切换时进行卡合,

所述车辆的控制装置的特征在于,其被构成为,

在加速行驶时从包含所述有级变速部的传递路径向包含所述无级变速部的传递路径而切换传递转矩的路径的情况下,在所述摩擦离合器卡合完毕之前使所述无级变速部的变速比开始下降,

并且以使通过所述输入轴的转速与所述输出轴的转速之比来表示的变速比的变化率与由所述无级变速部所获得的变速比的变化率相同的方式,而使所述摩擦离合器卡合完毕。

2. 如权利要求1所述的车辆的控制装置,其特征在于,

所述车辆的控制装置被构成为,在使由所述无级变速部获得的变速比连续地变化的同时,使所述摩擦离合器卡合完毕。

3. 如权利要求1或2所述的车辆的控制装置,其特征在于,

所述车辆的控制装置被构成为,在判断为所述摩擦离合器中的所述传递转矩容量为预定值以上的情况下,使所述无级变速部的变速比开始下降。

4. 如权利要求1或2所述的车辆的控制装置,其特征在于,

所述车辆的控制装置被构成为,在判断为所述输出轴的转速与所述无级变速部的转速之差为预定值以内的情况下,使所述无级变速部的变速比开始下降。

5. 如权利要求1或2所述的车辆的控制装置,其特征在于,

所述摩擦离合器具备油压作动器,

所述车辆的控制装置被构成为,在判断为所述摩擦离合器的油压变为了预定油压以上的情况下,使所述无级变速部的变速比开始下降。

6. 如权利要求1或2所述的车辆的控制装置,其特征在于,

具备第一离合器和第二离合器,所述第一离合器将所述输入轴与所述有级变速部连接或断开,所述第二离合器将所述无级变速部与所述输出轴连接或断开,

所述车辆的控制装置被构成为,

在经由包含所述有级变速部的传递路径而传递转矩的行驶状态下,使所述第一离合器卡合,且使所述第二离合器释放,

在经由包含所述无级变速部的传递路径而传递转矩的行驶状态下,使所述第一离合器释放,且使所述第二离合器卡合,

在进行所述切换时,在所述第二离合器卡合完毕之前,使所述无级变速部的变速比开始下降。

7. 一种车辆的控制方法,所述车辆在被输入有动力源所输出的转矩的输入轴与输出转矩的输出轴之间,并列地设置有无级变速部和有级变速部,所述无级变速部具有使变速比连续地变化的一对滑轮,所述有级变速部能够设定与所述无级变速部中能够设定的最大变速比相比而较大的变速比,所述车辆还具备摩擦离合器,所述摩擦离合器在从包含所述有

级变速部的传递路径向包含所述无级变速部的传递路径切换时进行卡合，

所述车辆的控制方法的特征在于，

在加速行驶时从包含所述有级变速部的传递路径向包含所述无级变速部的传递路径而切换传递转矩的路径的情况下，在所述摩擦离合器的传递转矩容量正在增大的过程中使所述无级变速部的变速比开始下降，之后，以使通过所述输入轴的转速与所述输出轴的转速之比来表示的变速比的变化率与由所述无级变速部所获得的变速比的变化率相同的方式而使该摩擦离合器卡合完毕。

8. 如权利要求7所述的车辆的控制方法，其特征在于，

在正在使由所述无级变速部所获得的变速比连续地变化的过程中，使所述摩擦离合器卡合完毕。

9. 如权利要求7或8所述的车辆的控制方法，其特征在于，

在判断为所述摩擦离合器中的所述传递转矩容量为预定值以上的情况下，使所述无级变速部的变速比开始下降。

10. 如权利要求7或8所述的车辆的控制方法，其特征在于，

在判断为所述输出轴的转速与所述无级变速部的转速之差为预定值以内的情况下，使所述无级变速部的变速比开始下降。

11. 如权利要求7或8所述的车辆的控制方法，其特征在于，

所述摩擦离合器具备油压作动器，

在判断为所述摩擦离合器的油压变为了预定油压以上的情况下，使所述无级变速部的变速比开始下降。

12. 如权利要求7或8所述的车辆的控制方法，其特征在于，

所述摩擦离合器包括第一离合器和第二离合器，所述第一离合器将所述输入轴与所述有级变速部连接或断开，所述第二离合器将所述无级变速部与所述输出轴连接或断开，

在经由包含所述有级变速部的传递路径而传递转矩的行驶状态下，使所述第一离合器卡合，且使所述第二离合器释放，

在经由包含所述无级变速部的传递路径而传递转矩的行驶状态下，使所述第一离合器释放，且使所述第二离合器卡合，

在进行所述切换时，在所述第二离合器结束卡合之前，使所述无级变速部的变速比开始下降。

车辆的控制装置以及方法

技术领域

[0001] 此发明涉及一种车辆的控制装置以及方法,所述车辆在输入轴与输出轴之间,并列地设置有具有固定变速比的有级变速部、和使变速比连续地变化的无级变速部。

背景技术

[0002] 一直以来,已知一种如下的结构,即,在被输入有车辆的动力源所输出的动力的输入轴与输出转矩的输出轴之间,并列地配置有有级变速部和无级变速部,所述有级变速部具有一个或多个固定变速比,所述无级变速部使变速比连续且无阶段地变化。在以这样的方式而构成的车辆中,设置有用于对包含有级变速部的传递路径和包含无级变速部的传递路径进行切换的离合器。此外,还已知如下情况,即,能够将由有级变速部获得的固定变速比设定为无法通过无级变速部而进行设定的变速比。因此,提出了各种根据车辆的行驶状态而切换传递动力的路径时的控制装置或控制方法。

[0003] 例如,在日本特开平03-061762号公报和日本特开昭63-101561号公报中公开了如下结构,即,在输入轴与输出轴之间并列地设置有有级变速部和无级变速部的车辆中,传递动力的路径从包含有级变速部的传递路径向包含无级变速部的传递路径进行切换。在日本特开平03-061762号公报中记载了如下结构,即,在从包含有级变速部的传递路径向包含无级变速部的传递路径进行切换时,禁止无级变速部中的变速动作直至切换完毕为止。由此,能够从切换动作的开始至完毕使由无级变速部获得的变速比维持在最大变速比。因此,在被切换到经由包含无级变速部的传递路径而传递动力的行驶状态时,车辆能够发挥由该最大变速比而实现的减速作用从而进行驱动。

[0004] 此外,在日本特开昭63-101561号公报中记载了如下结构,即,在从包含有级变速部的传递路径向包含无级变速部的传递路径进行切换时,在使将输入轴与有级变速部连结的直接连结离合器释放的同时,使由无级变速部获得的变速比向目标变速比转移。而且被构成为,在进行该切换时,使在通过包含无级变速部的传递路径的行驶过程中进行卡合的启动离合器的传递转矩容量随着启动离合器的前后的转速差的增大或转速比的增大而减少。

[0005] 然而,在日本特开平03-061762号公报所记载的发明中,由于在如此使传递路径被切换了之时起将能够使由无级变速部而获得的变速比变化,因此,在该切换前后变速比将会阶段性地变化,从而在切换时无法获得平滑的变速特性。另外,相对于根据车速所计算出的目标变速比,无级变速器的变速也会迟缓。此外,在日本特开昭63-101561号公报中所记载的发明为,与由无级变速部所获得的变速比无关地对启动离合器的传递转矩容量进行控制的发明。

发明内容

[0006] 此发明为着眼于上述的技术课题而完成的发明,其目的在于,提供一种车辆的控制装置以及方法,所述车辆的控制装置被构成为,在从包含有级变速部的传递路径向包含

