



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 1971105 B

(45) 授权公告日 2011.06.15

(21) 申请号 200610148635.1

审查员 吕青林

(22) 申请日 2006.11.20

(30) 优先权数据

335726/2005 2005.11.21 JP

(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 日野显 汤本岳 井上直也

(74) 专利代理机构 北京市中咨律师事务所

11247

代理人 马江立 柴智敏

(51) Int. Cl.

F16H 61/66 (2006.01)

(56) 对比文件

US 2004/0048718 A1, 2004.03.11, 全文.

US 5517410 A, 1996.05.14, 全文.

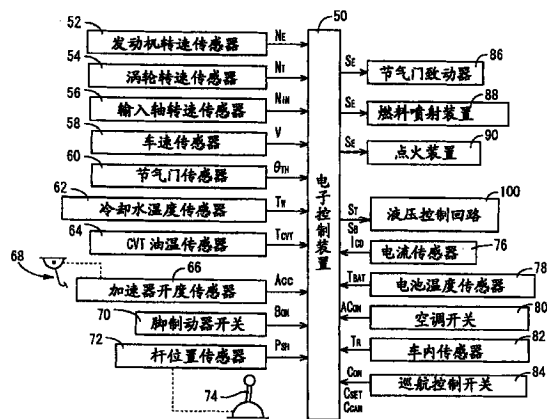
权利要求书 2 页 说明书 16 页 附图 9 页

(54) 发明名称

用于无级变速器的控制装置

(57) 摘要

本发明涉及用于无级变速器的控制装置。无级变速器 (18) 改变变速比 (γ), 以便使输入轴 (36) 的实际转速 (N_{IN}) 与基于目标输出 (P*) 设定的目标转速 (N_{IN}^{*}) 相一致。目标输出计算部 (156) 基于加速器操作量 (Acc) 和辅机负荷 (A_{UX}) 两者计算第一目标驱动力关联值 (P₁^{*}), 基于加速器操作量而不考虑辅机负荷计算第二目标驱动力关联值 (P₂^{*}), 并将第二驱动力关联值设定为车辆标准行驶时的驱动力关联值 (P*)。即使在车辆标准行驶时辅机负荷变动, 目标输出也不会变动, 并且目标输出转速的变动的防止增加了车辆标准行驶时的驾驶性能。



1. 一种用于无级变速器的控制装置,其中,所述无级变速器设置在从行使用动力源延伸到车辆的驱动轮的动力传递线路中,所述控制装置基于与所述驱动轮的目标驱动力相关联的目标驱动力关联值设定所述无级变速器的输入轴的目标转速,并改变变速比,以便所述输入轴的实际转速与其目标转速一致,

其中,所述控制装置包括目标驱动力关联值设定部,该目标驱动力关联值设定部 (i) 基于加速要求量和由所述行使用动力源驱动的辅机的负荷两者计算第一目标驱动力关联值, (ii) 在不考虑辅机负荷的情况下计算第二目标驱动力关联值,以及 (iii) 将所述第二目标驱动力关联值设定为车辆标准行驶时的驱动力关联值。

2. 根据权利要求 1 所述的用于无级变速器的控制装置,其特征在于,所述控制装置还包括用于在所述车辆标准行驶时自动地控制车速以使其与不管加速器操作量而预先设定的目标车速一致的自动车速控制部,所述目标驱动力关联值设定部接收来自所述自动车速控制部的目标车速,以计算用于所述目标车速的所述第二目标驱动力关联值作为所述车辆标准行驶时的驱动力关联值。

3. 根据权利要求 2 所述的用于无级变速器的控制装置,其特征在于,所述控制装置还包括用于基于车速或来自所述自动车速控制部的目标车速计算目标驱动力的目标驱动力计算部,所述目标驱动力关联值设定部接收来自所述目标驱动力计算部的目标驱动力,以计算所述第一目标驱动力关联值和所述第二目标驱动力关联值。

4. 根据权利要求 3 所述的用于无级变速器的控制装置,其特征在于,将所述自动车速控制部的目标车速输入所述目标驱动力计算部以计算所述车辆标准行驶时的所述目标驱动力。

5. 根据权利要求 4 所述的用于无级变速器的控制装置,其特征在于,在除所述车辆标准行驶以外的车辆正常行驶中,所述目标驱动力计算部基于由加速器开度计算部计算的作为所述加速要求量的加速器开度和车速两者计算所述车辆正常行驶时的目标驱动力。

6. 根据权利要求 4 所述的用于无级变速器的控制装置,其特征在于,在所述车辆标准行驶中,除了来自所述自动车速控制部的目标车速以外,所述目标驱动力计算部还基于表面路面坡度计算目标驱动力。

7. 根据权利要求 6 所述的用于无级变速器的控制装置,其特征在于,在所述自动车速控制部与所述目标驱动力关联值设定部之间,设置有用于判定所述自动车速控制部的自动车速控制的通断的自动车速控制通断判定部。

8. 根据权利要求 4 所述的用于无级变速器的控制装置,其特征在于,所述控制装置还包括用于计算所述辅机负荷的辅机负荷计算部,所述目标驱动力关联值设定部接收来自所述辅机负荷计算部的计算结果。

9. 根据权利要求 4 所述的用于无级变速器的控制装置,其特征在于,所述目标驱动力关联值设定部具有用于所述第一目标驱动力关联值的计算的第一目标输出计算部分和用于所述第二目标驱动力关联值的计算的第二目标输出计算部分。

10. 根据权利要求 4 所述的用于无级变速器的控制装置,其特征在于,所述控制装置还包括用于基于由所述目标驱动力关联值设定部基于目标转速设定的目标输出来计算所述目标转速的目标转速计算部。

11. 根据权利要求 10 所述的用于无级变速器的控制装置,其特征在于,所述控制装置

还包括用于基于由所述目标转速计算部计算的所述目标转速计算过渡目标转速的过渡目标转速计算部。

12. 根据权利要求 4 所述的用于无级变速器的控制装置,其特征在于,所述无级变速器具有带轮,该带轮设置有以不可沿轴向移动并且不可沿周向转动的方式附装于所述输入轴的第一转动部件,以可沿轴向移动但不可沿周向转动的方式附装于所述输入轴并与所述第一转动部件一起形成 V 形槽的第二转动部件,该第二转动部件可沿轴向移动以改变所述变速比。

13. 一种用于无级变速器的控制方法,其中,所述无级变速器设置在从行驶用动力源延伸到车辆的驱动轮的动力传递线路中,所述控制方法基于与所述驱动轮的目标驱动力相关联的目标驱动力关联值设定所述无级变速器的输入轴的目标转速,并改变变速比,以便所述输入轴的实际转速与其目标转速一致,所述控制方法包括以下步骤:

用于基于加速要求量和由所述行驶用动力源驱动的辅机的负荷两者计算第一目标驱动力关联值以及在不考虑辅机负荷的情况下计算第二目标驱动力关联值的步骤;和

用于将所述第二目标驱动力关联值设定为车辆标准行驶时的驱动力关联值的步骤。

用于无级变速器的控制装置

[0001] 本申请基于 2005 年 11 月 21 日提交的日本专利申请 No. 2005-335726, 其全文引用在此作为参照。

技术领域

[0002] 本发明涉及一种用于无级变速器的控制装置, 该控制装置改变变速比, 以便无级变速器的输入轴的实际转速与其目标转速一致。具体地, 本发明涉及车辆标准行驶时的目标转速的设定。

背景技术

[0003] 在装有无级变速器的车辆中, 行使用动力源的驱动力在无级变速器处进行变速, 之后传递到驱动轮。基于加速器操作量等设定驱动轮的目标驱动力, 并基于该目标驱动力设定无级变速器的输入轴的目标转速。之后, 通过控制装置控制无级变速器的变速比, 以便输入轴的实际转速与上述目标转速一致。

[0004] 专利文献 (日本专利申请待审公开 No. 2001-330133) 已公开了用于无级变速装置的这种控制装置的示例。根据该控制装置, 计算用于保持车速恒定的目标驱动力, 基于该目标驱动力通过映射算出假想的节气门开度。之后, 基于车速和假想的节气门开度, 通过变速映射计算输入轴的目标转速, 由此使无级变速器变速。

[0005] 另外, 行使用动力源 (例如, 发动机) 还用于驱动车辆的辅机, 诸如用于空调器的压缩机。在这种情况下, 通过对驱动辅机要求的负荷加以考虑而计算上述目标驱动力, 以确保辅机的适当操作。因此, 目标驱动力可随操作状态 (工作状态) 即辅机的负荷变动, 因此基于目标驱动力计算的无级变速器的目标转速也可变动, 从而使得实际转速变动。因此, 实际转速的变动可造成车辆标准行驶 (其中, 车辆例如在恒定车速下行驶) 时发动机转速的无法预料的变动。因此, 车辆的驾驶性能可能恶化。

发明内容

[0006] 本发明是考虑到上述情况作出的, 本发明的目的是, 在改变变速比以便输入轴的实际转速与基于目标驱动力关联值设定的输入轴目标转速一致的无级变速装置中提供一种控制装置, 所述控制装置可提高车辆标准行驶时的驾驶性能。

[0007] 为了实现上述目的, 提供了一种用于无级变速器的控制装置, 其中, 所述无级变速器设置在从行使用动力源延伸到车辆的驱动轮的动力传递线路中, 所述控制装置基于与所述驱动轮的目标驱动力相关联的目标驱动力关联值设定所述无级变速器的输入轴的目标转速, 并改变变速比, 以便所述输入轴的实际转速与所述输入轴的目标转速一致,

[0008] 其中, 所述控制装置包括目标驱动力关联值设定装置或设定部, 该目标驱动力关联值设定装置或设定部 (i) 基于加速要求量和由所述行使用动力源驱动的辅机的负荷两者计算第一目标驱动力关联值, (ii) 在不考虑辅机负荷的情况下基于所述加速要求量计算第二目标驱动力关联值, 以及 (iii) 将所述第二目标驱动力关联值设定为车辆标准行驶时

的驱动力关联值。

[0009] 根据本发明,甚至在辅机负荷在车辆标准行驶中变动,目标驱动力关联值也不会变动,从而防止目标转速变动。结果,可防止发动机转速的无法预料的变化,从而提高车辆标准行驶时的车辆驾驶性能。

[0010] 所述控制装置还可包括用于在所述车辆标准行驶时自动地控制车速以使其与不管加速器操作量而预先设定的目标车速一致的自动车速控制装置或控制部,所述目标驱动力关联值设定装置或设定部接收来自所述自动车速控制装置或控制部的控制结果,以计算用于所述目标车速的所述第二驱动力关联值。结果,可提高当例如在巡航控制时不管加速器操作量而将车速保持在目标车速下时的车辆驾驶性能。

[0011] 所述控制装置还可包括用于计算目标驱动力的目标驱动力计算装置或计算部,所述目标驱动力关联值设定装置或设定部接收来自所述目标驱动力计算装置或计算部的计算结果。可将加速器开度计算装置或计算部和所述自动车速控制装置或控制部的计算结果输入目标驱动力计算装置或计算部。在除车辆标准行驶以外的车辆正常行驶中,所述目标驱动力计算装置或计算部基于由所述加速器开度计算装置或计算部检测的加速器开度和车速两者计算所述车辆正常行驶时的目标驱动力。相反,在所述车辆标准行驶中,所述目标驱动力计算装置或计算部基于来自所述自动车速控制装置或控制部的信号和与车辆行驶状态相对应的信号计算所述标准行驶时的目标力。在所述目标驱动力计算装置或计算部与所述自动车速控制装置或控制部之间,设置有用判定所述自动车速控制装置或控制部的自动车速控制的通断的自动车速控制通断判定装置或判定部。

