



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 101687461 B

(45) 授权公告日 2013. 01. 02

(21) 申请号 200880020710. 3
 (22) 申请日 2008. 06. 18
 (30) 优先权数据
 161770/2007 2007. 06. 19 JP
 (85) PCT申请进入国家阶段日
 2009. 12. 18
 (86) PCT申请的申请数据
 PCT/JP2008/061497 2008. 06. 18
 (87) PCT申请的公布数据
 W02008/156193 JA 2008. 12. 24
 (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 出盐幸彦 驹田英明 太田隆史
 (74) 专利代理机构 北京市中咨律师事务所
 11247
 代理人 段承恩 徐健
 (51) Int. Cl.
 B60K 6/365(2007. 01)

B60K 6/445(2007. 01)
 B60K 6/48(2007. 01)
 B60K 6/547(2007. 01)
 B60W 10/06(2006. 01)
 B60W 10/08(2006. 01)
 B60W 10/113(2012. 01)
 B60W 10/115(2012. 01)
 B60W 20/00(2006. 01)
 F02D 29/02(2006. 01)
 F16H 3/72(2006. 01)

(56) 对比文件

CN 1154680 A, 1997. 07. 16, 1-22.
 CN 1530249 A, 2004. 09. 22, 1-22.
 WO 003/047898 A1, 2003. 06. 12, 1-22.
 JP 特开 2003-72403 A, 2003. 03. 12, 1-22.
 US 2003/0045389 A1, 2003. 03. 06, 全文.
 FR 2824509 A1, 2002. 11. 15, 1-22.
 FR 2824509 A1, 2002. 11. 15, 1-22.

审查员 伍波

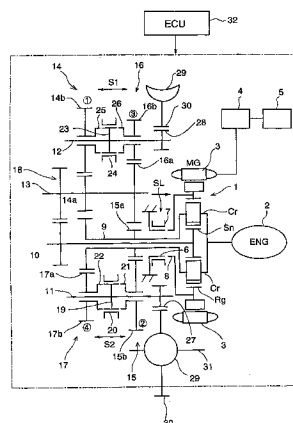
权利要求书 4 页 说明书 31 页 附图 17 页

(54) 发明名称

车辆用动力传动装置

(57) 摘要

本发明提供一种能够减少动力损失并且小型化、提高车载性的动力传动装置。具备第一原动机(2)、多个变速齿轮副(14~17)、输出部件(11、12),还具备:与第一原动机(2)连接的第一旋转元件(Cr)、第二旋转元件(Rg)以及选择性地输出输出部件输出动力的第三旋转元件(Sn),并且具备在该至少三个旋转元件之间进行差动作用的差动机构(1)、与第二旋转元件连接的第二原动机(3),变速齿轮副包括:设置在第一旋转元件和输出部件之间并且处于能够选择性地传递动力的状态的至少一对第一变速齿轮副;和设置在第三旋转元件和输出部件之间并且处于能够选择性地传递动力的状态的至少一对第二变速齿轮副,还具备选择性固定第二原动机以使其不进行旋转的锁止机构(SL)。



CN 101687461 B

1. 一种车辆用动力传动装置,具备:
第一原动机;
速比不同的多个变速齿轮副,该第一原动机输出的动力传递到该多个变速齿轮副;
输出由变速齿轮副传递的动力的输出部件;和
能够从所述多个变速齿轮副中选择任一变速齿轮副而向输出部件传递动力的选择性动力传动机构,

所述车辆用动力传动装置的特征在于,具备:

第二原动机;

差动机构,该差动机构具有至少三个旋转元件:与所述第一原动机连接的第一旋转元件、与所述第二原动机连接的第二旋转元件以及第三旋转元件,并且在至少三个旋转元件之间进行差动作用;

第一变速齿轮副系统,该第一变速齿轮副系统设置在所述第一旋转元件和所述输出部件之间,具有至少一个所述变速齿轮副;

第二变速齿轮副系统,该第二变速齿轮副系统设置在所述第三旋转元件和所述输出部件之间,具有至少一个所述变速齿轮副;和

锁止机构,该锁止机构选择性固定所述第二原动机以使所述第二原动机不进行旋转,

所述第二原动机包括电动发电机,

所述差动机构包括行星齿轮机构,

所述行星齿轮机构构成为:在关于该行星齿轮机构的列线图上,所述第一旋转元件和所述第三旋转元件位于隔着所述第二旋转元件的两侧。

2. 根据权利要求1所述的车辆用动力传动装置,其中,

所述行星齿轮机构构成为:在所述车辆前进时所述第三旋转元件相对于所述第一旋转元件向反方向旋转。

3. 根据权利要求1所述的车辆用动力传动装置,其中,

还具备变速控制单元,该变速控制单元在将所述第二变速齿轮副系统设定为能够在所述第三旋转元件和所述输出部件之间传递转矩的状态从而设定预定的变速档时用所述锁止机构来固定所述第二原动机,而在将所述第一变速齿轮副系统设定为能够在所述第一旋转元件和所述输出部件之间传递转矩的状态从而设定另一预定的变速档时解除由所述锁止机构对所述第二原动机的固定。

4. 根据权利要求1所述的车辆用动力传动装置,其中,

还具备同步单元,该同步单元在切换向所述输出部件传递转矩的所述变速齿轮副系统的变速时,执行改变所述第二原动机的转速以将新参与转矩传递的变速齿轮副系统的转速设定为变速后的转速的同步控制。

5. 根据权利要求4所述的车辆用动力传动装置,其中,

还具备协调控制单元,该协调控制单元在用所述同步单元改变所述第二原动机的转速时,协调控制所述第一原动机和所述第二原动机的输出转矩使得所述输出部件的转矩不改变。

6. 根据权利要求1所述的车辆用动力传动装置,其中,

所述输出部件包括相对于所述差动机构的旋转中心轴线平行地配置的第一输出轴和

第二输出轴，

还具备相对于所述差动机构的旋转中心轴线平行地配置的情轮轴，

所述第一变速齿轮副系统包括：被从所述第一旋转元件传递转矩的第一主动齿轮和配置在所述第一输出轴上的第一从动齿轮，

所述第二变速齿轮副系统包括：被从所述第三旋转元件传递来转矩的且配置在所述情轮轴上的第二主动齿轮、和配置在所述第二输出轴上的第二从动齿轮。

7. 根据权利要求 6 所述的车辆用动力传动装置，其中，

具备被从所述第一输出轴和第二输出轴传递来转矩的、具有差动作用的主减速机构，

所述第一原动机和所述差动机构配置成各自的旋转中心轴线位于同一轴线上，

所述情轮轴和所述第二输出轴，在搭载于所述车辆的状态下，配置在包括所述第一原动机的中心轴线和所述主减速机构的旋转中心轴线的平面的上侧，

所述第一输出轴，在搭载于所述车辆的状态下，配置在包括所述第一原动机的中心轴线和所述主减速机构的旋转中心轴线的所述平面的下侧。

8. 根据权利要求 1 所述的车辆用动力传动装置，其中，

所述选择性动力传动机构包括变速档选择单元，该变速档选择单元在驱动所述第二原动机行驶时，从通过所述第一变速齿轮副系统将转矩传递到所述输出部件所设定的变速档、和通过所述第二变速齿轮副系统将转矩传递到所述输出部件所设定的变速档中，设定从所述输出部件输出的转矩较大的变速档。

9. 根据权利要求 1 所述的车辆用动力传动装置，其中，

还具备变速控制变更单元，该变速控制变更单元使得利用所述第一原动机输出的动力行驶并且利用所述第二原动机输出的动力对行驶起辅助作用的行驶状态下变速时的控制内容、与利用所述第二原动机的动力行驶的行驶状态或者利用所述第二原动机进行能量再生而减速的行驶状态下变速时的控制内容相互不同，来控制各自的变速。

10. 根据权利要求 1 所述的车辆用动力传动装置，其中，还具备：

第一离合器单元，该第一离合器单元将所述第一变速齿轮副系统在直接连接于所述第一原动机的状态、和连接于所述第三旋转元件的状态之间进行切换，和

第二离合器单元，该第二离合器单元将所述第二变速齿轮副系统在直接连接于所述第一原动机的状态、和连接于所述第三旋转元件的状态之间进行切换。

11. 根据权利要求 10 所述的车辆用动力传动装置，其中，

所述第一变速齿轮副系统和第一离合器单元、与所述第二变速齿轮副系统和所述第二离合器单元，在沿着所述差动机构的中心轴线的方向并且隔着所述差动机构配置在相互相反侧。

12. 根据权利要求 1 所述的车辆用动力传动装置，其中，

所述选择性动力传动机构包括：第三离合器单元，该第三离合器单元将所述第一至第三旋转元件中的至少两个旋转元件彼此连接而使所述差动机构的全体一体化；第四离合器单元，该第四离合器单元使所述第二变速齿轮副系统能够在所述第三旋转元件和所述输出部件之间选择性地传递转矩；第五离合器单元，该第五离合器单元使所述第一变速齿轮副系统能够在所述第一旋转元件和所述输出部件之间选择性地传递转矩。

13. 根据权利要求 6 所述的车辆用动力传动装置，其中，

在所述第三旋转元件和第一输出轴之间,设置有处于能够在所述第三旋转元件和所述第一输出轴之间选择性地传递转矩的状态的倒车档用齿轮副。

14. 根据权利要求 2 所述的车辆用动力传动装置,其中,

所述输出部件包括相对于所述差动机构的旋转中心轴线平行地配置的第一输出轴和第二输出轴,

所述第一变速齿轮副系统包括:被从所述第一旋转元件传递来转矩的第一主动齿轮和配置在所述第一输出轴上的第一从动齿轮,

所述第二变速齿轮副系统包括:被从所述第三旋转元件传递来转矩的第二主动齿轮、和配置在所述第二输出轴上的第二从动齿轮,

该车辆用动力传动装置设置有反转机构,该反转机构使从所述第一输出轴和第二输出轴的任何一方输出的转矩的方向相对于从另一方输出的转矩的方向反转。

15. 根据权利要求 14 所述的车辆用动力传动装置,其中,

所述反转机构设置有所述第二输出轴的输出侧,并且,

该车辆用动力传动装置在所述第三旋转元件与所述第一输出轴之间设置有用于设定倒车档的倒车档用齿轮副。

16. 根据权利要求 14 所述的车辆用动力传动装置,其中,

所述反转机构设置有所述第二输出轴的输出侧,并且,

该车辆用动力传动装置在所述第一旋转元件与所述第二输出轴之间设置有用于设定倒车档的倒车档用齿轮副,还设置有使所述第一原动机和所述第一旋转元件的转矩传递承载能力连续增大的车辆摩擦起步机构。

17. 根据权利要求 2 所述的车辆用动力传动装置,其中,

所述第一原动机和所述差动机构配置成各自的旋转中心轴线位于同一轴线上,

在所述差动机构与所述第一变速齿轮副系统或第二变速齿轮副系统之间,并且在所述第一原动机的旋转中心轴线上,设置有将从所述差动机构的所述第三旋转元件传递的转矩反转其方向输出的逆转机构。

18. 根据权利要求 17 所述的车辆用动力传动装置,其中,

设置有包括倒车用主动齿轮和倒车用从动齿轮的倒车用齿轮副,其中:所述倒车用主动齿轮,被从所述第二旋转元件传递来没有受到所述逆转机构的反转作用的转矩,并且与所述差动机构配置在同一轴线上;所述倒车用从动齿轮与所述倒车用主动齿轮啮合并且被所述输出部件保持,

还设置有第六离合器单元,该第六离合器单元使所述倒车用齿轮副成为能够在所述第二旋转元件和所述输出部件之间选择性地传递转矩的状态。

19. 根据权利要求 1 所述的车辆用动力传动装置,其中,

还设置有减速机构,该减速机构进行减速而将所述第二原动机的输出传递到所述第二旋转元件。

20. 根据权利要求 1 所述的车辆用动力传动装置,其中,

所述差动机构的所述第一旋转元件与所述第一原动机直接连接。

21. 根据权利要求 1 所述的车辆用动力传动装置,其中,

该车辆用动力传动装置构成为:在所述车辆的变速的前后,所述第三旋转元件向相对

于所述第一旋转元件的反方向旋转。

车辆用动力传动装置

技术领域

[0001] 本发明涉及用于将发动机和电动机等动力源输出的动力传递到输出轴和输出齿轮等输出部件的车辆用动力传动装置,特别是涉及能够用变速齿轮副来改变该动力源的转速与输出部件的转速之比的动力传动装置。

背景技术

[0002] 为了根据要求改变输出转矩、或者将动力源的转速控制到效率高的转速而广泛地使用这种动力传动装置。作为具有改变转矩和转速的功能的机构,多采用使用多个齿轮副的机构,另外在使用齿轮副的情况下,与使用皮带和链条或者流体的机构相比较,能够提高动力的传递效率。

[0003] 在日本特开 2002-204504 号公报中记载有这样的例子。该日本特开 2002-204504 号公报中记载的装置,以所谓的双离合器式变速器 (twin-clutch type transmission) 为基本构造,设置有离合器机构,该离合器机构具备各通过离合器选择性地与发动机连接的两根离合器轴,并在该离合器轴与输出轴之间设置多对齿轮副,将该齿轮副选择性地与离合器轴或者输出轴连接。此外,在该离合器轴之间,设置有转子和定子能够一同旋转的所谓差动式电动发电机 (motor generator),通过锥齿轮与各离合器轴连接。即,电动发电机配置为朝向与离合器轴正交的方向。

[0004] 另外,在日本特开 2004-293795 号公报中记载有如下构成的变速系统,该变速系统将发动机输出的转矩通过所谓的差动式的电动发电机分配到两根离合器轴,并借助被设定为各预定的速比 (gear ratio) 的齿轮副从这些离合器轴向输出轴输出转矩。

[0005] 此外,在日本特开 2005-155891 号公报中记载有:在具备有四个旋转元件的拉维列奥克斯 (Ravigneaux) 行星齿轮机构的预定的旋转元件上连接发动机,并且将另外两个预定的旋转元件作为输出元件,此外在剩下的一个旋转元件上连接电动发电机的驱动装置。在该日本特开 2005-155891 号公报中记载的驱动装置中,构成为变速档设定用的齿轮副被分别连接到各个输出元件,在设定特定的变速档时,固定电动发电机以使拉维列奥克斯行星齿轮机构作为减速器而发挥作用。

[0006] 上述的日本特开 2002-204504 号公报和日本特开 2004-293795 号公报中记载的系统,构成为利用用于行驶的齿轮与空转齿轮 (vacant gear) 的速比之差使电动机旋转,因此在以发动机输出的动力行驶的所谓的发动机直接行驶 (エンジン直結走行) 时,不可避免地使电动机旋转。因此,有可能使所谓的拖曳造成的动力损失增大。

[0007] 另外,在日本特开 2005-155891 号公报记载的装置中,虽然能够降低在固定电动发电机的变速档的所谓的拖曳损失 (drag loss),但是由于其他的变速档是通过两个变速齿轮副来传递动力,因此参与转矩传递的齿轮数增多因而动力损失有可能增大。

发明内容

[0008] 本发明是着眼于上述的技术课题所做出的,目的在于提供一种能够降低动力损失

而提高燃料经济性 (fuel economy) 的车辆用动力传动装置。

[0009] 本发明提供一种车辆用动力传动装置,具备:第一原动机;速比不同的多个变速齿轮副,该第一原动机输出的动力传递到该多个变速齿轮副;输出由变速齿轮副传递来的动力的输出部件;能够从所述多个变速齿轮副中选择任一变速齿轮副而向输出部件传递动力的选择性动力传动机构,所述车辆用动力传动装置具备:第二原动机;差动机构,该差动机构具有至少三个旋转元件:与所述第一原动机连接的第一旋转元件、与所述第二原动机连接的第二旋转元件以及第三旋转元件,并且在至少三个旋转元件之间进行差动作用;第一变速齿轮副系统,该第一变速齿轮副系统设置在所述第一旋转元件和所述输出部件之间,具有至少一个所述变速齿轮副;第二变速齿轮副系统,该第二变速齿轮副系统设置在所述第三旋转元件和所述输出部件之间,具有至少一个所述变速齿轮副;和锁止机构,该锁止机构选择性固定所述第二原动机以使所述第二原动机不进行旋转。

[0010] 在本发明中,优选为,所述差动机构包括行星齿轮机构,所述行星齿轮机构构成为:在关于该行星齿轮机构的列线图,所述第一旋转元件和所述第三旋转元件位于隔着所述第二旋转元件的两侧,并且在所述车辆前进时所述第三旋转元件相对于所述第一旋转元件向反方向旋转。

[0011] 另外,在本发明中,优选为,还具备变速控制单元,该变速控制单元在将所述第二变速齿轮副系统设定为能够在所述第三旋转元件和所述输出部件之间传递转矩的状态从而设定预定的变速档时用所述锁止机构来固定所述第二原动机,而在将所述第一变速齿轮副系统设定为能够在所述第一旋转元件和所述输出部件之间传递转矩的状态从而设定另一预定的变速档时解除由所述锁止机构对所述第二原动机的固定。

[0012] 本发明,优选为,在上述构成中还具备同步单元,该同步单元在切换向所述输出部件传递转矩的所述变速齿轮副系统的变速时,执行改变所述第二原动机的转速以将新参与转矩传递的变速齿轮副系统的转速设定为变速后的转速的同步控制。

[0013] 本发明,优选为,还具备协调控制单元,该协调控制单元在用所述同步单元改变所述第二原动机的转速时,协调控制所述第一原动机和所述第二原动机的输出转矩使得所述输出部件的转矩不改变。

[0014] 在本发明中,优选为,所述输出部件包括相对于所述差动机构的旋转中心轴线平行地配置的第一输出轴和第二输出轴,还设置有相对于所述差动机构的旋转中心轴线平行地配置的情轮轴,所述第一变速齿轮副系统包括:被从所述第一旋转元件传递来转矩的第一主动齿轮和配置在所述第一输出轴上的第一从动齿轮,所述第二变速齿轮副系统包括:被从所述第三旋转元件传递来转矩的且配置在所述情轮轴上的第二主动齿轮、和配置在所述第二输出轴上的第二从动齿轮。

[0015] 在本发明中,优选为,设置有被从所述第一输出轴和第二输出轴传递来转矩的、具有差动作用的主减速器构,所述第一原动机和所述差动机构配置成各自的旋转中心轴线位于同一轴线上,所述情轮轴和所述第二输出轴,在搭载于所述车辆的状态下,配置在包括所述第一原动机的中心轴线和所述主减速器构的旋转中心轴线的平面的上侧,所述第一输出轴,在搭载于所述车辆的状态下,配置在包括所述第一原动机的中心轴线和所述主减速器构的旋转中心轴线的所述平面的下侧。

[0016] 本发明的所述选择性动力传动机构,优选为,包括变速档选择单元,该变速档选择

单元在驱动所述第二原动机行驶时,从通过所述第一变速齿轮副系统将转矩传递到所述输出部件所设定的变速档、和通过所述第二变速齿轮副系统将转矩传递到所述输出部件所设定的变速档中,设定从所述输出部件输出的转矩较大的变速档。

[0017] 本发明,优选为,还具备变速控制变更单元,该变速控制变更单元使得利用所述第一原动机输出的动力行驶并且利用所述第二原动机输出的动力对行驶起辅助作用的行驶状态下变速时的控制内容、与利用所述第二原动机的动力行驶的行驶状态或者利用所述第二原动机进行能量再生而减速的行驶状态下变速时的控制内容相互不同,来控制各自的变速。

[0018] 本发明,优选为,还具备:第一离合器单元,该第一离合器单元将所述第一变速齿轮副系统在直接连接于所述第一原动机的状态、和连接于所述第三旋转元件的状态之间进行切换;和第二离合器单元,该第二离合器单元将所述第二变速齿轮副系统在直接连接于所述第一原动机的状态、和连接于所述第三旋转元件的状态之间进行切换。

[0019] 在本发明中,优选为,所述第一变速齿轮副系统和第一离合器单元、与所述第二变速齿轮副系统和所述第二离合器单元,沿着所述差动机构的中心轴线的方向并且隔着所述差动机构配置在相互相反侧。

[0020] 本发明的所述选择性动力传动机构,优选为,包括:第三离合器单元,该第三离合器单元将所述第一至第三旋转元件中的至少两个旋转元件彼此连接而使所述差动机构的全体一体化;第四离合器单元,该第四离合器单元选择性地使所述第二变速齿轮副系统能够在所述第三旋转元件和所述输出部件之间传递转矩;第五离合器单元,该第五离合器单元选择性地使所述第一变速齿轮副系统能够在所述第一旋转元件和所述输出部件之间传递转矩。

[0021] 在本发明中,优选为,处于能够在所述第三旋转元件和所述第一输出轴之间选择性地传递转矩的状态的倒车档用齿轮副,设置在所述第三旋转元件和第一输出轴之间。

[0022] 在本发明中,优选为,所述输出部件包括相对于所述差动机构的旋转中心轴线平行地配置的第一输出轴和第二输出轴,所述第一变速齿轮副系统包括:从所述第一旋转元件传递转矩的第一主动齿轮和配置在所述第一输出轴上的第一从动齿轮,所述第二变速齿轮副系统包括:从所述第三旋转元件传递转矩的第二主动齿轮、和配置在所述第二输出轴上的第二从动齿轮;该车辆用动力传动装置还设置有反转机构,该反转机构使从所述第一输出轴和第二输出轴的任何一方输出的转矩的方向相对于从另一方(输出轴)输出的转矩的方向反转。

[0023] 本发明,优选为,所述反转机构设置于所述第二输出轴的输出侧,并且,该车辆用动力传动装置还在所述第三旋转元件与所述第一输出轴之间设置有用以设定倒车档的倒车档用齿轮副。

[0024] 本发明中,优选为,所述反转机构设置于所述第二输出轴的输出侧,并且,车辆用动力传动装置在所述第一旋转元件与所述第二输出轴之间设置有用以设定倒车档的倒车档用齿轮副,还设置有使所述第一原动机和所述第一旋转元件的转矩传递承载能力(torque transmission capacity)连续增大的车辆摩擦起步机构。

[0025] 在本发明中,优选为,所述第一原动机和所述差动机构配置成各自的旋转中心轴线位于同一轴线上,将从所述差动机构的所述第三旋转元件传递的转矩反转其方向输出的

逆转机构,设置在所述差动机构与所述第一变速齿轮副系统或第二变速齿轮副系统之间,并且设置在所述第一原动机的旋转中心轴线上。

[0026] 在本发明中,优选为,设置有包括倒车用主动齿轮和倒车用从动齿轮的倒车用齿轮副,其中:所述倒车用主动齿轮,被从所述第二旋转元件传递来不受所述逆转机构的反转作用的转矩,并且与所述差动机构配置在同一轴线上;所述倒车用从动齿轮与所述倒车用主动齿轮啮合并被所述输出部件保持。还设置有第六离合器单元,该第六离合器单元处于能够使所述倒车用齿轮副在所述第二旋转元件和所述输出部件之间选择性地传递转矩的状态。