无级变速部的传递路径切换时,使变速比平滑地变化。

[0007] 为了实现上述目的,此发明为一种车辆的控制装置,所述车辆在被输入有动力源所输出的转矩的输入轴与输出转矩的输出轴之间,并列地设置有无级变速部和有级变速部,所述无级变速部具有使变速比连续地变化的一对滑轮,所述有级变速部能够设定无法通过所述无级变速部而设定的变速比,所述车辆还具备摩擦离合器,所述摩擦离合器在从包含所述有级变速部的传递路径向包含所述无级变速部的传递路径切换时进行卡合,所述车辆的控制装置的特征在于,其被构成为,在从包含所述有级变速部的传递路径向包含所述无级变速部的传递路径而切换传递转矩的路径时,在所述摩擦离合器卡合完毕之前使所述无级变速部的变速动作开始实施。

[0008] 此发明为如下的车辆的控制装置,其特征在于,在上述的发明中,所述车辆的控制装置被构成为,在使由所述无级变速部获得的变速比连续地变化的同时,使所述摩擦离合器卡合完毕。

[0009] 此发明为如下的车辆的控制装置,其特征在于,在上述的发明中,所述车辆的控制装置被构成为,在判断为所述摩擦离合器中的所述传递转矩容量为预定值以上的情况下,使所述无级变速部的变速动作开始实施。

[0010] 此发明为如下的车辆的控制装置,其特征在于,在上述的发明中,所述车辆的控制装置被构成为,在判断为所述输出轴的转速与所述无级变速部的转速之差为预定值以内的情况下,使所述无级变速部的变速动作开始实施。

[0011] 此发明为如下的车辆的控制装置,其特征在于,在上述的发明中,所述摩擦离合器具备油压作动器,所述车辆的控制装置被构成为,在判断为所述摩擦离合器的油压变为了预定油压以上的情况下,使所述无级变速部的变速动作开始实施。

[0012] 此发明为如下的车辆的控制装置,其特征在于,在上述的发明中,所述车辆的控制装置被构成为,以使通过所述输入轴的转速与所述输出轴的转速之比来表示的变速比的变化率与由所述无级变速部所获得的变速比的变化率相同的方式而进行控制,并使所述摩擦离合器卡合完毕。

[0013] 此发明为如下的车辆的控制装置,其特征在于,在上述的发明中,具备第一离合器和第二离合器,所述第一离合器将所述输入轴与所述有级变速部连接或断开,所述第二离合器将所述无级变速部与所述输出轴连接或断开,所述车辆的控制装置被构成为,在经由包含所述有级变速部的传递路径而传递转矩的行驶状态下,使所述第一离合器卡合,且使所述第二离合器释放,在经由包含所述无级变速部的传递路径而传递转矩的行驶状态下,使所述第一离合器释放,且使所述第二离合器卡合,在进行所述切换时,在所述第二离合器卡合完毕之前,使所述无级变速部的变速动作开始实施。

[0014] 此发明为一种车辆的控制方法,所述车辆在被输入有动力源所输出的转矩的输入轴与输出转矩的输出轴之间,并列地设置有无级变速部和有级变速部,所述无级变速部具有使变速比连续地变化的一对滑轮,所述有级变速部能够设定无法通过无级变速部而设定的变速比,所述车辆还具备摩擦离合器,所述摩擦离合器在从包含所述有级变速部的传递路径向包含所述无级变速部的传递路径切换时进行卡合,所述车辆的控制方法的特征在于,在从包含所述有级变速部的传递路径向包含所述无级变速部的传递路径而切换传递转矩时,在所述摩擦离合器的传递转矩容量正在增大的过程中使所述无级变速部的变速动作

开始实施,之后,使该摩擦离合器卡合完毕。

[0015] 此发明为如下的车辆的控制方法,其特征在于,在上述的发明中,在正在使由所述无级变速部所获得的变速比连续地变化的过程中,使所述摩擦离合器卡合完毕。

[0016] 此发明为如下的车辆的控制方法,其特征在于,在上述的发明中,在判断为所述摩擦离合器中的所述传递转矩容量为预定值以上的情况下,使所述无级变速部的变速动作开始实施。

[0017] 此发明为如下的车辆的控制方法,其特征在于,在上述的发明中,在判断为所述输出轴的转速与所述无级变速部的转速之差为预定值以内的情况下,使所述无级变速部的变速动作开始实施。

[0018] 此发明为如下的车辆的控制方法,其特征在于,在上述的发明中,所述摩擦离合器具备油压作动器,在判断为所述摩擦离合器的油压变为了预定油压以上的情况下,使所述无级变速部的变速动作开始实施。

[0019] 此发明为如下的车辆的控制方法,其特征在于,在上述的发明中,以使通过所述输入轴的转速与所述输出轴的转速之比来表示的变速比的变化率与由所述无级变速部所获得的变速比的变化率相同的方式而进行控制,并使所述摩擦离合器卡合完毕。

[0020] 此发明为如下的车辆的控制方法,其特征在于,在上述的发明中,所述摩擦离合器包括第一离合器和第二离合器,所述第一离合器将所述输入轴与所述有级变速部连接或断开,所述第二离合器将所述无级变速部与所述输出轴连接或断开,在经由包含所述有级变速部的传递路径而传递转矩的行驶状态下,使所述第一离合器卡合,且使所述第二离合器释放,在经由包含所述无级变速部的传递路径而传递转矩的行驶状态下,使所述第一离合器释放,且使所述第二离合器卡合,在进行所述切换时,在所述第二离合器卡合完毕之前,使所述无级变速部的变速动作开始实施。

[0021] 因此,根据该发明,由于通过如下方式而构成,即,在从包含有级变速部的传递路径向包含无级变速部的传递路径切换时,在摩擦离合器中的卡合或释放动作的控制中,尤其在离合器的卡合动作完毕之前,使有级变速部中的变速动作开始实施,因此,能够实施使惯性转矩降低的平滑的变速。即,在该切换时摩擦离合器保持预定的传递转矩容量的状态下,能够使输出轴的转矩平滑地变化从而避免或抑制产生变速冲击或不快感。此外,通过使由无级变速部所获得的变速比的变化率和输入轴与输出轴的转速比(总变速比)的变化率相一致,从而能够实施平滑的变速。另外,由于在传递路径的切换控制中,首先开始离合器的卡合控制,其后开始有级变速部中的变速控制,因此,能够减少或抑制总变速比相对于目标变速比的延迟,从而提高了变速响应性。此外,由于在减少变速冲击的同时,不使到离合器的卡合完毕为止的时间增大,因此,能够抑制作用于摩擦离合器中的摩擦材料上的负载。即,能够提高摩擦离合器的耐久性。

附图说明

[0022] 图1为用于对此发明中的并列地配置有有级变速部和无级变速部的变速装置的一个示例进行说明的框图。

[0023] 图2为模式化地表示在执行了从包含有级变速部的传递路径向包含无级变速部的传递路径进行切换的控制时的车辆的动作的时序图。

[0024] 图3为将根据车辆的行驶状态而使各离合器机构以及制动器机构卡合或释放的状态归纳来表示的图表。

具体实施方式

[0025] 以下,基于具体例来对此发明进行说明。此发明所涉及的车辆的控制装置被搭载于车辆上,在被输入有动力源所输出的动力的输入轴与输出动力的输出轴之间,具备无级变速部和有级变速部,所述无级变速部具有使变速比连续地变化的一对滑轮,所述有级变速部与该无级变速部并列地设置并由具有一个或多个预定的变速比的齿轮机构构成。另外,具备用于对包含无级变速部的传递路径和包含有级变速部的传递路径进行切换的离合器机构。因此,此发明被构成为,在从包含有级变速部的传递路径向包含无级变速部的传递路径而切换传递动力的路径时,使离合器机构工作,并且使无级变速部工作。