[0012] 所述控制装置还可包括用于计算所述辅机负荷的辅机负荷计算装置或计算部,所述目标驱动力关联值设定装置或设定部接收来自所述辅机负荷计算装置或计算部的计算结果。所述目标驱动力关联值设定装置或设定部可具有用于所述第一目标驱动力关联值的计算的第一目标输出计算部和用于所述第二目标驱动力关联值的计算的第二目标输出计算部。所述控制装置还可包括用于基于由所述目标驱动力关联值设定装置或设定部基于目标转速设定的目标输出来计算所述目标转速的目标转速计算装置或计算部。所述控制装置还可包括用于基于由所述目标转速计算装置或计算部设定的所述目标转速计算过渡目标转速的过渡目标转速计算装置或计算部。

[0013] 无级变速器可具有以不可沿轴向移动并且不可沿周向转动的方式附装于输入轴的第一转动部件,以可沿轴向移动但不可沿周向转动的方式附装于输入轴并与该第一转动部件形成V形槽的第二转动部件,该第二转动部件可轴向移动以改变变速比。

[0014] 一种用于无级变速器的控制方法,其中,所述无级变速器设置在从行驶用动力源延伸到车辆的驱动轮的动力传递线路中,所述控制方法基于与所述驱动轮的目标驱动力相关联的目标驱动力关联值设定所述无级变速器的输入轴的目标转速,并改变变速比,以便所述输入轴的实际转速与其目标转速一致,所述控制方法包括以下步骤:

[0015] 用于基于加速要求量和由所述行驶用动力源驱动的辅机的负荷两者计算第一目标驱动力关联值以及在不考虑辅机负荷的情况下基于所述加速要求量计算第二目标驱动力关联值的步骤;和

[0016] 用于将所述第二目标驱动力关联值设定为车辆标准行驶时的驱动力关联值的步骤。

[0017] 上述加速要求量是表示驾驶员对于加速强度（要求）的量级（大小）的量，可使用加速器操作速度，所述加速要求量包括例如，表示加速踏板的下踏量的加速器操作量（加速器开度）、表示节气门的与加速器开度相对应的开度的节气门开度、加速器开度的变化率，以及节气门开度的变化率。另外，也可使用表示与加速器开度相对应的喷射到形成在进口管中的腔室或气缸中的燃料的喷射量的燃料喷射量，或可使用通过进气管吸入的吸入空气量。

[0018] 上述驱动力关联值是与车辆驱动力（在下文中，简称之为驱动力）一一对应的关联值（对应值）。作为驱动力关联值，除驱动力以外，优选还可采用以下各种因素。例如包括车辆加速度、作为驱动轴转矩的车轴上的转矩（在下文中，简称之为车轴转矩）、车辆的输出（在下文中简称之为输出或功率）、作为发动机的输出转矩的曲轴上的转矩（在下文中简称之为发动机转矩）、作为液力变矩器的输出转矩的液力变矩器的涡轮轴上的转矩（在下文中简称之为涡轮转矩）、作为无级变速器的输入转矩的输入轴上的转矩（在下文中简称之为输入轴转矩），以及作为无级变速器的输出转矩的输出轴上的转矩（在下文中简称之为输出轴转矩）。

[0019] 无级变速器优选包括以下两种类型。第一种类型是所谓的带式无级变速器，其中用作动力传递部件的传动带缠绕一对有效半径可变的带轮周围，以便变速比可以连续可变的方式改变。第二种类型是所谓的牵引式无级变速器，它包括一对在公共轴线上转动的锥形物，以及都关于与公共轴线垂直的转动轴线转动的多个辊。多个辊由该对锥形物夹住并且摇动，以便转动轴线与公共轴线之间的相交角度改变。这样，改变变速比。

[0020] 无级变速器优选以横向姿势和纵向姿势中的一种安装在车辆上。在横向姿势中，变速器的轴线对应于车辆宽度（左右）方向，这适用于所谓的前置发动机前轮驱动式车辆。在纵向姿势中，变速器的轴线对应于车辆前后方向，这适用于所谓的前置发动机后轮驱动式车辆。作为行使用动力源，可广泛地使用作为诸如汽油机和柴油机之类的内燃机的发动机。作为行使用辅助动力源，可与内燃机一起使用电机等。或者，可仅使用电机等作为行使用动力源。

[0021] 注意，表述“供给液压压力”包括“使液压压力起作用”和“供给液压压力受控制的工作油”两者。

附图说明

[0022] 图 1 是示出本发明所适用的车辆用驱动装置的构造的框架图；

[0023] 图 2 是示出设置在车辆上用于控制图 1 所示的车辆驱动装置的控制系统的的功能框图；

[0024] 图 3 是源自于带咬力控制、变速比控制以及变速杆的变速操作的与用于前进行驶用离合器和后退行驶用制动器的接合的液压控制相关联的局部液压回路；

[0025] 图 4 是说明图 2 所示电子控制装置的控制功能的主要部分的功能框图；

[0026] 图 5 是示出加速器操作量与通过实验算出并预先存储的非线性加速器开度之间的关系的关系的示例（映射，非线性映射）的视图；

[0027] 图 6 是以非线性加速器开度作为通过实验算出并预先存储的参数示出车速和目标驱动力之间的关系的关系的示例（映射，非线性映射）的视图；

[0028] 图 7 是示出通过目标驱动力计算装置设定的朝向目标驱动力增加的过渡目标驱动力的过渡特性的示例的视图；

[0029] 图 8 是以节气门开度作为通过实验算出并预先存储的参数示出发动机转速和发动机转矩推定值之间关系的示例的视图；

[0030] 图 9 在由输入轴转速和发动机转矩构成的二维坐标系中示出发动机的最佳里程曲线的示例和目标输出的等效输出曲线,最佳里程曲线是通过实验算出并预先存储的以满足驾驶性能和里程两者,等效输出曲线是基于输入轴转速和发动机转矩而通过实验算出并预先存储的；

[0031] 图 10 是示出通过过渡目标转速计算装置设定的朝向目标输入轴转速逐渐增加的过渡目标转速的过渡特性的示例的视图；

[0032] 图 11 在由发动机转速和目标发动机转矩构成的二维坐标系中示出发动机的最佳里程曲线的示例和等效输出曲线,最佳里程曲线(里程曲线映射、关系)是通过实验算出并预先存储的以满足驾驶性能和里程两者,等效输出曲线(等效输出映射、关系)是以要求的节气门开度作为参数基于发动机转速和目标发动机转矩而通过实验算出并预先存储的；

[0033] 图 12 是以要求节气门开度作为通过实验算出并预先存储的变量以便不会发生带打滑的变速比与要求的液压压力之间关系(咬力映射)的示例；以及

[0034] 图 13 是说明图 2 所示电子控制装置的主要部分,即,用于在无级变速器的速度变化时适当地设定目标输入轴转速的控制操作的流程图。

具体实施方式

[0035] 在下文中将参照附图详细说明本发明的优选实施例。

[0036] 图 1 是示出本发明所适用的车辆用驱动装置的构造的框架图。车辆用驱动装置适于安装在前置发动机前轮驱动式车辆上,并且包括横向布置的自动变速器 10、用作行驶用驱动源的发动机 12 等。横向布置的自动变速器 10 具有前进/后退行驶切换装置 16 和无级变速器 18。由内燃机构成的发动机 12 的输出经由发动机 12 的曲轴、用作液力动力传递装置的液力变矩器 14、前进/后退行驶切换装置(转向换向器)16、带式无级变速器(CTV)18,以及减速齿轮装置 20 传递到差动齿轮单元 12。之后,输出分配给左驱动轮 24L 和右驱动轮 24R。

[0037] 液力变矩器 14 包括连接于发动机 12 的曲轴的泵轮 14p 和经由相当于液力变矩器 14 的输出侧部件的涡轮轴 34 连接于前进/后退行驶切换装置 16 的涡轮 14t。利用容纳于其中的流体的液力变矩器 14 放大发动机 12 所产生的转矩并将所放大的转矩传递到前进/后退行驶切换装置 16。在泵轮 14p 与涡轮 14t 之间设有锁止离合器 26,并通过设置在液压控制回路 100(参照图 2 和图 3)中的切换阀(未示出)通过切换阀螺线管切换液压压力向接合侧处的油室的供给或液压压力向脱开侧处的油室的供给。因此,锁止离合器 26 接合或脱开,并且当完全接合时泵轮 14p 与涡轮 14t 一体转动。

[0038] 由发动机 12 驱动的机械式油泵 28 连接于泵轮 14p,以产生用于使得无级变速器 18 变速的液压压力、以产生带咬力、以接合/脱开锁止离合器 26,以及向各个部分供给润滑油。

[0039] 前进/后退行驶切换装置 16 主要由双小齿轮型行星齿轮单元构成,并且包括太

阳齿轮 16s、行星架 16c 以及齿圈 16r。液力变矩器 14 的涡轮轴 34 一体连接于太阳齿轮 16s,并且位于与涡轮轴 34 相同的轴线上的无级变速装置 18 的输入轴 36 一体连接于行星架 16c。太阳齿轮 16s 和行星架 16c 通过前进行驶用离合器 C1 选择性地连接。齿圈 16r 通过后退行驶用制动器 B1 选择性地固定于外壳。相当于连接 / 中断装置的前进行驶用离合器 C1 和后退行驶用制动器 B1 是通过液压缸进入摩擦接合状态的液压式摩擦接合装置。

[0040] 在前进行驶用离合器 C1 接合和后退行驶用制动器 B1 释放 (脱开) 的情况下,前进 / 后退行驶切换装置 16 进入一体转动状态,以便于将涡轮轴 34 直接连接于输入轴 36。在这种状态下,达成用于前进行驶的驱动力传递线路,以便于将用于前进行驶的驱动力从前进 / 后退行驶切换装置 16 传递到无级变速装置 18。

[0041] 相反,在后退行驶用制动器 B1 接合和前进行驶用离合器 C1 释放 (脱开) 的情况下,前进 / 后退行驶切换装置 16 进入一种状态中,以便于达成用于后退行驶的驱动力传递线路,以使得输入轴 36 沿与涡轮轴 34 相反的方向转动。因而,将用于后退行驶的驱动力从前进 / 后退行驶切换装置 16 传递到无级变速装置 18。同时,当前进行驶用离合器 C1 和后退行驶用制动器 B1 两者都脱开时,前进 / 后退行驶切换装置 16 进入中立 (中断) 状态,以中断驱动力的传递。

[0042] 无级变速装置 18 包括输入侧的半径可变带轮 42、输出侧的半径可变带轮 46,以及围绕在它们周围的传动带 48。详细地说,相当于输入侧部件的半径可变带轮 (第一槽轮) 42 附装于输入轴 36,以使得其有效半径可调节,相当于输出侧部件的半径可变带轮 46 (第二槽轮) 附装于平行于输入轴 36 的输出轴 44,以使得其有效半径可调节。使用输入侧的半径可变带轮 42、输出侧的半径可变带轮 46 以及传动带 48 之间的摩擦力,无级变速装置 18 可传递驱动力。

[0043] 半径可变带轮 42 和 46 分别包括转动部件 42a 和 46a ;转动部件 42b 和 46b ;以及输入侧液压缸 42c 和输出侧液压活塞 46c。详细地说,每个转动部件 42a 和 46a 安装在输入轴 36 和输出轴 44 的每个上,以相对于轴不可沿轴向移动并且不可沿周向转动。每个转动部件 42b 和 46b 安装在输入轴 36 或输出轴 44 上,以可相对于轴移动但不可转动。输入侧液压缸 42c 向转动部件 42b 施加推动力,以调节转动部件 42a 与 42b 之间形成的 V 形槽的宽度,同时输出侧液压缸 46c 向转动部件 46b 施加推动力,以调节转动部件 46a 与 46b 之间形成的 V 形槽的宽度。