[0027] 在本发明中,优选为,还设置有减速器构,该减速器构进行减速而将所述第二原动机的输出传递到所述第二旋转元件。

[0028] 根据本发明,由于用锁止机构固定第二原动机,因此差动机构中的第二旋转元件被固定,在该状态下将转矩从第一原动机输入到第一旋转元件,并且由于能够将转矩从第三旋转元件输出到第二变速齿轮副系统,因此能够利用差动机构与第二变速齿轮副系统的变速作用设定预定的变速比(变速档)。在这种情况下,由于第二原动机不旋转,因此能够降低所谓的拖曳损失等的动力损失。另外,由于第一变速齿轮副系统与第一原动机所连接的第一旋转元件连接,因此在由第一变速齿轮副系统设定的变速比(变速档)中,参与转矩传递的齿轮副减少因此能够降低动力损失。

附图说明

[0029] 图 1 是示意地表示该发明涉及的动力传动装置的一个例子的概念图;

[0030] 图 2 是示意地表示其轴的排列的图;

[0031] 图 3 是表示用于设定各变速档的各离合器的动作接合表的图表;

[0032] 图 4 是用于说明包括从停车状态到三档为止的同步控制的动作状态的列线图;

[0033] 图 5 是用于说明该发明的变速控制的一个例子的流程图;

[0034] 图 6 是用于说明用奇数档进行转矩辅助(トルクアシスト)时的转矩同步控制和转速同步控制时的行为(behavior)的变化的列线图;

[0035] 图 7 是表示该发明的另一个例子的概念图;

[0036] 图 8 是示意地表示奇数档用离合器的接合位置的图;

[0037] 图 9 是将用于设定各变速档的离合器的接合、分离的状态进行汇总表示的图表;

[0038] 图 10 是按照从一档到三档的顺序用于说明升档时的行为变化的列线图;

[0039] 图 11 是表示该发明的再一个例子的概念图;

[0040] 图 12 是将用于设定各变速档的离合器的接合、分离的状态进行汇总表示的图表;

[0041] 图 13 是表示该发明的再一个例子的概念图;

[0042] 图 14 是将用于设定各变速档的离合器的接合、分离的状态进行汇总表示的图表;

[0043] 图 15 是表示代替惰轮轴(随动轴, idler shaft)将惰轮(idle gear)设置在第二输出轴侧的例子的概念图;

[0044] 图 16 是将用于设定各变速档的离合器的接合、分离的状态进行汇总表示的图表;

[0045] 图 17 是表示以进一步将离合器共用的方式构成的另一个例子的概念图;

[0046] 图 18 是将用于设定各变速档的离合器的接合、分离的状态进行汇总表示的图表;

- [0047] 图 19 是表示设置有逆转机构 (reverse mechanism) 的例子的概念图；
- [0048] 图 20 是示意地表示其轴的排列的图；
- [0049] 图 21 是用于说明逆转机构和差动机构在前进档的动作用的列线图；
- [0050] 图 22 是用于说明在倒车档的逆转机构和差动机构的动作用的列线图；
- [0051] 图 23 是表示设置有将电机 / 发电机的转矩进行放大的减速机构的例子的概念图。

具体实施方式

[0052] 接下来更具体地说明该发明。该发明涉及的动力传动装置,是搭载于车辆上使用的装置,基本上构成为,通过从速比相互不同的多个变速齿轮副中选择的变速齿轮副,将发动机等第一原动机输出的动力传递到输出部件,并从此输出部件输出动力,另外根据需要由电动机或电动发电机等第二原动机来辅助转矩、或者输出用于行驶的动力。该第一原动机的典型的例子是汽油发动机或柴油发动机等的内燃机,然而不限于此,也可以是电动机等其他动力装置。

[0053] 另外,第二原动机优选是被电气控制而输出正转矩和负转矩的装置。此外,变速齿轮副是由总是相互啮合的主动齿轮(驱动齿轮)和从动齿轮(被驱动齿轮)构成的齿轮副,也可以是与在以往的车辆用手动变速器或双离合器式变速器等中采用的齿轮副相同的构成。另外,只要该变速齿轮副的数量是多个即可,其数量越多则能够设定的变速比(或变速档)的数量就越多,就能够精细地控制原动机的转速和驱动转矩。在图 1 中表示了设定有四对变速齿轮副的例子。

[0054] 在该发明中,构成为将这些变速齿轮副分为第一变速齿轮副系统和第二变速齿轮副系统,并从这些第一变速齿轮副系统或者第二变速齿轮副系统中将第一原动机的动力选择性地传递到输出部件。该发明涉及的动力传动装置,具备以差动机构为主体的机构来作为用于该切换的机构。更具体地说,该差动机构是通过至少三个旋转元件进行差动作用的机构,虽然单齿轮型行星齿轮机构和双齿轮型行星齿轮机构是其典型的例子,但也可以是这些行星齿轮机构以外的机构。另外,旋转元件是指,在构成差动机构的元件中能够与外部的某些部件连接的元件。

[0055] 差动机构中的三个旋转元件,如果按照其功能分,则为输入元件、输出元件、反力(或者固定)元件,在输入元件上连接有上述第一原动机。在输出元件上连接有上述变速齿轮副中的驱动侧齿轮。而且,在该发明的动力传动装置中,在反力元件上连接有第二原动机。另外,第一原动机不仅输出转矩而且在不供给能量的非动作状态下产生摩擦转矩,另外第二原动机在反转动作或再生动作时产生负转矩。

[0056] 此外由于动力传动装置搭载于车辆在与车轮连接时有时动力从输出部件被输入到差动机构,因此上述输入元件和输出元件以及反力元件的任一旋转元件都不是固定地成为那样的元件,而是根据动力传动装置的动作状态使得输入元件切换为反力元件,或者反力元件切换为输出元件。

[0057] 在该发明中,优选构成为,第二原动机连接的第二旋转元件在列线图上位于第一旋转元件和第三旋转元件之间,第三旋转元件向第一旋转元件反方向旋转。如果是这样的构成,由于第二原动机及其连接的第二旋转元件的转速为比较低的转速,因此即使在变速过渡时驱动第二原动机,由于其转速低因此能够降低第二原动机的输出,进而能够使第

二原动机小型化。另外,如果各旋转元件是如在列线图(nomographic diagram,诺模图)上那样排列的构成,则在切换变速档的变速过渡时,与第二旋转元件连接的第二原动机隔着零旋转(停止)在其附近并在正负两方向的低转速区域动作,因此能够降低变速过渡时所需的第二原动机的输出。

[0058] 另外,在该发明中,优选为,还具备变速控制单元,该变速控制单元在将所述第二变速齿轮副系统设定为能够在所述第三旋转元件和所述输出部件之间传递转矩的状态从而设定预定的变速档时用所述锁止机构来固定所述第二原动机,而在将所述第一变速齿轮副系统设定为能够在所述第一旋转元件和所述输出部件之间传递转矩的状态从而设定另一预定的变速档时解除由所述锁止机构对所述第二原动机的固定。如果是这样的构成,由于以上述方式设定使用第二变速齿轮副系统的变速档和使用第一变速齿轮副系统的变速档,因此,能够在变速过渡时控制第二原动机的转速进行所谓的变速同步控制,其结果,能够防止或抑制变速冲击。

[0059] 此外,在该发明中,优选为,还具备同步单元,该同步单元在切换向所述输出部件传递转矩的所述变速齿轮副系统的变速时,执行改变所述第二原动机的转速以将参与新的转矩传递的变速齿轮副系统的转速设定为变速后的转速的同步控制。如果是这样的构成,由于能够进行变速时的所谓的旋转同步,因此抑制伴随改变参与转矩传递的变速齿轮副系统的急剧的转速变化和转矩变化,其结果能够防止变速冲击的恶化。

[0060] 此外,在该发明中,优选为还具备协调控制单元,该协调控制单元在用所述同步单元改变所述第二原动机的转速时,协调控制所述第一原动机和所述第二原动机的输出转矩使得所述输出部件的转矩不改变。如果是这样的构成,在为了使转速同步而改变第二原动机的转速时,由于用第二原动机进行所述同步控制,并且与第二原动机相协调而控制第一原动机的输出转矩,因此能够防止或抑制因驱动转矩的暂时降低等引起的变速冲击。

[0061] 而且,在该发明中,优选为,所述输出部件包括相对于所述差动机构的旋转中心轴线平行地配置的第一输出轴和第二输出轴,还具备相对于所述差动机构的旋转中心轴线平行地配置的情轮轴,所述第一变速齿轮副系统包括:被从所述第一旋转元件传递转矩的第一主动齿轮和配置在所述第一输出轴上的第一从动齿轮,所述第二变速齿轮副系统包括:被从所述第三旋转元件传递转矩的所述情轮轴上所配置的第二驱动齿轮,和配置在所述第二输出轴上的第二从动齿轮。如果是这样的构成,由于能够减少排列在同一轴线上的齿轮数,因此作为动力传动装置的全体能够使构成在轴线方向上小型化。

[0062] 另外,在该发明中,优选为,具备被从所述第一输出轴和第二输出轴传递来转矩的、具有差动作用的主减速机构,所述第一原动机和所述差动机构配置成各自的旋转中心轴线位于同一轴线上,所述情轮轴和所述第二输出轴,在搭载于所述车辆的状态下,配置在包括所述第一原动机的中心轴线和所述主减速机构的旋转中心轴线的平面的上侧,所述第一输出轴,在搭载于所述车辆的状态下,配置在包括所述第一原动机的中心轴线和所述主减速机构的旋转中心轴线的所述平面的下侧。如果是这样的构成,配置在连接第一原动机的中心轴线和主减速器的中心轴线的线下侧的是第一输出轴,由于减少配置在较低位置的轴的数量,因此即使在降低作为车辆的全体的高度的情况下,也能够抑制最低离地高度(间隙)降低从而防止与路面的干涉。

[0063] 另外,在该发明中,优选为,所述选择性动力传动机构包括变速档选择单元,该变

速档选择单元在驱动所述第二原动机行驶时,在通过所述第一变速齿轮副系统将转矩传递到所述输出部件而设定的变速档、和通过所述第二变速齿轮副系统将转矩传递到所述输出部件而设定的变速档中,设定从所述输出部件输出的转矩较大的变速档。如果是这样的构成,在驱动第二原动机将其动力传递到输出部件时,由于在能够设定的多个变速档中,设定输出部件的转矩较大的变速档,因此能够充分地进行所需的第二原动机的转矩辅助(即援助)。

[0064] 此外,在该发明中,优选为,还具备变速控制变更单元,该变速控制变更单元使得利用所述第一原动机输出的动力行驶并且利用所述第二原动机输出的动力对行驶起辅助作用的行驶状态下变速时的控制内容、与利用所述第二原动机的动力行驶的行驶状态或者利用所述第二原动机进行能量再生而减速的行驶状态下变速时的控制内容相互不同,来控制各自的变速。如果是这样的构成,在第一原动机和第二原动机分别输出动力行驶时,和只使第二原动机动作而行驶时,由于动力的传递路径相互不同,因此执行根据这些驱动形态或者行驶形态的变速控制。

[0065] 另外,在本发明中,优选为,还具备:第一离合器单元,该第一离合器单元将所述第一变速齿轮副系统在直接连接于所述第一原动机的状态、和连接于所述第三旋转元件的状态之间进行切换,第二离合器单元,该第二离合器单元将所述第二变速齿轮副系统在直接连接于所述第一原动机的状态、和连接于所述第三旋转元件的状态之间进行切换。如果是这样的构成,能够分别将第一变速齿轮副系统和第二变速齿轮副系统,用于直接传递第一原动机输出的动力而设定的变速档,和利用差动机构的差动作用而设定的变速档中的任意一个,其结果,能够共用各变速齿轮副从而增加能够设定的变速档数。

[0066] 此外,在该发明中,优选为,所述第一变速齿轮副系统和第一离合器单元、与所述第二变速齿轮副系统和所述第二离合器单元,沿着所述差动机构的中心轴线的方向并且隔着所述差动机构配置在相互相反侧。如果是这样的构成,由于将各变速齿轮副系统和离合器单元以上述方式分开配置在隔着差动装置的两侧,因此能够避免用于传递转矩的连接部件等覆盖离合器单元的外周侧。换言之,由于沿轴线方向移动用于切换连接状态的部件处于露出于外周侧的状态,因此能够使用啮合式的离合器单元。

[0067] 另外,在该发明中,优选为,所述选择性动力传动机构包括:第三离合器单元,该第三离合器单元将所述第一至第三旋转元件中的至少两个旋转元件彼此连接而使所述差动机构的全体一体化;第四离合器单元,该第四离合器单元使所述第二变速齿轮副系统能够在所述第三旋转元件和所述输出部件之间选择性地传递转矩;第五离合器单元,该第五离合器单元使所述第一变速齿轮副系统能够在所述第一旋转元件和所述输出部件之间选择性地传递转矩。如果是这样的构成,由于第三至第五离合器单元以上述方式动作,因此能够设定至少三个变速档,而且由于能够在变速过渡时改变第二原动机的转速,因此能够进行所谓的变速同步控制,从而能够防止或抑制变速冲击。另外,能够共用各变速齿轮副系统因而增加能够设定的变速档数。

[0068] 此外,在该发明中,优选构成为,处于能够在所述第三旋转元件和所述第一输出轴之间选择性地传递转矩的状态的倒车档用齿轮副,设置在所述第三旋转元件和第一输出轴之间。如果是这样的构成,能够通过经由倒车档用齿轮副向输出部件传递转矩而设定倒车档,在这种情况下,由于将转矩从第三旋转元件输出到倒车档用齿轮副,因此能够使差动机

构作为变速器发挥作用从而获得较大的驱动力,另外通过改变与第二旋转元件连接的第二原动机的转矩,能够连续地改变第三旋转元件的转矩,因此可以顺利地向后退方向起步。

[0069] 另外,在该发明中,优选为,所述输出部件包括相对于所述差动机构的旋转中心轴线平行地配置的第一输出轴和第二输出轴,所述第一变速齿轮副系统包括:被从所述第一旋转元件传递来转矩的第一主动齿轮和配置在所述第一输出轴上的第一从动齿轮,所述第二变速齿轮副系统包括:被从所述第三旋转元件传递来转矩的第二主动齿轮、和配置在所述第二输出轴上的第二从动齿轮,该车辆用动力传动装置构成为设置有反转机构,该反转机构使从所述第一输出轴和第二输出轴的任何一方输出的转矩的方向相对于从另一方输出的转矩的方向反转(相反)。如果是这样的构成,若在从差动机构的第一旋转元件输出动力,和若从第三旋转元件输出动力,则虽然转矩的方向相反,但由于在第一输出轴和第二输出轴中任一方的输出侧设置有反转机构,因此在从差动机构到达各输出轴的过程中无需反转转矩的方向,其结果,由于在差动机构和各输出轴之间没有插入惰轮轴等部件,因此能够将作为动力传动装置的整体的构成在半径方向小型化。

[0070] 此外,在该发明中,优选构成为,所述反转机构设置有所述第二输出轴的输出侧,并且,在所述第三旋转元件与所述第一输出轴之间设置有用用于设定倒车档的倒车档用齿轮副。如果是这样的构成,第二输出轴自身的旋转方向为用于进行倒车行驶的旋转方向,然而由于在其输出侧设置反转机构,因此即使在从第二输出轴输出转矩时也能够前进行驶。与此相对由于在第一输出轴的所谓的前段侧(前级侧, forward stage side)插入设置有倒车档用齿轮副,因此通过经由该倒车档用齿轮副传递转矩,就能够使第一输出轴的旋转方向与前进行驶时相反,从而进行倒车行驶。

[0071] 此外,在该发明中,优选为,所述反转机构设置有所述第二输出轴的输出侧,并且在所述第一旋转元件与所述第二输出轴之间设置有用用于设定倒车档的倒车档用齿轮副,还设置有使所述第一原动机和所述第一旋转元件的转矩传递承载能力连续增大的车辆摩擦起步机构(friction startmechanism)。如果是这样的构成,由于在倒车档中第一原动机通过第一旋转元件与倒车档用齿轮副连接,从该第一原动机向倒车档用齿轮副传递的转矩,被车辆摩擦起步机构逐渐增大,因此能够顺畅地向后退方向起步。

[0072] 另外,在该发明中,优选构成为,所述第一原动机和所述差动机构配置成各自的旋转中心轴线位于同一轴线上;将从所述差动机构的所述第三旋转元件传递的转矩反转其方向输出的逆转机构,在所述差动机构与所述第一变速齿轮副系统或第二变速齿轮副系统之间并且配置在所述第一原动机的旋转中心轴线上。如果是这样的构成,由于输入到第一变速齿轮副系统或者第二变速齿轮副系统的转矩被在正转方向和逆转方向之间切换,因此即使从第一旋转元件输出的转矩的方向与从第三旋转元件输出的转矩的方向相反,也无需在任一变速齿轮副的输出侧(或在转矩的传递方向下游侧)介置入用于使惰轮轴等的旋转方向反转的部件,其结果能够将作为动力传动装置的整体的构成在半径方向小型化。

[0073] 此外,在该发明中,优选为,设置有包括倒车用主动齿轮和倒车用从动齿轮的倒车用齿轮副,其中:所述倒车用主动齿轮被从所述第二旋转元件传递来不受所述逆转机构的反转作用的转矩,并且与所述差动机构配置在同一轴线上;所述倒车用从动齿轮与所述倒车用主动齿轮啮合并且被所述输出部件保持,还设置有第六离合器单元,该第六离合器单元处于能够使所述倒车用齿轮副在所述第二旋转元件和所述输出部件之间选择性地传递

转矩的状态。如果是这样的构成,就能够设定将第一原动机作为驱动力源的倒车档。

[0074] 而且,在该发明中,优选构成为,还设置有减速机构,该减速机构进行减速而将所述第二原动机的输出传递到所述第二旋转元件。如果是这样的构成,由于能够使第二原动机输出的转矩增大并输入差动机构的第二旋转元件,因此能够使第二原动机小型化。

[0075] 图 1 是表示作为该发明的实施方式,具有以双(小)齿轮(doublepinion)型行星齿轮机构为主体构成的差动机构的构成。若对图 1 表示的构成进行说明,相当于该发明中差动机构的双齿轮型行星齿轮机构 1 具备:作为外齿轮的太阳轮 Sn、相对于该太阳轮 Sn 配置在同心圆上的作为内齿轮的齿圈 Rg、以及行星架 Cr,该行星架 Cr 可自由自转并且公转地保持与所述太阳轮 Sn 啮合的第一小齿轮以及与该第一小齿轮和齿圈 Rg 啮合的第二小齿轮。

[0076] 在该行星架 Cr 上连接有发动机(ENG)2。该发动机 2 和行星齿轮机构 1 优选配置为各自的旋转中心轴线位于同一轴线上,然而也可以将它们配置在相互不同的轴线上,并通过齿轮机构和链条等传动机构将两者连接。另外,在齿圈 Rg 上连接有相当于该发明的第二原动机的电动发电机(MG)3。该电动发电机 3,例如是永磁体式的同步电动机,其转子与齿圈 Rg 连接,定子被固定于未图示的外壳等的固定部。

[0077] 此外电动发电机 3 全体形成环状或圆筒状,在其内周侧配置有上述行星齿轮机构 1。即,电动发电机 3 和行星齿轮机构 1 被配置在轴向方向基本相同的位置,两者在半径方向至少一部分重叠(重复)。这是为了在相对地增大电动发电机 3 的外径而高转矩化的同时,将直径大的部分配置在发动机 2 侧从而有效地利用空间。

[0078] 而且,电动发电机 3 通过变换器(inverter)等控制器 4 与二次电池等蓄电装置 5 连接。该控制器 4 构成为改变对电动发电机 3 供给的电流或者电压等来控制电动发电机 3 的输出转矩和转速,另外控制电动发电机 3 由外力强制地旋转时的发电量和发电所需的转矩等。

[0079] 以如上方式控制电动发电机 3,因此能够阻止其连接的齿圈 Rg 的旋转,但为了不消费电力而设定那样的锁止状态(固定状态),设置有锁止机构。该锁止机构是构成为通过将电动发电机 3 的转子或者齿圈 Rg 与外壳等预定的固定部连接,而使其旋转停止的连接机构,由啮合的离合器(爪形离合器,dog clutch)和摩擦离合器等适宜的接合机构构成。

[0080] 在图 1 所示的例中,设置有啮合式锁止机构(锁止离合器)SL。作为一例,该啮合式锁止装置,由通过使套筒与花键啮合而将电动发电机 3 的转子与固定部连接的爪形离合器构成。若简单地说明该构成时,与固定部一体的固定轴套 6(hub)与电动发电机 3 相邻设置,套筒 7 能够在轴线方向移动,并且以在旋转方向上一体化的状态与形成于该固定轴套 6 的外周面的花键嵌合。

[0081] 具备该套筒 7 能够嵌合的花键的轴套 8,与电动发电机 3 的转子一体化地设置。因此,通过使套筒 7 向电动发电机 3 侧移动使花键与该轴套 8 嵌合,从而使电动发电机 3 的转子与固定部连接而阻止其旋转。用于使套筒 7 在其轴线方向往返移动的机构,虽未特别图示,但由受液压(油压)或电磁力等的推力而适宜进行直线往返移动的致动器构成。

[0082] 隔着上述行星齿轮装置 1 在发动机 2 的相反侧配置有第一驱动轴 9 和第二驱动轴 10。第一驱动轴 9 是中空轴,可自由旋转地配置在与行星齿轮机构 1 的中心轴线相同的轴线上,其一个端部与行星架 Cr 连接。由于如上所述在该行星架 Cr 上连接有发动机 2,结果,

第一驱动轴 9 也被连接于发动机 2。第二驱动轴 10,可相对自由旋转地被插入第一驱动轴 9 的内周侧,该第二驱动轴 10 其一端部与上述太阳轮 S_n 连接。因此在图 1 表示的例子中,行星架 Cr 相当于该发明的第一旋转元件,另外齿圈 R_g 相当于该发明的第二旋转元件,此外太阳轮 S_n 相当于该发明的第三旋转元件。

[0083] 第二驱动轴 10 比作为中空轴的第一驱动轴 9 长,因此第二驱动轴 10 从第一驱动轴 9 突出。与该驱动轴 9、10 平行并可自由旋转地配置有相当于该发明中的输出部件的两根输出轴 11、12,此外在一方的输出轴 12 与上述驱动轴 9、10 之间可自由旋转地配置有惰轮轴 13。

[0084] 而且,在驱动轴 9、10 和各输出轴 11、12 之间设置有四对变速齿轮副 14、15、16、17。这些各变速齿轮副 14、15、16、17 分别具备主动齿轮 14a、15a、16a、17a,以及总是与这些主动齿轮啮合的从动齿轮 14b、15b、16b、17b,各主动齿轮 14a、15a、16a、17a 和从动齿轮 14b、15b、16b、17b 的齿数之比、即速比相互不同。即,这些变速齿轮副 14、15、16、17,用于设定第一档至第四档的各变速比(speed change ratio,变速档),速比按照在此列举的顺序被设定为逐渐减小。