[0026] 图1表示在此发明中作为对象的变速装置的一个示例,尤其模式化地图示了从动力源经由变速器而到达驱动轮的动力传递路径。另外,在此所说明的变速装置为,使通过输入轴4的转速 N_{in} 与输出轴8的转速 N_{out} 之比来表示的变速比变化的装置,并为包含前进后退切换机构5、无级变速部7和有级变速部20的装置。动力源1在该具体例中通过汽油发动机等内燃机(E/G)而构成。另外,在以下的说明中,将动力源1记载为发动机1来进行说明。

[0027] 在发动机1的曲轴2上,连结有附带锁止离合器的转矩转换器3。转矩转换器3具备一直以来作为流体传动装置而广为人知的结构,与机壳前盖3a一体化了的泵叶轮3b相对置地配置有涡轮3c,在这些泵叶轮3b与涡轮3c之间,配置有经由未图示的单向离合器而被保持的定子3d。即,机壳前盖3a被连结于曲轴2上,机壳前盖3a及泵叶轮3b与曲轴2一体旋转。此外,涡轮3c被连结于输入轴4上,并与该输入轴4一体旋转。即,以涡轮3c的转速 N_t 与输入轴4的转速 N_{in} 成为相同的转速的方式而构成。另外,与涡轮3c成为一体而进行旋转的锁止离合器3e被配置为与机壳前盖3a的内表面相对置。且被构成为,根据夹着该锁止离合器3e的两侧的压力差,而成为锁止离合器3e与机壳前盖3a的内表面接触并传递转矩的卡合状态,或者相反地从机壳前盖3a的内表面远离而使转矩的传递断开的释放状态,前述的单向离合器被设置于定子3d与机壳等固定部件之间。

[0028] 在与输入轴4相同的轴线上配置有前进后退切换机构5。前进后退切换机构5为,用于对不改变从输入轴4被传递的动力的旋转方向而进行传递的前进状态、和将从输入轴4被传递的动力的旋转方向反转而进行传递的后退状态进行切换的机构。前进后退切换机构5通过三个旋转要素互相形成差动作用的所谓的差动机构而构成。即,一直以来已知各种这样的差动机构,在此发明中的前进后退切换机构中能够采用任意一种的差动机构。在该具体例中,如图1所示,前进后退切换机构5通过双小齿轮型的行星齿轮机构而构成。

[0029] 具体而言,前进后退切换机构5具备:作为外齿齿轮的太阳齿轮5s、与该太阳齿轮5s被配置在同心圆上的作为内齿齿轮的内啮合齿轮5r、与太阳齿轮5s相啮合的第一小齿轮5P1、与该第一小齿轮5P1以及内啮合齿轮5r相啮合的第二小齿轮5P2、对这些第一及第二小齿轮5P1、5P2以能够进行自转且公转的方式而进行保持的行星齿轮架5c。太阳齿轮5s以与输入轴4一体旋转的方式而构成,并构成行星齿轮机构中的输入要素。此外,设置有选择性地使内啮合齿轮5r的旋转停止的制动器机构B。即,内啮合齿轮5r构成行星齿轮机构中的反力要素。制动器机构B被设置于内啮合齿轮5r与机壳等固定部件之间,并且能够通过多板制

动器等摩擦式制动器或啮合式的制动器而构成。

[0030] 而且,行星齿轮架5c与后述的有级变速部20的驱动齿轮21一体旋转,并构成行星齿轮机构中的输出要素。另外,在行星齿轮架5c与太阳齿轮5s之间,设置有用于使行星齿轮架5c与太阳齿轮5s连结、并使行星齿轮机构的整体一体旋转的第一离合器机构C1。总之,第一离合器机构C1只要以如下方式而构成即可,即,对构成前进后退切换机构5的行星齿轮机构中的三个旋转要素之中的至少两个旋转要素以一体旋转的方式而进行连结并使行星齿轮机构的整体一体化。此外,第一离合器机构C1被构成为,将输入轴4的转矩向作为输出要素的行星齿轮架5c直接传递。即,第一离合器机构C1为能够在输入轴4与有级变速部20之间选择性地传递或断开的机构。此发明中的第一离合器机构C1通过根据卡合力而逐渐地增大或减少传递转矩容量的湿式或干式的摩擦离合器而构成。因此,该具体例的第一离合器机构C1具备被连接在未图示的油压回路上的油压作动器,并被构成为,通过使油压作动器的油压 P_{C1} 变化从而进行工作。因此,由于通过使第一离合器机构C1的油压(卡合压) P_{C1} 增大或减少从而使卡合力变化,因此被构成为,通过对该油压 P_{C1} 的变化进行控制从而对第一离合器机构C1的传递转矩容量的变化进行控制。

[0031] 另外,构成前进后退切换机构5的行星齿轮机构能够通过列线图来表示。太阳齿轮5s及内啮合齿轮5r和行星齿轮架5c以互相平行的三条线来表示,表示太阳齿轮5s的线与表示行星齿轮架5c的线位于左右两端,在中央处配置有表示作为反力要素的内啮合齿轮5r的线。而且,在将表示太阳齿轮5s的线与表示行星齿轮架5c的线之间的间隔设为“1”的情况下,表示内啮合齿轮5r的线与表示行星齿轮架5c的线之间的间隔被设定为,相当于太阳齿轮5s的齿数与内啮合齿轮5r的齿数之比(齿轮比)的值。距离各个线的基线0的距离表示各自的旋转要素的转速。例如在使第一离合器机构C1卡合的情况下,由于前进后退切换机构5的整体成为一体而进行旋转,因此,各个旋转要素的转速以及旋转方向通过在正旋转方向上表示相同转速的直线来表示。相对于此,在通过制动器机构B而使内啮合齿轮5r固定的情况下,各个旋转要素的转速以及旋转方向通过太阳齿轮5s向正旋转方向旋转、内啮合齿轮5r被固定、行星齿轮架5c向负旋转方向旋转的直线来表示。即,行星齿轮架5c向与太阳齿轮5s的旋转方向相反的方向旋转。

[0032] 此外,输入轴4与输出轴8被平行地设置。在此发明中,在输入轴4与输出轴8之间并列地设置有包含使变速比连续地变化的无级变速部7的传递路径、和包含由具有固有变速比的齿轮列构成的有级变速部20的传递路径。另外,在以下的说明中,存在如下情况,即将由无级变速部7获得的变速比记载为可变变速比 γ_1 ,将由有级变速部20获得的变速比记载为固定变速比 γ_2 。

[0033] 无级变速部7通过一直以来已知的带式无级变速器而构成。具体而言,无级变速部7具备:主轴6与从动轴44被平行地设置且与主轴6一体旋转的作为驱动侧部件的主滑轮30、与从动轴44一体旋转的作为从动侧部件的从动滑轮40、被卷绕于这些滑轮30、40上的传动带7a。因此,各个滑轮30、40被构成为,通过使传动带7a所卷绕的槽的宽度的宽窄变化从而使传动带7a的卷绕半径的大小变化。即被构成为,能够通过使传动带7a所卷绕的槽宽度变化从而使变速比 γ_1 连续且无阶段地变化。