[0044] 具体地,通过液压控制回路 100 控制输入侧液压缸 42c 的液压压力 (变速控制压力 P_{RATIO} ,参照图 3),调节半径可变带轮 42 和 46 的 V 形槽的宽度,以改变传动带 48 相对于其的接合半径 (有效半径)。因此,变速比 γ ($=$ 输入轴转速 N_{IN} / 输出轴转速 N_{OUT}) 连续地变化。通过液压控制回路 100 控制输出侧液压缸 46c 的液压压力 (咬力控制压力 P_{BELT} ,参照图 3),以使得传动带 48 不会在半径可变带轮 42 和 46 上打滑。

[0045] 用于空调器的交流发电机 38 和压缩机 40 (在下文中,除非彼此区分,否则简称之为“辅机 A”) 以可操作的方式通过皮带等连接于发动机 12,由此进行动作。

[0046] 图 2 是示出设置在车辆上用于控制图 1 所示用于车辆 10 的驱动装置等的控制系统的主要部分的框图,所述控制系统包括电子控制装置 50 和多个传感器 52、54、.....。电子控制装置 50 是由包括 CPU、RAM、ROM、和输入 / 输出接口的所谓微电脑构成的。CPU 根据通过 RAM 的临时存储功能存储在 ROM 中的程序执行预定信号处理,从而执行发动机 12 的输

出控制、无级变速器 18 的变速控制和咬力控制两者,以及锁止离合器 26 的转矩能力控制。如果需要,电子控制装置 50 可由多个部分构成,其中一个部分用于控制发动机 12,另一个部分用于控制无级变速器 18 和锁止离合器 26 的液压压力。

[0047] 将由各个传感器 52、54、……检测的各种信号输入电子控制装置 50。具体地,表示曲轴转速的信号输入电子控制装置 50,其与都由发动机转速传感器 52 检测的曲轴转动角(位置) $A_{CR}(\circ)$ 和发动机 12 的转速 N_E (发动机转速)相对应。表示由涡轮转速传感器 54 检测的涡轮轴 34 的转速(涡轮转速) N_T 的信号、表示等于无级变速装置 18 的输入转速并由输入轴转速传感器 56 检测的输入轴 36 的转速(输入轴转速) N_{IN} 的信号,以及表示与作为由车速传感器(输出轴转速传感器)58 检测的无级变速装置 18 的输出转速的输出轴 44 的转速(输出轴转速) N_{OUT} 相对应的车速 V 的车速信号也输入。

[0048] 表示设置在发动机 12 的进入管 32(参照图 1)中的电子节气门 30 的节气门开度 θ_{TH} 并由节气门传感器 60 检测的节气门开度信号、表示由冷却水温度传感器 62 检测的发动机 12 的冷却水温度 T_w 的信号、表示无级变速器 18 的液压回路中的油温 T_{CVT} 并由 CVT 油温传感器 64 检测的信号,以及表示对应于加速踏板 68 的下踏量的加速器操作量(加速器开度)并由加速器开度传感器 66 检测的加速器开度信号也输入。

[0049] 表示存在/缺乏作为通用制动器的脚制动器操作并由脚制动器开关 70 检测的脚制动器操作信号 B_{ON} 、表示变速杆 74 的杆位置(操作位置) P_{SH} 并由杆位置传感器 72 检测的操作位置信号,以及表示电池(未示出)的充/放电电流(输入/输出电流) I_{CD} 并由电流传感器 76 检测的充/放电电流信号也输入。表示由电池温度传感器 78 检测的电池温度 B_T 的电池温度信号、表示电池电压 V_{BAT} 的电池电压信号,以及表示用于操纵空调器的压缩机的空调开关 80 的接通状态 AC_{ON} 的信号也输入。

[0050] 表示由车内传感器 82 检测的车辆驾驶室或客厢温度 T_R 的室温信号、表示进行动作以允许车辆在巡航控制(即,与加速器操作量 A_{CC} 无关的自动车速控制)下行驶的巡航控制开关 84 的主开关的接通状态 C_{ON} 的信号、表示巡航控制开关 84 的车速设定开关的接通操作 C_{SET} 的车速设定信号,以及表示巡航控制开关 84 的释放开关的接通状态 C_{CAN} 的取消信号也输入。

[0051] 另一方面,从电子控制装置 50 中输出以下信号。详细地说,输出用于控制发动机 12 的输出的发动机输出控制指令信号 S_E ,其包括用于驱动控制电子节气门 30 的打开/关闭的节气门致动器 86 的节气门信号、用于控制从燃料喷射装置 88 中喷射的燃料量的喷射信号,以及用于通过点火装置 90 控制燃料空气混合物的点火定时的点火定时信号。

[0052] 用于改变无级变速装置 18 的变速比 γ 的变速控制指令信号 S_T 也输出,其包括用于控制变速控制压力 P_{RATIO} 的指令信号,以及用于调节传动带 48 的咬力的咬力控制指令信号 S_B ,诸如用于控制咬力控制压力 P_{BELT} 的指令信号。

[0053] 用于控制锁止离合器 26 的接合、脱开、和打滑量的锁止控制信号也输出,诸如用于驱动调节设置在液压控制回路 100 中的通断螺线管(未示出)的线性电磁阀以及用于调节锁止离合器 26 的转矩能力的线性电磁阀两者的指令信号。另外,用于驱动控制线性液压压力(主压力) P_L 的线性电磁阀(未示出)的指令信号可输出到液压控制回路 100。液压控制回路 100 使用在发动机 12 驱动的机械式油泵 28 处产生的液压压力调节该线性液压压力 P_L 。

[0054] 例如,减压式压力调节阀,即,设置在液压控制回路 100 中的调节器阀(未示出)可根据加速器开度或节气门开度表示的发动机负荷等调节线性液压压力 P_L 。图 2 和图 3 所示的变速杆 74 例如设置在驾驶员附近,以便于由驾驶员手动地变速到包括“P”、“R”、“N”、“D”和“L”的五个变速杆位置中的一个。

[0055] 当变速杆 74 变速到相当于停车位置(档位)的“P”位置(范围)时,车辆用驱动装置的动力传递线路断开,即,车辆用驱动装置进入中立状态以中断动力传递。在这种状态中,机械式停车机构可进行动作以机械地锁止输出轴 44 的转动。当变速杆 74 变速到相当于后退行驶位置的“R”位置(范围)时,输出轴 44 反向转动以传递用于使车辆后退行驶的驱动力,并且其变速到相当于中立位置的“N”位置(范围),以通过用于车辆 10 的驱动装置中断动力传递。当变速杆 74 变速到相当于前进行驶位置的“D”位置(范围)时,无级变速装置 18 允许执行变速。即,达成了用于执行自动速度控制的自动变速模式。当要求强发动机制动时,变速杆 74 变速到相当于发动机制动位置的“L”位置(范围)。

[0056] 例如设置在转向盘附近的巡航控制开关 84 包括以下开关。它们是:用于确定巡航控制的通/断的主开关、用于在巡航控制操作时设定车速的车速设定开关、用于将所设定的车速更新为速度增加方(增加侧)的加速器开关,以及用于输出取消信号以释放(断开)巡航控制的操作的释放开关。

[0057] 图 3 示出与无级变速器 18 的咬压力控制、变速比控制,以及都源于变速杆 74 的变速操作的前进行驶用离合器 C1 和后退行驶用制动器 B1 的接合的液压压力控制有关的液压控制回路 100 的主要部分。该主要部分包括咬力控制阀 110、变速控制阀 UP116 和变速控制阀 DN118,以及手动阀 120。咬力控制阀 110 调节作为半径可变带轮 46 的输出侧液压缸 46c 的液压压力的咬力控制压力 P_{BELT} ,以使得传动带 48 不会相对于半径可变带轮 42 和 46 打滑。变速控制阀 UP116 和变速控制阀 DN118 调节作为半径可变带轮 42 的输入侧液压缸 42c 的液压压力的变速控制压力 P_{RATIO} 以使得变速比 γ 连续地变化。手动阀 120 根据变速杆 74 的变速操作进行切换,以便于机械地切换油路,从而使得前进行驶用离合器 C1 和后退行驶用制动器 B1 分别接合或脱开。

[0058] 手动阀 120 具有输入口 120a、用于前进行驶的输出口 120f,以及用于后退行驶的输出口 120r。由调制阀(未示出)基于作为原始压力的线性液压压力 P_L 调节的恒定值的调制压力 P_M 供给到输入口 120a。即,供给压力由调制阀在调制压力 P_M 中调节的工作油。

[0059] 在变速杆 74 变速到“D”位置或“L”位置的情况下,切换手动阀 120 的油路,以便于前进行驶用离合器 C1 的接合和后退行驶用制动器 B1 的脱开。具体地,调制压力 P_M 作为用于前进行驶的输出压力经由用于前进行驶的输出口 120f 供给到前进行驶用离合器 C1。后退行驶用制动器 B1 中的工作油从用于后退行驶的输出口 120r 经由排出口 EX 排出到大气环境中。因此,前进行驶用离合器 C1 接合并且后退行驶用制动器 B1 脱开。

[0060] 在变速杆 74 变速到“R”位置的情况下,切换手动阀 120 的油路,以便于后退行驶用制动器 B1 的接合和前进行驶用离合器 C1 的脱开。具体地,调制压力 P_M 作为用于后退行驶的输出压力经由用于后退行驶的输出口 120r 供给到后退行驶用制动器 B1。前进行驶用离合器 C1 中的工作油经由排出口 EX 从用于前进行驶的输出口 120f 排出到大气环境中。因此,后退行驶用制动器 B1 接合并且前进行驶用离合器 C1 脱开。

[0061] 在变速杆 74 变速到“P”位置或“N”位置的情况下,切换手动阀 120,以便于前进行

驶用离合器 C1 和后退行驶用制动器 B1 两者的脱开。具体地,从输入口 120a 延伸到用于前进行驶的输出口 120f 的油路和从输入口 120a 延伸到用于后退行驶的输出口 120r 的油路都中断。前进行驶用离合器 C1 和后退行驶用制动器 B1 两者中的工作油都从手动阀 120 中排出。因此,前进行驶用离合器 C1 和后退行驶用制动器 B1 两者都脱开。

[0062] 变速比控制阀 UP116 具有柱塞(阀芯)116a、弹簧 116b、油室 116c 和油室 116d。柱塞 116a 设置在壳体(未示出)中,以可沿轴向方向(图 3 中的上下方向)移动,从而打开/关闭输入/输出口 116t 和输入/输出口 116i。半径可变带轮 42 可操作地连接于输入/输出口 116t。弹簧 116b 作为偏压装置沿一方向偏压柱塞 116a,以使得输入/输出口 116t 和输入/输出口 116i 彼此相通。

[0063] 油室 116c 将弹簧 116b 容纳于其中并接收控制液压压力 P_{S2} ,其为电磁阀 DS2 的输出液压压力。该电磁阀 DS2 由电子控制装置 50 进行占空控制以向柱塞 116a 施加用于使得输入/输出口 116t 和输入/输出口 116i 彼此相通的推动力。油室 116d 接收控制液压压力 P_{S1} ,其为电磁阀 DS1 的输出液压压力。该电磁阀 DS1 由电子控制装置 50 进行占空控制以向柱塞 116a 施加用于关闭输入/输出口 116i 的推动力。

[0064] 变速比控制阀 DN118 具有柱塞 118a、弹簧 118b、油室 118c 和油室 118d。柱塞 118a 设置在壳体中,以可沿轴向方向移动,从而打开/关闭输入/输出口 118t。弹簧 118b 作为偏压装置朝向阀关闭方向偏压柱塞 118a。油室 118c 将弹簧 118b 容纳于其中并接收控制液压压力 P_{S1} ,其为电磁阀 DS1 的输出液压压力,该电磁阀 DS1 由电子控制装置 50 进行占空控制以朝向阀关闭方向向柱塞 118a 施加推动力。油室 118d 接收控制液压压力 P_{S2} ,其为电磁阀 DS2 的输出液压压力,该电磁阀 DS2 由电子控制装置 50 进行占空控制以朝向阀打开方向施加推动力。如所明白的,控制液压压力 P_{S2} 供给到油室 116c 和 118c 两者,而控制液压压力 P_{S1} 供给到油室 116d 和 118d 两者。