[0085] 速比最大的第一档用齿轮副 14 的主动齿轮 14a,和速比与第一档用齿轮副 14 间隔一档的第三档用齿轮副 16 的主动齿轮 16a,被安装于惰轮轴 13,速比与第一档用齿轮副 14 相邻的第二档用齿轮副 15 中的主动齿轮 15a,和作为最小速比的第四档用齿轮副 17 中的主动齿轮 17a,被安装于第一驱动轴 9。另外第二驱动轴 10 和惰轮轴 13(中间齿轮轴)通过齿轮副 18 而连接。因此,用于设定奇数档的变速齿轮副 14、16 被配置为能够在一方的驱动轴 10 和一方的输出轴(以下,暂设为第二输出轴)12 之间传递转矩,用于设定偶数档的变速齿轮副 15、17 被配置为能够在另一方的驱动轴 9 和另一方的输出轴(以下,暂设为第一输出轴)11 之间传递转矩。

[0086] 由于设置有上述惰轮轴 13,因此第二驱动轴 10 的旋转方向变为与第二输出轴 12 的旋转方向相同,与此相对虽然第一驱动轴 9 的旋转方向与第一输出轴 11 的旋转方向彼此相反,然而由于连接有第一驱动轴 9 的上述行星架 Cr 和连接有第二驱动轴 10 的太阳轮 S_n 相互向相反方向旋转,因此结果为各输出轴 11、12 向相同方向旋转。

[0087] 各变速齿轮副 14、15、16、17 构成为选择性地对各输出轴 11、12 的转矩传递。即,在经由各变速齿轮副 14、15、16、17 的转矩传递路径的途中设置有离合器机构。因此,该离合器机构可以是以下构成中的任一种,即:将主动齿轮选择性地与驱动轴 9 或惰轮轴 13 连接的构成、将从动齿轮选择性地与输出轴连接的构成、以及将上述齿轮副 18 选择性地与驱动轴 10 或惰轮轴 13 连接的构成。在图 1 中,表示出将从动齿轮选择性地与输出轴连接的构成的例子。

[0088] 若具体地说明,相当于该发明中第一变速齿轮副的第二档齿轮副 15 和第四档齿轮副 17 的主动齿轮 15a、17a,相互相邻地被安装于第一驱动轴 9。分别与这些主动齿轮 15a、17a 啮合的从动齿轮 15b、17b,可自由旋转地配置在第一输出轴 11 上,并在这些从动齿轮 15b、17b 之间设置有偶数档用离合器 S_2 。该偶数档用离合器 S_2 ,可以使用摩擦离合器或爪形离合器等适宜的构造,但在图 1 中表示了爪形离合器。即,偶数档用离合器 S_2 是与上述的锁止离合器 SL 相同的构成,具备:套筒 20,其在轴线方向可前后自由移动地花键嵌合于与第一输出轴 11 一体的轴套 19;位于隔着该轴套 19 的两侧并且与第二档从动齿轮 15b 一

体的轴套 21 以及与第四档从动齿轮 17b 一体的轴套 22。

[0089] 因此,套筒 20 移动到第二档从动齿轮 15b 侧并与该轴套 21 花键嵌合,由此第二档从动齿轮 15b 构成为通过套筒 20 和轴套 19 与第一输出轴 11 连接。另外,套筒 20 移动到第四档从动齿轮 17b 侧并与该轴套 22 花键嵌合,由此第四档从动齿轮 17b 构成为通过套筒 20 和轴套 19 与第一输出轴 11 连接。

[0090] 另一方面,相当于该发明中第二变速齿轮副的第一档齿轮副 14 和第三档齿轮副 16 的主动齿轮 14a、16a,相互相邻地被安装于惰轮轴 13。分别与这些主动齿轮 14a、16a 啮合的从动齿轮 14b、16b,可自由旋转地配置在第二输出轴 12 上,在这些从动齿轮 14b、16b 之间设置有奇数档用离合器 S1。该奇数档用离合器 S1,可以使用摩擦离合器和爪形离合器等适宜的构造,但在图 1 中表示了爪形离合器。

[0091] 即,奇数档用离合器 S1 是与上述的锁止离合器 SL 和偶数档用离合器 S2 相同的构成,具备:套筒 24,其在轴线方向可前后自由移动地花键嵌合于与第二输出轴 12 一体的轴套 23;位于隔着该轴套 23 的两侧并且与第一档从动齿轮 14b 一体的轴套 25 以及与第三档从动齿轮 16b 一体的轴套 26。因此,套筒 24 移动到第一档从动齿轮 14b 侧并与该轴套 25 花键嵌合,由此第一档从动齿轮 14b 构成为通过套筒 24 和轴套 23 与第二输出轴 12 连接。另外,套筒 24 移动到第三档从动齿轮 16b 侧并与该轴套 26 花键嵌合,由此第三档从动齿轮 16b 构成为通过套筒 24 和轴套 23 与第二输出轴 12 连接。

[0092] 另外,用于使各套筒 20、24 在其轴线方向往返移动的机构,虽未图示,但是由受液压或电磁力等的推力适宜直线往返移动的致动器构成。

[0093] 上述各输出轴 11、12,通过设置在其行星齿轮机构 1 侧的端部的反转齿轮 27、28(counter gear),与作为主减速器(final reduction mechanism)发挥作用的差速器 29 连接。该差速器 29,是在与和反转齿轮 27、28 啮合的齿圈 30 一体的差速器壳的内部安装小齿轮,设置有与该小齿轮啮合的一对半轴齿轮(side gear)(未图示)的公知构成的齿轮机构,在该半轴齿轮上分别连接有向车轮(未图示)传递转矩的左右车轴 31。因此,图 1 表示的构成的动力传动装置构成为车辆的变速驱动桥(transaxle)。

[0094] 而且,设置有向上述控制器 4 和各致动器输出控制指令信号,控制驱动模式的设定和变速等的电子控制装置(ECU)32。该电子控制装置 32 构成为,以微型计算机为主体而构成,基于加速踏板开度等驱动要求量和车速、发动机转速、所设定的变速比等输入数据、以及变速线图(变速映射图,speed change map)等预先存贮的数据进行运算,并输出基于该运算的结果的控制指令信号。

[0095] 在此对上述动力传动装置中的轴的配置进行说明。如上所述构成为,发动机 2 和行星齿轮机构 1 以及各驱动轴 9、10 被配置为各自的旋转中心轴线一致,且相对于该旋转中心轴线平行地配置各输出轴 11、12,此外在驱动轴 10 和输出轴 12 之间与它们平行地配置有惰轮轴 13,并且将动力从上述各输出轴 11、12 传递到差速器 29,因此作为全体的轴数为 5 个轴。这些轴在车载状态下如图 2 所示配置。即,以使差速器 29 的旋转中心轴线(或者车轴 31)位于相对于发动机 2 的旋转中心轴线的斜下方的方式配置有差速器 29。

[0096] 在相对于包括该发动机 2 的旋转中心线轴和差速器 29 的旋转中心线轴的平面的上侧,配置有惰轮轴 13 和第二输出轴 12。另外,在该平面下侧配置有第一输出轴 11。因此,由于配置在相比外形(体格)或外径较大的发动机 2 和差速器 29 的旋转中心轴线靠车辆

下侧的轴的数量减少,因此也能够容易地避免或抑制与路面的干涉。

[0097] 上述动力传动装置,通过变速档用的任意一个离合器 S1、S2,使任意一个变速齿轮副 14、15、16、17,能够在第一驱动轴 9 或第二驱动轴 10、与第一输出轴 11 或第二输出轴 12 之间传递转矩,另外通过用行星齿轮机构 1 切换从发动机 2 向该驱动轴 9、10 中任一个的转矩的传递来设定预定的变速档。另外,在使该任意一个离合器 S1、S2 切换动作进行变速的情况下,由行星齿轮机构 1 和电动发电机 3,进行使齿轮的转速与变速后的转速一致的同步控制。

[0098] 若说明该动作,图 3 是表示将发动机 2 与输出轴 11、12 直接机械连接所设定的变速比即变速档,和用于设定这些变速档的各离合器 SL、S1、S2 的动作状态汇总表示的图表,带○的数字与图 1 中记载的带圆的数字对应,表示在变速档用的 S1、S2 中套筒 20、24 的移动方向或位置或者接合的变速齿轮副的编号。另外图 3 中的“×”符号是解除状态、是不进行锁定的状态,“○”符号表示锁止离合器 SL 是接合状态、是将电动发电机 3 锁止的状态。

[0099] 设定第一档并且用第一档起步时,由于发动机 2 启动旋转,因此行星齿轮机构 1 的行星架 Cr 正旋转,另一方面,进行电动发电机 3 的电流控制自由旋转,或者以不使太阳轮 Sn 产生反力的方式旋转。由此,在奇数档作为输出元件的太阳轮 Sn 保持停止的状态不出现转矩。在该状态下,通过使奇数档用离合器 S1 的套筒 24 向第一档从动齿轮 14b 侧移动而花键嵌合于其轴套 25,将该第一档从动齿轮 14b 与第二输出轴 12 连接。即,通过惰轮轴 13 将第一档齿轮副 14 设定为能够在作为第三旋转元件的太阳轮 Sn 和第二输出轴 12 之间传递转矩的状态。另外,在该时刻,由于在太阳轮 Sn 上不出现转矩,因此第二输出轴 12 不旋转,因而搭载了上述动力传动装置的车辆保持停止的状态。

[0100] 进而,若进行电流控制以使电动发电机 3 作为发电机而发挥作用,则在齿圈 Rg 上出现伴随使电动发电机 3 强制地旋转的反力,因此其转速逐渐降低。伴随于此对作为输出元件的太阳轮 Sn 作用使其正旋转的转矩,因此其转速逐渐增大。太阳轮 Sn 的转矩通过第二驱动轴 10 和齿轮副 18 而传递到惰轮轴 13,再通过安装于该惰轮轴 13 的第一档主动齿轮 14a 和与其啮合的第一档从动齿轮 14b 以及奇数档用离合器 S1 被传递到第二输出轴 12。而且,通过反转齿轮 (Co) 28 和差速器 29 将转矩从该第二输出轴 12 输出到左右的车轴 31。

[0101] 在该过程中,发动机 2 的输出转矩被增大并输出到第二驱动轴 10,另外即使发动机转速一定,由于第二输出轴 12 的转速逐渐增大,因此变速比无级地 (stepless),即连续降低。这与被广泛用于车辆的变矩器 (torqueconverter) 是同样的功能。

[0102] 若电动发电机 3 和齿圈 Rg 的转速逐渐降低,其旋转成为基本停止的状态时,则锁止离合器 SL 从解除状态被切换到接合状态。即,该套筒 7 移动到图 1 的右侧与轴套 8 嵌合,因此电动发电机 3 以及与其连接的齿圈 Rg 被固定。该状态如图 4(a) 所示。

[0103] 若对此进行简单地说明,在行星齿轮机构 1 中,虽然将转矩从发动机 2 输入到行星架 Cr 该行星架 Cr 进行所谓的正旋转,然而通过固定齿圈 Rg,作为输出元件的太阳轮 Sn 向发动机 2 或行星架 Cr 的反方向旋转。即逆旋转。由于安装有太阳轮 Sn 的第二驱动轴 10 和安装有第一档主动齿轮 14a 的惰轮轴 13 通过上述齿轮副 18 而被连接,因此第一档主动齿轮 14a 进行正旋转。而且,与该第一档主动齿轮 14a 啮合的第一档从动齿轮 14b 以及与其连接的第二输出轴 12 进行逆旋转,从该第二输出轴 12 通过反转齿轮 28 以及与其啮合的齿圈 30 将转矩输出到差速器 29(differential)。这是前进行驶时的旋转方向。

[0104] 另外,由于第一驱动轴 9 通过行星架 Cr 从发动机 2 直接传递来动力,因此其旋转方向是正旋转方向,由于其转矩通过第二档主动齿轮 15a 被传递到第二档从动齿轮 15b,因此第二档从动齿轮 15b 进行逆旋转。换言之,与第一档从动齿轮 14b 同样,向前进行驶的方向旋转。

[0105] 因此,在第一档中,发动机 2 输出的动力(所形成的转速)被行星齿轮机构 1 减速并被传递到第二驱动轴 10,通过齿轮副 18 和第一档齿轮副 14 以及奇数档用离合器 S1 被输出到第二输出轴 12。这样设定第一档,这样由于全部用齿轮等机械单元进行动力的传递,因此成为所谓的机械直接连接档。即,在这种情况下,由于电动发电机 3 不但不参与动力传递而且被固定,因此不消耗电力或者不将机械的动力转变为电力,另外能够避免因电动发电机 3 的拖曳造成的动力损失,因此能够提高能量效率。

[0106] 如上所述在偶数档输出转矩的第一驱动轴 9,通过行星架 Cr 与发动机 2 连接,因此即使在作为奇数档的第一档中,第一驱动轴 9 和安装于该第一驱动轴的偶数档用的变速齿轮副 15、17 也旋转。由于该第一档的第二档从动齿轮 15b 的转速与第一输出轴 11 的转速不同,因此在升档到第二档时,执行使其转速一致的同步控制。

[0107] 具体而言,若升档的变速判断成立,首先,通过使电动发电机 3 作为发电机发挥作用产生负转矩,由此将电动发电机 3 以及与其连接的齿圈 Rg 保持在固定状态,并在该状态下使锁止离合器 SL 分离。其次,使电动发电机 3 的负转矩增大而降低其转速。在这种情况下,控制发动机转矩以使第二输出轴 12 的转矩不改变。其控制量可以基于电动发电机 3 的转矩和行星齿轮机构 1 的速比(太阳轮 Sn 的齿数与齿圈 Rg 的齿数之比)等,用公知的方法算出。

[0108] 图 4(b) 表示使电动发电机 3 的负转矩增大以降低其转速的变速过渡状态,使发动机转速向在第二档的转速降低,并且使电动发电机 3 的负转矩增大以便保持齿圈 Rg 和输出轴 13 的转速和转矩,另外使其作为电动机发挥作用以降低其转速。由于第二档齿轮副 15 的主动齿轮 15a,通过第一驱动轴 9 和行星架 Cr 而与发动机 2 连接,因此通过使发动机转速降低,由此该第二档主动齿轮 15a 的转速以及与其啮合的第二档从动齿轮 15b 的转速降低,进而如图 4(c) 所示第二档从动齿轮 15b 的转速与输出轴转速一致。即,完成同步。

[0109] 这样在旋转同步成立的时刻,通过使偶数档用离合器 S2 的套筒 20 移动到第二档齿轮副 15 侧,使其花键嵌合于该从动齿轮 15b 的轴套 21,由此将第二档从动齿轮 15b 与第一输出轴 11 连接。即,将第二档齿轮副 15 设定为能够在行星架 Cr 和第一输出轴 11 之间传递转矩的状态。另外与此配合,使奇数档用离合器 S1 分离以解除第一档从动齿轮 14b 与第二输出轴 12 的连接。因此,不会产生伴随通过偶数档用离合器 S2 将第二档齿轮副 15 与第一输出轴 11 连接的转速的变化,因此不会产生由惯性力造成的冲击。另外,在奇数档用离合器 S1 分离的时刻,由于偶数档用离合器 S2 接合并向第一输出轴 11 传递转矩,因此即使在变速的过程中也总是能够向差速器 29 和车轴 31 连续传递转矩,这点也能够防止冲击并且能够防止变速时的转矩脱出感(トルク抜け感)或牵引感(引き込み感)等不协调感。

[0110] 在第二档中,发动机 2 的动力被原封不动(直接)地传递到第一驱动轴 9,再通过第二档齿轮副 15 和偶数档用离合器 S2 被传递到第一输出轴 11。因此,第二档是通过机械单元(手段)将发动机 2 的动力直接传递到第一输出轴 11 的所谓的发动机直接连接档。在图 4(d) 中对此进行表示。在该第二档中,电动发电机 3 无需特殊进行动作,成为非动作状

态（关断（OFF）状态）。在这种情况下，电动发电机 3 进行逆旋转，然而其转速为如图 4(d) 所示的低转速，因此可减少电动发电机 3 因所谓的牵连旋转引起的拖曳损失，因而能够提高作为车辆全体的燃料经济性。

[0111] 接下来，对从第二档向第三档升档进行说明。该升档时的同步控制，是使升档后传递转矩的第三档从动齿轮 16b 的转速与第二输出轴 12 的转速一致的转速控制。即，当在第二档电动发电机 3 处于所谓的自由状态时，第三档从动齿轮 16b 相比第二输出轴 12 以高速进行逆旋转。因此，为了使该第三档从动齿轮 16b 的转速与第二输出轴 12 的转速同步，如图 3(e) 所示使电动发电机 3 向正旋转方向动作。

[0112] 因此，控制开始当初，为了降低逆旋转方向的转速而使电动发电机 3 作为发电机发挥作用，而在该旋转停止后使其作为电动机发挥作用而输出正旋转方向的转矩。在这种情况下，与从上述第一档向第二档变速时的同步控制同样，为了不使输出轴转矩改变而一起控制发动机转矩。这些转矩的关系，能够基于行星齿轮机构 1 的速比和传递转矩的变速齿轮副的速比等容易地进行运算而求出。

[0113] 通过上述方式改变电动发电机 3 的转速和与电动发电机 3 连接的齿圈 Rg 的转速，来降低太阳轮 Sn 的转速，因此通过第二驱动轴 10 和齿轮副 18 以及惰轮轴 13 与该太阳轮 Sn 连接的第三档齿轮副 16 的转速降低。由于该太阳轮 Sn 的转速和被从太阳轮 Sn 传递来转矩的第三档齿轮副 16 的转速，由行星齿轮机构 1 的速比和电动发电机 3 的转速以及第三档齿轮副 16 的速比 16 决定，因此，为了使第三档从动齿轮 16b 的转速与第二输出轴 12 的转速同步的电动发电机 3 的转速能够容易地算出并且能够控制。

[0114] 在该第三档从动齿轮 16b 的转速与第二输出轴 12 的转速一致的时刻，即同步了的时刻，使奇数档用离合器 S1 的套筒 24 移动到第三档齿轮副 16 的从动齿轮 16b 侧，与该花键 26 嵌合，从而将第三档从动齿轮 16b 与第二输出轴 12 连接。另外，使偶数档用离合器 S2 的套筒 20 向离开第二档从动齿轮 15b 的方向移动成为分离状态，从而解除第二档从动齿轮 15b 与第一输出轴 11 的连接（连结）。同时，将锁止离合器 SL 控制在接合状态从而固定电动发电机 3 的转速和齿圈 Rg。图 4 的 (f) 和 (g) 表示该过程。另外，在图 4 中黑圆（●）符号是能够传递转矩地连接的状态，白圆（○）符号是不传递转矩的非连接状态，箭头分别表示转矩的作用方向。

[0115] 另外，由于从第三档向第四档升档是从奇数档向偶数档的变速，因此与上述的从第一档向第二档的升档同样，进行同步控制和变速。另外，降档以与上述的控制相反的顺序进行同步控制和各离合器的切换控制即可。

[0116] 在上述动力传动装置中，由于不是将全部的变速齿轮副在轴线方向排列，而是将间隔一档的一组变速齿轮副在轴线方向排列，而将其他组的变速齿轮副在半径方向上排列配置，因此能够缩短作为全体的轴长，此外由于用能够缩短轴间距离的所谓的平行齿轮形成动力传递路径，因此能够抑制作为装置全体的外径的增大。此外在该发明中，如图 1 所示，作为差动机构的行星齿轮机构 1 的反力元件或者固定元件出现的齿圈 Rg，在列线图中位于相当于输入元件的行星架 Cr 和相当于输出元件的太阳轮 Sn 之间，由于电动机 / 发电机 3 与其连接因此电动机 / 发电机 3 的转速在任一变速档中均为低转速。

[0117] 因此，在即使使电动机 / 发电机 3 作为电动机发挥作用，或者在作为发电机发挥作用时，由于其输出很小即可，因此能够将电动机 / 发电机 3 小型化从而能够使作为装置全体

的构成紧凑。而且,虽然在变速过渡时使电动机/发电机 3 动作,但是在各变速档中能够只用发动机 2 的动力行驶,其结果能成为燃料经济性高的行驶。

[0118] 该发明涉及的上述动力传动装置,如上所述,在行星齿轮机构 1 上除了发动机 2 以外还连接有电动机/发电机 3,而且在奇数档将与发动机 2 的输出转矩的作用方向相反的转矩向第二驱动轴 10 输出,并且在偶数档将发动机 2 的输出转矩直接地向第一驱动轴 9 输出。因此,在对电动机/发电机 3 进行动力运行控制(力行制御)或者进行再生控制时,为了获得所需的充分的转矩,并且为了使燃料经济性良好而进行如下的控制。图 5 是用于说明该控制的一个例子的流程图,在使电动机/发电机 3 动作时,主要由上述的电子控制装置 32 来执行。

[0119] 在图 5 中,首先,进行基于电动机/发电机 3 的转速的换档限制(shiftingrestriction)(步骤 S01)。由于电动机/发电机 3 与行星齿轮机构 1 的齿圈 Rg 连接,因此取决于与行星架 Cr 连接的发动机 2 的转速和在奇数档输出转矩的太阳轮 Sn 的转速等,电动机/发电机 3 的转速成为高转速。与此相对,按照机械强度和耐久性、控制性等的要求限制电动机/发电机 3 的转速,因此在步骤 S01 中进行该限制。

[0120] 选择使电动机/发电机 3 在其转速的限制的范围内动作时的输出转矩(作用于差速器 29 的转矩)To 成为最大转矩的档位(变速档)(步骤 S02)。具体地说,在设定了偶数档的状态下由电动机/发电机 3 辅助转矩、或者在进行能量再生时,通过奇数档用离合器 S1 使设定奇数档的变速齿轮副中高速侧的变速齿轮副(在图 1 表示的例子中为第三档齿轮副)成为能够传递转矩的状态。与此相反在设定了奇数档的状态下由电动机/发电机 3 辅助转矩或者进行能量再生时,利用偶数档用离合器 S2 使设定偶数档的变速齿轮副中低速侧的变速齿轮副(在图 1 表示的例子中为第二变速齿轮副)成为能够传递转矩的状态。

[0121] 若此进行具体地说明,则当将电动机/发电机 3 的转矩设为 Tm、将发动机 2 的转矩设为 Te、将太阳轮 Sn 的转矩设为 Ts、将行星架 Cr 的转矩设为 Tc、将行星齿轮机构 1 的速比设为 ρ ,在图 1 表示的行星齿轮机构 1 中为:

$$[0122] \quad T_s = \rho \cdot T_m$$

$$[0123] \quad T_c = (1 - \rho) \cdot T_m$$

[0124] 另一方面,在将奇数档的变速比设为 G1、将偶数档的变速比设为 G2 时,由于输出转矩 To 为

$$[0125] \quad T_o = T_e \times G_2 + T_c \times G_2 - T_s \times G_1$$

[0126] 因此当代入上述太阳轮 Sn 和行星架 Cr 的转矩的公式时,则为:

$$[0127] \quad T_o = G_2 \times T_e + \{(1 - \rho) G_2 - \rho G_1\} \times T_m。$$