[0034] 主滑轮30被构成为,与被配置在输入轴4相同轴线上的主轴6一体旋转,并在轴线方向上夹着前进后退切换机构5而被配置于发动机1的相反侧。在该具体例中,以主轴6与输

入轴4一体旋转的方式而构成。即,主轴6与前进后退切换机构5的太阳齿轮5s以一体旋转的方式而连结。此外,主滑轮30具备与主轴6一体化的固定滑轮31、相对于主轴6而以能够在轴线方向上进行移动的方式而嵌合且接近或远离固定滑轮31的可动滑轮32。另外,设置有对可动滑轮32施加用于向固定滑轮31侧移动的推力的推力施加机构33。推力施加机构33被配置于可动滑轮32的背面侧,即在轴线方向上夹着可动滑轮32而被配置在固定滑轮31的相反侧。此外,推力施加机构33由电动作动器或油压作动器等而构成,并以产生用于施加在可动滑轮32上的轴线方向的推力的方式而构成。另外,在该具体例中,由于以主轴6与输入轴4一体旋转的方式而构成,因此,在以下的说明中,也存在将主轴6记载为输入轴4来进行说明的情况。

[0035] 另外,从动滑轮40被配置为,从动滑轮40中的旋转中心轴线与主滑轮30的旋转中心轴线平行。具体而言,从动滑轮40具备与从动轴44一体化的固定滑轮41、以能够相对于从动轴44而在轴线方向上移动的方式构成并接近或远离固定滑轮41的可动滑轮42。另外,设置有在可动滑轮42上施加用于向固定滑轮41侧移动的推力的推力施加机构43。该推力施加机构43在轴线方向上被配置于可动滑轮42的背面侧,即夹着可动滑轮42而被配置在固定滑轮41的相对侧。此外,推力施加机构43由电动作动器或油压作动器等而构成,并以产生用于施加在可动滑轮42上的轴线方向的推力的方式而构成。

[0036] 此外,在从动滑轮40与输出轴8之间,设置有选择性地将从动轴44与输出轴8连结的第二离合器机构C2。此外,第二离合器机构C2以向输出轴8直接传递从动轴44的转矩的方式而构成。即,第二离合器机构C2为,能够在无级变速部7与输出轴8之间选择性地实施转矩的传递或断开的机构。此发明中的第二离合器机构C2通过根据卡合力而使传递转矩容量逐渐地增大或减少的湿式或干式的摩擦离合器而构成。因此,该具体例的第二离合器机构C2具备被连接在未图示的油压电路上的油压作动器,并被构成为,通过使油压作动器的油压 P_{C2} 变化从而进行工作。因此,由于通过使第二离合器机构C2的油压(卡合压) P_{C2} 增大或减少从而使卡合力变化,因此被构成为,通过对该油压 P_{C2} 的变化进行控制从而对第二离合器机构C2的传递转矩容量的变化进行控制。另外,第二离合器机构C2所具备的油压作动器的油压室也可以与未图示的储压器连接。

[0037] 在此,对具有一个或多个被固定了的变速比的有级变速部进行说明。此发明中的有级变速部为,设定与能够通过无级变速部7而设定的最大变速比 γ_{1max} 相比而较大的固定变速比 γ_2 的减速机构,或者设定与能够通过无级变速部7而设定的最小变速比 γ_{1min} 相比而较小的固定变速比 γ_2 的增速机构。该具体例的有级变速部20如图1所示作为减速机构而被构成,并且用于将作为驱动侧的旋转部件的驱动齿轮21的旋转方向与作为从动侧的旋转部件的从动齿轮25的旋转方向设为相同的副轴23,被设置于输入轴4与输出轴8之间。具体而言,驱动齿轮21与作为前进后退切换机构5的输出要素的行星齿轮架5c一体连结,并与副轴从动齿轮22相啮合。此外,副轴从动齿轮22被形成为直径大于驱动齿轮21。即,副轴从动齿轮22的齿数多于驱动齿轮21的齿数。因此,在从驱动齿轮21向副轴从动齿轮22传递转矩的情况下,以使由驱动齿轮21与副轴从动齿轮22构成的第一齿轮对产生减速作用的方式而构成。

[0038] 而且,副轴驱动齿轮24被形成为直径小于副轴从动齿轮22,并与从动齿轮25相啮合。此外,副轴驱动齿轮24被形成为直径小于从动齿轮25。即,副轴驱动齿轮24的齿数少于

从动齿轮25的齿数。因此,在从副轴驱动齿轮24向从动齿轮25传递转矩的情况下,以使由副轴驱动齿轮24与从动齿轮25构成的第二齿轮对产生减速作用的方式而构成。此外,从动齿轮25以能够相对于输出轴8而相对旋转的方式嵌合在输出轴8的外周侧,并通过后述的第三离合器机构C3而与输出轴8连结并一体旋转。即,有级变速部20被构成为,驱动齿轮21的旋转方向与输出轴8的旋转方向成为相同的方向。因此,由有级变速部20获得的固定变速比 γ_2 成为,将驱动齿轮21与副轴从动齿轮22之间的变速比(齿轮比 i_1)、和副轴驱动齿轮24与从动齿轮25之间的变速比(齿轮比 i_2)相乘而得到的值。此外,在图1所示的有级变速部20中,其固定变速比 γ_2 被构成为,大于能够通过无级变速部7而设定的最大变速比 γ_{1max} 。

[0039] 第三离合器机构C3被设置于从动齿轮25与输出轴8之间,并以将从动齿轮25与输出轴8选择性地连结的方式而构成。即,第三离合器机构C3为,能够在有级变速部20与输出轴8之间选择性地实施转矩的传递或断开的机构。因此,在包含有级变速部20的传递路径中,在输入轴4侧设置有第一离合器机构C1,且在输出轴8侧设置有第三离合器机构C3。此外,如上文所述,由于第一离合器机构C1由摩擦离合器构成,因此第三离合器机构C3可以为对从动齿轮25与输出轴8的卡合状态和释放状态这两个状态进行切换的结构,而不需要使传递转矩容量取0%与100%之间的值。因此,第三离合器机构C3可以通过犬牙式离合器或同步啮合型机构等啮合离合器而构成。

[0040] 图1所示的第三离合器机构C3被构成为,通过使被形成在与从动齿轮25一体旋转的离合器齿轮55上的花键,和被形成在与输出轴8一体旋转的轴套51上的花键一起与被形成在套筒53上的齿条相嵌合,从而将从动齿轮25连结在输出轴8上。此外,该具体例中的第三离合器机构C3为旋转同步装置,并且被构成为通过摩擦力而使作为同步侧部件的输出轴8与作为被同步侧部件的从动齿轮25的旋转速度相等。另外,套筒53以通过未图示的适当的作动器而在轴线方向上移动的方式而构成,并且设置有对该作动器的动作进行电控制的控制装置。

[0041] 而且,图1所示的车辆 V_e 为以应用在FF(前置发动机、前置驱动器)车辆上的方式而构成的示例,并以从输出轴8经由减速齿轮机构10而向作为终端减速器的前置差速器12输出转矩的方式而构成。具体而言,在输出轴8上安装有输出齿轮9,并且与该输出齿轮9相啮合的大径齿轮10a被安装在减速齿轮轴10b上。在该减速齿轮轴10b上,安装有小径齿轮10c,并且该小径齿轮10c与前置差速器12的内啮合齿轮11相啮合。而且,前置差速器12被构成为,使经由内啮合齿轮11而被传递的转矩从左右驱动轴13向驱动轮(未图示)传递。

