

(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 101205972 B

(45) 授权公告日 2013. 01. 02

(21) 申请号 200710197025. 5

US 5257960 A, 1993. 11. 02, 全文.

(22) 申请日 2007. 12. 04

US 5803862 A, 1998. 09. 08, 全文.

(30) 优先权数据

审查员 梁玲玲

337966/06 2006. 12. 15 JP

(73) 专利权人 加特可株式会社

地址 日本静冈县

(72) 发明人 山口绿 藤原史 儿玉仁寿

(74) 专利代理机构 北京市柳沈律师事务所

11105

代理人 王景刚

(51) Int. Cl.

F16H 61/00(2006. 01)

F16H 9/12(2006. 01)

(56) 对比文件

JP 特开 2004-360725 A, 2004. 12. 24, 全文.

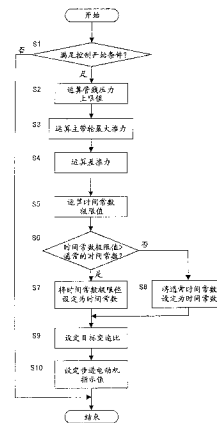
权利要求书 1 页 说明书 6 页 附图 5 页

(54) 发明名称

带式无级变速器的变速控制装置

(57) 摘要

本发明涉及带式无级变速器的变速控制装置,其能够防止从副带轮压力高的状态急剧向高侧换档时的带打滑。本发明的带式无级变速器的变速控制装置具备:变速控制阀,其控制以从液压泵供给的管线压力作为原始压力向主带轮供给的供给压力即主带轮压力;以及联杆机构,其通过变速驱动器被驱动到对应于无级变速机构的目标变速比的位置,由此使变速控制阀移动到主带轮压力变化的位置,并且通过主带轮压力变化而使主带轮的槽轮位移,使变速控制阀返回到保持主带轮压力的位置,其中,根据管线压力的上限值运算主带轮可产生的最大推力(S3),根据最大推力运算变速速度的上限值(S5),并根据变速速度的上限值设定目标变速比(S9)。



1. 一种带式无级变速器的变速控制装置,包括:无级变速机构,该无级变速机构构成为,将带套绕于主带轮和副带轮,通过控制供向各带轮的供给压力,使各带轮的可动槽轮移位,而使变速比变化;变速控制阀,该变速控制阀控制主带轮压力,该主带轮压力是以从液压泵供给的管线压力作为原始压力而向所述主带轮供给的供给压力;联杆机构,通过变速驱动器被驱动到对应于所述无级变速机构的目标变速比的位置,该联杆机构使所述变速控制阀移动到主带轮压力变化的位置,并且通过主带轮压力变化而使所述主带轮的可动槽轮位移,从而使所述变速控制阀返回到保持主带轮压力的位置,其特征在于,包括:

主带轮最大推力运算装置,该主带轮最大推力运算装置根据管线压力的上限值运算所述主带轮能够产生的最大推力;

变速速度上限值运算装置,该变速速度上限值运算装置根据所述主带轮能够产生的最大推力运算所述无级变速机构的变速速度的上限值;以及

目标变速比设定装置,该目标变速比设定装置根据所述变速速度的上限值设定所述无级变速机构的目标变速比。

2. 如权利要求 1 所述的带式无级变速器的变速控制装置,其特征在于,所述变速速度上限值运算装置,在所述无级变速机构的变速比处于平衡状态时的所述主带轮的推力与所述主带轮能够产生的最大推力的差越大时,将所述无级变速机构的变速速度的上限值设定得越高。

3. 如权利要求 1 或权利要求 2 所述的带式无级变速器的变速控制装置,其特征在于,所述目标变速比设定装置,在所述变速速度的上限值越高时,将所述无级变速机构的目标变速比设定得越高。

4. 如权利要求 1 或权利要求 2 所述的带式无级变速器的变速控制装置,其特征在于,根据油温及所述液压泵的旋转速度运算所述管线压力的上限值。

5. 如权利要求 3 所述的带式无级变速器的变速控制装置,其特征在于,根据油温及所述液压泵的旋转速度运算所述管线压力的上限值。

带式无级变速器的变速控制装置

技术领域

[0001] 本发明涉及带式无级变速器的控制装置。

背景技术

[0002] 专利文献 1 公开了一种带式无级变速器,其一端与步进电动机连结,而另一端与控制连结在主带轮的可动槽轮的联杆机构的变速控制阀连结,根据步进电动机的进给量驱动变速控制阀,并且通过可动槽轮的位移接受实际变速比的反馈,由此控制变速比。