[0128] 因此,在使电动机/发电机 3 与发动机 2 一起动作而行驶的情况下,在偶数档中进行换档控制以使 G1 减小,另外在奇数档中进行换档控制以使 G2 增大。进行这样的变速档的选择的功能的单元,相当于该发明中的变速档选择单元。

[0129] 然后,判断车辆的驱动状态或行驶状态是否为辅助行驶或 EV 行驶(步骤 S03)。在此,辅助行驶(assist running)是指:驱动发动机 2 行驶并用电动机/发电机 3 的输出转矩辅助该驱动转矩的驱动状态或行驶状态,另外 EV 行驶是指:只用电动机/发电机 3 的动力行驶,也进行能量再生的驱动状态或者行驶状态。该判断能够基于发动机 2 和电动机/发电机 3 的控制状态或者控制信号和车速等进行判断。

[0130] 在步骤 S03 被判断为辅助行驶时,判断在该时刻设定了的变速档是否为奇数档(步骤 S04)。这是是否为利用作为差动机构的行星齿轮机构 1 的差动作用所设定的变速档的判断,或者是否为锁止电动机/发电机 3 所设定的变速档的判断。

[0131] 在被判断为是奇数档时,首先,在进行变速时执行转矩同步控制 #1(即第一转矩同步控制)(步骤 S05)。这是将用于固定电动机/发电机 3 的转矩,由通过锁止离合器 SL 在外壳等接受控制为在电动/发电机 3 自身接受,在图 1 表示的构成中,是使电动机/发电机 3 的逆旋转方向的转矩逐渐增大,使其与作用于电动机/发电机 3 的来自外部的转矩平衡的控制。作用于电动机/发电机 3 的转矩,如从上述的公式中容易地知道的那样,能够用发动机 2 的输出转矩和行星齿轮机构 1 的速比等进行运算而求出。

[0132] 在电动机/发电机 3 输出的转矩和从外部作用的转矩平衡、转矩同步成立了的时刻,解除电动机/发电机 3 的锁止(步骤 S06)。具体而言,上述锁止离合器 SL 中的套筒 7 移动到图 1 的左侧,解除与电动机/发电机 3 的转子一体化的轴套 8 的嵌合。这是由于电动机/发电机 3 能够靠其自身的输出转矩保持停止状态。随着电动机/发电机 3 锁止的解除,使其转速改变以执行转速同步控制(步骤 S07)。

[0133] 这如参照上述图 4 说明的那样,是为了使偶数档用离合器 S2 中的套筒 20 的转速、和作为其所花键嵌合的对方部件的轴套 21、22 的转速一致而改变电动机/发电机 3 的转速的控制。在这种情况下,由于改变电动机/发电机 3 的输出转矩或者产生惯性转矩,因此为了控制输出转矩和驱动转矩的变化,可以根据需要控制发动机转矩。

[0134] 而且,在转速同步成立了的时刻,执行向在上述步骤 S02 中所选择的变速档(最佳偶数档)的变速(步骤 S08)。具体而言,使在步骤 S07 的控制下同步了的偶数档用离合器 S2 的套筒 20,与处于同步的轴套 21、22 花键接合。由电动机/发电机 3 进行转矩辅助时的输出转矩 T_o 用上述的公式表示,因此在步骤 S08 中设定了最佳偶数档后,进行电动机/发电机 3 的转矩控制和发动机 2 的转矩控制,以使输出转矩变为该时刻的输出转矩(步骤 S09)。这是转矩同步控制 #2(即第二转矩同步控制)。在这样同步后,执行由电动机/发电机 3 进行的转矩辅助(步骤 S10)。之后返回到开始。

[0135] 另一方面,在步骤 S04 中被判断为是偶数档时,进行如下控制。在偶数档中,由于发动机 2 与变速齿轮副进行所谓的直接连接,因此在为了由电动机/发电机 3 进行转矩辅助而设定最佳奇数档时没有特殊必要使转矩同步,因此在步骤 S04 中判断为是偶数档时,首先,解除电动机/发电机 3 的锁止(步骤 S11)。这与上述的步骤 S06 是相同的控制。

[0136] 接下来,控制电动机/发电机 3 的转速而执行转速同步控制(步骤 S12)。在这种情况下,由于驱动转矩由发动机 2 的转矩来保持,即使改变电动机/发电机 3 的转速,驱动转矩也不特殊改变,因此无需控制发动机转矩。另外,该转速同步控制,是为了使奇数档用离合器 S1 中的套筒 24 的转速,和作为其花键嵌合的对方部件的轴套 25、26 的转速一致而改变电动机/发电机 3 的转速的控制。

[0137] 而且,在转速同步成立了的时刻,执行向在上述步骤 S02 中所选择的变速档(最佳奇数档)的变速(步骤 S13)。具体而言,使在步骤 S12 的控制下同步了的奇数档用离合器 S1 的套筒 24,与处于同步中的轴套 25、26 花键嵌合。在这样同步后,执行由电动机/发电机 3 进行的转矩辅助(步骤 S10)。之后返回到开始。

[0138] 此外,在上述的步骤 S03 中 EV 行驶(包括电动机/发电机 3 进行的再生行驶)的

判断成立了的情况下,由于需要使电动机/发电机3动作,因此电动机/发电机3的锁止被解除(步骤S14)。接着,执行转速同步控制(步骤S15)。该步骤S14和步骤S15的控制,与上述的步骤S11和步骤S12的控制相同。

[0139] 然后,为了设定最佳变速档(optimum gear stage,换档)而将奇数档用离合器S1或偶数档用离合器S2切换到接合状态(步骤S16)。该最佳变速档是根据车辆搭乘者的要求驱动量和车速以及变速线图所求出的变速档。在将任何一个离合器S1、S2切换到接合状态而设定了最佳变速档后,执行电动机/发电机3的动力运行(EV行驶)或能量再生(步骤S17)。之后,返回到开始。

[0140] 在此,作为上述步骤S05至步骤S10的控制例,参照图6的列线图对用发动机2的动力以第三档行驶时执行由电动机/发电机3进行的转矩辅助时的控制例进行具体地说明。如图6(a)所示,在第三档中在固定(锁止)了电动机/发电机3和与其连接的齿圈Rg的状态下,发动机2和与其连接的行星架Cr进行正旋转,并在太阳轮Sn上出现与其对应的转矩,太阳轮Sn进行逆旋转。该太阳轮Sn的转矩,通过惰轮轴13和第三档齿轮副16从第二输出轴12被输出。

[0141] 第一转矩同步控制(转矩同步控制#1),使电动机/发电机3作为电动机发挥作用而使其产生逆旋转方向(在图6中向下)的转矩。将其表示于图6(b)。在使该逆旋转方向的转矩逐渐增大并与由发动机转矩引起的从外部作用的转矩平衡时,解除锁止离合器SL对电动机/发电机3的锁止。即,将阻止电动机/发电机3旋转的部件从外壳等固定部变更为电动机/发电机3自身。在图6(c)中标记“动力分配”(power split)表示该状态。

[0142] 然后,执行转速同步控制。这是通过将电动机/发电机3向正旋转方向驱动而增大其转速来进行的。若使电动机/发电机3的转速增大,由于发动机2和与其连接的行星架Cr的转速增大,因此通过第一驱动轴9与行星架Cr连接的第二档齿轮副15的从动齿轮15b的转速在逆旋转方向上增大,与第一输出轴11的转速同步。在图6(d)中表示该状态。在该状态下,通过偶数档用离合器S2将第二档从动齿轮15b与第一输出轴11连接。在这种情况下如上所述不产生转速的变化和冲击。

[0143] 在通过偶数档用离合器S2使第二档齿轮副15成为了能够传递转矩的状态后,控制电动机/发电机3和发动机2的转矩以进行转矩同步(图6(e)),然后进行电动机/发电机3进行的转矩辅助(图6(f))。

[0144] 于是,在该发明涉及的动力传动装置中,在进行辅助行驶时和在进行EV行驶时,设定变速档的控制不同,使该控制内容根据驱动状态或者行驶状态而不同的功能单元相当于该发明中的变速控制变更单元。另外,图5表示的步骤S07、12、15等功能单元,即发挥将变速齿轮副设定为能够对输出轴11、12传递转矩的状态时使连接的部件彼此的转速一致的功能的单元相当于该发明中的同步单元。此外,图5表示的在步骤S09中在转矩同步时协调控制发动机2和电动机/发电机3的转矩的功能性单元,相当于该发明的协调控制单元。

[0145] 然而该发明涉及的动力传动装置构成为:能够选择性固定与差动机构的任一旋转元件连接的电动机/发电机等的第二原动机。因此,通过该第二原动机固定任一旋转元件,由此能够使差动机构作为减速器发挥作用,利用该功能能够将任一变速齿轮副共用为将差动机构作为减速器发挥作用的变速档,和不将差动机构作为减速器发挥作用的变速档这两

个变速档。以下对该例进行说明。

[0146] 图 7 表示的例子,是构成为可通过将两个变速齿轮副 14、15 分别在两个变速档共用,作为全体设定前进四档的例子。即,发动机 2 和双齿轮型行星齿轮机构 1,以使各自的旋转中心轴线在同一轴线上一致的状态配置,在发动机 2 和行星齿轮机构 1 之间配置作为奇数档用齿轮副的第一档齿轮副 14 和奇数档用离合器 S11,并隔着行星齿轮机构 1 在它们的相反侧配置有作为偶数档用齿轮副的第二档齿轮副 15 和偶数档用离合器 S12。

[0147] 在行星齿轮机构 1 的行星架 Cr 上连接有延伸到发动机 2 侧的输入轴 33,在该输入轴 33 和发动机 2 之间设有起步离合器 34。该起步离合器 34 总之是进行转矩传递和中断的机构,可以采用摩擦离合器和啮合离合器等适宜构成的装置。另外,在输入轴 33 的外周侧,自由旋转地嵌合有与行星齿轮机构 1 中的齿圈 Rg 连接的齿圈轴 35,在该齿圈轴 35 的外周侧自由旋转地支承着第一档主动齿轮 14a。

[0148] 此外,行星齿轮机构 1 中与太阳轮 Sn 一体的第二驱动轴 10 配置为,沿着行星齿轮机构 1 的旋转中心轴线向与发动机 2 相反方向延伸,在其外周侧可自由旋转地支承有第二档主动齿轮 15a。此外,在行星齿轮机构 1 的外周侧,与行星齿轮机构 1 平行地配置有输出轴 36,在该输出轴 36 上安装有与第一档主动齿轮 14a 啮合的第一档从动齿轮 14b、和与第二档主动齿轮 15a 啮合的第二档从动齿轮 15b。而且,在输出轴 36 的发动机 2 侧的端部设置有反转齿轮 37,该反转齿轮 37 与作为主减速器的差速器 29 的齿圈 30 啮合。

[0149] 相当于该发明的第二原动机的电动机 / 发电机 3,在图 7 所示的构成中,配置在行星齿轮机构 1 的外周侧。该电动机 / 发电机 3 的转子和上述第二驱动轴 10 用包括惰轮 38 的齿轮副 39 来连接。选择性固定(锁止)该电动机 / 发电机 3 的锁止离合器 SL 被设置在电动机 / 发电机 3 和外壳等预定的固定部 40 之间。该锁止离合器 SL 构成为,具备和与转子一体的轴套 8 花键嵌合的套筒 7,和与固定部 40 一体地设置的固定轴套 6,通过使套筒 7 移动到固定轴套 6 侧以使其与固定轴套 6 花键嵌合,由此锁止电动机 / 发电机 3。

[0150] 另一方面,奇数档用离合器 S11 构成为,将第一档主动齿轮 14a 在三个接合位置和不与任一部件连接的分离状态之间进行切换,其中三个接合位置是指:与行星齿轮机构 1 中的齿圈 Rg 连接的状态、与行星架 Cr 和齿圈 Rg 连接的状态、与齿圈 Rg 连接的状态。另外同样地,偶数档用离合器 S12 构成为,将第二档主动齿轮 15a 在三个接合位置和不与任一部件连接的分离状态之间进行切换,其中三个接合位置是指:与行星齿轮机构 1 中的齿圈 Rg 连接的状态、与行星架 Cr 和齿圈 Rg 连接的状态、与齿圈 Rg 连接的状态。

[0151] 当具体地说明时,奇数档用离合器 S11 具备:轴套 41,其与行星齿轮机构 1 在同一轴线上,并配置在第一档主动齿轮 14a 和起步离合器 34 之间,与第一档主动齿轮 14a 一体地设置;能够在轴线方向上移动并与轴套 41 花键嵌合的套筒 42;与齿圈轴 35 一体地设置并且套筒 42 能够花键嵌合的轴套 43;与输入轴 33 一体地设置并且套筒 42 能够花键嵌合的轴套 44。另外,套筒 42 被未图示的适宜的致动器在轴线方向上移动,并且被定位于三个接合位置以及分离位置。

[0152] 对三个接合位置进行说明,图 8 示意地表示奇数档用离合器 S11 的位置,按顺序排列为:与第一档齿轮 14a 一体的轴套 41、与齿圈轴 35 一体的轴套 43、与输入轴 33 一体的轴套 44,套筒 42 移动并定位于以下位置,即:跨越与齿圈轴 35 一体的轴套 43 而和与第一档主动齿轮 14a 一体的轴套 41 以及与输入轴 33 一体的轴套 44 花键嵌合的位置(以下,暂称

为 C 接合位置)、与三个轴套 41、43、44 同时花键嵌合的位置(以下,暂称为 RC 接合位置)、和与第一档主动齿轮 14a 一体的轴套 41 以及与齿圈轴 35 一体的轴套 43 花键嵌合的位置(以下,暂称为 R 接合位置)。因此,在 C 接合位置,第一档主动齿轮 14a 与行星架 Cr 或者发动机 2 连接,在 RC 接合位置,行星齿轮机构 1 的全体被一体化并且在该被一体化的行星齿轮机构 1 上连接有第一档主动齿轮 14a,此外在 R 接合位置,第一档主动齿轮 14a 与齿圈 Rg 连接。

[0153] 另外,偶数档用离合器 S12 在与第二驱动轴 10 相同的轴线上,并配置在第二档主动齿轮 15a 和行星齿轮机构 1 之间,具备:轴套 45,其与第二档主动齿轮 15a 一体地设置;能够在轴线方向上移动并花键嵌合于该轴套 45 的套筒 46;与行星架 Cr 一体地连接并且套筒 46 能够花键嵌合的轴套 47;与齿圈 Rg 一体地连接并且套筒 46 能够花键嵌合的轴套 48。另外,套筒 46 通过未图示的适宜的致动器在轴线方向上移动,并且定位于三个接合位置和分离状态。

[0154] 这三个接合位置,与上述奇数档用离合器 S11 中的三个接合位置相同,按顺序排列为:与第二档主动齿轮 15a 一体的轴套 45、与行星架 Cr 一体的轴套 47、与齿圈 Rg 一体的轴套 48,套筒 44 移动并定位于以下位置,即:跨越与行星架 Cr 一体的轴套 47 而和与第二档主动齿轮 15a 一体的轴套 45 以及与齿圈 Rg 一体的轴套 48 花键嵌合的位置(以下,暂称为 R 接合位置)、与三个轴套 45、47、48 同时花键嵌合的位置(以下,暂称为 RC 接合位置)、和与第二档主动齿轮 15a 一体的轴套 45 以及与行星架 Cr 一体的轴套 47 花键嵌合的位置(以下,暂称为 C 接合位置)。

[0155] 因此,在 R 接合位置,第二档主动齿轮 15a 与齿圈 Rg 连接,在 RC 接合位置,行星齿轮机构 1 的全体被一体化并且在该一体化的行星齿轮机构 1 上连接有第二档主动齿轮 15a,此外在 C 接合位置,第二档主动齿轮 15a 与行星架 Cr 或者发动机 2 连接。另外,虽未特殊示出,然而在图 7 表示的动力传动装置中,还设置有用于使各离合器切换动作的致动器、用于电动机/发电机 3 的变换器和蓄电装置等,用于该控制的电子控制装置。

[0156] 在图 7 表示的动力传动装置中,作为能够将发动机 2 机械地直接连接到输出轴 36 进行设定的变速档,可以在前进侧设定四个变速档。将用于设定这些变速档的各离合器 S11、S12、SL 的接合、分离状态汇总表示于图 9。另外,在图 9 中,“R”表示对应的离合器的套筒被设定在上述 R 接合位置,并且“C”表示对应的离合器的套筒被设定在上述 C 接合位置,“0”表示锁止离合器 SL 处于接合的状态,“X”表示分离状态。

[0157] 当对各变速档进行说明时,在第一档中,锁止离合器 SL 设为接合状态而锁止(固定)电动机/发电机 3,并且将奇数档用离合器 S11 设定在 R 接合位置而连接第一档主动齿轮 14a 和齿圈 Rg。当利用锁止离合器 SL 锁止电动机/发电机 3 时,行星齿轮机构 1 中的太阳轮 Sn 被固定,由于在该状态下转矩从发动机 2 被输入行星架 Cr,因此行星齿轮机构 1 作为减速器发挥作用。因此,从发动机 2 通过起步离合器 34 被输入到行星架 Cr 的转矩,被行星齿轮机构 1 放大并从齿圈 Rg 被输出,此外齿圈 Rg 的转矩被第一档齿轮副 14 放大并被传递到输出轴 36。即,由于行星齿轮机构 1 和第一档齿轮副 14 进行变速作用,因此第一档的变速比为基于行星齿轮机构 1 的速比的变速比与第一档齿轮副 14 的速比相乘的值。

[0158] 将在该第一档的动作状态用列线图表示于图 10(a)。由于行星齿轮机构 1 如上所述为双齿轮型的行星齿轮机构,因此在该列线图上,按照太阳轮 Sn、齿圈 Rg、行星架 Cr 的顺

序排列,在第一档中该太阳轮 S_n 被固定并且转矩被输入到行星架 Cr ,进而转矩从齿圈 R_g 被传递到第一档主动齿轮 14a。第一档齿轮副 14 与减速作用一起进行将转矩的方向反转的作用,因此第一档从动齿轮 14b 进行逆旋转,转矩从此处通过反转齿轮 37(Co) 被输出到差速器 29。

[0159] 在该状态中,发动机 2 连接的行星架 Cr 和输入轴 33,相比第一档主动齿轮 14a 以高速进行正旋转。另外,在以第一档起步时,使起步离合器 34 从分离状态逐步接合由此慢慢增大被传递到行星架 Cr 的转矩。进行所谓的车辆摩擦起步。由此,由于慢慢增大驱动转矩,因此能够进行顺利的起步。

[0160] 在第二档中,将锁止离合器 SL 设为分离(释放)状态,并且将奇数档用离合器 $S11$ 设定在 C 接合位置而使行星齿轮机构 1 的全体一体化。因此,行星齿轮机构 1 不进行变速作用,而发动机 2 为被直接连接于第一档主动齿轮 14a 的状态,因此第二档的变速比为与第一档齿轮副 14 的速比对应的值。在变速为该第二档时,使电动机/发电机 3 动作而执行转速同步。

[0161] 在分离锁止离合器 SL 后,若将电动机/发电机 3 作为电动机驱动,向正旋转方向输出转矩,则如图 10(b) 所示,发动机 2 和与其连接的行星架 Cr 的转速降低。在这种情况下,进行发动机 2 和电动机/发电机 3 的转矩控制以使输出轴转矩不改变。若太阳轮 S_n 的转速增大并且行星架 Cr 的转速降低,则最后太阳轮 S_n 和行星架 Cr 以及齿圈 R_g 三者的转速一致,行星齿轮机构 1 的全体成为一体进行旋转。图 10(c) 表示该状态。在该状态中,由于与齿圈 R_g 一体的轴套 43 和与行星架 Cr 一体的轴套 44 的转速一致,因此即使将奇数档用离合器 $S11$ 从 R 接合位置移动到 C 接合位置也不产生转速的改变。即,由于伴随转速的同步控制进行离合器的切换,因此能够避免或抑制所谓的换档冲击。

[0162] 第三档如下所述进行设定:将锁止离合器 SL 设定为接合状态从而将电动机/发电机 3 锁止,另外分离奇数档用离合器 $S11$ 并且将偶数档用离合器 $S12$ 设定在 R 接合位置。如上所述当使锁止离合器 SL 处于接合状态而固定电动机/发电机 3 时,行星齿轮机构 1 的太阳轮 S_n 被固定而行星齿轮机构 1 成为减速器。在该状态下由于第二档主动齿轮 15a 与齿圈 R_g 连接,因此发动机 2 输出的动力在行星齿轮机构 1 被减速后,被传递到第二档主动齿轮 15a,再通过该第二档齿轮副 15 被传递到输出轴 36。因此,第二档利用行星齿轮机构 1 和第二档齿轮副 15 的变速作用而被设定,其变速比为基于行星齿轮机构 1 的速比的变速比与第二档齿轮副 15 的速比相乘的值。

[0163] 对第二档和第三档之间的变速时的同步控制进行说明。由于在第二档中电动机/发电机 3 的锁止被解除,因此若使其转速逐渐降低而进一步向逆旋转方向旋转,则在保持行星架 Cr 的转速的状态下齿圈 R_g 的转速降低。伴随与此与齿圈 R_g 一体的轴套 48 的转速降低。另一方面,第二档主动齿轮 15a 由于与被安装于输出轴 36 的第二档从动齿轮 15b 的啮合,因此与发动机 2 和行星架 Cr 相比以低速度进行旋转。图 10(d) 表示该过程。

[0164] 因此,由于以上述方式改变电动机/发电机 3 的转速,因此齿圈 R_g 的转速与第二档主动齿轮 15a 的转速一致。即旋转同步成立,在该时刻偶数档用离合器 $S12$ 被切换到 R 接合位置,齿圈 R_g 与第二档主动齿轮 15a 连接。此时不产生转速的改变和冲击,与从第一档向第二档变速的情况相同。这样在切换偶数档用离合器 $S12$ 后,控制发动机 2 和电动机/发电机 3 的转速并阻止电动机/发电机 3 的旋转,并由锁止离合器 SL 将电动机/发电机

3 锁止。图 10(e) 表示该状态。

[0165] 而且,第四档设定为:分离锁止离合器 SL 并且通过使偶数档用离合器 S12 移动到 C 接合位置来连接第二档主动齿轮 15a 和行星架 Cr。从第三档向该第四档的变速,通过将偶数档用离合器 S12 从 R 接合位置向 C 接合位置切换来执行,这是由于虽然切换动作的离合器不同,但是与从第一档向第二档的变速是同样的控制,因此能够进行与从第一档向第二档变速时同样的同步控制。