[0065] 电磁阀 DS1 将控制液压压力 P_{S1} 输出到输入侧处的输入侧半径可变带轮 42 以使得 V 形槽的宽度变窄,以便于升档(加速)。详细地说,电磁阀 DS1 将工作油供给到输入侧液压缸 42c,以增加液压压力 (P_{RATIO}),以便于使得转动体 42a 和 42b 之间的距离变窄,从而有效半径增加以使得变速比 γ 较小。相反,电磁阀 DS2 将控制液压压力 P_{S2} 输出到输入侧半径可变带轮 42 以使得 V 形槽的宽度加宽,以便于降档(减速)。详细地说,电磁阀 DS2 从输入侧液压缸 42c 中排出工作油以减小液压压力 (P_{RATIO}),以便于加宽转动体 42a 和 42b 之间的距离,从而有效半径减小以使得变速比 γ 较大。

[0066] 具体地,在图 1 和图 3 中,当控制液压压力 P_{S1} 输出时,输入变速控制阀 UP116 中的线性液压压力 P_L 供给到输入侧液压缸 42c,以连续地控制变速压力 P_{RATIO} 。当控制液压压力 P_{S2} 输出时,输入侧液压缸 42c 中的工作油经由输入/输出口 116t、输入/输出口 116i 和输入/输出口 118t 从排出口 118x 中排出,以连续地控制变速压力 P_{RATIO} 。

[0067] 例如,执行和输入轴目标转速即稍后将全面说明的目标转速 N_{IN}^* (或过渡目标转速 N_{INP}^*)与输入轴实际转速即稍后将全面说明的实际转速 N_{IN} 之间的转速差(偏差) ΔN_{IN} (即 $\Delta N_{IN} = N_{IN}^*$ (或 N_{INP}^*)- N_{IN}) 相对应的无级变速器 18 的变速,以使得输入轴目标转速和输入轴实际转速彼此一致。这里,“输入轴目标转速”是指输入轴 36 的目标转速,而“输入轴实际转速”是指输入轴 36 的实际转速。因此,工作油向输入侧液压缸 42c 的供给以及工作油从输入侧液压缸 42c 的排出调节变速压力 P_{RATIO} ,以连续地改变变速比 γ 。

[0068] 咬压力控制阀 110 具有柱塞 110a、弹簧 110b、油室 110c 和反馈油室 110d。柱塞 110a 设置在壳体（未示出）中，以可沿轴向方向（图 3 中的上下方向）移动，从而打开 / 关闭输入 / 输出口 110t，半径可变带轮 46 可操作地连接于输入 / 输出口 110t。弹簧 110b 作为偏压装置朝向阀打开方向偏压柱塞 110a。油室 110c 将弹簧 110b 容纳于其中并接收控制液压压力 P_{SLT} ，其为线性电磁阀 SLT 的输出液压压力，该电磁阀 SLT 由电子控制装置 50 进行占空控制，以朝向阀打开方向向柱塞 116a 施加推动力。

[0069] 反馈油室 110d 接收输出的咬力控制液压压力 P_{BELT} ，以朝向阀关闭方向向柱塞 110a 施加推动力。因此，咬力控制阀 110 使用来自线性电磁阀 SLT 的控制液压压力 P_{SLT} 作为先导压力，连续地压力控制线性液压压力 P_L ，从而为半径可变带轮 46 输出咬力控制压力 P_{BELT} 。例如，对输入侧液压缸 46c 的咬力控制压力 P_{BELT} 进行压力控制，以获得稍后将全面说明的要求液压压力 P_{BELT}^* 。带咬力，即，半径可变带轮 42 和 46 与传动带 48 之间的摩擦力根据该咬力控制压力 P_{BELT} 增加 / 减小。

[0070] 图 4 是用于解释电子控制装置 50（参照图 2）的控制功能的主要部分的功能框图。即，示出用于检测车辆行驶状态的各种传感器 52、54、……、用于基于检测信号计算指令的各种计算装置 150、152、……，以及要根据指令进行动作的发动机 12 和液压压力控制回路 100 等之间的关系。

[0071] 在图 4 中，信号 X 和 Acc 从车速传感器 58 和加速器开度 66 中输入其中的非线性加速器开度计算装置 150 基于实际加速器操作量 Acc 计算非线性加速器开度 Accp（= 映射（加速器操作量 Acc））。在计算时，使用图 5 中由实线示出的关系（映射，非线性映射），其为通过实验算出并预先存储的表示加速器操作量 Acc 与非线性加速器开度 Accp 之间关系的非线性映射。

[0072] 该非线性映射是一个函数的示例，该函数作为插值以通过作为变量的加速器操作量计算非线性加速器开度，以使得驾驶员下压的加速踏板的角度与感测角（sensitive angle）彼此一致。取代所述单一非线性映射，也可预先设定使用车速作为变量的多种非线性映射。另外，图 5 中的虚线示出加速器操作量 Acc 与非线性加速器开度 Accp 之间一对一的关系，所述非线性加速器开度 Accp 不作为插值，仅作为参考。

[0073] 信号从车速传感器 58、非线性加速器开度计算装置 150 和自动车速控制装置 154 中输入目标驱动力计算装置 152 中。目标驱动力计算装置 152 具有如稍后全面说明的一些功能，其中一个功能是基于作为要求加速器量的加速器操作量 Acc 的目标驱动力 F^* 的计算。例如，目标驱动力计算装置 152 基于实际车速和非线性加速器开度计算装置 150 计算的非线性加速器开度 Accp 计算目标驱动力 F^* （= 映射，非线性加速器开度 Accp）。在计算时，使用图 6 中示出的关系（映射，驱动力映射），其为通过实验算出并预先存储的表示车速 V 与目标驱动力 F^* 之间关系的映射，其中以非线性加速器开度作为变量。在图 6 所示的图中，对于较小车速 V 以及对于较大非线性加速器开度 Accp 将目标驱动力 F^* 设定得较大。

[0074] 另外，目标驱动力计算装置 152 基于所计算的目标驱动力 F^* 计算过渡目标驱动力 F_s^* ，所述过渡目标驱动力 F_s^* 随着时间 t 的经过朝向目标驱动力 F^* 逐渐增加，如图 7 所示的。可相对于目标驱动力 F^* 预先均匀地确定图 7 所示的过渡性能，以使得驱动力在速度范围内的变化不会导致响应振动或延迟。或者，可基于诸如加速器操作量 Acc 或其变化量 ΔAcc 或车速等参数改变所述驱动力。在这种情况下，随着加速器变化量变大时过渡性能设

定得较早上升。当车辆这样基于加速踏板 68 的下压行驶时,目标驱动力计算装置 152 使用驱动力映射基于加速器开度 Acc 等计算目标驱动力 F^* 。

[0075] 相反,当车辆在其中预先确定的目标车速 V^* 是与加速器操作量 Acc 无关地设定的巡航控制下行驶时,不能基于加速器开度 Acc 计算目标驱动力 F^* 。下面将说明在巡航控制下如何计算目标驱动力 F^* 。由自动车速控制装置 154 执行巡航控制,其中将车速 V 自动地控制在预先设定的目标车速下,而不管加速器操作量 Acc。例如,当来自巡航控制开关 84 的主开关操作的接通状态 C_{ON} 信号在车辆行驶期间输入时,自动车速控制装置 154 基于车速设定开关的接通操作的信号输出 C_{SET} 将此时的实际车速 V 存储为设定的车速,即,目标车速 V^* ,并开始巡航控制。

[0076] 同时,自动车速控制装置 154 向目标驱动力计算装置 152 输出用于目标驱动力 F^* 的计算的指令因而获得目标车速 V^* 。这样,车速 V 保持在目标车速 V^* 下,而不管加速器操作量 Acc。另外,下面将说明巡航控制的取消。

[0077] 在由自动车速控制装置 154 进行的自动车速控制(巡航控制)期间,目标驱动力计算装置 152 基于自动车速控制装置 154 设定的目标车速以及诸如在上坡或下坡行驶时的车辆倾斜度 θ 等一些车辆行驶状态计算目标驱动力 F^* 。

[0078] 例如,目标驱动力计算装置 152 计算平路行驶时的行驶阻力“fres”。该 fres 可由滚动阻力 R_r 和空气阻力 R_a 的合计($fres = R_r + R_a$)表示。这里,滚动阻力 R_r 由滚动阻力系数 μ_r 和车辆重量 W 的乘积($R_r = \mu_r \times W$)表示,而空气阻力 R_a 由空气阻力系数、向前投影面积 A 和车速的乘积($\mu_a \times A \times V^2$)表示。例如,使用“fres”与通过实验算出并预先存储的车速之间的关系(映射)基于车速 V 计算行驶阻力 fres。

[0079] 接下来,目标驱动力计算装置 152 基于图 8 中的映射计算发动机转矩推定值 T_{E0} ,之后计算当前存在的驱动力 F_{real} 。详细地说,图 8 中的映射(发动机转矩映射)示出以节气门开度 θ_{th} 作为变量的发动机转速 N_E 与发动机转矩推定值 T_{E0} 之间的关系,其中节气门开度 θ_{th} 是通过实验算出并预先存储的。使用该映射,基于实际发动机转速 N_E 和节气门开度 θ_{th} 计算行驶的发动机转矩推定值 T_{E0} 。

[0080] 之后,基于所推定的发动机转矩 T_{E0} 、无级变速器 18 的实际变速比 γ 、差动齿轮单元 22 的减速比 i 和驱动轮 24 的轮胎有效半径 r_w ,计算当前存在的驱动力 $F_{real} = (T_{E0} \times \gamma \times i / r_w)$ 。

[0081] 接着,目标驱动力计算装置 152 基于当前存在的驱动力 F_{real} 、行驶阻力 fres、车辆重量 W 和等效惯性质量 W_r 计算标准车辆加速度 G_b 。这里,标准车辆加速度 G_b 是指在车辆平路行驶时通过存在的行驶阻力 fres 产生的车辆加速度 G 。等效惯性质量 W_r 相当于将发动机 12,动力传递系统等惯性力矩替换为驱动轴有效直径上的重量所获得的转动部分的惯性重量,其为通过实验算出并预先存储的。

[0082] 接着,目标驱动力计算装置 152 计算标准车辆加速度 G_b 与实际车辆加速度 G_s 之间的加速度差 G' ($G' = G_b - G_s$)。使用示出车速 V 和模拟路面坡度 θ_A 之间关系的映射,以通过实验算出并预先存储的加速度差 G' 作为参数,基于所计算的加速度差 G' 和车速 V 计算模拟路面坡度 θ_A 。实际车辆加速度 G_s 与标准车辆加速度 G_b 相比较获得的该加速度差 G' 表示车辆实际在其上行驶的路面坡度 θ 的量级。因此,随着该加速度差 G' 变大时,路面坡度 θ 变大。除车辆实际在其上行驶的实际路面坡度 θ 以外,表面路面坡

度 θ_A 还包括通过替换例如作为除实际车辆重量以外的重量的挂车的重量所获得的坡度部分。

[0083] 之后,目标驱动力计算装置 152 基于车辆重量 W 、表面路面坡度 θ_A 和行驶阻力 f_{res} 计算由 $F^* = K \times (f(W, \theta_A) + f_{res})$ 表示的目标驱动力 F^* 。这里, K 为通过实验算出并预先存储的预定系数, $f(W, \theta_A)$ 为通过实验算出并预先存储的映射或函数。

[0084] 在下述情况中释放自动车速控制装置 154 的上述巡航控制。释放情况为,巡航控制开关 84 的释放开关的接通操作 C_{CAN} 的信号输入、源自于主开关的断开操作的接通状态 C_{ON} 的信号输入的缺乏,或源自于脚制动踏板的下压的制动器接通开关的接通信号 B_{ON} 的输入。在这种情况下,执行非线性加速器开度计算装置 150 的控制。