[0042] 另外,设置有对各个离合器机构C1、C2、C3以及制动器机构B的卡合动作或释放动作进行控制,且对无级变速部7的变速动作进行控制的作为控制器的未图示的电子控制装置(ECU)。电子控制装置被构成为,包括运算处理装置(CPU)、存储装置(RAM及ROM)、以输入输出接口为主体的微型计算机。此外,相对于电子控制装置而以从未图示的各种传感器输入信号的方式而构成。例如,输入有发动机1的转速 N_e 、涡轮3c的转速 N_t 、输入轴4的转速 N_{in} 、主轴6的转速、主滑轮30的槽宽度、从动滑轮40的槽宽度、从动轴44的转速、输出轴8的转速 N_{out} 、车轴13的转速、驱动轮的转速、第一离合器机构C1的液压 P_{c1} 、第二离合器机构C2的液压 P_{c2} 、基于加速踏板操作的加速器开度 Acc 、制动踏板操作、车辆 V_e 的车速 V 等的检测信号。另外,在电子控制装置的存储装置中,存储有各种的控制程序和各种数据,并以执行各种运算处理的方式而构成。因此,电子控制装置被构成为,基于被输入的检测信号以及被存储的数

据而实施各种运算处理,并根据该运算处理的结果而输出实施各种控制的指示信号。

[0043] 此发明中的电子控制装置基于加速器开度Acc和车速V而对要求驱动力进行计算,并以车辆能够输出基于该要求驱动力所计算出的要求动力的方式而进行控制。即,电子控制装置被构成为,基于加速器开度Acc和车速V而实施对包含有级变速部20的传递路径和包含无级变速部7的传递路径的切换控制,以及实施无级变速部7中的变速控制。即,根据车辆Ve的行驶状态而从电子控制装置输出使各离合器机构C1、C2、C3以及制动器机构B工作的指示信号,并实施使传递动力的动力传递路径从包含无级变速部7的传递路径向包含有级变速部20的传递路径的切换动作,或者从包含有级变速部20的传递路径向包含无级变速部7的传递路径的切换动作。

[0044] 因此,以如下方式进行控制,即,在车辆Ve向前进方向起动的情况下以及车辆Ve进行后退行驶的情况下,经由包含有级变速部20的传递路径而从输入轴4向输出轴8传递转矩,在增大了某种程度车速的状态下进行前进行驶时,经由包含无级变速部7的传递路径而从输入轴4向输出轴8传递转矩。此外,在图3中,图示了表示根据车辆Ve行驶状态的各离合器机构C1、C2、C3以及制动器机构B中的卡合及释放的状态。另外,在图3中所记载的“开启”表示卡合,“关闭”表示释放,附带括号的“开启”表示过渡性地变为卡合状态。

[0045] 在向前进方向的起动时或需要较大的驱动力的情况下,成为经由包含有级变速部20的传递路径而从输入轴4向输出轴8传递转矩的行驶状态(第一行驶状态),并且为第一离合器机构C1以及第三离合器机构C3卡合的状态,且为第二离合器机构C2以及制动器机构B释放的状态。由此,发动机1所输出的转矩经由输入轴4而被传递至前进后退切换机构5的太阳齿轮5s,并且经由处于卡合状态的第一离合器机构C1而从输入轴4被传递至行星齿轮架5c。换言之,前进后退切换机构5通过第一离合器机构C1而与行星齿轮机构中的两个旋转要素连结,因此整体进行一体旋转。因此,前进后退切换机构5在不产生增速作用以及减速作用的前提下,将从输入轴4被输入的转矩从作为输出要素的行星齿轮架5c向有级变速部20的驱动齿轮21传递。

[0046] 此外,有级变速部20中的从动齿轮25通过第三离合器机构C3而与输出轴8连结。因此,从发动机1被输出的转矩从输入轴4经由有级变速部20而向输出轴8传递。即,作为减速机构的有级变速部20产生减速作用,并将被放大的转矩向输出轴8传递,且输出轴8向前进行驶的方向旋转。该情况下的总变速比 γ_4 成为,将由有级变速部20获得的固定变速比 γ_2 、和由构成前进后退切换机构5的行星齿轮机构获得的变速比 γ_3 相乘而得到的变速比。总变速比 γ_4 为,通过输入轴4的转速 N_{in} 与输出轴8的转速 N_{out} 之比来表示的变速比。此外,如上文所述,在该具体例中,由有级变速部20获得的固定变速比 γ_2 为,大于由无级变速部7获得的最大变速比 γ_{1max} 的变速比。因此,在实施向前进方向的起动时,前进后退切换机构5作为整体而进行一体旋转,因此,总变速比 γ_4 通过由有级变速部20获得的固定变速比 γ_2 来表示,并成为大于由无级变速部7获得的最大变速比 γ_{1max} 的值。而且,输出轴8的转矩从输出齿轮9经由减速齿轮机构10以及前置差速器12而向左右驱动轮传递,并通过在该驱动轮上产生较大的驱动力从而使车辆起动。

[0047] 另外,在该具体例中,即使在经由包含有级变速部20的传递路径而传递转矩的情况下,无级变速部7也通常经由主轴6而被连结在输入轴4及太阳齿轮5s上,因此,虽然发动机1所输出的转矩被传递至无级变速部7的滑轮30、40上,但如上文所述,在实施起动时第二

离合器机构C2成为释放的状态,并以从动轴44和输出轴8不发生转矩的传递的方式而被断开。因此,在经由包含有级变速部20的传递路径而传递转矩的情况下,由于在输入轴4与输出轴8之间并不经由无级变速部7而传递转矩,因此不会成为所谓的联锁状态。

[0048] 在向前进方向实施起动后,在车速V增速至被预先规定的预定的车速时,以如下方式进行控制,即,从经由包含有级变速部20的传递路径而从输入轴4向输出轴8传递转矩的行驶状态(第一行驶状态),向经由包含无级变速部7的传递路径而从输入轴4向输出轴8传递转矩的行驶状态(第二行驶状态)转移。即,在从第一行驶状态向第二行驶状态转移时,实施第一离合器机构C1和第二离合器机构C2的替换控制。具体而言,使处于卡合的第一离合器机构C1释放,且使处于释放的第二离合器机构C2卡合,并使从输入轴4向输出轴8传递转矩的路径,从包含有级变速部20的传递路径向包含无级变速部7的传递路径切换。由此,在从经由有级变速部20的转矩的传递状态切换为经由无级变速部7的转矩的传递状态的情况下,由有级变速部20获得的固定变速比 γ_2 大于无级变速部7的最大变速比 γ_{1max} ,因此,总变速比 γ_4 或驱动力发生变化。因此,在使第一离合器机构C1释放、且使第二离合器机构C2卡合的情况下,过渡性地对这些离合器机构C1、C2进行滑移控制。即,通过使由第二离合器机构C2获得的卡合力缓慢地增大,从而使该传递转矩容量逐渐地增大,与此同时,通过使由第一离合器机构C1获得的卡合力缓慢地降低从而使该传递转矩容量逐渐地减少。该控制为,一直以来作为双离合同步控制(clutch to clutch)而已知的替换控制,通过采用这样的结构,从而使输出轴8的转矩顺利地变化并能够避免或抑制产生变速冲击或不适感。因此,在将传递动力的路径从包含有级变速部20的传递路径切换为包含无级变速部7的传递路径的控制中,包括第一离合器机构C1与第二离合器机构C2中的替换控制。