[0166] 因此,根据图 7 所示构成的动力传动装置,虽然变速齿轮副是两种但也能够设定前进四档。因此,与能够设定的变速档数相比较所需的变速齿轮的数量较少即可,因此能够将作为装置全体的构成小型化。另外,在向相邻的变速档变速时能够进行同步控制,即使各离合器 SL、S11、S12 由爪形离合器构成,也能够进行没有冲击的变速。

[0167] 此外,在图 7 表示的构成中,由于将偶数档用离合器 S12 和奇数档用离合器 S11 分开配置于隔着行星齿轮机构 1 的两侧,因此可以去掉覆盖套筒 42、46 的部件而使套筒 42、46 露出到外部,其结果能够由爪形离合器构成各离合器 S11、S12,并且用于该切换动作的致动器的构成和配置也变得容易。而且,由于各离合器 S11、S12 是能够设定三个接合位置的构成,因此为了设定多个变速档可以共用一个离合器,其结果,能够相对地减少构成部件的数量而将作为装置全体的构成小型化。

[0168] 另外,在图 7 表示的构成中,由于设定通过使行星齿轮机构 1 作为减速器或变速器发挥作用从而将变速比乘以在各变速齿轮副 14、15 设定的变速比而得到的变速比的变速档,因此能够扩大变速比的范围(齿轮速比范围, gear range),并且能够缩窄变速比彼此的间隔(传动比, 齿轮速比, gear ratio),由此能够兼顾动力性能和燃料经济性性能。

[0169] 接下来,对将图 1 表示的构成的一部分进行变更而进一步多档化的该发明的具体例子进行说明。图 11 表示其一例,作为第一原动机的发动机 2 和作为第二原动机的电动机/发电机 3,与作为差动机构的行星齿轮机构 1 连接。该行星齿轮机构 1 是双齿轮型齿轮机构,在其行星架 Cr 上通过其输入轴 33 连接有发动机 2。另外,在太阳轮 Sn 上连接有电动机/发电机 3。此外,在行星架 Cr 上连接有第一驱动轴 49,自由旋转地嵌合于其外周侧的中空轴即第二驱动轴 50 与齿圈 Rg 连接。另外,这些驱动轴 49、50 沿着行星齿轮机构 1 的中心轴线配置在上述发动机 2 的相反侧。

[0170] 此外,与各驱动轴 49、50 平行地配置有第一输出轴 11 和第二输出轴 12,这些输出轴 11、12 通过设置于其发动机 2 侧的端部的反转齿轮 27、28 以及与其啮合的齿圈 30 与差速器 29 连接。

[0171] 上述第一驱动轴 49 突出于第二驱动轴 50 的前端侧,在该突出的部分,第二档主动齿轮 15a 和第六档主动齿轮 51a 设置为成为一体进行旋转。与该第六档主动齿轮 51a 啮合的第六档从动齿轮 51b 自由旋转地嵌合于第一输出轴 11 并被支承,在该第六档从动齿轮 51b 的轴套(boss)部的外周部自由旋转地嵌合并支承有第二从动齿轮 15b,该第二档主动齿轮 15b 与上述第二档主动齿轮 15a 啮合。

[0172] 另外,在第二驱动轴 50 上从行星齿轮机构 1 侧起按顺序一体地设置有第一档主动齿轮 14a 和第五档主动齿轮 52a,另外在第二驱动轴 50 的前端侧配置有第三档主动齿轮 16a,该第三档主动齿轮 16a 旋转自由地与第一驱动轴 49 嵌合并被支承。与该第三档主动齿轮 16a 啮合的第三档从动齿轮 16b 被安装于第二输出轴 12。另外,与上述第一档主动齿

轮 14a 啮合的第一档从动齿轮 14b 旋转自由地与第一输出轴 11 嵌合并被支承。该第一档从动齿轮 14b 的轴套部向第三档从动齿轮 16b 侧延伸,在该轴套部的外周侧以旋转自由地嵌合的状态支承有与上述第五档主动齿轮 52a 啮合的第五档从动齿轮 52b。

[0173] 另外,在第一输出轴 11 上以旋转自由地嵌合的状态支承有倒档从动齿轮 53b,惰轮 54 与该倒档从动齿轮 53b 和第一档主动齿轮 14a 啮合。因此,第二档主动齿轮 14a 兼作倒档主动齿轮。

[0174] 图 11 表示的构成的锁止离合器 SL,除了锁止电动机 / 发电机 3 的功能以外,还具备使行星齿轮机构 1 的全体一体化的功能。即,与电动机 / 发电机 3 的转子一体地设置的轴套 8 配置在上述输入轴 33 的外周侧并使轴心一致,套筒 7 能够在轴线方向上移动并与该轴套 8 花键嵌合,并且与轴套 8 相邻配置有固定轴套 6。此外,与输入轴 33 一体地设置的轴套 55 构成为隔着轴套 8 被配置在固定轴套 6 的相反侧,套筒 7 构成为横亘在该轴套 8、55 两方进行花键嵌合。

[0175] 此外,设定有将变速齿轮副 14、15、16、51、52、53 选择性地设定为能够传递转矩的状态的四个离合器 S21、S22、S23、SR。第一离合器 S21 是用于将第一档从动齿轮 14b 和第五档从动齿轮 52b 选择性地与第二输出轴 12 连接的离合器机构,在第二输出轴 12 上被配置在第三档从动齿轮 16b 和第五档从动齿轮 52b 之间。该第一离合器 S21 具备:与第二输出轴 12 一体地设置的轴套 56、能够在轴线方向上移动并与该轴套 56 花键嵌合的套筒 57、与第一档从动齿轮 14b 的轴套部一体地设置并且套筒 57 所选择性地花键嵌合的轴套 58、与第五档从动齿轮 52b 的轴套部一体地设置并且套筒 57 所选择性地花键嵌合的轴套 59。

[0176] 该轴套 56、58、59 按照在此列举的顺序排列,套筒 57 移动并定位于:与第二输出轴 12 的轴套 56 和第一档从动齿轮 14b 的轴套 58 花键嵌合的第一接合位置、与第二输出轴 12 的轴套 56 和第五档从动齿轮 52b 的轴套 59 花键嵌合的第二接合位置、只与第二输出轴 12 的轴套 56 嵌合的分离位置。这些接合位置,在图 11 中用带圆的“1”和“5”表示。另外,套筒 57 的这种移动,可以通过电气式或液压式的适宜的致动器或者将它们与连杆(link)机构组合的装置进行。

[0177] 第二离合器 S22 与第一离合器 S11 在原理上是相同的构成,是用于将第二档从动齿轮 15b 和第六档从动齿轮 51b 选择性地与第一输出轴 11 连接的离合器机构,第二离合器 S22 在第一输出轴 11 上与第二档从动齿轮 15b 相邻且配置在倒档从动齿轮 53b 侧。该第二离合器 S22 具备:与第一输出轴 11 一体地设置的轴套 60、能够在轴线方向上移动并与该轴套 60 花键嵌合的套筒 61、与第六档从动齿轮 51b 的轴套部一体地设置并且套筒 61 所选择性地花键嵌合的轴套 62、与第二档从动齿轮 15b 的轴套部一体地设置并且套筒 61 所选择性地花键嵌合的轴套 63。

[0178] 这些轴套 60、62、63,按照在此列举的顺序排列,套筒 61 移动并定位于:与第一输出轴 11 的轴套 60 和第六档从动齿轮 51b 的轴套 62 花键嵌合的第一接合位置、与第一输出轴 11 的轴套 60 和第二档从动齿轮 15b 的轴套 63 花键嵌合的第二接合位置、只与第一输出轴 11 的轴套 60 嵌合的分离位置。这些接合位置,在图 11 中用带圆的“2”和“6”表示。另外,套筒 61 的这种移动,可以通过电气式或液压式的适宜的致动器或者将它们与连杆机构组合的装置进行。

[0179] 第三离合器 23 是用于将第三档从动齿轮 15a 选择性地与第一驱动轴 49(或者行

星架 Cr) 和第二驱动轴 50(或者齿圈 Rg) 连接的机构,其原理上的构成与上述第一离合器 S21 和第二离合器 S22 相同。即,具备:与第三档主动齿轮 15a 一体地设置的轴套 64、能够在轴线方向上移动并与该轴套 64 花键嵌合的套筒 65、与第一驱动轴 49 一体地设置并且套筒 65 所选择性地花键嵌合的轴套 66、与第二驱动轴 50 一体地设置并且套筒 65 所选择性地花键嵌合的轴套 67。

[0180] 这些轴套 64、66、67,按照在此列举的顺序排列,套筒 65 移动并定位于:与第三档主动齿轮 15a 的轴套 64 和第一驱动轴 49 的轴套 66 花键嵌合的第一接合位置、与第三档主动齿轮 15a 的轴套 64 和第二驱动轴 50 的轴套 67 花键嵌合的第二接合位置、只与第三档主动齿轮 15a 的轴套 64 嵌合的分离位置。另外,套筒 65 的这种移动,可以通过电气式或液压式的适宜的致动器或者将它们与连杆机构组合的装置进行。

[0181] 此外,设有将倒档从动齿轮 53b 选择性地连接于第一输出轴 11 的倒档离合器 SR。该倒档离合器 SR,基本上具备与上述各离合器几乎相同的构成,具备:在轴线方向上前后自由移动地花键嵌合于与第一输出轴 11 一体的轴套 68 的套筒 69、与该轴套 68 相邻并且与倒档从动齿轮 53b 一体的轴套 70。因此,套筒 69 移动到倒档从动齿轮 53b 侧并与 F 轴套 70 花键嵌合,由此构成倒档从动齿轮 53b 通过套筒 69 和轴套 68 与第一输出轴 11 连接。由于其他的构成与图 1 表示的构成相同,因此对于与图 1 表示的构成相同的部分,在图 11 中标记与图 1 相同的符号并省略其说明。另外,虽未特别图示但在图 11 表示的动力传动装置中也设置有用于使各离合器切换动作的致动器、用于电动机/发电机 3 的变换器和蓄电装置、用于其控制的电子控制装置。

[0182] 在图 11 所示的构成的动力传动装置中,作为将发动机 2 作为动力源用于行驶的变速档,可以设定前进六档、倒车一档的变速档。将为此的各离合器 S21、S22、S23、SR、SL 的动作状态(接合、分离的状态)汇总表示于图 12。另外,在图 12 中,带圆的数字表示图 11 表示的接合位置,并且关于第三离合器 23 的“R”表示第三档主动齿轮 15a 与齿圈 Rg(即第二驱动轴 50) 连接,“C”表示第三档主动齿轮 15a 与行星架 Cr(即第一驱动轴 49) 连接。此外,关于锁止离合器 SL 的“P”表示套筒 7 花键嵌合于与输入轴 33 一体的轴套 55 而行星齿轮机构 1 的全体被一体化的接合状态,“M”表示套筒 7 与固定轴套 6 花键嵌合且电动机/发电机 3 被锁止的接合状态。而且“×”表示分离状态。

[0183] 对各变速档进行说明。第一档通过第一离合器 21 将第一档从动齿轮 14b 与第二输出轴 12 连接,并在该状态下使电动机/发电机 3 作为发电机发挥作用,由于伴随于此的负转矩作用于太阳轮 Sn 因此使齿圈 Rg 的转矩逐渐增大。其结果,由于通过第一档齿轮副 14 被传递到第二输出轴 12 的转矩逐步增大,因此驱动转矩逐渐增大能够进行顺利的起步。而且使电动机/发电机 3 作为发动机发挥作用输出正旋转方向的转矩,在太阳轮 Sn 的转速与行星架 Cr 的转速一致时,将锁止离合器 SL 设为用“P”表示的接合状态而连接太阳轮 Sn 和行星架 Cr。即将行星齿轮机构 1 的全体一体化。在该第一档的变速比,为与第一档齿轮副 14 的速比对应的变速比。

[0184] 第二档如下所述进行设定:通过第二离合器 S22 将第二档从动齿轮 15b 与第一输出轴 11 连接,而将其他离合器设为分离状态。在该第二档中,由于通过行星架 Cr 与发动机 2 连接的第一驱动轴 49 和第一输出轴 11 被第二档齿轮副 15 连接,因此为所谓的发动机直接连接档,该变速比为与第二档齿轮副 15 的速比对应的变速比。

[0185] 第三档如下所述进行设定:将第三离合器 S3 设定于“R”接合位置,并将第三档主动齿轮 16a 与第二驱动轴 50(即齿圈 Rg)连接,另外将锁止离合器 SL 设定为用“M”表示的接合状态,从而锁止电动机/发电机 3 以及与其连接的太阳轮 Sn。因此,由于在行星齿轮机构 1 中在太阳轮 Sn 被固定的状态下动力从发动机 2 输入行星架 Cr,因此行星齿轮机构 1 作为减速器发挥作用,将所输入的转矩根据速比放大的转矩从齿圈 Rg 输出。该动力通过第三档齿轮副 16 进一步变速而被传递到第二输出轴 12,并从此处被输出到差速器 29。因此,变速比为使行星齿轮机构 1 的减速比与第三档齿轮副 16 的变速比相乘的变速比。

[0186] 与此相对,第四档通过第三离合器 S23 将第三档主动齿轮 16a 与第一驱动轴 49(即行星架 Cr)连接而设定。由于第一驱动轴 49 通过行星架 Cr 与发动机 2 连接,因此发动机 2 输出的动力原封不动地被传递到第三档主动齿轮 16a。这样,当与上述第三档相比较时,是行星齿轮机构 1 不进行减速作用,将所输入的动力原封不动地输出的状态。因此第四档的变速比为与第三档齿轮副 16 的速比对应的变速比。而且,第三档齿轮副 16 被第三档和第四档共用。

[0187] 在第五档中通过第一离合器 21 将第五档从动齿轮 52b 与第二输出轴 12 连接,并且锁止离合器 SL 设定在使行星齿轮机构 1 的全体一体化的用“P”表示的接合位置。因此,发动机 2 输出的动力从全体为一体旋转的行星齿轮机构 1 被传递到第二驱动轴 50,并通过安装于此的第五档主动齿轮 52a 以及与其啮合的第五档从动齿轮 52b 而被传递到第二输出轴 12,再从反转齿轮 28 输出到差速器 29。其变速比为与第五档齿轮副 52 的速比对应的值。

[0188] 第六档如下所述进行设定:通过第二离合器 S22 将第六档从动齿轮 51b 与第一输出轴 11 连接,而将其他离合器设为分离状态。在该第六档中,通过行星架 Cr 与发动机 2 连接的第一驱动轴 49 和第一输出轴 11 被第六档齿轮副 51 连接,因此成为所谓的发动机直接连接档,其变速比为与第六档齿轮副 51 的速比对应的变速比。

[0189] 此外,倒车档(Rev)通过倒档离合器 SR 将倒档从动齿轮 53b 与第二输出轴 12 连接,在该状态下与在第一档起步时同样,逐渐增大电动机/发电机 3 的负转矩进行起步,在行星齿轮机构 1 的全体一体地旋转的状态下,将锁止离合器 SL 设定在用“P”表示的接合位置。因此,发动机 2 输出的动力原封不动地被传递到第二驱动轴 50,且动力从安装于此的第一档主动齿轮 14a 经过惰轮 54 被传递到倒档从动齿轮 53b。该倒档从动齿轮 53b 及其连接的第一输出轴 11,通过在其动力传递路径中插入惰轮 54,从而向与前进行驶时相反方向旋转,其结果倒车档被设定。

[0190] 于是,在图 11 表示的构成中,由于能够用五个变速齿轮副设定前进六档,因此对能够设定的变速档数减少了变速齿轮副,从而能够将作为装置的整体的构成小型化。另外虽然是小型化但由于变速档数较多,因此能够扩大变速比的范围(齿轮变速范围),并且能够缩窄变速比彼此的间隔(传动比),由此能够兼顾动力性能和燃料经济性性能。

[0191] 接下来,对构成为不要用于设定倒车档的惰轮的例子进行说明。图 13 表示的例子是在上述图 1 表示的构成中追加设置第五档齿轮副 52、第六档齿轮副 51 以及倒档从动齿轮 53b,并伴随于此设置了离合器机构的例子。因此,对于与图 1 表示的构成同样的构成在图 13 中标记与图 1 同样的符号并省略其说明。另外,虽然在图 13 中进行省略,但在图 13 表示的动力传动装置中也设置有用于使各离合器切换动作的致动器、用于电动机/发电机 3 的变换器和蓄电装置等、用于其控制的电子控制装置。

[0192] 在上述惰轮轴 13 上且在比第一档主动齿轮 14a 更靠齿轮副 18 侧设置有第五档主动齿轮 52a, 与其啮合的第五档从动齿轮 52b 旋转自由地嵌合于第二输出轴 12 并被支承。另外, 第六档主动齿轮 51a 被安装于第一驱动轴 9 的端部, 与其啮合的第六档从动齿轮 51b 以旋转自由地与第一输出轴 11 嵌合的状态被支承。此外, 倒档从动齿轮 53b 与安装于连接第二驱动轴 10 和惰轮轴 13 的齿轮副 18 中的第二驱动轴 10 的齿轮啮合, 该倒档从动齿轮 53b 旋转自由地嵌合于第一输出轴 11 并被支承。

[0193] 与上述第五档从动齿轮 52b 相邻配置有第五档离合器 S5。该第五档离合器 S5 用于将第五档从动齿轮 52b 选择性地连接于第二输出轴 12, 具备: 与第二输出轴 12 一体化的轴套 71、在轴线方向上自由移动地与该轴套 71 花键嵌合的套筒 72、与第五档从动齿轮 52b 一体化并且套筒 72 选择性地花键嵌合的轴套 73。因此, 套筒 72 移动到图 13 的左侧而与轴套 73 花键嵌合, 由此第五档从动齿轮 52b 与第二输出轴 12 连接。另外, 套筒 72 的这种移动, 可以通过电气式或液压式的适宜的致动器或者将它们与连杆机构组合的装置进行。

[0194] 另一方面, 在第一输出轴 11 上并在第六档从动齿轮 51b 和倒档从动齿轮 53b 之间配置有倒档离合器 SR。该倒档离合器 SR 是用于将第六档从动齿轮 51b 和倒档从动齿轮 53b 选择性地连接于第一输出轴 11 的离合器机构, 与上述的偶数档用离合器 S2 为相同的构成。即, 倒档离合器 SR 具备: 套筒 75, 其在轴线方向上前后自由移动地花键嵌合于与第一输出轴 11 一体的轴套 74; 位于隔着该轴套 74 的两侧并且与第六档从动齿轮 51b 一体的轴套 76 以及与倒档从动齿轮 53b 一体的轴套 77。

[0195] 因此构成为: 套筒 75 移动到第六档从动齿轮 51b 侧而与该轴套 76 花键嵌合, 由此第六档从动齿轮 51b 构成为通过套筒 75 和轴套 74 与第一输出轴 11 连接。另外, 套筒 75 移动到倒档从动齿轮 53b 侧与该轴套 77 花键嵌合, 由此倒档从动齿轮 53b 通过套筒 75 和轴套 74 与第一输出轴 11 连接。另外, 套筒 72 的这种移动, 可以通过电气式或液压式的适宜的致动器或者将它们与连杆机构组合的装置进行。

[0196] 此外, 在图 13 表示的例子中, 与上述的图 7 表示的例子同样, 设置有选择性地连接发动机 2 和行星架 Cr 的起步离合器 34。另外, 如后述那样, 在图 13 表示的构成中, 由于能够使行星齿轮机构 1 与变矩器同样发挥作用, 因此不设置起步离合器 34 也能够将发动机 2 和行星架 Cr 直接进行机械连接。另外图 13 表示的构成中各轴的排列, 与上述图 1 表示的构成的动力传动装置中的轴的排列相同, 如图 2 表示的那样排列, 从而抑制与路面的干涉。

[0197] 在图 13 表示的构成中, 作为用发动机 2 的动力行驶的变速档能够设定前进六档和倒车一档的变速档, 将用于设定这些变速档的各离合器 S1、S2、S5、SR、SL 的接合、分离状态汇总表示于图 14。另外, 用于设定第一档至第四档的构成与上述图 1 表示的构成的动力传动装置相同, 并且用于设定这些变速档的奇数档用离合器 S1 和偶数档用离合器 S2 以及锁止离合器 SL 的接合、分离状态与图 3 表示的状态相同, 因此省略其说明。另外, 在该第一档至第四档中, 第五档离合器 S5 和倒档离合器 SR 被设定为分离状态。

[0198] 第五档如下所述进行设定: 将第五档离合器 S5 设为接合状态而将第五档从动齿轮 52b 与第二输出轴 12 连接, 并且将锁止离合器 SL 设为接合状态从而固定电动机 / 发电机 3 以及与其连接的齿圈 Rg。在行星齿轮机构 1 中, 在齿圈 Rg 被固定的状态下动力从发动机 2 输入行星架 Cr, 再将动力从太阳轮 Sn 输出到第二驱动轴 10, 因此行星齿轮机构 1 作为减速器发挥作用。在这种情况下, 作为输出元件的太阳轮 Sn 向与发动机 2 相反的方向进行

逆旋转,其转矩通过齿轮副 18 被传递到惰轮轴 13 和安装于此的第五档主动齿轮 52a。因此第五档主动齿轮 52a 向与发动机 2 相同的方向进行正旋转。而且,转矩从该第五档主动齿轮 52a 通过第五档从动齿轮 52b 被输出到第二输出轴 12。因此,在第五档的变速比为,将行星齿轮机构 1 作为减速器发挥作用的变速比与第五档齿轮副 52 的速比相乘的变速比。另外,第二输出轴 12 的旋转方向或者转矩作用的方向为与发动机 2 的旋转方向相反的逆旋转方向。

[0199] 第六档如下所述进行设定:使倒档离合器 SR 的套筒 75 移动到第六档齿轮副 51 侧,使其与第六档从动齿轮 51b 的轴套 76 花键嵌合。即,将第六档齿轮副 51 设定为能够在第一驱动轴 9 与第一输出轴 11 之间传递转矩的状态。由于第一驱动轴 9 通过行星架 Cr 与发动机 2 直接连接,因此在发动机 2 与第一输出轴 11 之间只有第六档齿轮副 51 产生变速作用,因此第六档的变速比为与第六档齿轮副 51 的速比对应的变速比。另外,第一输出轴 11 的旋转方向或者转矩的作用方向,是与发动机 2 的旋转方向相反的方向。

[0200] 倒车档 (Rev) 如下所述进行设定:使倒档离合器 SR 的套筒 75 移动到倒档从动齿轮 53b 侧与其轴套 77 花键嵌合,并且将锁止离合器 SL 设定为接合状态。即,通过将锁止离合器 SL 设为接合状态从而使行星齿轮机构 1 作为减速器发挥作用,该太阳轮 Sn 进行逆旋转并从此处将转矩传递到第二驱动轴 10。这与上述的第五档的情况相同。由于倒档从动齿轮 53b 与安装于该第二驱动轴 10 的齿轮副 18 中一方的齿轮啮合,动力通过该齿轮从第二驱动轴 10 被传递到第一输出轴 11。因此,第一输出轴 11 的旋转方向或者转矩的作用方向,与发动机 2 的旋转方向相同,由于这与前进行驶时相反因此设定倒车档。其变速比为使行星齿轮机构 1 作为减速器发挥作用的变速比与第六档齿轮副 53 的速比相乘的变速比。