[0003] 专利文献 1:(日本国)特开 2006-105174 公报

[0004] 例如,在用手动模式固定变速比,并且在进行加速过程中发动机旋转速度超过规定旋转速度而自动上升的情况下等,当从副带轮压力高的状态急剧向高侧换档时,虽然为了得到差推力而使主带轮压力的要求值达到最大,但由于副带轮压力高,故无法得到大的差推力。

[0005] 另外,成为副带轮压力以及主带轮压力的原始压力的管线压力取决于泵的喷出油量,因此,最大压力具有上限。当然,无法将主带轮压力设定为超出管线压力的最大压力的压力,这也是差推力无法增大的原因。

[0006] 由此,由于变速延迟,使得实际变速比与目标变速比的差变大,与此相应地使反馈修正量增大,因此使变速控制阀的供给主带轮压力一侧的开度为最大,从而会向主带轮供给过量的液压。

[0007] 因此,由于实际变速比相对于目标变速比产生欠调,所以按照使实际变速比回归的方式将变速控制阀的排放侧通路打开,但此时主带轮压力已过量排放,从而产生带打滑。

发明内容

[0008] 本发明的目的在于,防止从副带轮压力高的状态急剧向高侧换档时的带打滑。

[0009] 本发明提供一种带式无级变速器的变速控制装置,包括:无级变速机构,该无级变速机构构成为,将带套绕于主带轮和副带轮,通过控制向各带轮的供给压力,使各带轮的可动槽轮移位,而使变速比变化;变速控制阀,该变速控制阀控制主带轮压力,该主带轮压力是以从液压泵供给的管线压力作为原始压力而向所述主带轮供给的供给压力;联杆机构,通过变速驱动器被驱动到对应于所述无级变速机构的目标变速比的位置,该联杆机构使所述变速控制阀移动到主带轮压力变化的位置,并且,通过主带轮压力变化而使所述主带轮的可动槽轮位移,从而使所述变速控制阀返回到保持主带轮压力的位置,所述带式无级变速器的变速控制装置的特征在于,包括:主带轮最大推力运算装置,该主带轮最大推力运算装置根据管线压力的上限值运算所述主带轮能够产生的最大推力;变速速度上限值运算装置,该变速速度上限值运算装置根据主带轮能够产生的最大推力运算无级变速机构的变速速度的上限值;以及目标变速比设定装置,该目标变速比设定装置根据变速速度的上限值设定无级变速机构的目标变速比。

[0010] 根据本发明,由于根据管线压力的上限值运算主带轮可产生的最大推力,并基于

根据该最大推力运算的无级变速机构的变速速度的上限值设定无级变速机构的目标变速比,因此,即使从副带轮压力高的状态急剧向高侧换档,也能够防止实际变速比无法跟随目标变速比。因此,使得实际变速比不会相对于目标变速比产生欠调,从而能够防止以往的由于在使欠调的实际变速比回归时产生的主带轮压力的过量排放而导致的带打滑。

附图说明

- [0011] 图 1 是表示本实施方式的带式无级变速器的变速控制装置的概略结构图；
- [0012] 图 2 是液压控制单元以及 CVTCU 的示意图；
- [0013] 图 3 是表示本实施方式的带式无级变速器的变速控制装置控制的流程图；
- [0014] 图 4 是表示现有例的变速控制的时序图；
- [0015] 图 5 是表示本实施方式的变速控制的时序图。
- [0016] 标记说明
- [0017] 10 带式无级变速器
- [0018] 11 主带轮
- [0019] 11a 可动圆锥板（可动槽轮）
- [0020] 11b 固定圆锥板
- [0021] 12 副带轮
- [0022] 12a 可动圆锥板（可动槽轮）
- [0023] 12b 固定圆锥板
- [0024] 13V 形带
- [0025] 20 CVT 控制单元
- [0026] 32 变速控制阀
- [0027] 32a 滑阀
- [0028] 34 液压泵
- [0029] 40 步进电动机（变速驱动器）
- [0030] 50 伺服联杆（联杆机构）

具体实施方式

[0031] 下面,参照附图对本发明的实施方式做详细说明。

[0032] 图 1 是本实施方式中的带式无级变速器的管线压力控制装置的概略结构图。带式无级变速器 10 具备:主带轮 11、副带轮 12、V 形带 13、CVT 控制单元 20(以下称为“CVTCU”)、液压控制单元 30。

[0033] 主带轮 11 为向该带式无级变速器 10 输入发动机 1 的旋转的输入轴侧带轮。主带轮 11 具备固定圆锥板 11b 以及可动圆锥板 11a,其中,所述固定圆锥板 11b 与输入轴 11d 一体旋转,所述可动圆锥板 11a 与该圆锥板 11b 相对配置,形成 V 字形的带轮槽,并且其通过对主带轮缸室 11c 作用的液压可向轴方向位移。主带轮 11 经由前进倒退切换机构 3 和具备锁止离合器的变矩器 2 与发动机 1 连结,输入该发动机 1 的旋转。主带轮 11 的旋转速度由主带轮旋转速度传感器 26 检测。