[0085] 目标输出计算装置 156 如下计算作为目标驱动力关联值的过渡目标输出 P_S^* 和目标输出 P^* 。首先,目标输出计算装置 156 基于目标驱动力计算装置 152 计算的过渡目标驱动力 F_S^* 和车速 V ,根据式子 $P_S^* = f(F_S^*, V) = F_S^* \times V \times 1000 / 3600$ 计算作为目标驱动力关联值的过渡目标输出 P_S^* 。

[0086] 其次,目标输出计算装置 156 基于目标驱动力计算装置 152 计算的目标驱动力 F^* 、车速 V 和辅机负荷补偿输出 P_{AUX} 使用式子 $P^* = f(F^*, V) = F^* \times V \times 1000 / 3600 + P_{AUX}$ 计算作为目标驱动力关联值的目标输出 P^* 。这里,辅机负荷补偿输出 P_{AUX} 是基于用于驱动辅机 A 的发动机 12 要求的负荷(在下文中,称之为“辅机负荷 A_{UX} ”)的,并且该辅机负荷 A_{UX} 是在辅机负荷补偿输出计算装置 158 处计算的。辅机负荷补偿输出 P_{AUX} 相当于辅机负荷 A_{UX} 产生的补偿驱动轮 24 处的减小输出部分 P^- 要求的发动机输出 P_E 的增加部分 P^+ ,其中辅机负荷 A_{UX} 为发动机 12 对于辅机 A 的辅助驱动。

[0087] 接收了来自电流传感器 76、电池温度传感器 78、空调开关 80、和车内传感器 82 的信号辅机负荷补偿输出计算装置 158 计算辅机 A 的下述辅机负荷。首先,其基于例如交流发电机 38 的发电电压 V_{GEN} 和发电电流 I_{GEN} 从所计算并预先存储的关系中计算交流发电机 38 的辅机负荷。另外,辅机负荷补偿输出计算装置 158 基于例如空调器开关的接通状态 AC_{ON} 和车辆驾驶室中的温度 T_R 从所算出并预先存储的关系中计算空调器压缩机 40 的运行能力 C_{RUN} 。之后,基于如此算出的运行能力 C_{RUN} 计算空调器压缩机 40 的辅机负荷。

[0088] 另外,辅机负荷补偿输出计算装置 158 还通过合计交流发电机 38 的辅助负荷和空调器压缩机的辅机负荷等计算辅机负荷 A_{UX} ,从而基于辅机负荷 A_{UX} 从预定关系中计算辅机负荷补偿输出 P_{AUX} ,并将其作为辅机负荷信号输出到目标输出计算装置 156。

[0089] 另外,当结合考虑辅机负荷 A_{UX} 算出目标输出 P^* 时,其根据辅机 A 的操作状态的变动,即,辅机负荷 A_{UX} 的变动而变动。因此,基于从目标输出计算装置 156 中输出的目标输出 P^* 由输入轴目标转速计算装置,即,稍后将全面说明的目标转速计算装置 166 计算的目标转速 N_{IN}^* 也根据辅机负荷 A_{UX} 的变动而变动,从而使得实际输入轴转速相应地变动。为此,在输入轴转速 N_{IN} 的变动极小的车辆标准行驶(例如在车辆在恒定车速下行驶的巡航控制行驶)期间发动机转速突然变化,从而可恶化驾驶性能。

[0090] 考虑到上述情况,在本实施例中,不考虑车辆标准行驶期间的辅机负荷 A_{UX} 而计算目标输出 P^* 。因此,使用不包括辅机负荷补偿输出 P_{AUX} 项的式子。设置在自动车速控制装置 154 和目标输出计算装置 156 之间的自动车速控制通 / 断判定装置 160 接收来自自动车速控制装置 154 的信号以判定车辆是否在自动车速控制下行驶。基于该判定结果,考虑从

自动车速控制装置 154 输出到目标驱动力计算装置 152 中的用于计算用以实现目标车速 V^* 的目标驱动力 F^* 的指令的存在 / 缺乏。

[0091] 目标输出计算装置 156 包括第一目标输出计算部分 162 和第二目标输出计算部分 164。第一目标输出计算部分 162 基于目标驱动力 F^* 、车速 V 和辅机负荷补偿输出 P_{AUX} 根据由 $P_1^* = f(F^*, V) = F^* \times V \times 1000 / 3600 + P_{AUX}$ 表示的式子计算第一目标输出 P_1^* 。第二目标输出计算部分 164 基于目标驱动力 F^* 和车速 V 根据由 $P_2^* = f(F^*, V) = F^* \times V \times 1000 / 3600$ 表示的式子计算第二目标输出 P_2^* 。

[0092] 当自动车速控制通 / 断判定装置 160 判定车辆标准行驶, 即, 由自动车速控制装置 154 进行巡航控制时, 目标输出计算装置 156 将第二目标输出 P_2^* 设定为目标输出 P^* 。在通过第二目标输出计算部分 164 计算第二目标输出 P_2^* 时, 由目标驱动力计算装置 152 计算的目标驱动力 F^* 用于实现由自动车速控制装置 154 进行自动车速控制期间的目标车速 V^* 。

[0093] 这样, 目标输出计算装置 156 作为目标驱动力关联值设定装置执行以下步骤。其基于加速器操作量 Acc 和辅机负荷 A_{UX} 计算作为第一目标驱动力关联值的第一目标输出 P_1^* , 以及在不考虑辅机负荷补偿输出 P_{AUX} 或其变化量的情况下计算作为第二目标驱动力关联值的第二目标输出 P_2^* 。

[0094] 另外, 在车辆标准行驶时, 即, 在自动车速控制装置 154 的自动车速控制 (接通状态) 下的车辆恒定速度行驶时目标输出计算装置 156 将第二目标输出 P_2^* 设定为目标输出 P^* 。另外, 其使用由目标驱动力计算装置 152 计算的用于实现目标车速 V^* 的目标驱动力 F^* 计算第二目标输出 P_2^* , 以便于保持恒定车速。

[0095] 目标转速计算装置 166 从目标输出计算装置 156 中接收目标输出 P^* 以基于其计算目标转速 N_{IN}^* 。在计算时, 目标转速计算装置 166 使用图 9 所示的映射, 图 9 示出其中垂直轴表示发动机转矩 T_E 而水平轴表示输入轴转速 N_{IN} 的二维坐标系。实线是发动机 12 的最佳里程或燃料消耗线 (里程映射, 关系), 在该最佳里程或燃料消耗线上驾驶性能和里程 (即, 燃料消耗) 两者是相容的, 并且该最佳里程或燃料消耗线是通过实验算出并预先存储的。虚线是目标输出 P^* 的等效输出曲线 (等效输出映射, 关系), 该等效输出曲线是基于输入轴转速 N_{IN} 和发动机转矩 T_E 算出并预先存储的。

[0096] 目标转速计算装置 166 基于目标输出 P^* 计算目标转速 N_{IN}^* (= 映射 (目标输出 P^*)), 以使得发动机 12 沿最佳里程曲线运行。基于最佳里程曲线和等效输出曲线计算目标转速 N_{IN}^* 以满足目标输出 P^* 。

[0097] 过渡目标转速计算装置 168 基于目标转速计算装置 166 计算的目标转速 N_{IN}^* 计算过渡目标转速 N_{INP}^* 。例如, 当目标转速 N_{IN}^* 如图 10 所示的那样逐步 (步进式) 增加时, 过渡目标转速计算装置 168 根据如图 10 所示的线性时延功能将过渡目标转速 N_{INP}^* 设定得朝向目标转速 N_{IN}^* 逐渐增加。可相对于目标转速 N_{IN}^* 预先均匀地设定图 10 所示的过渡变速性能, 以便于通过变速控制执行变速而不会引起变速振动或响应延迟。或者, 过渡变速性能可根据诸如加速器操作量 Acc 或其变化量 ΔAcc 或车速 V 等参数变化。例如, 可将过渡变速性能设定成加速度变化量越大过渡变速性能升高越早。

[0098] 变速控制装置 176 根据实际输入轴转速 N_{IN} 和由目标转速计算装置 166 计算的目标转速 N_{IN}^* (或过渡转速计算装置 168 计算的过渡目标转速 N_{INP}^*) 之间的转速差 (偏差) 执行无级变速器 18 的反馈控制, 以使得实际转速 N_{IN} 与目标转速 N_{IN}^* (或过渡目标转速 N_{INP}^*)

相互一致。这样,用于调节半径可变带轮 42 的输入侧液压缸 42c 的变速控制压力 P_{RATIO} 以加宽其 V 形槽宽度的变速控制指令信号(液压指令) S_T 输出到液压控制回路 100 以连续地改变变速比 γ 。

[0099] 目标发动机转矩计算装置 170 基于目标输出计算装置 156 计算的过渡目标输出 P^* 和过渡目标转速计算装置 168 计算的过渡目标转速 N_{INP}^* 计算发动机转矩 T_E^* 。在计算时,使用由 $T_E^* = f(P_S^*, N_{\text{INP}}^*) = 60 \times P_S^* / (2\pi \times N_{\text{INP}}^*)$ 表示的式子。

[0100] 要求节气门开度计算装置 172 基于目标发动机转矩计算装置 170 计算的目标发动机转矩 T_E^* 计算要求节气门开度 θ_{THR} 。在计算时,要求节气门开度计算装置 172 使用图 11 所示的映射,图 11 示出其中垂直轴表示目标发动机转矩 T_E^* 而水平轴表示发动机转速 N_E 的二维坐标系。

[0101] 线 0 是发动机 12 的最佳里程或燃料消耗线(里程映射,关系),在该最佳里程或燃料消耗线上驾驶性能和里程(即,燃料消耗)两者是相容的,并且该最佳里程或燃料消耗线是通过实验算出并预先存储的。曲线 P 是基于发动机转速 N_E 和目标发动机转矩 T_E^* 以要求节气门开度 θ_{THR} 作为变量计算的等效输出曲线(等效映射,关系)。要求节气门开度 θ_{THR} (= 等效输出映射,关系)是基于目标发动机转矩 T_E^* 使用等效输出曲线 P 计算的,以使得发动机 12 沿最佳里程线 0 运行。

[0102] 即,要求节气门开度计算装置 172 计算要求节气门开度 θ_{THR} 以基于最佳里程曲线和等效输出曲线获得目标发动机转矩 T_E^* 。图 11 示出反映图 8 所示的发动机转矩映射与图 9 所示的目标输出 P^* 的最佳里程曲线和等效输出曲线的关系。

[0103] 带咬力设定装置 174 与随后的带咬力控制装置 178 一起改变半径可变带轮 46 的 V 形槽宽度(参照图 1)。即,带咬力设定装置 174 基于由要求节气门开度计算装置 172 计算的与传递转矩相对应的要求节气门开度 θ_{THR} 计算传动带 48 的带咬力,即,输出侧液压活塞 46c 的要求液压压力 P_{BELT} 。例如,带咬力设定装置 174 使用图 12 所示的关系(咬力映射)设定要求液压压力 P_{BELT}^* 。该咬力映射以要求节气门开度作为变量示出变速比 γ 与要求液压压力 P_{BELT}^* (对应于咬力)之间的关系,在该关系下不会发生传动带 48 相对于半径可变带轮 42 和 46 的打滑。因而,基于实际变速比 γ 和要求节气门开度 θ_{THR} 设定要求液压压力 P_{BELT}^* 。

[0104] 带咬力控制装置 178 将咬力控制指令信号 S_B 输出到液压控制回路 100(参照图 3),用于调节半径可变带轮 46 的输入侧液压缸 46c 的咬力控制压力 P_{BELT} ,以便于获得由带咬力设定装置 174 设定的要求液压压力 P_{BELT}^* 。这样,带咬力增加/减小。在所述调节时,液压控制回路 100 操纵电磁阀 DS1 和 DS2 两者以使得无级变速器 18 根据来自变速控制装置 176 的变速控制指令信号 S_T 变速,从而控制半径可变带轮 42 的变速控制压力 P_{RATIO} 。另外,液压控制回路 100 操纵线性电磁阀 SLT 以使得带咬力根据来自带咬力控制装置 178 的咬力控制指令信号 S_B 增加/减小,从而调节半径可变带轮 46 的咬力控制压力 P_{BELT} 。