[0049] 在此,参照图2,对电子控制装置所执行的传递路径的切换控制处理、以及通过实施切换控制而实现的车辆 V_e 的动作进行具体说明。在实施该传递路径的切换控制之前的车辆 V_e 状态为,由无级变速部7获得的变速比 γ_1 为最大变速比 γ_{1max} ,而总变速比 γ_4 为大于最大变速比 γ_{1max} 的变速比。另外,第一离合器机构C1的油压 P_{C1} 为第一离合器机构C1完全卡合的油压、即完全卡合压,并且由于使第二离合器机构C2释放因此第二离合器机构C2的油压 P_{C2} 为零。因此,在从动滑轮40的转速 N_{P2} 变为大于输出轴8的转速 N_{out} 的转速的状态下,该从动滑轮40与输出轴8进行相对旋转。由此,实施切换控制之前的车辆 V_e 的状态成为图2所示的时刻 t_1 前的状态。

[0050] 如图2所示,在此所说明的传递路径的切换控制为,在输出轴8的转速 N_{out} 增大的过程中所实施的控制、即升档控制。电子控制装置在判断为需要将总变速比 γ_4 设为小于由无级变速部7获得的最大变速比 γ_{1max} 的变速比、或者需要将输入轴转速 N_{in} (或发动机转速 N_e 或涡轮转速 N_t)设为小于以总变速比 γ_4 而构成的输入轴转速 N_{in} 的转速的情况下,输出使从包含有级变速部20的传递路径向包含无级变速部7的传递路径切换动力传递路径的控制开始的指示信号。通过输出该指示信号,首先,实施第一离合器机构C1和第二离合器机构C2的替换控制。另外,电子控制装置也可以以如下方式而构成,即,在经由包含有级变速部20的传递路径而进行转矩传递的前进行驶过程中,在判断为增速后的车速V达到了预定车速的情况下、或者判断为输出轴转速 N_{out} 达到了预定转速的情况下,输出使该传递路径的切换控制开始的指示信号。

[0051] 在图2所示的时刻 t_1 ,开始传递路径的切换控制。即,在时刻 t_1 开始离合器的替换

控制。具体而言,在由无级变速部7获得的变速比 γ_1 被设定为最大变速比 $\gamma_{1\max}$ 或接近于该最大变速比 $\gamma_{1\max}$ 的变速比的状态下,使处于完全卡合压的第一离合器机构C1的油压 P_{C1} 开始下降。此外,在时刻 t_2 ,在油压为零时释放的第二离合器机构C2的油压 P_{C2} 开始上升。即,第一离合器机构C1及第二离合器机构C2开始滑移,与油压 P_{C1} 从完全卡合压开始下降相对应地,第一离合器机构C1的传递转矩容量开始减少,并且与油压 P_{C2} 从零开始上升的情况相对应地,第二离合器机构C2的传递转矩容量开始增大。另外,在该离合器的替换控制中,也可以在该控制初期阶段,在第一离合器机构C1的油压 P_{C1} 维持在完全卡合压的状态下,使第二离合器机构C2的油压 P_{C2} 开始上升。

[0052] 此外,电子控制装置被构成为,在输出使第二离合器机构C2从释放状态向卡合状态工作的指示信号时,对第二离合器机构C2中的目标传递转矩容量进行设定,并且输出基于该目标传递转矩容量的指示信号。例如,电子控制装置被构成为,基于“加入了通过第二离合器机构C2的输入侧部件而获得的惯性转矩后的输入转矩”,来设定目标传递转矩容量。即,将对“惯性转矩量”进行了补正的传递转矩容量设为第二离合器机构C2中的目标传递转矩容量。具体而言,电子控制装置被构成为,向使与第二离合器机构C2的油压室连接的储压器工作的线性电磁阀,输出用于设置基于目标传递转矩容量的目标卡合压的指示信号。

[0053] 而且,在时刻 t_3 ,以如下方式进行控制,即,使第一离合器机构C1的油压 P_{C1} 变为零,并使第二离合器机构C2的油压 P_{C2} 上升至预定油压。作为该预定油压,例如包括第二离合器机构C2成为预定的传递转矩容量的油压,或通过未图示的储压器而使第二离合器机构C2的油压 P_{C2} 开始上升的储压开始压等。此外,在时刻 t_3 ,通过使第一离合器机构C1释放,且使第二离合器机构C2的传递转矩容量增大到预定值,从而开始离合器的替换控制中的惯性阶段。即,在惯性阶段中,为使发动机1的惯性力小于车身的惯性力,而使发动机转速 N_e 降低,从而使输入轴转速 N_{in} 降低。因此,当开始惯性阶段时,通过输入轴4的转速 N_{in} 与输出轴8的转速 N_{out} 之比来表示的总变速比 γ_4 开始减少。另外,在无级变速部7中,在变速比 γ_1 被维持在最大变速比 $\gamma_{1\max}$ 的状态下,通过使输入轴转速 N_{in} 降低,从而使从动滑轮40的转速 N_{P2} 降低。

[0054] 此外,电子控制装置被构成为,在离合器的替换控制的实施过程中,输出使由无级变速部7实施的变速动作开始的指示信号。即,在电子控制装置从开始实施离合器的替换控制起至完毕之间,输出该指示信号。例如,电子控制装置被构成为,在判断为总变速比 γ_4 与由无级变速部7获得的最大变速比 $\gamma_{1\max}$ 之差为被预先设定的预定值以下的情况下、或者在判断为从动滑轮转速 N_{P2} 与输出轴转速 N_{out} 之差为被预先设定的预定值以下的情况下,输出该指示信号。或者,电子控制装置也可以被构成为,在判断为第二离合器机构C2的油压 P_{C2} 与第二离合器机构C2中的完全卡合压之差为预定值以下的情况下,输出该指示信号。此外,被构成为,在判断为第二离合器机构C2中的传递转矩容量、与油压 P_{C2} 为完全卡合压时的作为传递转矩容量而被预先规定的值之差为预定值以下的情况下,输出该指示信号。总之,只需在离合器的替换控制实施完毕之前开始实施无级变速部7的变速动作的方式而进行控制即可,优选为,在离合器的替换控制即将实施完毕前的时刻开始实施使由无级变速部7进行的变速动作。由该无级变速部7进行的变速动作是指,使由无级变速部7获得的变速比 γ_1 减少的控制、即缩窄主滑轮30的槽宽度的控制。具体而言,电子控制装置输出使推力施加机构33工作的指示信号,并通过对推力施加机构33进行电动控制或油压控制,从而使主滑轮30

的槽宽度变化。

[0055] 如图2所示,在时刻 t_4 ,开始实施无级变速部7中的变速控制,并使由无级变速部7获得的变速比 γ_1 开始减少。此外,在无级变速部7中的变速动作的开始的初期,相对于无级变速部7的目标变速比,由无级变速部7获得的实际的变速比 γ_1 的变化率(变速速度)增大。例如,在无级变速部7的变速比 γ_1 为最大变速比 γ_{1max} 的情况下,于无级变速部7中的变速控制的刚刚开始时,在变速比 γ_1 从最大变速比 γ_{max} 向该目标变速比急剧地减少之后,向该目标变速比缓慢地减少。