[0201] 另外,在用倒车档起步时,与用上述的第一档起步的情况同样,使电动机 / 发电机 3 的转矩在逆旋转方向上逐渐增大,且伴随与此通过使驱动转矩逐渐增大而起步。因此,锁止离合器 SL 最初为分离状态,而在其全体变为了一体进行旋转的状态的时刻将锁止离合器 SL 切换到接合状态。

[0202] 这样,在图 13 表示的构成中,在使行星齿轮机构 1 作为变速器发挥作用的情况下,由于利用其输出元件向与发动机 2 相反方向旋转来设定倒车档,因此无需为倒车档设置使旋转方向或者转矩的作用方向反转的惰轮,其结果,能够使作为装置的整体的构成小型轻量化,能够提高车载性并且实现低成本化。另外,在图 13 表示的构成中,由于能够使倒档离合器 SR 作为用于设定第六档的离合器机构,以及用于设定倒车档的离合器机构发挥作用,因此通过该倒档离合器 SR 的共用化能够使作为整体的构成紧凑化。此外,起到与图 1 表示的构成的动力传动装置同样的作用、效果。

[0203] 接下来,对取消图 1 和图 3 表示的惰轮轴 13 的动力传动装置的例子进行说明。图 15 表示其一例,若将其构成与图 13 表示的构成进行对比说明时,则第一档主动齿轮 14a 和第三档主动齿轮 16a 由于取消了惰轮轴 13,因此被直接设置于第二驱动轴 10。因此,第二输出轴 12 在半径方向上接近第二驱动轴 10,被该第二输出轴 12 支承的第一档从动齿轮 14b 和第三档从动齿轮 16b,与各自对应的主动齿轮 14a、16a 啮合。

[0204] 另外,代替惰轮轴 13 在第二输出轴 12 和差速器 29 的齿圈 30 之间插置有惰轮 78。此外在取消惰轮轴 13 的同时第二驱动轴 10 和惰轮轴 13 之间的齿轮副 18 也被取消,因此倒档从动齿轮 53b 与第一档主动齿轮 14a 啮合。该构成相当于该发明中的反转机构

(inverting mechanism)。另外,在图 15 表示的动力传动装置中不设置第五档齿轮副 53 和第六档齿轮副 51。由于其他的构成与图 13 表示的构成,或者图 1 表示的构成同样,因此在图 15 中标记与图 13 或图 1 中标记的符号相同的符号,并省略其说明。

[0205] 在图 15 表示的构成的动力传动装置中,作为直接与发动机 2 机械连接所设定的变速档,可以设定前进四档、倒车一档的变速档,将用于此的离合器 S1、S2、SR、SL 的接合、分离状态表示于图 16。该接合、分离状态,除第五档离合器 S5 以外,与上述图 14 中的第一档至第四档以及倒车档的接合、分离状态相同。即,这些前进第一档至第四档以及倒车档,可以与参照图 13 和图 14 说明的方式进行同样地设定。

[0206] 而且,由于图 15 表示的动力传动装置中各轴的配置,与将上述图 2 表示的第二输出轴 12 和惰轮轴 13 调换后的配置几乎相同,因此能够容易地避免与路面的干涉,因此,提高向车高度较低的车辆搭载性。另外,由于能够使第二输出轴 12 接近第二驱动轴 10 配置,因此能够减小作为动力传动装置的全体的外径从而实现其小型化,并且能够提高车载性。

[0207] 将构成为改变上述图 15 表示的构成的一部分而能够设定前进五档、倒车一档的变速档的例子表示于图 17。在此表示的例子,是构成为设定第五档时和设定倒车档时使用倒档离合器 SR 的例子。即,在第二输出轴 12 中与反转齿轮 28 相邻的位置,旋转自由地嵌合并支承有倒档从动齿轮 53b 和第五档从动齿轮 52b,该倒档从动齿轮 53b 与安装于第一驱动轴 9 的第二档主动齿轮 15a 啮合。该构成相当于该发明中的反转机构。另外,与第五档从动齿轮 52b 啮合的第五档主动齿轮 52a 被安装于第二驱动轴 10。

[0208] 而且,在第二输出轴 12 上、且在倒档从动齿轮 53b 与第五档从动齿轮 52b 之间配置有倒档离合器 SR。即,倒档离合器 SR 具备:套筒 75,其在轴线方向上前后自由移动地花键嵌合于与第二输出轴 12 一体的轴套 74;位于隔着该轴套 74 的两侧并且与第五档从动齿轮 52b 一体的轴套 76 以及与倒档从动齿轮 53b 一体的轴套 77。因此,套筒 75 移动到第五档从动齿轮 52b 侧,并与该轴套 76 花键嵌合,由此第五档从动齿轮 52b 构成为通过套筒 75 和轴套 74 与第二输出轴 12 连接。

[0209] 另外,套筒 75 移动到倒档从动齿轮 53b 侧并与该轴套 77 花键嵌合,由此倒档从动齿轮 53b 构成为通过套筒 75 和轴套 74 与第二输出轴 12 连接。另外,套筒 72 的这种移动,可以通过电气式或液压式的适宜的致动器或者将它们与连杆机构组合的装置进行。由于其他构成与图 15 表示的构成相同,因此对于与图 15 表示的构成相同的部分,在图 17 中标记与图 15 相同的符号并省略其说明。

[0210] 在图 17 表示的构成的动力传动装置中,作为直接与发动机 2 机械地连接所设定的变速档能够设定前进五档、倒车一档的变速档,将用于此的离合器 S1、S2、SR、SL 的接合、分离状态表示于图 18。该接合、分离状态,除了第五档离合器 S5 以外,与在上述图 14 中的第一档至第五档以及倒车档中的接合、分离状态相同。即,该前进第一档至第五档可以与参照图 13 和图 14 说明的方式同样地设定。

[0211] 另外,虽然倒车档通过倒档离合器 SR 将倒档从动齿轮 53b 与第二输出轴 12 连接而设定,然而此时为了将电动机 / 发电机 3 设定为自由的状态而分离锁止离合器 S1。因此在使用倒车档起步时,由于使起步离合器 34 逐渐接合并使从发动机 2 传递的转矩逐渐增大,从而使驱动转矩平滑顺利地增大。起步离合器 34 这样的控制,可以根据来自电子控制装置

的指令信号来进行,执行该控制的机构相当于该发明中的车辆摩擦起步机构。

[0212] 因此,如果如图 17 所示构成,则起到与上述图 15 表示的构成的情况同样的作用、效果,除此以外,由于在第五档和倒车档这两个变速档使用倒档离合器 SR,因此能够减少所需的离合器机构的数量,并能够使作为动力传动装置的全体的构成小型化。换言之,即使能够设定的变速档较多也能够抑制大型化。

[0213] 该发明的动力传动装置可以构成为,差动机构中的输出元件向从发动机 2 输入动力的输入元件的相反方向旋转,在这种情况下,在使差动机构产生差动作用而设定的变速档中,在该动力传动系统中有时插入惰轮轴 13 和惰轮 54。代替这样的构成,还可以构成为相比用于设定变速档的齿轮副在转矩的传递方向上游侧设置逆转机构。该逆转机构能够由齿轮和链条或者皮带等传动机构构成,特别是若由行星齿轮机构构成,则能够使作为装置全体的构成紧凑化。

[0214] 图 19 表示其一例,在相当于该发明中的差动机构的行星齿轮机构 1 的输出侧设置有逆转机构 79 (reverse mechanism)。该行星齿轮机构 1 是双齿轮型齿轮机构,发动机 2 通过起步离合器 34 被连接于太阳轮 S_n ,并且电动机 / 发电机 3 的转子被连接于齿圈 R_g 。此外,该电动机 / 发电机 3 被配置在行星齿轮机构 1 的外周侧。而且,设置有锁止离合器 SL,该锁止离合器 SL 选择性地固定(锁止)电动机 / 发电机 3 和与其连接的齿圈 R_g 。该锁止离合器 SL 是与上述图 1 表示的情况同样的构成。因此,在图 19 中标记与图 1 同样的符号并省略其说明。

[0215] 另一方面,逆转机构 79,在图 19 表示的例子中由双齿轮型行星齿轮机构构成,并在与上述行星齿轮机构 1 同轴上与上述发动机 2 的相反侧相邻配置。该逆转机构 79 中的齿圈 R_i 被连接固定于预定的固定部 40,并且行星架 C_i 与行星齿轮机构 1 中的行星架 C_r 连接。

[0216] 而且,在行星齿轮机构 1 的太阳轮 S_n 上连接有与发动机 2 直接连接的第一驱动轴 9。另外,在逆转机构 79 的太阳轮 S_i 上,在设定奇数档时连接有向变速齿轮副传递转矩的第二驱动轴 10。该第二驱动轴 10 是中空轴,在上述第一驱动轴 9 的外周侧并且与第一驱动轴 9 在同轴上配置。此外,在第二驱动轴 10 的外周侧并且在与第二驱动轴 10 的同轴上,相对旋转自由地配置有作为中空轴的倒档轴 80,该倒档轴 80 的一端部与上述逆转机构 79 中的行星架 C_i 连接,另外在另一端部设置有倒档主动齿轮 53a。

[0217] 上述发动机 2 和行星齿轮机构 1、逆转机构 79、各驱动轴 9、10、以及倒档轴 79 被配置为各自的旋转中心轴线一致,并与该旋转中心轴线平行地配置有第一输出轴 11 和第二输出轴 12。在该第一驱动轴 9 和第一输出轴 11 之间配置有用于设定偶数档的第二档齿轮副 15 和第四档齿轮副 17。即,第一驱动轴 9 突出于第二驱动轴 10 的前端侧,在该突出的部分安装有第二档主动齿轮 15a 和第四档主动齿轮 17a。与该第二档主动齿轮 15a 啮合的第二档从动齿轮 15b 和与第四档主动齿轮 17a 啮合的第四档从动齿轮 17b,以旋转自由地嵌合的状态被支承于第一输出轴 11。

[0218] 另外,在第二驱动轴 10 和第二输出轴 12 之间配置有用于设定奇数档的第一档齿轮副 14 和第三档齿轮副 16。即,在第二驱动轴 10 上安装有第一档主动齿轮 14a 和第三档主动齿轮 16a,与该第一档主动齿轮 14a 啮合的第一档从动齿轮 14b 以旋转自由地嵌合的状态被支承于第二输出轴 12。该第一档从动齿轮 14b 的轴套部,向第二输出轴 12 的反转齿轮

28 的相反侧延伸,与上述第三档主动齿轮 16a 啮合的第三档从动齿轮 16b 以旋转自由地嵌合的状态被支承于该轴套部的外周侧。

[0219] 将上述第一档从动齿轮 14b 和第三档从动齿轮 16b 选择性地与第二输出轴 12 连接的奇数档用离合器 S1,在第二输出轴 12 上且隔着上述第三档从动齿轮 16b 配置在第一档从动齿轮 14b 的相反侧。该奇数档用离合器 S1 具备:与第二输出轴 12 一体的轴套 23、和向轴线方向移动自由地花键嵌合于该轴套 23 的套筒 24,与该轴套 23 相邻地,按顺序排列有与第一档从动齿轮 14b 一体的轴套 25 和与第三档从动齿轮 16b 一体的轴套 26。而且构成为,使该套筒 24 移动并定位于:与第二输出轴 12 一体的轴套 23 以及与第一档从动齿轮 14b 一体的轴套 25 花键嵌合的位置、和与第二输出轴 12 一体的轴套 23 以及与第三从动齿轮 16b 一体的轴套 26 花键嵌合的位置、以及只与第二输出轴 12 一体的轴套 23 花键嵌合的分离位置。另外,套筒 24 的这种移动,可以通过电气式或液压式的适宜的致动器或者将其与连杆机构组合的装置进行。

[0220] 另外,偶数档用离合器 S2,在第一输出轴上被配置在第二档从动齿轮 15b 和第四档从动齿轮 17b 之间,该偶数档用离合器 S2 为与上述图 1 表示的偶数档用离合器 S2 同样的构成。而且,在第一输出轴 11 上在与上述倒档从动齿轮 53b 相邻的位置配置有倒档离合器 SR。该倒档离合器 SR 用于将倒档从动齿轮 53b 选择性地与第一输出轴 11 连接,例如与上述的图 11 表示的倒档离合器 S 为相同的构成。由于其他构成与图 1 表示的构成相同,因此对于与图 1 相同构成的部分在图 19 中标记与图 1 相同的符号并省略其说明。另外,虽然在图 19 中进行了省略,但在图 19 表示的动力传动装置中也设置有用于使各离合器切换动作的致动器、用于电动机 / 发电机 3 的变换器和蓄电装置等用于其控制的电子控制装置。

[0221] 在此对图 19 表示的动力传动装置中轴的配置进行说明。如上所述,发动机 2 和行星齿轮机构 1 以及各驱动轴 9、10 配置为各自的旋转中心轴线一致,且相对于该旋转中心轴线平行地配置各输出轴 11、12,此外构成为将动力从上述各输出轴 11、12 传递到差速器 29,因此作为全体的轴数是四轴。这些轴在车载状态下如图 20 所示配置。

[0222] 即,以使差速器 29 的旋转中心轴线(或车轴 31)位于相对于发动机 2 的旋转中心轴线的斜下方的方式配置差速器 29。在相对于包括该发动机 2 的旋转中心轴线和差速器 29 的旋转中心轴线的平面的上侧配置有第二输出轴 12。另外,在该平面的下侧配置有第一输出轴 11。因此,由于减少配置在相比外形或外径较大的发动机 2 和差速器 29 的旋转中心轴线靠车辆下侧的轴的数量,因此易于避免或抑制与路面的干涉。换言之,即使是车高度较低的车辆也易于确保比较高的最低离地高度。

[0223] 如上所述,由于奇数档用的变速齿轮副 14、16 与逆转机构 79 的太阳轮 S_i 连接,因此奇数档通过由锁止离合器 SL 固定电动机 / 发电机 3 而设定,另外由于偶数档用的变速齿轮 15、17 被直接连接于发动机 2,因此偶数档通过解除电动机 / 发电机 3 的锁止而设定。如果将这些用关于行星齿轮机构 1 和逆转机构 79 的列线图表示,则如图 21 所示。

[0224] 当为设定奇数档由锁止离合器 SL 锁止电动机 / 发电机 3 以及与其连接的齿圈 R_g 时,由于发动机 2 与行星齿轮机构 1 的太阳轮 S_n 连接,因此行星齿轮机构 1 的行星架 C_r 向与发动机 2 相反的方向旋转(逆旋转)。在该行星架 C_r 上连接有逆转机构 79 的行星架 C_i ,另外由于其齿圈 R_i 被固定,因此第二驱动轴 10 连接的太阳轮 S_i 向与发动机 2 相同的方向旋转(正旋转)。而且,由于转矩从该第二驱动轴 10 通过第一档齿轮副 14 或第三档齿轮副

16 被输出到第二输出轴 12,因此第二输出轴 12 向与发动机 2 相反的方向旋转(逆旋转)。
[0225] 另一方面,在偶数档电动机/发电机 3 设于自由状态,动力从发动机 2 被传递到第一驱动轴 9。即第一驱动轴 9 为与发动机 2 直接连接的状态,动力通过安装于该第一驱动轴 9 的第二档齿轮副 15 或者第四档齿轮副 17 被传递到第一输出轴 11。因此,第一输出轴 11 向与发动机 2 相反的方向旋转(逆旋转)。

[0226] 此外在图 22 中表示设定倒车档时的列线图。由于倒档主动齿轮 53a 通过逆转机构 79 的行星架 Ci 与行星齿轮机构 1 的行星架 Cr 连接,因此在倒车档中行星齿轮机构 1 的行星架 Cr 为输出元件。因此,由锁止离合器 SL 锁止电动机/发电机 3 和与其连接的齿圈 Rg。因此,在行星齿轮机构 1 中,发动机 2 连接的太阳轮 Sn 进行正旋转,与此相对作为输出元件的行星架 Cr 进行逆旋转。倒档轴 80 和倒档主动齿轮 53a 与该行星架 Cr 一起进行逆旋转,与此啮合的倒档从动齿轮 53b 以及与其一体的第一输出轴 11 向与发动机 2 相同的方向进行正旋转。这样,由于与前进档中的旋转方向相反,因此设定倒车档。

[0227] 另外,图 19 表示的构成的动力传动装置中,用于设定第一档至第四档以及倒车档的奇数档用离合器 S1 和偶数档用离合器 S2 以及锁止离合器 SL 及倒档离合器 SR 的接合、分离的状态,与上述图 14 表示的第一档至第四档以及倒车档的接合、分离的状态相同,因此省略其说明。

[0228] 因此如果是如图 19 所示的构成,由于无需使惰轮轴和惰轮插入变速齿轮副之间,因此能够减小作为动力传动装置整体的外径实现小型轻量化,并且提高车载性。

[0229] 为了控制作为动力传动装置的外径,优选将电动机/发电机 3 小型化,在这种情况下构成为将从电动机/发电机 3 输入到差动机构的转矩根据需要充分地增大。图 23 表示其一例,在此表示的例子,是在图 13 表示的构成中的齿圈 Rg 和电动机/发电机 3 之间插入减速机构 81 而构成的例子。

[0230] 若具体地说明,则相对于行星齿轮机构 1 在发动机 2 侧,作为减速机构 81 发挥作用的单齿轮型行星齿轮机构在配置在同一轴线上。该减速机构 81 的齿圈 Rd 被连接固定于固定部 40。另外,在该减速机构 81 的太阳轮 Sd 上连接有电动机/发电机 3 的转子。另外,电动机/发电机 3 在与减速机构 81 的同心圆上并且至少一部分覆盖(重叠)配置在外周侧。而且,减速机构 81 的行星架 Cd 与作为差动机构的行星齿轮机构 1 的齿圈 Rg 连接。由于其他构成与图 13 表示的构成相同,因此对于与图 13 相同构成的部分在图 23 中标记与图 13 相同的符号并省略其说明。

[0231] 因此,在图 23 表示的构成中,电动机/发电机 3 输出的转矩被输入减速机构 81 的太阳轮 Sd,然而由于齿圈 Rd 被固定,因此作为输出元件的行星架 Cd 以低于太阳轮 Sd 的低速旋转。即,行星架 Cd 的转矩相对于从电动机/发电机 3 被输入到太阳轮 Sd 的转矩成为被放大的转矩,其作用于行星齿轮机构 1 的齿圈 Rg。因此,由于相对于在齿圈 Rg 所需的转矩能够相对地减小电动机/发电机 3 的转矩,因此能够将电动机/发电机 3 作成输出转矩小的小型装置,此外能够减小作为动力传动装置的外径,并且使作为整体的构成小型轻量化。

[0232] 另外,在上述各具体例子中,虽然表示了通过使套筒花键嵌合而成为连接状态(接合状态)的离合器,然而该发明的离合器单元,不限于上述具体例子所表示的离合器,也可以是摩擦式离合器或使形成于圆板的对向面或圆筒体的相对向端部等的齿啮合的

形式的离合器等以往已知的各种构造的离合器。另外,可以代替将从动齿轮选择性地连接于输出轴的离合器单元,构成为将主动齿轮选择性地连接于驱动轴。

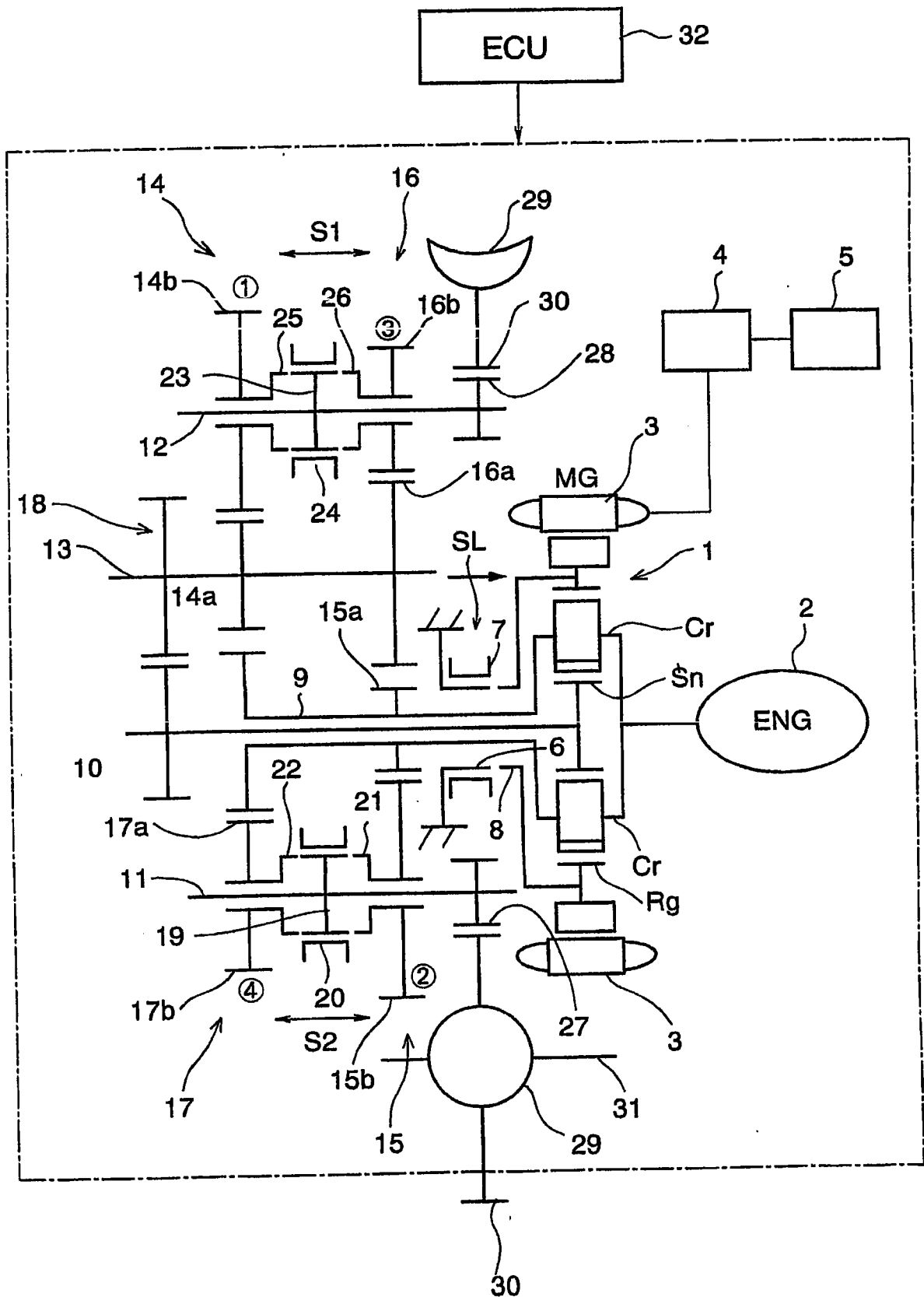


图 1

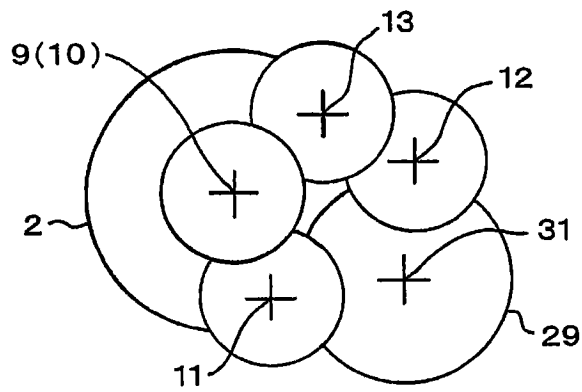
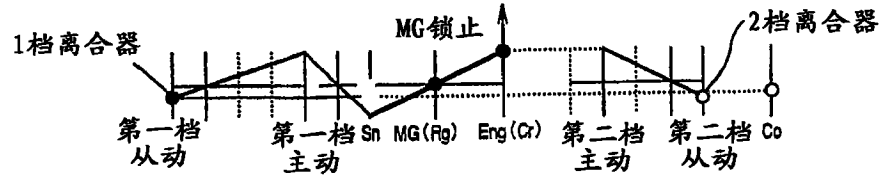