[0105] 发动机输出控制装置 180 将发动机输出控制指令信号 S_E 输出到发动机以控制其输出。发动机输出控制指令信号 S_E 例如包括:分别输出到节气门致动器 86、燃料喷射装置 88 和点火装置 90(参照图 2)的节气门信号、喷射信号,以及点火信号。例如,关于节气门致动器 86 的控制,发动机输出控制装置 180 将节气门信号输出到致动器 86 以打开/关闭电子节气门 30,以得到由要求节气门开度计算装置 172 计算的节气门开度 θ_{THR} 。这样,控制

发动机转矩 T_E 。

[0106] 图 13 示出用于解释由电子控制装置 50 执行的控制操作的主要部分,即,用于在无级变速器 18 的变速时适当地设定目标转速 N_{TN}^* 的控制的流程图。在极短的周期(例如,数毫秒到数十毫秒)中重复地执行控制操作的该主要部分。

[0107] 首先,在步骤 S1 中,诸如加速器操作量 Acc 、车速 V 、作为辅机负荷信号的辅机负荷补偿输出 P_{AUX} 、巡航信号,以及制动器操作信号 B_{ON} 等各种信号读入到电子控制装置 50 中(参照图 2)。这里,接通信号 C_{ON} 、车速设定信号 C_{SET} ,以及取消信号 C_{CAN} 包含在巡航信号中。

[0108] 在与上述非线性加速器开度计算装置 150 相对应的随后的步骤 S2 中,基于实际加速器操作量 Acc ,计算非线性加速器开度 $Accp$ (=非线性映射(加速器操作量 Acc))。在计算时,使用图 5 中由实线示出的非线性映射,该非线性映射表示加速器操作量与非线性加速器开度之间关系并且是通过实验算出并预先存储的。

[0109] 在与上述目标驱动力计算装置 152 相对应的随后的步骤 S3 中,使用图 6 中示出的驱动力映射,该驱动力映射表示以非线性加速器开度作为参数的车速 V 与目标驱动力 F^* 之间的关系并且是通过实验算出并预先存储的。使用该驱动力映射,计算加速器操作时的目标驱动力 F^* (=驱动力映射(车速 V ,非线性加速器开度 $Accp$))。

[0110] 或者,在根据巡航控制信号执行的巡航控制期间,根据用于计算实现目标车速 V^* 的目标驱动力 F^* 的指令计算巡航控制时的目标驱动力 F^* 。例如,基于车辆重量 W 、表面路面坡度 θ_A 和行驶阻力 f_{res} 计算巡航控制时的目标驱动力 F^* ($F^* = K \times (f(W, \theta_A) + f_{res})$)。

[0111] 在包括子步骤 41 至 44 的随后步骤 S4 中,基于目标驱动力 F^* 计算目标输出 P^* 。具体地,在与自动车速控制通/断判定装置 160 相对应的子步骤 S41 中,通过用于计算用以实现目标车速 V^* 的目标驱动力 F^* 的输出指令的存在/缺乏判定巡航控制下车辆行驶的实际情况。在子步骤 S41 中的判定结果为否定的情况中,在与目标输出计算装置 156(第一目标输出计算部分 162)相对应的子步骤 S42 中,基于加速器操作时的目标驱动力 F^* 、车速 V 、和辅机负荷补偿输出 P_{AUX} 根据式子 $P_1^* = f(F^*, V) = F^* \times V \times 1000 / 3600 + P_{AUX}$ 计算第一目标输出 P_1^* 。

[0112] 另一方面,在子步骤 S41 中的判定结果为肯定的情况中,在与目标输出计算装置 156(第二目标输出计算部分 164)相对应的子步骤 S43 中,基于巡航控制时的目标驱动力 F^* 和车速 V 根据式子 $P_2^* = f(F^*, V) = F^* \times V \times 1000 / 3600$ 计算第二目标输出 P_2^* 。

[0113] 在与目标输出计算装置 156 相对应的子步骤 S44 中,将第一目标输出 P_1^* 或第二目标输出 P_2^* 设定为目标输出 P^* 。在与除巡航控制行驶以外的正常行驶相对应的子步骤 S41 判定结果为否定时设定第一目标输出 P_1^* ,而在与巡航控制行驶相对应的子步骤 S41 判定结果为肯定时设定第二目标输出 P_2^* 。

[0114] 在与目标转速计算装置 166 相对应的随后步骤 S5 中,从图 9 中由虚线示出并且是预先计算并存储的目标输出 P^* 的等效输出曲线中,基于步骤 S4 中设定的目标输出 P^* 计算目标转速 N_{TN}^* (=最佳里程曲线和等效输出曲线(目标输出 P^*)),以使得发动机 12 沿图 9 中由实线示出的最佳里程曲线运行。

[0115] 如上所述,根据本实施例,在其变速比 γ 改变以使得实际输入轴转速 N_{IN} 与基于目标输出 P^* 设定的目标转速 N_{TN}^* 相互一致的无级变速器 18 中,可获得以下优点。通过目标输出计算装置 156 基于加速器操作量 Acc 和辅机负荷 A_{UX} 计算第一目标输出 P_1^* ,以及在不

考虑辅机负荷 A_{UX} 的情况下计算第二目标输出 P_2^* 。

[0116] 另一方面,在标准行驶时,由于将第二目标输出 P_2^* 设定为目标输出 P^* ,因此即使在车辆标准行驶时辅机负荷 A_{UX} 变动目标输出 P^* 也不会变动,从而防止目标转速变动。即,防止发动机转速的未预料的变动会增加标准行驶时的车辆驾驶性能。

[0117] 另外,根据本实施例,在车辆标准行驶时,即,例如在其中通过自动车速控制装置 154 将车速保持在目标车速 V^* 的巡航控制行驶时,不管加速器操作量 Acc 而增加车辆驾驶性能。由于将第二目标输出 P_2^* 计算得使得在巡航控制行驶时由目标输出计算装置 156 使用目标驱动力 F^* 保持目标车速 V^* ,因此可获得增加的车辆驾驶性能。

[0118] 下面,将说明本发明的各种修正。首先,关于辅机负荷 A_{UX} 的考虑,取代上述实施例中目标输出计算装置 156 用作目标驱动力关联值设定装置的情况,目标驱动力计算装置 152 可用于其功能。即,目标驱动力计算装置 152 用于结合考虑辅机负荷 A_{UX} 计算第一目标驱动力 F_1^* ,以便于计算不考虑辅机负荷 A_{UX} 的第二目标驱动力 F_2^* ,并将第二目标驱动力 F_2^* 设定为车辆标准行驶时的目标驱动力 F^* 。

[0119] 在这种情况下,第一目标驱动力 F_1^* 已包含第一辅机负荷 A_{UX} ,因此,甚至在非标准行驶的普通行驶时,目标输出计算装置 156 也可仅基于第一目标驱动力 F_1^* 和车速 V 计算第一目标输出 P_1^* ,而无需再加上辅机负荷补偿输出 P_{AUX} 。另外,在这种情况下,与上述实施例相似,即使在标准行驶时辅机负荷 A_{UX} 变动目标输出 P^* 也不会变动,以防止目标输入轴转速变动,从而增加标准行驶时的车辆驾驶性能。

[0120] 其次,关于巡航控制,除上述实施例中由自动车速控制装置 154 执行的其中将恒定车速保持为目标车速 V^* 的模式以外,可使用其中将自动地控制的车速而非恒定车速设定为目标车速的修正模式。

[0121] 例如,巡航控制行驶可包括自动控制车速模式,其中通过操纵巡航控制开关 84 的加速器开关将车速 V 更新为增大的量级,并且将车速自动地控制为与更新的增大量级一致,或者包括所谓的雷达巡航模式,其中设定了用于以预定间隔跟随前方行驶的车辆的目标车速 V^* ,并且自动地控制车速以保持所设定的预定间隔。在这种情况下,目标驱动力计算装置 152 例如计算用于目标车速 V^* 的由式子 $G^* = KG \times (V^* - V)$ 表示的目标车辆加速度,从而计算由式子 $F^* = m \times G$ 表示的目标驱动力 F^* 。这里, KG 是用于更早实现目标车速 V^* 而预先通过实验算出的常数, m 为负荷。

[0122] 在上述实施例中,由自动车速控制装置 154 进行的巡航控制行驶为车辆标准行驶,其中与加速器操作量 A_{CC} 无关地保持目标车速 V^* 。然而,本发明可适用于其中由于基本恒定的加速器操作量 Acc 而使得要求负荷为恒定的其它巡航控制模式。另外,在车辆标准行驶中,取代巡航控制时的目标驱动力 F^* ,目标输出计算装置 156 可使用加速器操作时的目标驱动力 F^* 计算第二目标输出 P_2^* 。而且,在这种情况下,与上述实施例相似,即使在车辆标准行驶时辅机负荷 A_{UX} 变动目标输出 P^* 也不会变动,以便如此实现的目标输入轴转速 N_{IN}^* 的变动防止增加车辆标准行驶时的车辆驾驶性能。

[0123] 第三,关于辅机负荷 A_{UX} ,在上述实施例中,在辅机负荷补偿输出计算装置 158 处使用交流发电机 38 的发电电压 V_{GEN} 和发电电流 I_{GEN} 计算辅机负荷 A_{UX} 。然而,取代交流发电机 38 的发电电流 I_{GEN} ,使用诸如用于空调器的风机电机、刮水器等的电负荷。具体地,可使用空调开关 80 的接通状态 AC_{ON} 、刮水器操作开关的接通状态以及充电 / 放电电流 I_{CD} 。

[0124] 在上述实施例中,将交流发电机 38 的辅机负荷和空调器 40 的压缩机的辅机负荷示为辅机负荷,并且辅机负荷补偿输出计算装置 158 合计它们以计算辅机负荷 A_{UX} 。然而,也可使用交流发电机 38 的辅机负荷 A_{UX} 或空调器 40 的压缩机的辅机负荷 A_{UX} 。另外,除交流发电机 38 的辅机负荷 A_{UX} 和 / 或空调器 40 的压缩机的辅机负荷 A_{UX} 以外还可使用或独立使用其它种类的辅机负荷,诸如水泵的辅机负荷 A_{UX} 和转向泵的辅机负荷 A_{UX} 。

[0125] 第四,关于自动车速控制,在上述实施例中,自动车速控制通 / 断判定装置 160 基于用于计算实现目标车速 V^* 的目标驱动力 F^* 的指令的存在 / 缺乏而判定自动车速控制装置 154 的自动车速控制的通 / 断。然而,除上述判定方法以外,还可使用其它各种判定方法,它们是基于巡航控制开关 84 的主开关的接通信号 C_{ON} 、巡航控制开关 84 的车速设定开关的车速设定信号 C_{SET} 、巡航控制开关 84 的释放开关的取消信号 C_{CAN} 和 / 或制动器操作信号 B_{ON} 。

[0126] 关于用于获得发动机转矩 T_E^* 的要求值,除上述实施例中使用要求节气门开度计算装置 172 计算的要求节气门开度 θ_{THR} 以外,还可使用燃料喷射量或燃料 / 空气混合物的点火定时。另外,取代输入轴转速 N_{IN} 以及都与输入轴转速 N_{IN} 相关联的目标转速 N_{IN}^* 和过渡目标转速 N_{INP}^* ,可使用发动机转速 N_E 和与之相关联的目标发动机转速 N_E^* 或涡轮转速 N_T 和与之相关联的目标涡轮转速 N_T^* 。

[0127] 在上述实施例中,使用设有锁止离合器 26 的液力变矩器 14 作为液压式动力传递装置。然而,不必一定设置锁止离合器 26,可使用其它诸如不具有转矩放大操作的液力耦合器的液压式动力传递装置取代液力变矩器 14。