[0056] 并且构成为,当开始该无级变速部7的变速控制时,电子控制装置在第二离合器机构C2完全卡合完毕时,执行使无级变速部7中的变速速度、和通过离合器的替换控制的变速速度一致的变速速度同步处理。换言之,电子控制装置被构成为,执行用于使总变速比 γ_4 的变化率与由无级变速部7获得的变速比 γ_1 的变化率一致的控制处理。例如,电子控制装置被构成为,对主滑轮30的槽宽度的变化状况进行检测并对由有级变速部7获得的变速比 γ_1 的变化率进行检测,并根据该变速比 γ_1 的变化率而输出使第二离合器机构C2的油压 P_{c2} 变化的指示信号。或者,在推力施加机构33包含电动作动器的情况下,电子控制装置也可以被构成为以如下方式进行控制,即,基于变速比 γ_1 的变化率而向推力施加机构33输出指示信号,并使总变速比 γ_4 的变化率相等的方式而使第二离合器机构C2的油压 P_{c2} 变化。或者,在推力施加机构33包含油压作动器的情况下,电子控制装置也可以被构成为,基于变速比 γ_1 的变化率而向油压回路输出指示信号。

[0057] 如图2所示,从时刻 t_4 至时刻 t_5 以如下方式进行控制,即,使总变速比 γ_4 的变化率与由无级变速部7获得的变速比 γ_1 的变化率相等。由此,通过使可变变速比 γ_1 的变化率与总变速比 γ_4 的变化率一致,从而能够实施平滑的变速。即,在经由包含无级变速部7的传递路径而从输入轴4向输出轴8传递转矩的情况下,通过使总变速比 γ_4 成为传动带变速比 γ_1 ,从而在从包含有级变速部20的传递路径切换为包含无级变速部7的传递路径时,如果以使总变速比 γ_4 的变化率与传动带变速比 γ_1 的变化率相等的方式而进行控制,则能够实施平滑的变速。

[0058] 此外,电子控制装置执行从动滑轮转速 N_{p2} 和输出轴转速 N_{out} 的同步判断处理。在该同步判断处理中,电子控制装置被构成为,由于同步转速随着传动带变速的状况而变化,因此在监视传动带变速的状况的同时对第二离合器机构C2中的同步判断转速进行更新,并实施同步判断处理。例如,由于通过使可变变速比 γ_1 变化从而使从动滑轮转速 N_{p2} 变化,因此,电子控制装置被构成为,通过对传动带变速的变速速度或从动滑轮转速 N_{p2} 的变化率进行检测,来监视传动带变速的状况。电子控制装置被构成为,使用该传动带变速速度或从动滑轮转速 N_{p2} 的变化率而对同步判断转速进行运算。而且,电子控制装置在判断为从动滑轮转速 N_{p2} 与输出轴转速 N_{out} 已同步的情况下,结束该传递路径的切换控制处理。

[0059] 如图2所示,在时刻 t_5 ,第二离合器机构C2的油压 P_{c2} 成为将从动轴44与输出轴8完全地卡合的完全卡合压,并使从动滑轮转速 N_{p2} 与输出轴转速 N_{out} 同步,从而结束该传递路径的切换控制即离合器的替换控制。

[0060] 通过采用这种方式,当传递路径的切换控制完毕时,由于前进后退切换机构5在制动器机构B被释放的状态下,进一步使第一离合器机构C1释放,因此成为所谓的自由旋转的状态,其结果为,输入轴4与有级变速部20的连结被解开。相对于此,由于从动滑轮40通过第

二离合器机构C2而被连结在输出轴8上,其结果为,输入轴4与输出轴8以经由无级变速部7而传递转矩的方式而被连结。因此,在第二行驶状态中,使由无级变速部7获得的变速比缓慢地减少,或者通过对应于车速和加速器开度而变化,从而能够将发动机转速设定为燃料消耗率较好的转速。另外,虽然经由包含无级变速部7的传递路径而传递转矩的情况下的总变速比 γ_4 成为,将由构成前进后退切换机构5的行星齿轮机构获得的变速比 γ_3 、与由无级变速部7获得的变速比 γ_1 相乘而得到的变速比,但由于该行星齿轮机构中的输入要素的太阳齿轮5s的转速与主滑轮30的转速相同且该变速比 γ_3 成为1,因此成为由无级变速部7而获得的变速比 γ_1 。

[0061] 而且,使第一离合器机构C1释放,且使第二离合器机构C2完全地卡合,并在成为了稳定地实施经由无级变速部7的转矩的传递的行驶状态(第二行驶状态)之后,使第三离合器机构C3释放。即,有级变速部20相对于输出轴8而被断开。其结果为,虽然转矩从输入轴4被传递至前进后退切换机构5中的太阳齿轮5s,但由于内啮合齿轮5r以及行星齿轮架5c成为能够自由地旋转的状态,因此,如前进后退切换机构5的整体成为一体而进行旋转等,构成前进后退切换机构5的各个旋转要素彼此之间的转速差将减小。因此,能够使前进后退切换机构5中的动力损耗或耐久性降低,或者能够抑制噪音或振动。另外,在使第三离合器机构C3释放的情况下,由于已经释放第一离合器机构C1而在有级变速部20上不施加有转矩,因此即使第三离合器机构C3通过啮合式的离合器而构成,也能够使第三离合器机构C3释放。换言之,通过采用上述的结构,从而能够使第三离合器机构C3通过啮合式的离合器而构成。

[0062] 另一方面,在进行后退行驶的情况下,使第一离合器机构C1及第二离合器机构C2释放,并且使第三离合器机构C3及制动器机构B卡合。在前进后退切换机构5中,由于内啮合齿轮5r在通过制动器机构B而被固定的状态下使来自发动机1的转矩被输入至太阳齿轮5s,因此,行星齿轮架5c相对于太阳齿轮5s而向相反方向旋转。因此,与前进行驶时的起动机同样,经由有级变速部20而使转矩从输入轴4被传递至输出轴8,且输出轴8向后退行驶的方向旋转。该情况下的总变速比 γ_4 成为,将由有级变速部20获得的变速比 γ_2 、与由构成前进后退切换机构5的行星齿轮机构获得的变速比 γ_3 相乘而得到的变速比。而且,转矩从输出齿轮9经由减速齿轮机构10及前置差速器12而向左右驱动轮传递,从而进行后退行驶。

[0063] 另外,虽然在使第一离合器机构C1及第三离合器机构C3卡合的状态下进行减速的情况下,基于车辆的行驶惯性力的转矩作用在输出轴8上,但由于输出轴8和从动滑轮40在第二离合器机构C2成为释放状态而被断开,因此减速时的所谓的逆输入转矩不会附在无级变速部7上,其结果为,能够减少作用在无级变速部7上的不必要的转矩,且能够抑制不必要的旋转从而提高无级变速部7的耐久性。另外,由于使第二离合器机构C2释放并使输出轴8相对于无级变速部7而断开,因此,在输入轴4与输出轴8之间不会发生经由无级变速部7的转矩的传递而成为所谓的联锁状态。

[0064] 如上文所述,根据此发明所涉及的车辆的控制装置,在从包含有级变速部的传递路径向包含无级变速部的传递路径切换时,在离合器的替换控制中,尤其在离合器的替换动作即将完毕的时刻,开始有级变速部中的变速动作,因此,能够实施使惯性转矩降低的平滑的变速。另外,在传递路径的切换控制中,首先,开始离合器的替换控制,之后,开始有级变速部中的变速控制,因此,能够降低或抑制相对于总变速比的目标变速比的延迟,从而提

高变速响应性。此外,由于在减少变速冲击的同时,不增大离合器的替换时间,因此,能够抑制作用于摩擦离合器中的摩擦材料上的负载。即,能够提高摩擦离合器的耐久性。

[0065] 此外,由于在此发明中的各个离合器机构中,能够将摩擦离合器或啮合离合器等设为单一的结构,因此,能够减少所需的结构部件,并能够使包含前进后退切换机构、无级变速部和有级变速部的变速装置的作为整体的结构简单化或小型化。