[0034] V 形带 13 套绕于主带轮 11 和副带轮 12,将主带轮 11 的旋转向副带轮 12 传递。

[0035] 副带轮 12 将由 V 形带 13 传递的旋转输出到差速器 4。副带轮 12 具备固定圆锥板 12b 以及可动圆锥板 12a, 所述固定圆锥板 12b 与输出轴 12d 一体旋转, 所述可动圆锥板 12a 与该圆锥板 12b 相对配置, 形成 V 字形皮带槽, 并且其通过对副带轮缸室 12c 作用的液压可向轴向位移。另外, 副带轮缸室 12c 的受压面积设定为与主带轮缸室 11c 的受压面积大致相等。

[0036] 副带轮 12 经由惰轮 14 以及惰轮轴与差速器 4 连结, 向该差速器 4 输出旋转。副带轮 12 的旋转速度由副带轮旋转速度传感器 27 进行检测。另外, 可根据该副带轮 12 的旋转速度计算出车速。

[0037] CVTCU20 根据来自断路开关 23、加速器踏板行程量传感器 24、油温传感器 25、主带轮旋转速度传感器 26、副带轮旋转速度传感器 27 等的信号、以及来自发动机控制单元 21 的输入转矩信号, 确定变速比和接触摩擦力, 向液压控制单元 30 发送指令, 对带式无级变速器 10 进行控制。

[0038] 液压控制单元 30 根据来自 CVTCU20 的指令动作。液压控制单元 30 控制对主带轮 11 及副带轮 12 的供给液压, 使可动圆锥板 11a 以及可动圆锥板 12a 向旋转轴方向移动。

[0039] 当可动圆锥板 11a 以及可动圆锥板 12a 移动时, 带轮槽宽度产生变化。

[0040] 于是, V 形带 13 在主带轮 11 以及副带轮 12 上移动。由此, V 形带 13 相对于主带轮 11 以及副带轮 12 的接触半径发生变化, 变速比以及 V 形带 13 的接触摩擦力得到控制。

[0041] 发动机 1 的旋转经由变矩器 2、前进倒退切换机构 3 向带式无级变速器 10 输入, 并自带轮 11 经由 V 形带 13、副带轮 2 向差速器 4 传递。

[0042] 当踏下加速器踏板或用手动模式换档时, 使主带轮 11 的可动圆锥板 11a 以及副带轮 12 的可动圆锥板 12a 向轴方向位移, 通过改变与 V 形带 13 的接触半径, 使变速比连续地变化。

[0043] 图 2 是液压控制单元以及 CVTCU 的示意图。

[0044] 液压控制单元 30 具备: 调节阀 31、变速控制阀 32、减压阀 33, 其控制从液压泵 34 供给的液压, 将其向主带轮 11 以及副带轮 12 供给。

[0045] 调节阀 31 具有螺线管, 其是将自液压泵 34 输送来的油的压力根据 CVTCU 发出的指令 (例如负载比信号等) 调节为规定的管线压力的调压阀。

[0046] 从液压泵 34 供给且由调节阀 31 调压后的管线压力被分别向变速控制阀 32 和减压阀 33 供给。

[0047] 变速控制阀 32 是控制主带轮缸室 11c 的液压 (以下称为“主带轮压力”) 达到所期望的目标压力的控制阀。变速控制阀 32 与构成机械反馈机构的伺服连杆 50 (连杆机构) 连结, 由与伺服连杆 50 的一端连结的步进电动机 40 驱动, 并且, 从与伺服连杆 50 的另一端连结的主带轮 11 的可动圆锥板 11a 接受槽宽度即实际变速比的反馈。变速控制阀 32 通过滑阀 32a 的位移而进行对主带轮缸室 11c 的液压的吸入排放, 按照成为在步进电动机 40 的驱动位置指令的目标变速比的方式调节主带轮压力, 当实际变速结束时, 则接受来自伺服连杆 50 的位移, 将滑阀 32a 保持在关闭位置。

[0048] 减压阀 33 具备螺线管, 其是将向副带轮缸室 12c 的供给液压 (以下称为“副带轮压力”) 控制在所期望的目标压力的控制阀。

[0049] 主带轮 11 以及副带轮 12 的变速比由根据来自 CVTCU20 的变速指令信号被驱动的

步进电动机 40 控制,根据对应步进电动机 40 动作的伺服连杆 50 的位移驱动变速控制阀 32 的滑阀 32a,并调节供给到变速控制阀 32 的管线压力,将主带轮压力供给向主带轮 11,可变控制槽宽度,设定为规定变速比。