[0128] 毋庸置疑,在本发明宗旨范围内,根据本技术领域内技术人员知识也可采用除上述修正以外的各种修正。

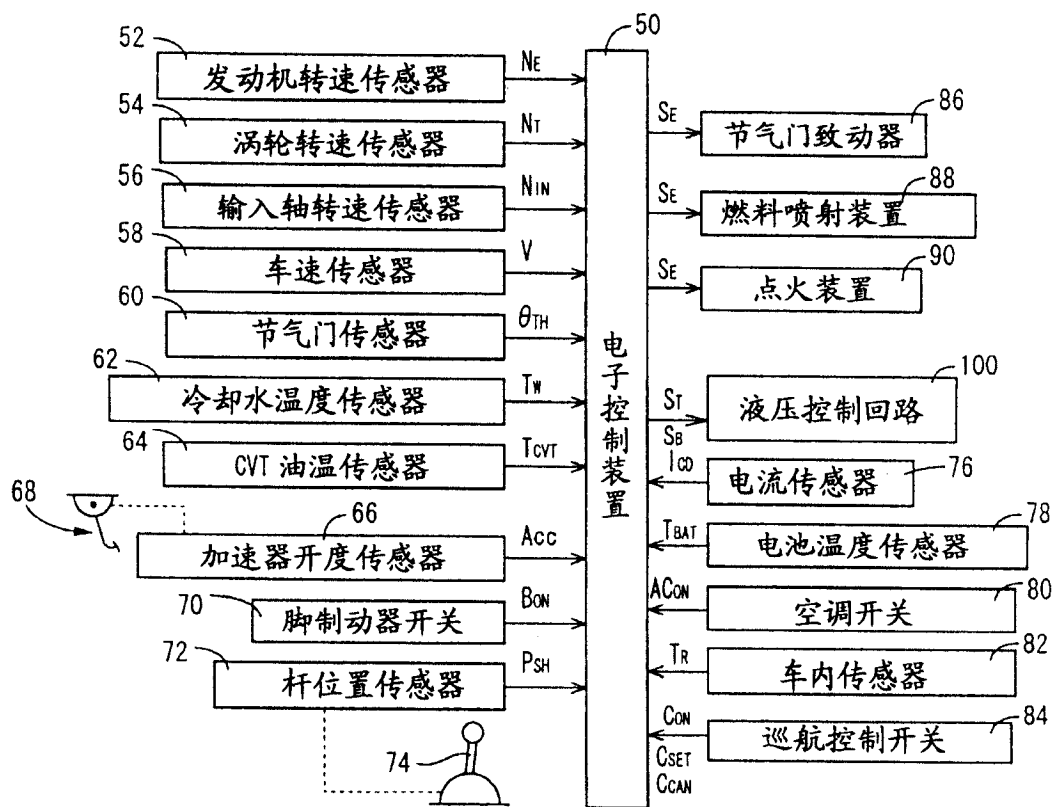


图 2

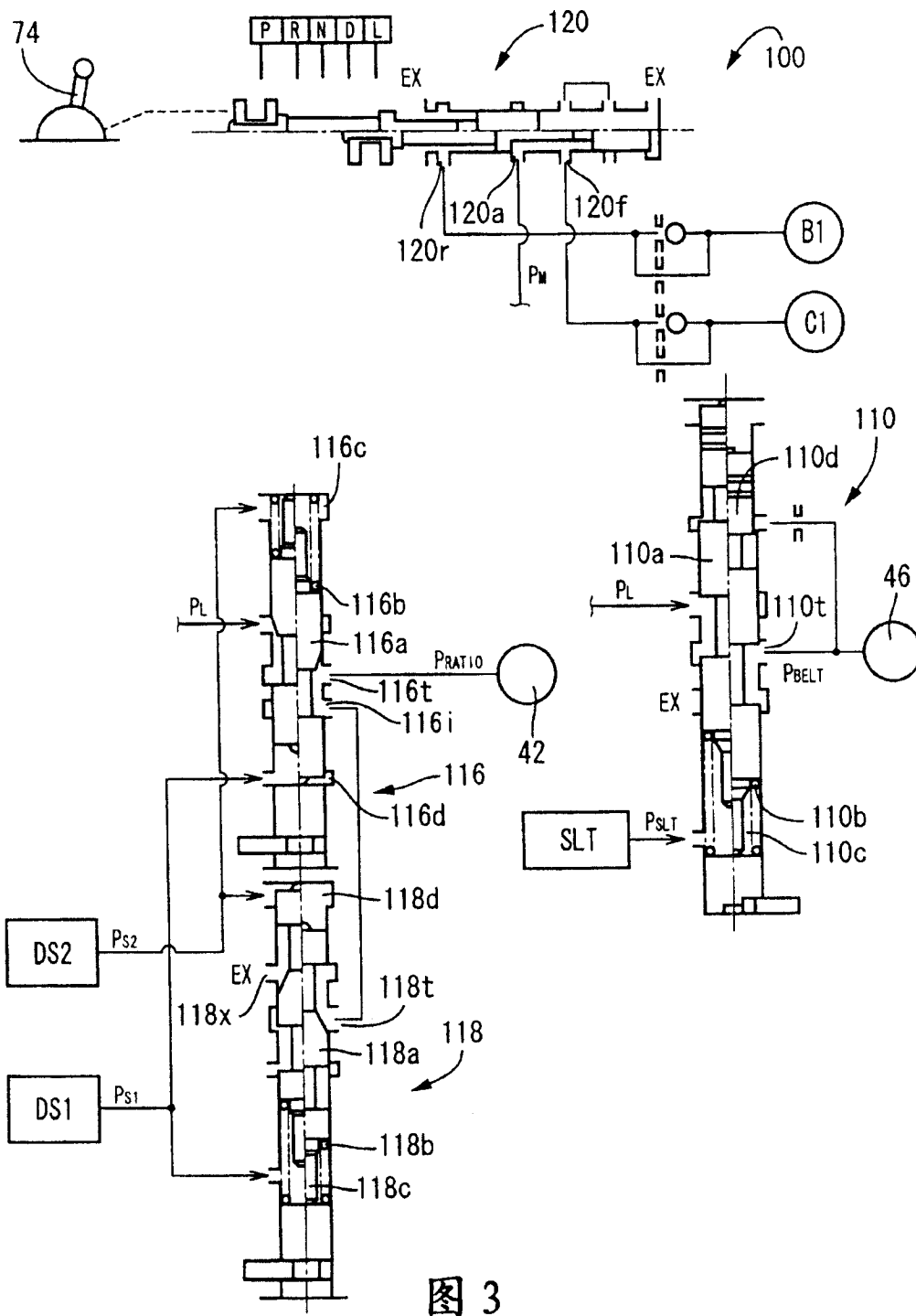


图 3

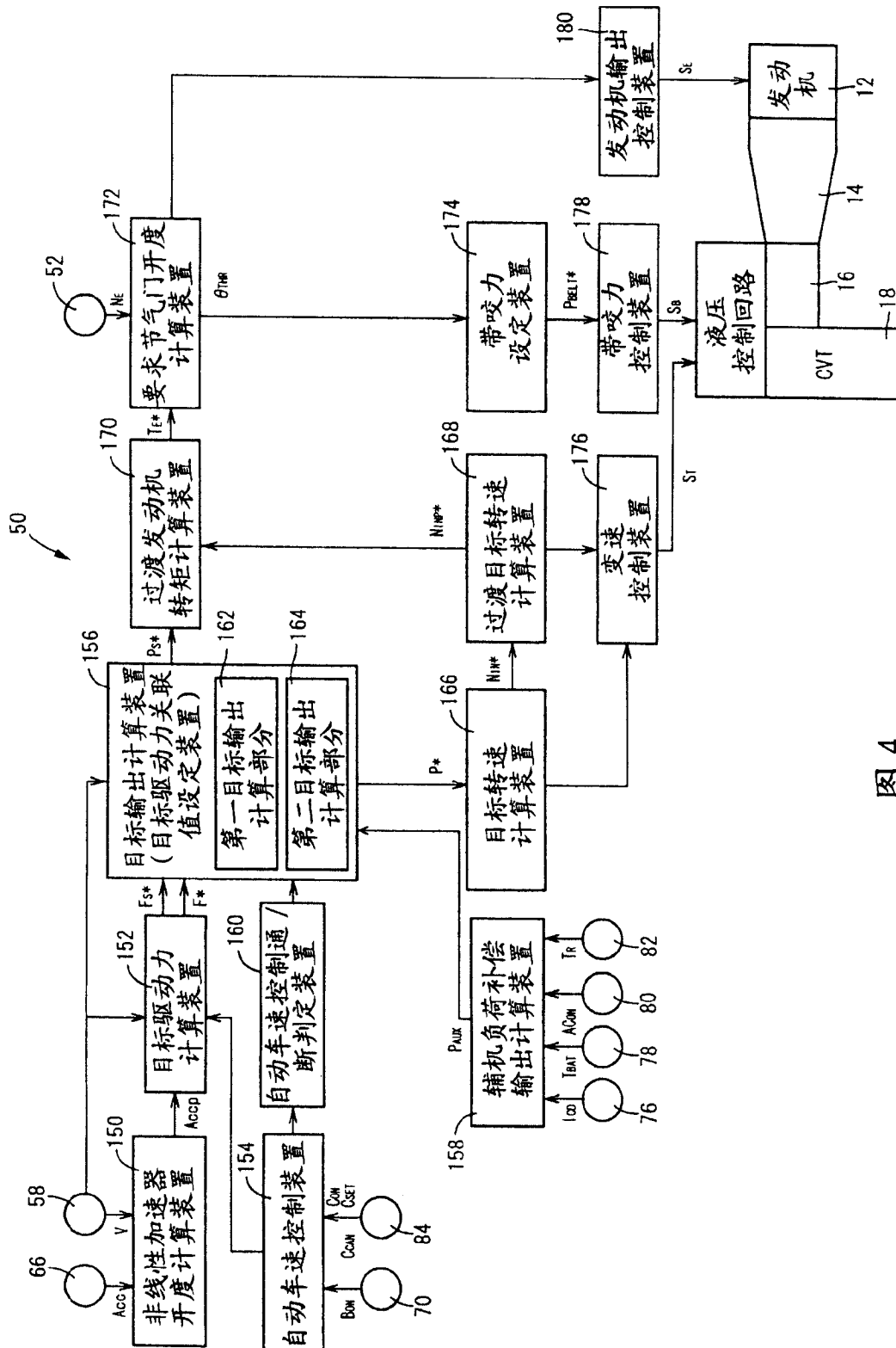


图 4

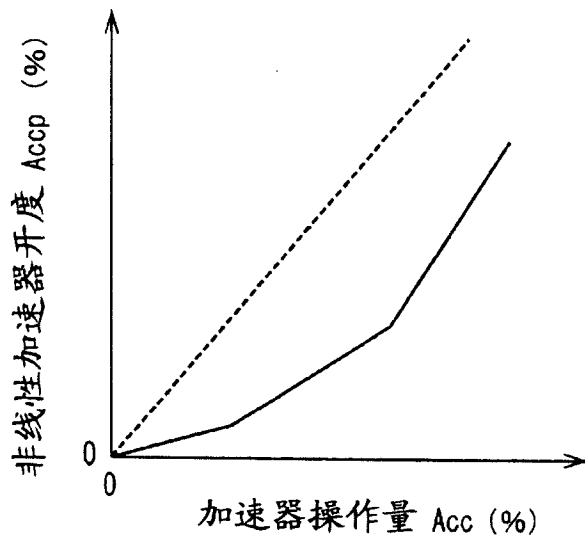


图 5

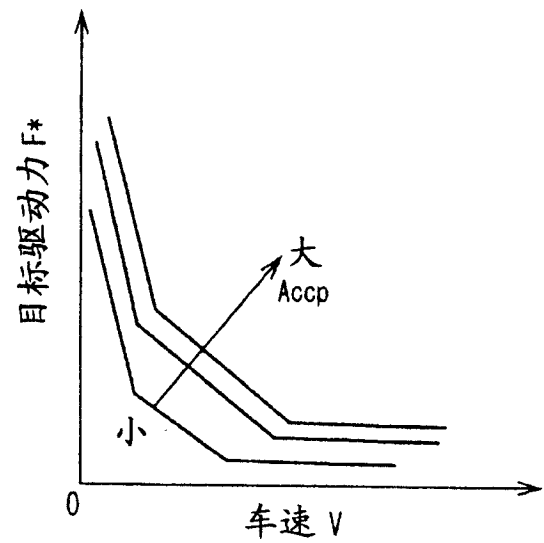


图 6