图 2

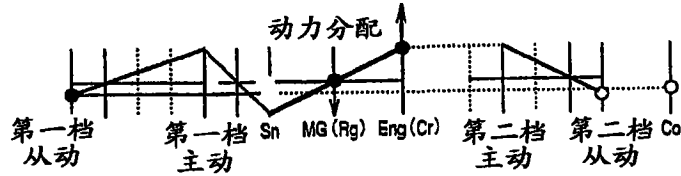
	S 1	S 2	SL
第 1 档	①	x	x → ○
第 2 档	x	②	x
第 3 档	③	x	○
第 4 档	x	④	x

图 3

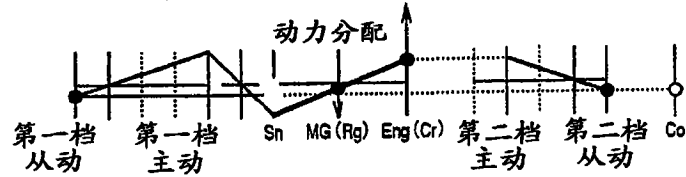
(a) 1档 (MG锁止)



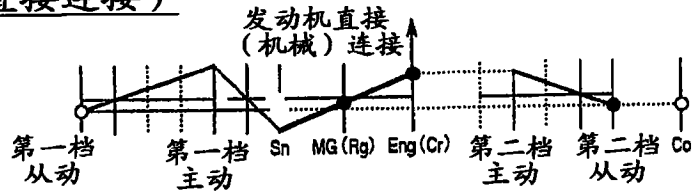
(b) 1档 ⇒ 2档 (MG锁止分离)



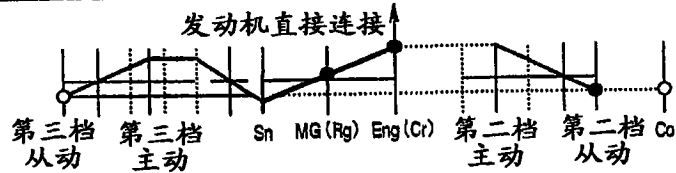
(c) 1档 ⇒ 2档 (2档离合器同步 → 2档离合器接合 → 1档离合器分离)



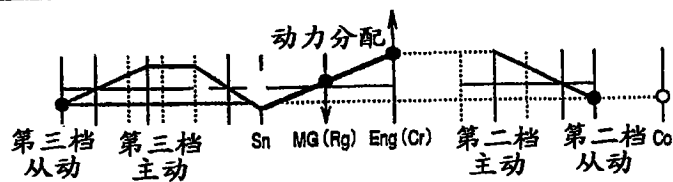
(d) 2档 (发动机直接连接)



(e) 2档 ⇒ 3档 (3档离合器同步 → 3档离合器接合)



(f) 2档 ⇒ 3档 (分离2档离合器、MG锁止)



(g) 3档 (MG锁止)

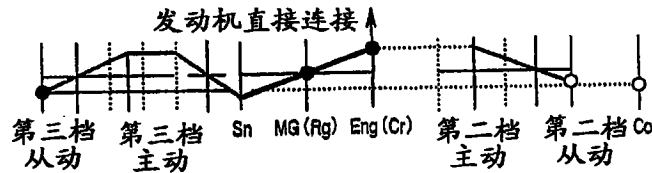


图 4

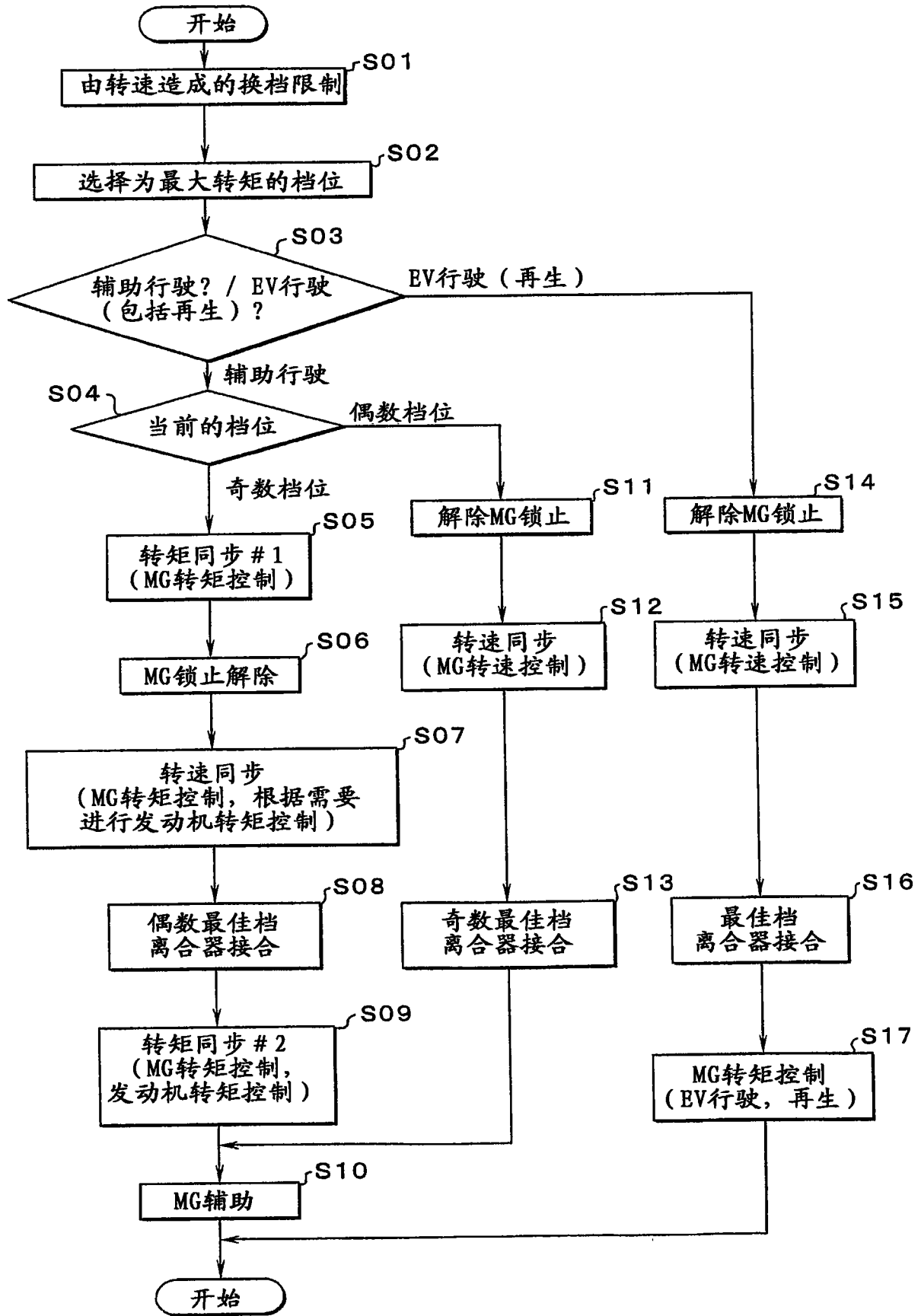
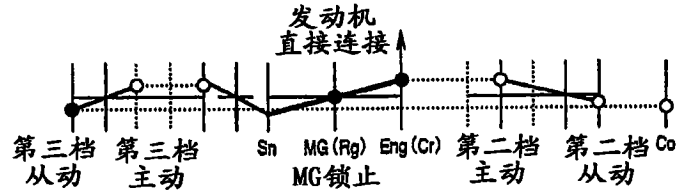
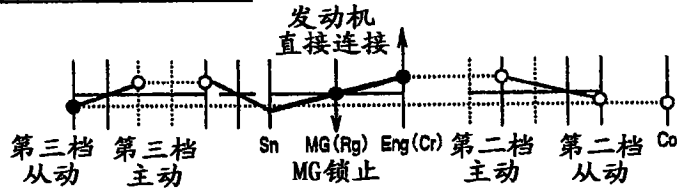


图 5

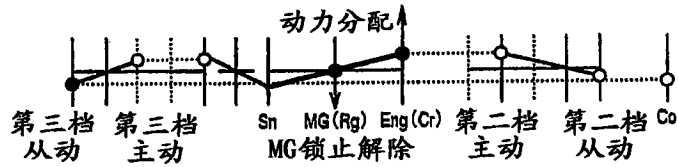
(a) 3档



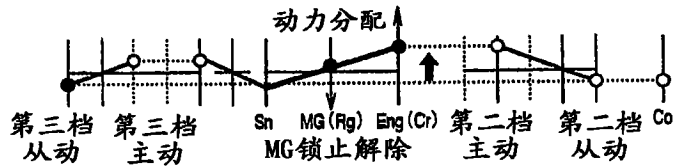
(b) 3档 ⇒ MG转矩同步#1



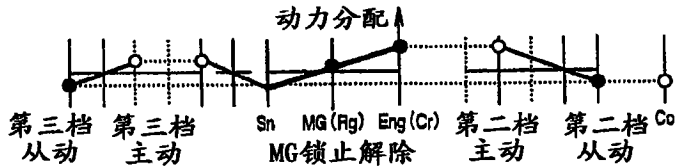
(c) MG锁止解除



(d) 转速同步 ⇒ 第二档从动离合器接合



(e) MG转矩同步#2



(f) MG辅助

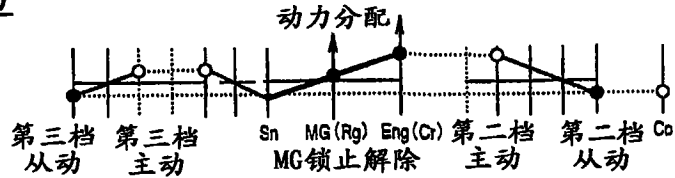


图 6

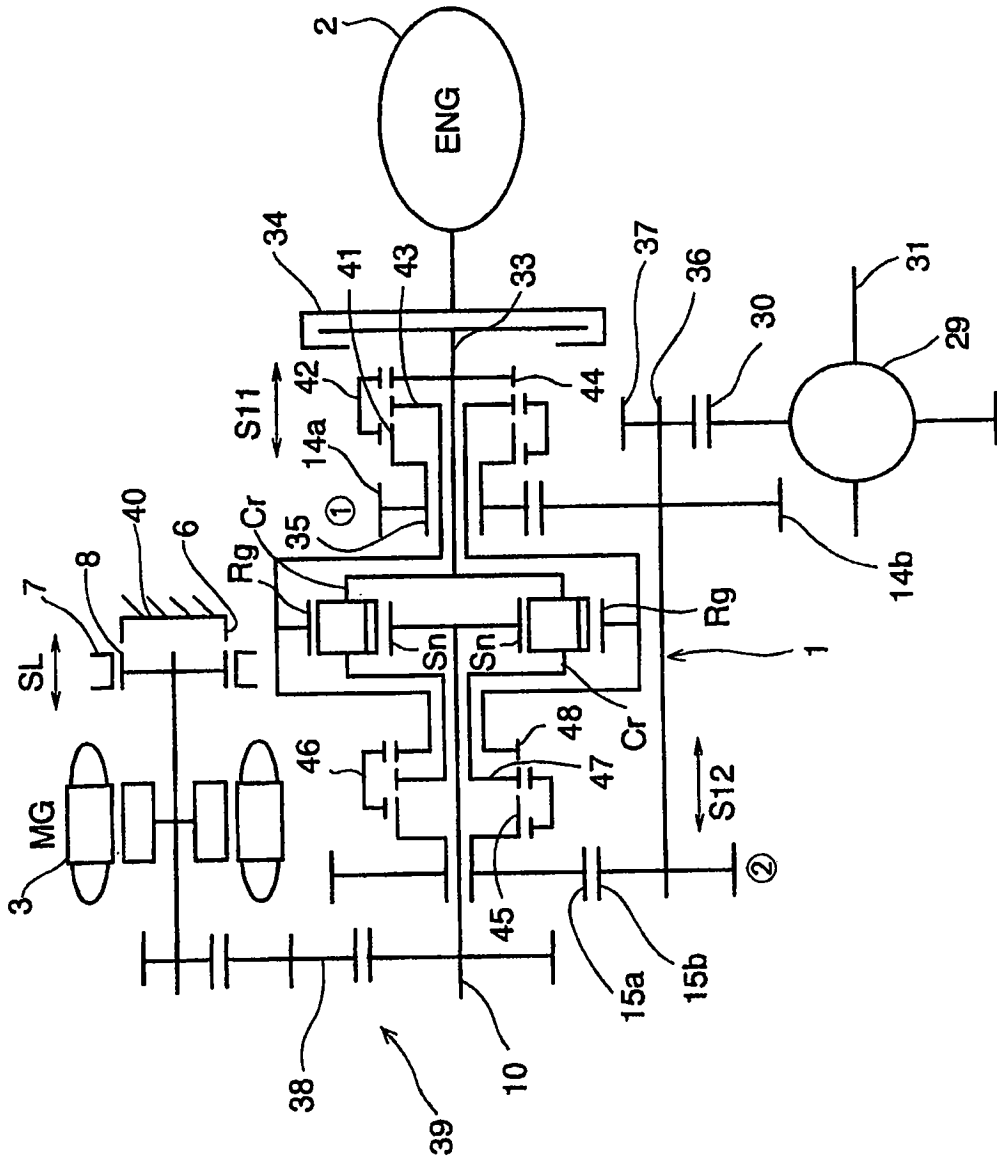


图 7

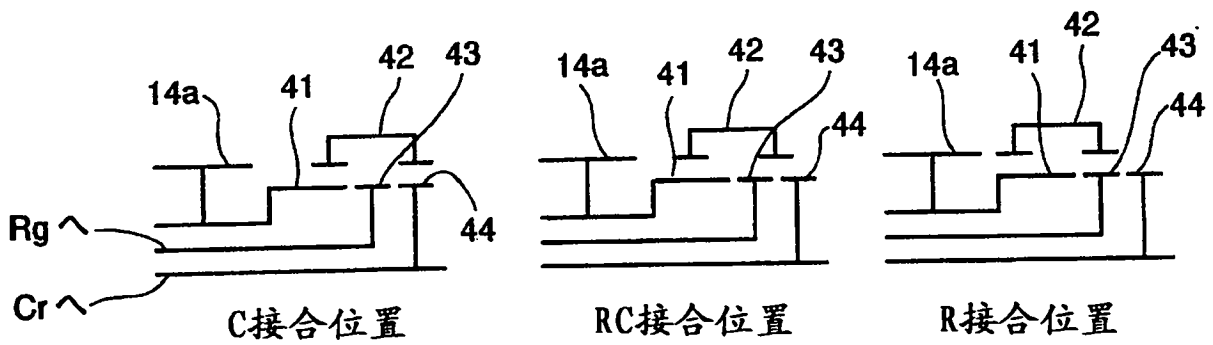
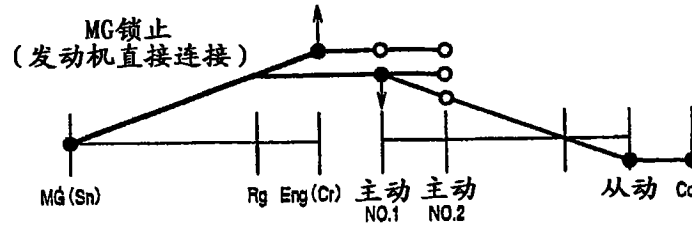


图 8

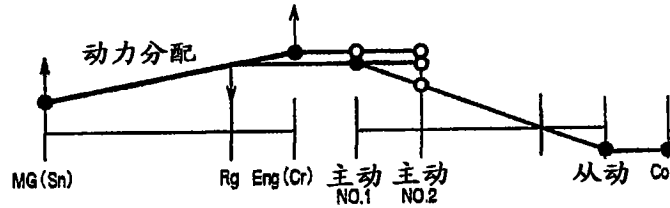
	S 1 1	S 1 2	S L
1档	R	x	O
2档	C	x	x
3档	x	R	O
4档	x	C	x

图 9

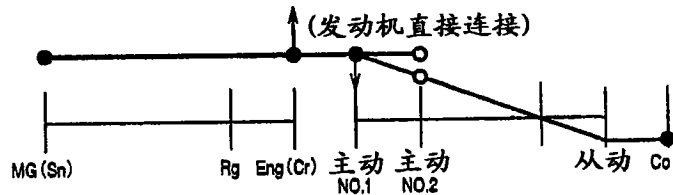
(a) 1档 (MG锁止)



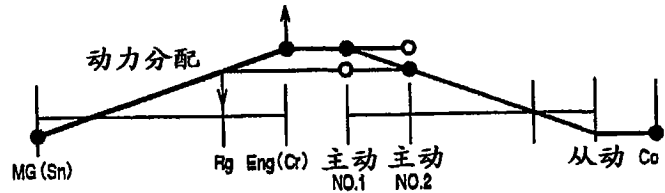
(b) 1档 ⇒ 2档 (MG锁止分离 → 发动机齿轮No.1同步)



(c) 2档 (发动机第1接合 (E/G-1st engaged))



(d) 2档 ⇒ 3档 (齿轮No. 2-R接合 → 发动机齿轮No.1分离)



(e) 3档 (MG锁止)

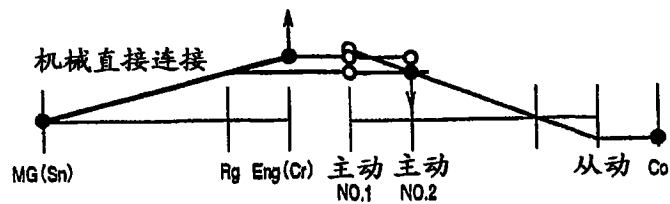


图 10

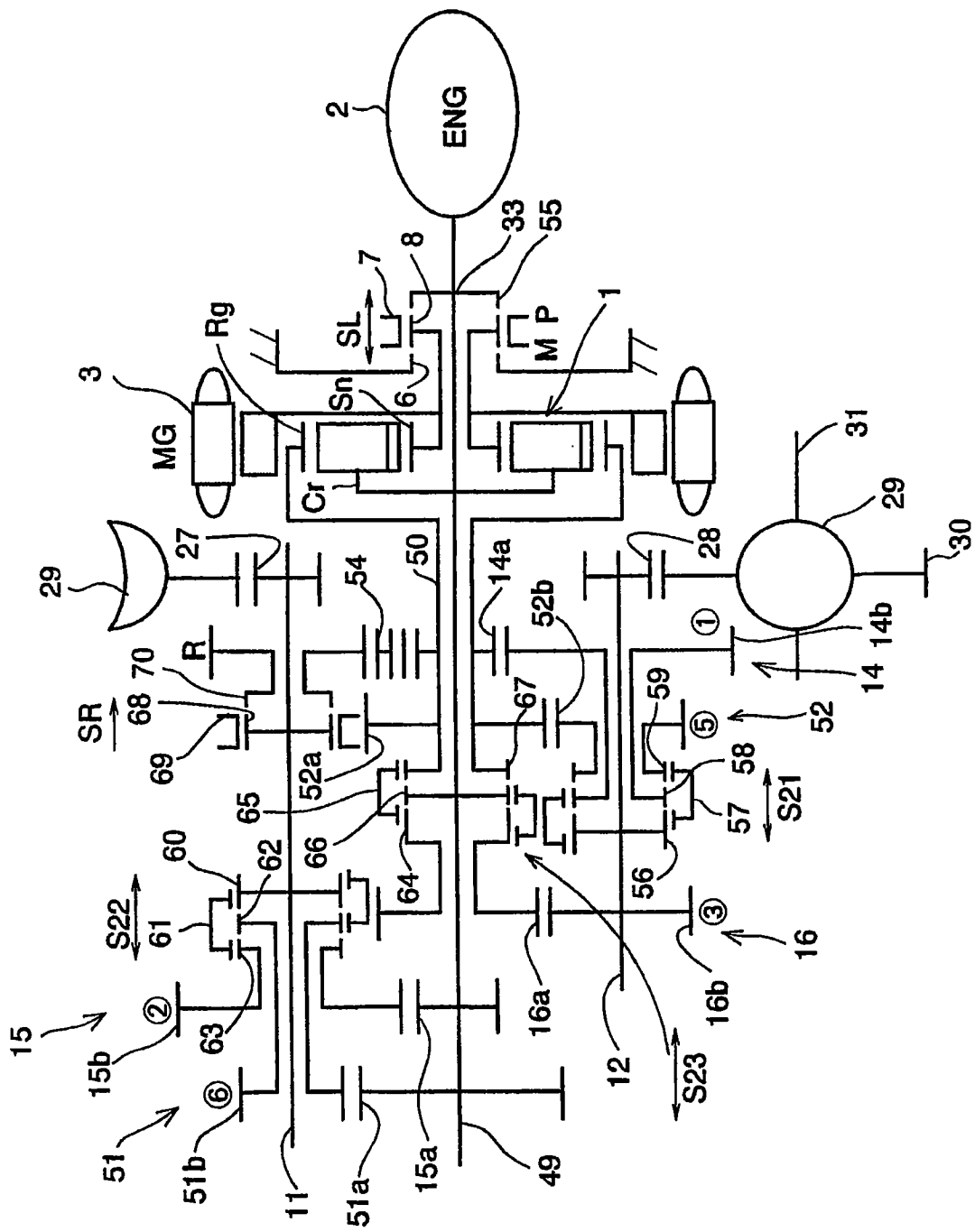


图 11

	S 2 1	S 2 2	S 2 3	SR	SL
1档	①	x	x	x	x→P
2档	x	②	x	x	x
3档	x	x	R	x	M
4档	x	x	C	x	x
5档	⑤	x	x	x	P
6档	x	⑥	x	x	x
倒档 (Rev)	x	x	x	O	x→P