[0066] 而且,此发明中的无级变速部可以为一直以来已知的带式的无级变速器或环形无级变速器,而带式无级变速器可应用在搭载于FF车(前置发动机、前轮驱动车)上的变速装置中,环形无级变速器也可应用在搭载于FR车(前置发动机、后轮驱动车)上的变速装置中。

[0067] 另外,此发明中的变速装置并不限定于上述的各个具体例,但能够在不脱离此发明的目的的范围内进行适当变更。

[0068] 例如,此发明中的前进后退切换机构能够通过单小齿轮型的行星齿轮机构而构成,来代替上述的双小齿轮型的行星齿轮机构。具体而言,在作为前进后退切换机构5而使用单小齿轮型的行星齿轮机构的情况下,能够将设置为相对于输入轴4而能够相对旋转的太阳齿轮5s设为输出要素,将行星齿轮架5c设为反力要素,并将内啮合齿轮5r设为输入要素。因此,行星齿轮架5c与制动器机构B连结,太阳齿轮5s与驱动齿轮21连结。而且,使输入轴4与内啮合齿轮5r连结,并且设置有以使该太阳齿轮5s与内啮合齿轮5r一体旋转的方式而进行连结的第一离合器机构C1。

[0069] 另外,第一离合器机构为,用于使实施差动作用的前进后退切换机构的整体一体化的机构,因此,如上述的各个具体例所示,除了将太阳齿轮和行星齿轮架这两个旋转要素互相连结的结构以外,也可以以将太阳齿轮、行星齿轮架和内啮合齿轮者这三个旋转要素连结的方式而构成。

[0070] 此外,此发明中的第三离合器机构也可以通过键式同步啮合机构或圆锥式同步啮合机构而构成。即,第三离合器机构可以为啮合式的离合器,也可以通过单锥式同步啮合机构或多锥式同步啮合机构而构成。

[0071] 而且,此发明中的有级变速部并不限定于作为固定变速比而具有一个变速比(齿轮比、减速比)的齿轮机构,也可以为具有两个以上的多个固定变速比(齿轮比、减速比)、并且能够选择并设定这些固定变速比的齿轮机构。总之,虽然有级变速部只要通过能够使转矩从输入轴向输出轴传递转矩的齿轮机构而构成即可,但在此发明中,作为固定变速比,有级变速部能够设定无法通过无级变速部而设定的变速比,因此,齿轮机构通过多个齿轮相啮合的齿轮对的组合而构成。即,这些齿轮比(齿数之比)只要成为大于能够通过无级变速部而设定的最大变速比的变速比即可。

[0072] 符号说明

[0073] 1…动力源;2…输出轴(曲轴);4…输入轴;5…前进后退切换机构;5s…太阳齿轮;5r…内啮合齿轮;5P1…第一小齿轮;5P2…第二小齿轮;5c…行星齿轮架;6…主轴;7…无级变速部;7a…传动带;8…输出轴;9…输出齿轮;10…减速齿轮机构;12…前置差速器;13…驱动轴;20…有级变速部;21…驱动齿轮;22…副轴从动齿轮;23…副轴;24…驱动齿轮;25…从动齿轮;30…主滑轮;40…从动滑轮;41…固定滑轮;42…可动滑轮;43…推力施加机构;44…从动轴;B…制动器机构;C1…第一离合器机构(摩擦离合器);C2…第二离合器机构(摩擦离合器);C3…第三离合器机构(啮合离合器)。

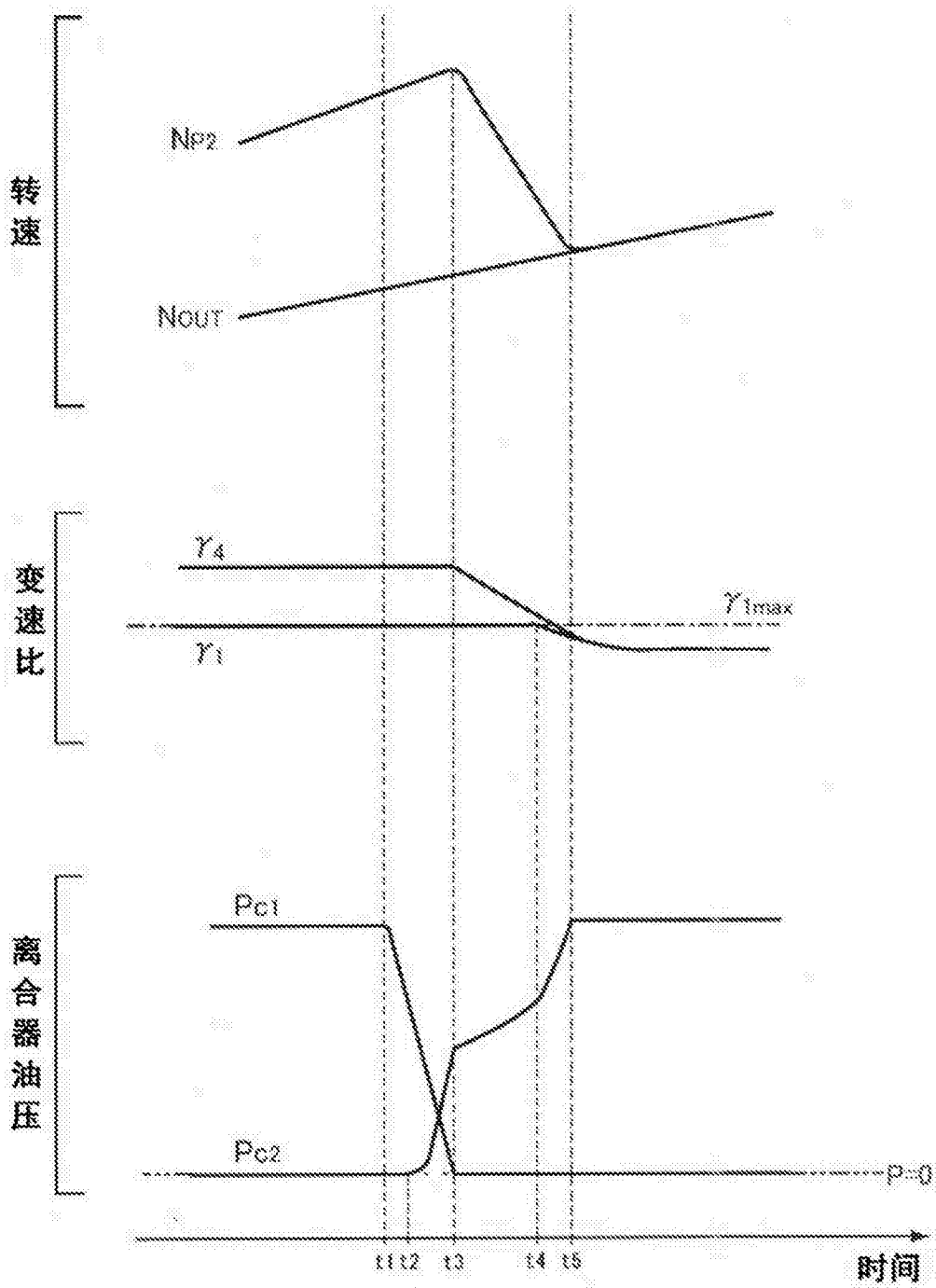


图2

	C1	C2	C3	B
起动	开启	关闭	开启	关闭
前进	关闭	开启	(开启)	关闭
后退	关闭	关闭	开启	开启

图3