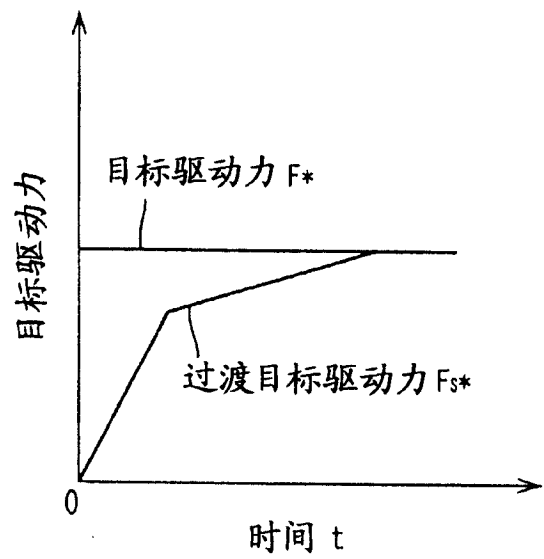


图 7

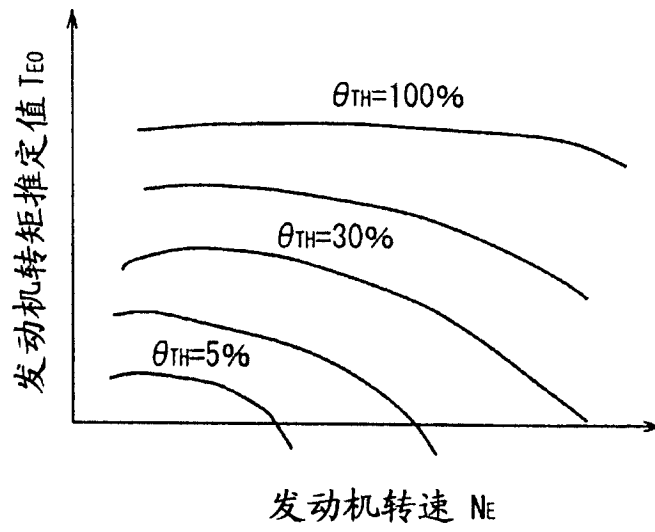


图 8

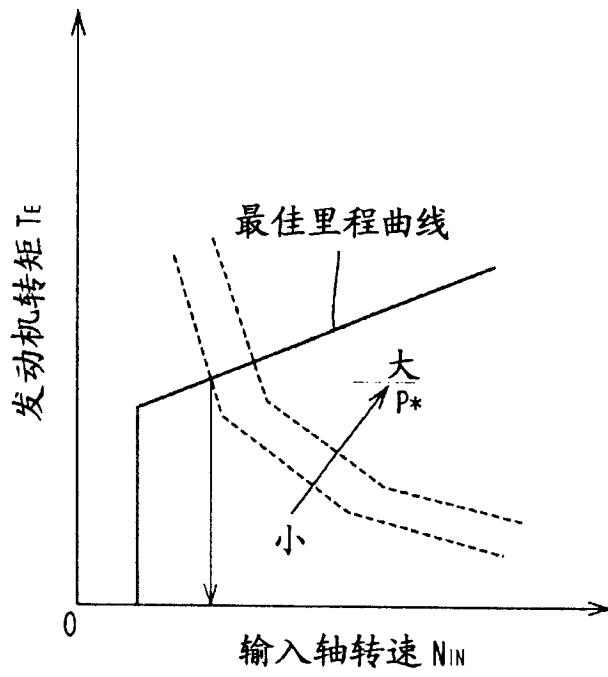


图 9

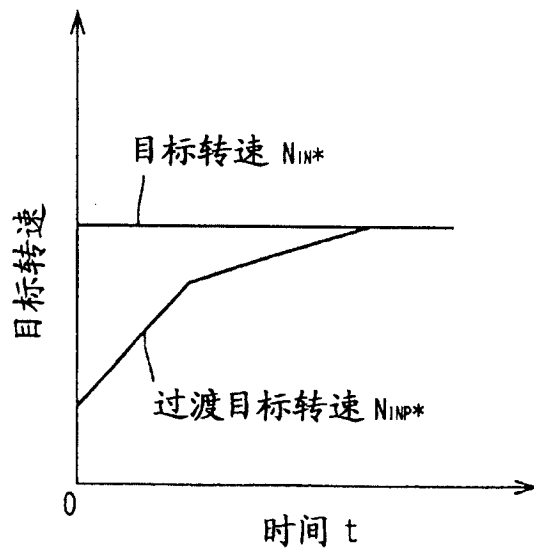


图 10

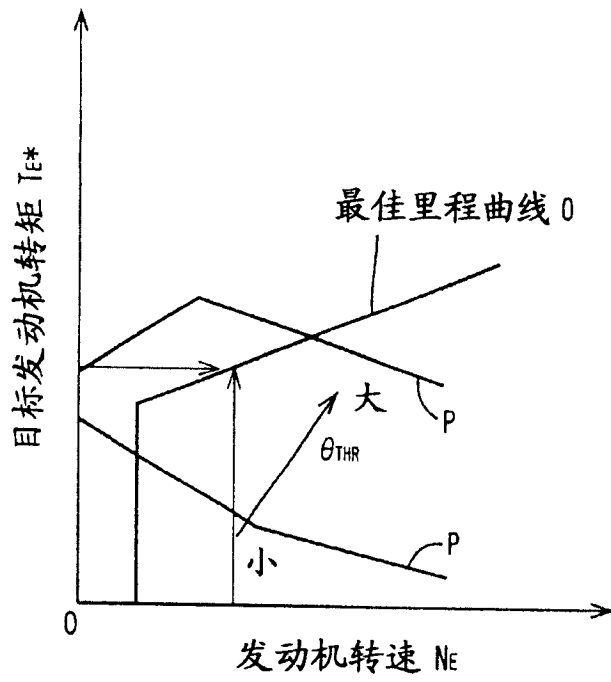


图 11

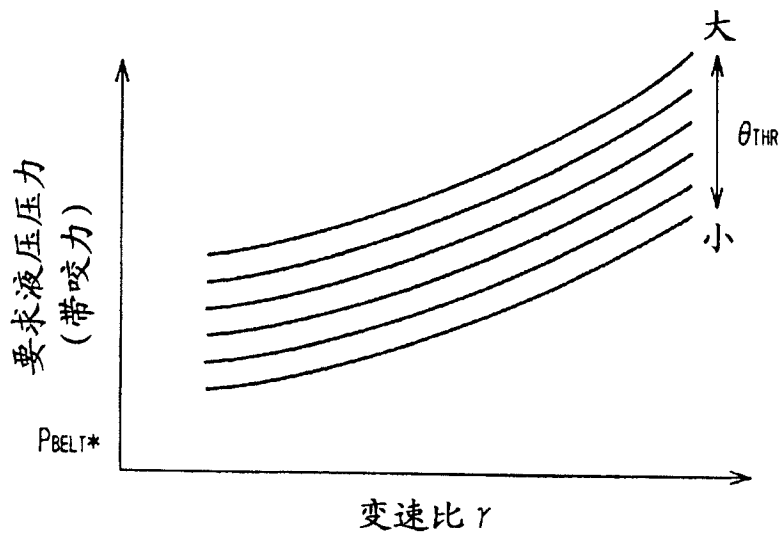


图 12

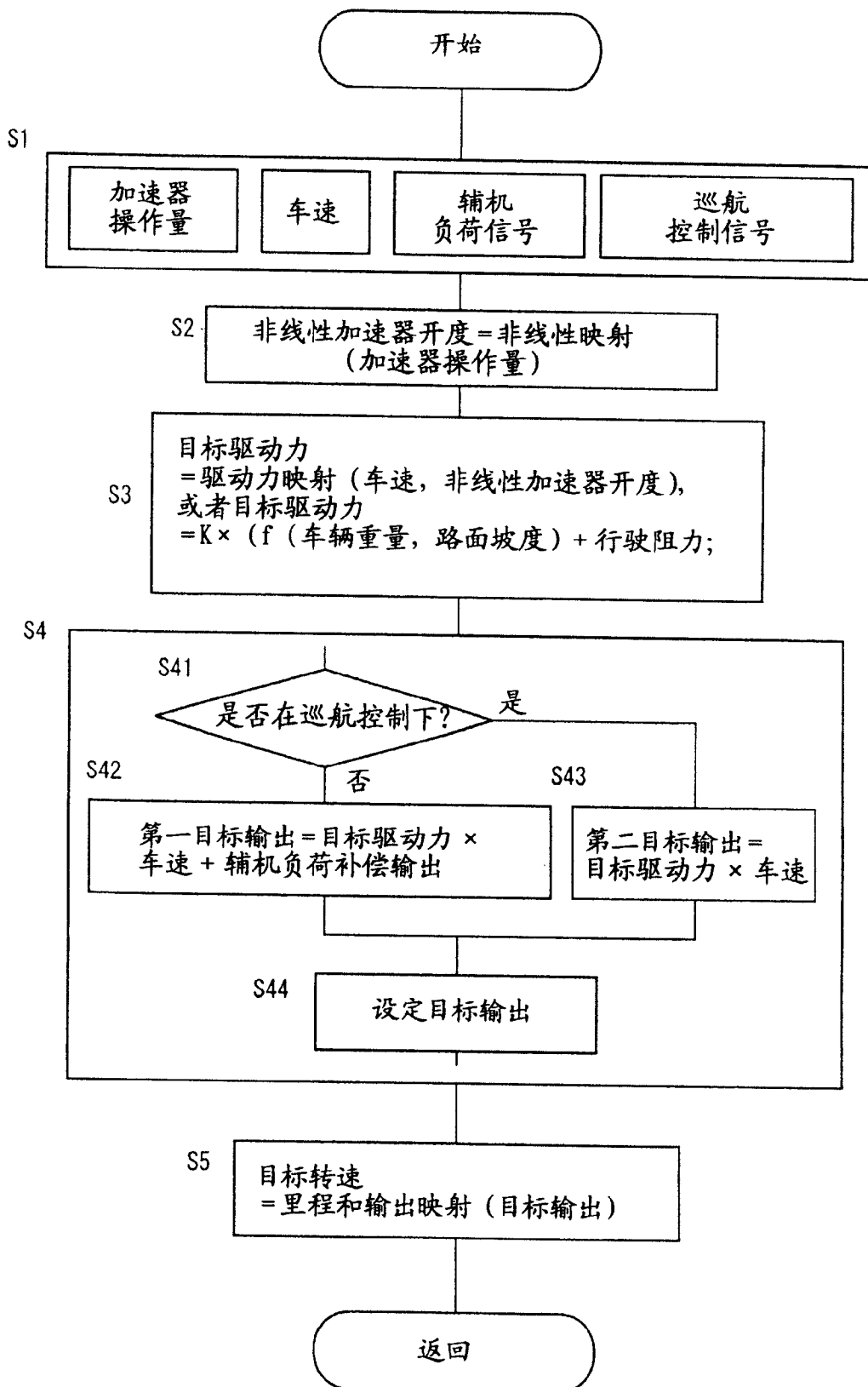


图 13