图 12

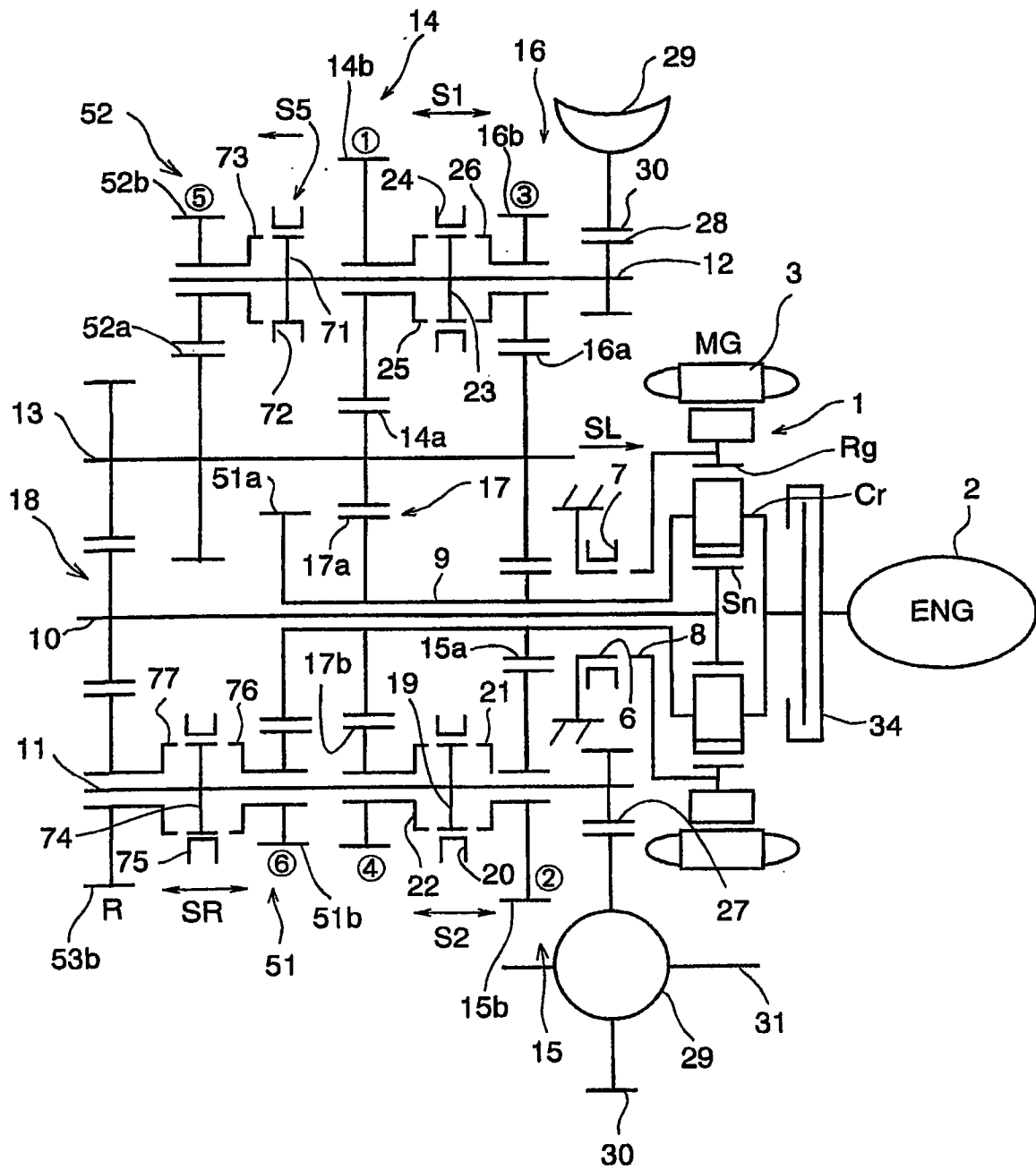


图 13

	S 1	S 2	S 5	S R	S L
1档	①	x	x	x	x→○
2档	x	②	x	x	x
3档	③	x	x	x	○
4档	x	④	x	x	x
5档	x	x	⑤	x	○
6档	x	x	x	⑥	x
倒档	x	x	x	R	x→○

图 14

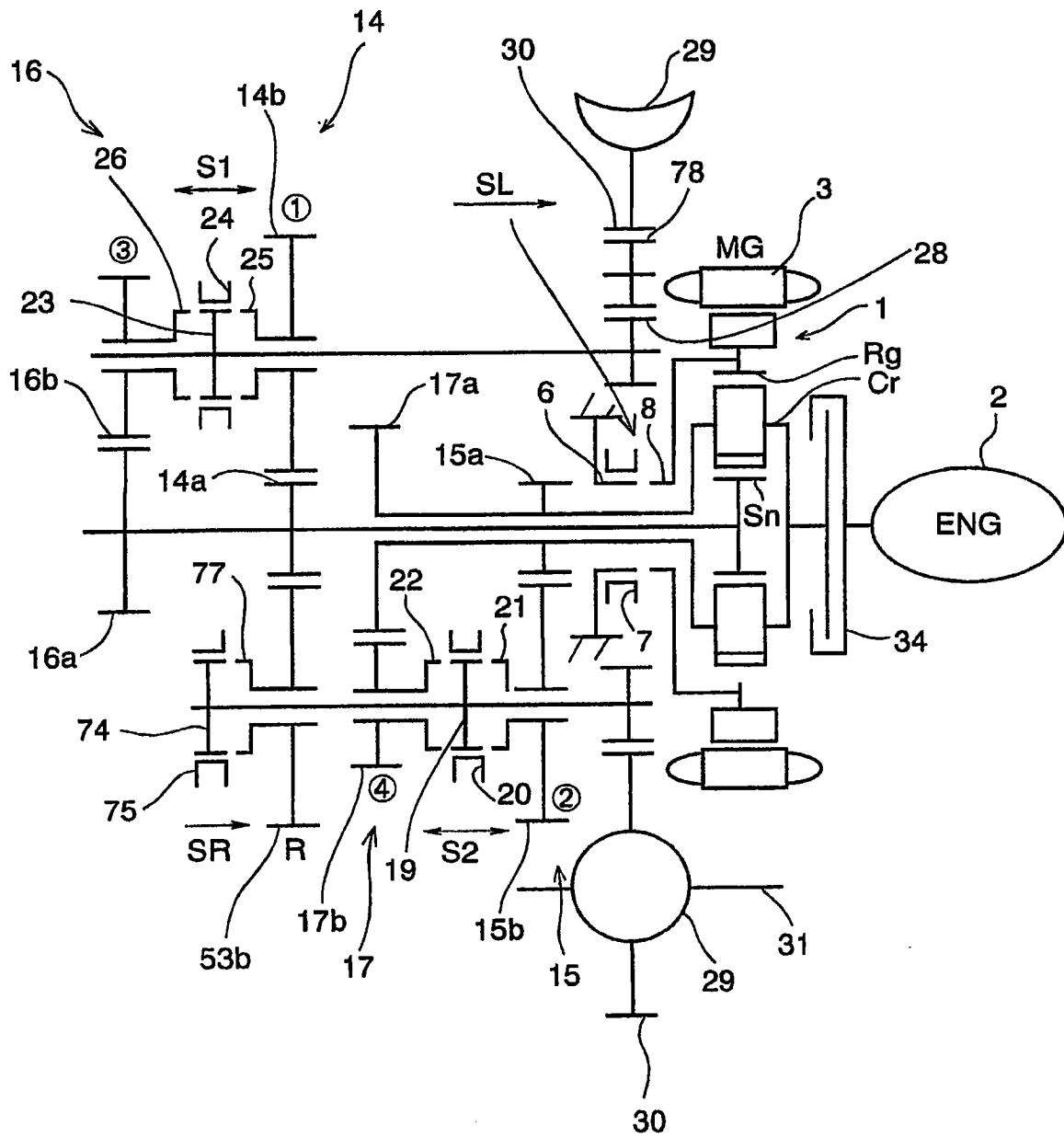


图 15

	S 1	S 2	SR	SL
1档	①	x	x	x → ○
2档	x	②	x	x
3档	③	x	x	○
4档	x	④	x	x
倒档	x	x	○	x → ○

图 16

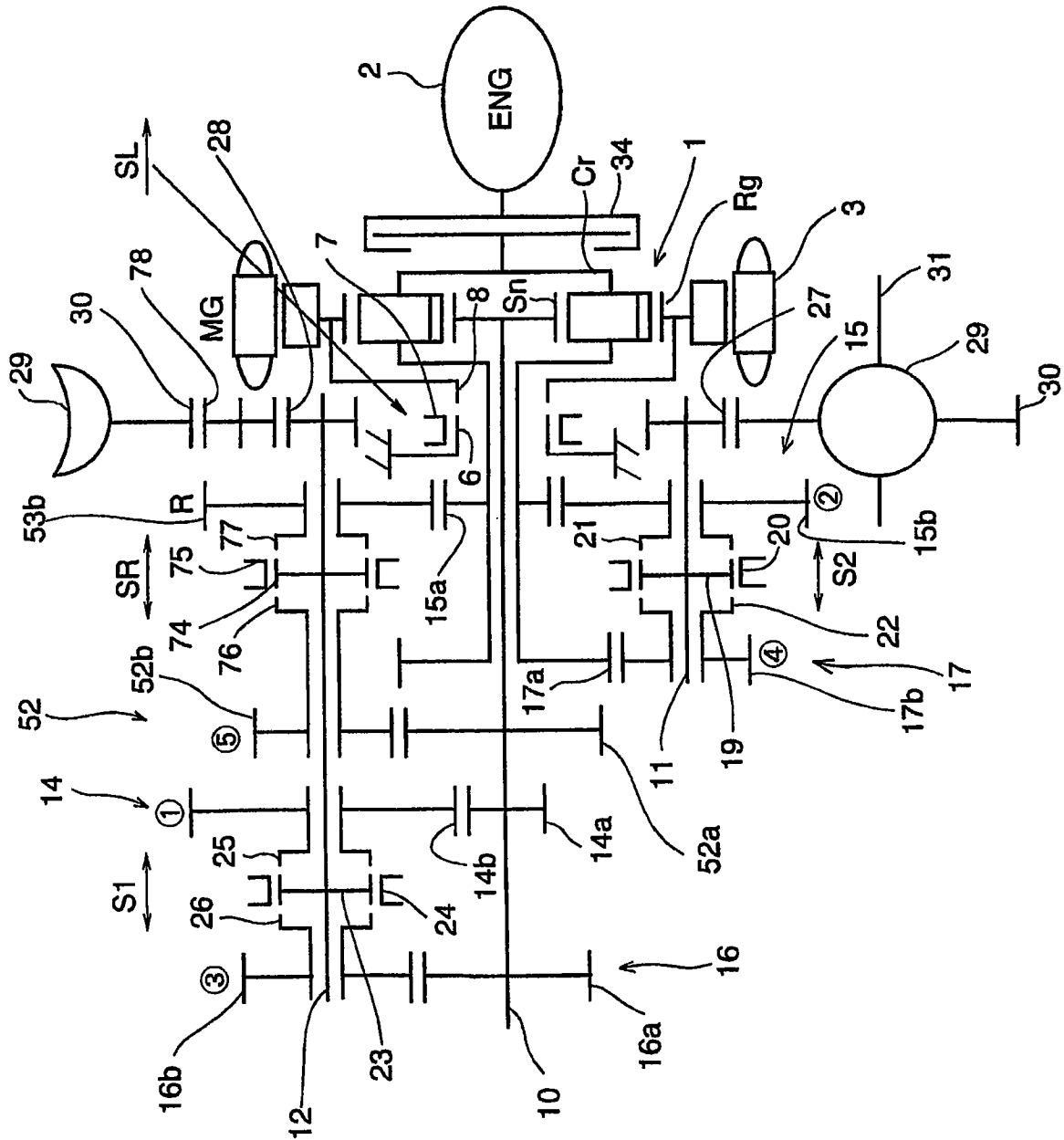


图 17

	S 1	S 2	S R	S L
1档	①	x	x	x → ○
2档	x	②	x	x
3档	③	x	x	○
4档	x	④	x	x
5档	x	x	⑤	○
倒档	x	x	R	x

图 18

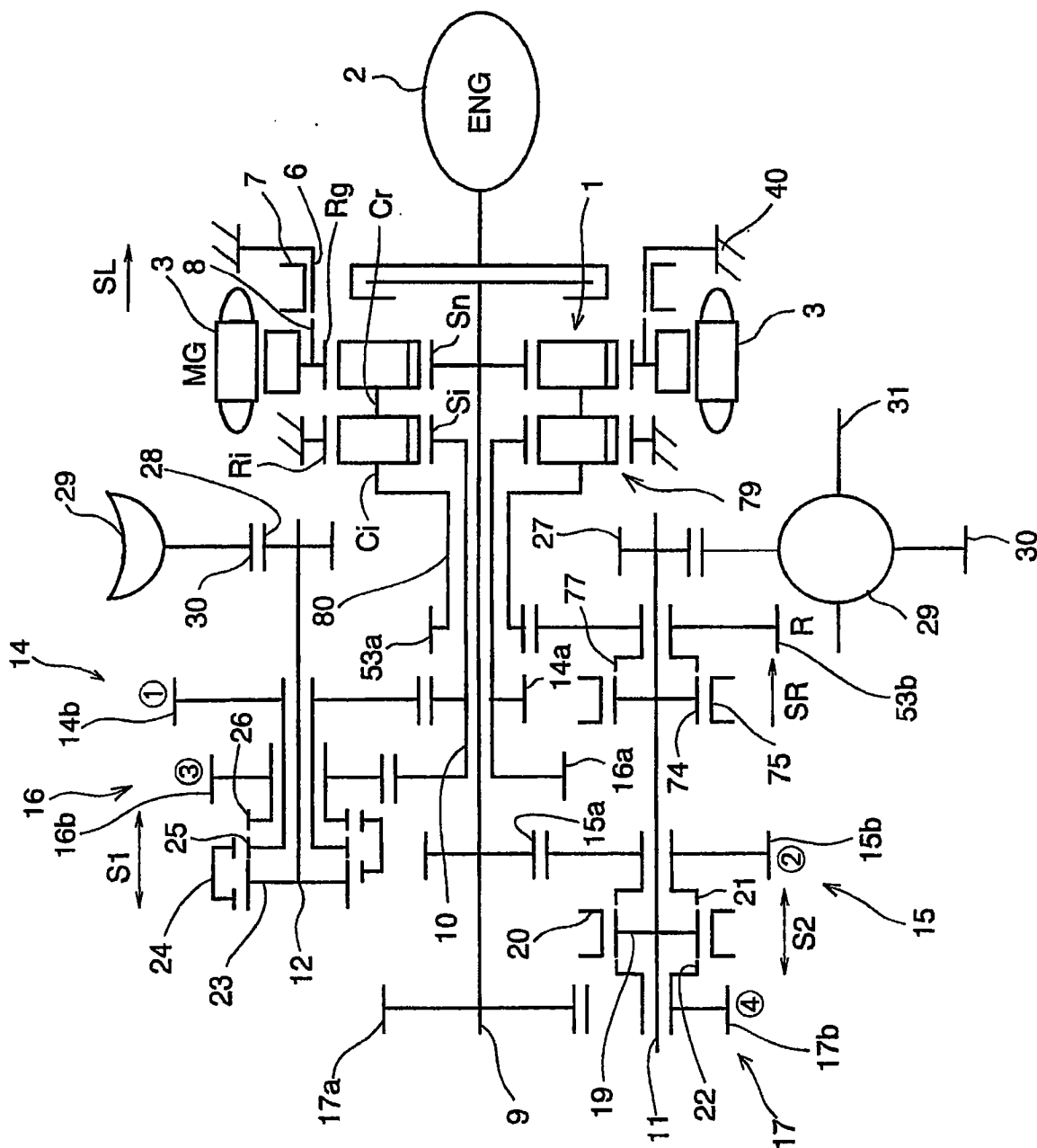


图 19

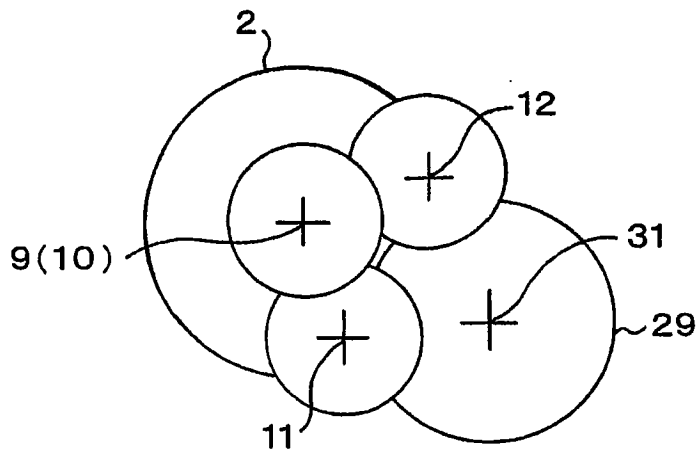


图 20

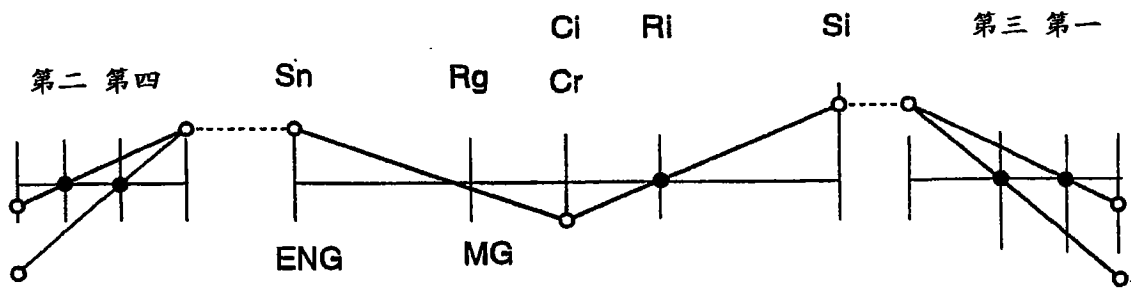


图 21

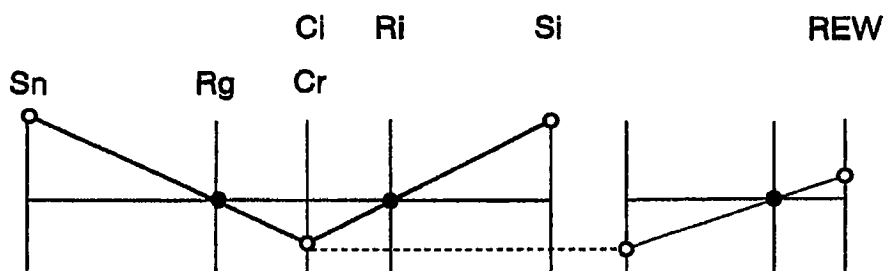


图 22

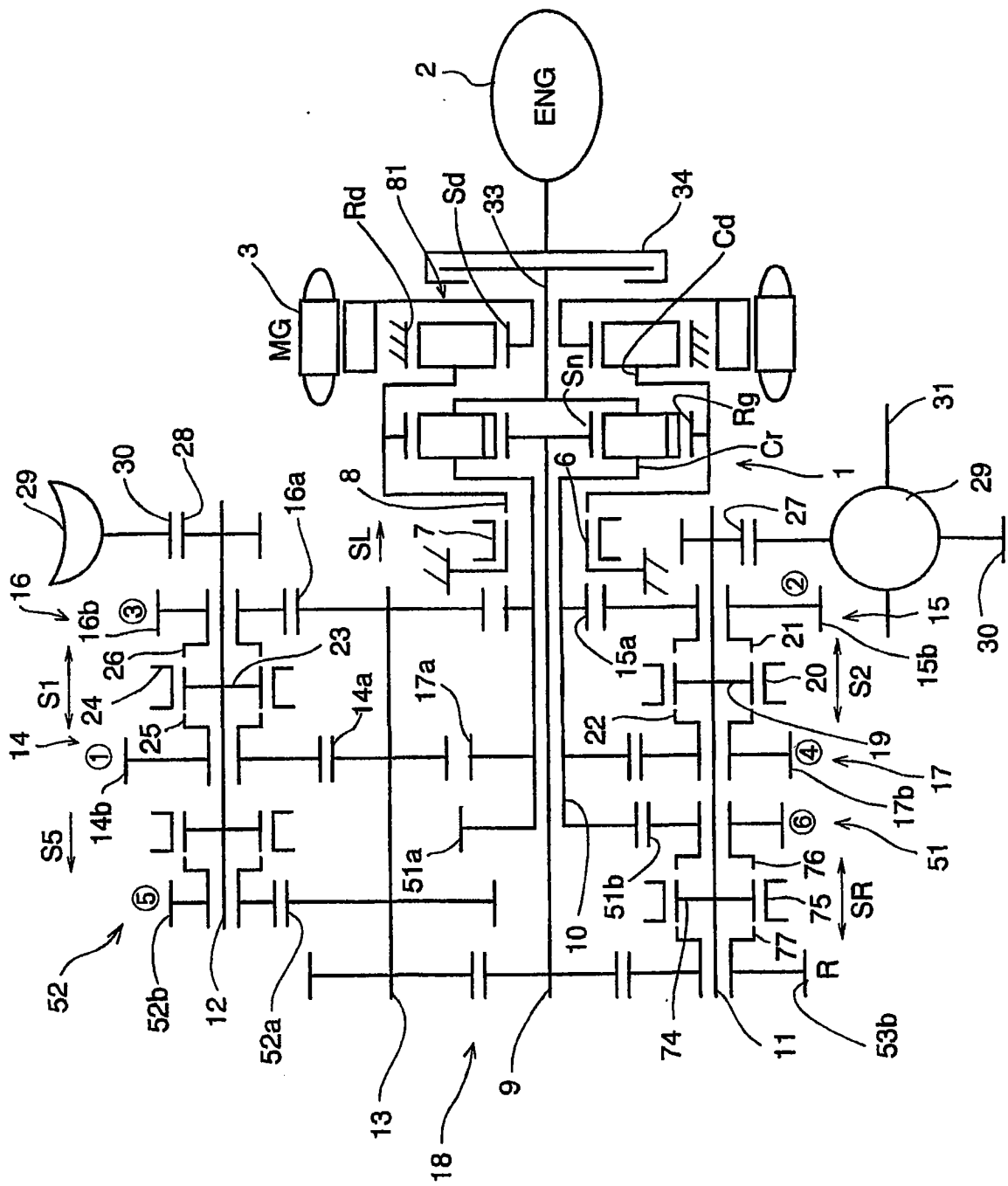


图 23