[0050] CVTCU20 根据来自断路开关 23 的档信号、来自加速器踏板行程控制量传感器 24 的加速器踏板行程量、来自油温传感器 25 的带式无级变速器 10 的油温、来自主带轮旋转速度传感器 26、副带轮旋转速度传感器 27、液压传感器 29 的信号等,进行变速比及 V 形带 13 的接触摩擦力的可变控制。另外,压力传感器 29 是检测作用在副带轮缸室 12c 的副带轮压力的传感器。

[0051] CVTCU20 根据车速和加速器踏板行程量确定在该行驶状态下最合适的变速比(到达变速比)。相对于该到达变速比运算中间的目标变速比(目标变速比),将从当前的变速比向到达变速比的变化过程控制成所期望的特性。目标变速比被设定为相对于到达变速比为一次延迟关系,将此时的时间常数(通常的时间常数)通过车辆行驶状态及带式无级变速器 10 的动作模式等进行任意调节,由此调节变速速度。在对于该目标变速比进行前馈补偿处理、反馈补偿处理、干扰补偿处理等后,确定最终的目标变速比,并将其变换为步进电动机 40 的驱动信号,驱动步进电动机 40,使当前的变速比向目标变速比变化。

[0052] 进而,通过根据输入转矩信息、变速比、油温确定管线压力的目标值,驱动调节阀 31 的螺线管,进行管线压力的控制。另外,确定副带轮压力的目标值,根据液压传感器 29 的检测值和目标值驱动减压阀 33 的螺线管,通过反馈控制来控制副带轮压力。

[0053] 下面,参照图 3 的流程图对 CVTCU20 进行的控制进行说明。另外,这些控制以很短时间(例如 10ms)为单位反复进行。

[0054] 在步骤 S1 中,判定是否满足控制开始条件。如果满足控制开始条件,则进入步骤 S2,若不满足,则结束处理。控制开始条件如下,即,是处于升挡过程中;变速杆处于 N、P 档以外;不是无法准确运算作为变速比处于平衡状态时的主带轮压力的平衡压力的状态;以及不是向变速器的输入转矩被修正的状态等的条件。本步骤中,当以上条件全部满足时,判定为满足条件。

[0055] 其中,当到达变速比与目标变速比的偏差在规定值以下时,判定为升挡过程中。这样进行判定的原因是为了防止如下情况,即,在升挡过程中进行本控制时,在由于实际变速比相对于目标变速比欠调而通过操作者的操作进行降挡的情况下,判定为降挡过程中而控制被中止。另外,所谓无法准确运算平衡压力的状态是指,驱动轮打滑时或车辆在停止中等。所谓向变速器的输入转矩被修正的状态是指,断路开关 23 异常时或发动机旋转速度异常时等。

[0056] 在步骤 S2 中,运算管线压力的上限值。管线压力上限值是液压泵 34 能够产生的最大的压力、以及考虑油温及液压泵 34 的旋转速度而求得的产生压力之中较低的一个压力。油温及液压泵 34 的旋转速度影响油量的增减,例如当油温过高或者过低时,产生压力降低,液压泵 34 的旋转速度越低,产生压力越低。

[0057] 在步骤 S3(主带轮最大推力运算装置)中,运算主带轮 11 能够产生的最大推力。所谓主带轮 11 能够产生的最大推力是指,将步骤 S2 中运算出的管线压力上限值作为主带轮压力供给时在主带轮 11 上产生的推力,其通过对管线压力上限值乘以主带轮缸室 11c 的受压面积来进行运算。

[0058] 步骤 S4 中,运算差推力。所谓差推力是主带轮压力与副带轮压力达到平衡而使变速比处于平衡状态时的主带轮 11 的推力即平衡推力与主带轮 11 的最大推力之差。

[0059] 在步骤 S5(变速速度上限值运算装置)中,根据差推力运算时间常数的极限值。其中,所谓时间常数是确定变速速度的参数,时间常数越大,变速速度越慢,时间常数越小,变速速度越快。时间常数的极限值是成为利用步骤 S4 中运算出的差推力能够实现的最高的变速速度的时间常数,差推力越大,变速速度越高,时间常数的极限值设定得越小。

[0060] 在步骤 S6 中,判定时间常数的极限值是否比通常的时间常数大。如果时间常数的极限值比通常的时间常数大,则进入步骤 S7,将时间常数的极限值设定为时间常数。如果时间常数的极限值在通常的时间常数以下,则进入步骤 S8,将通常的时间常数设定为时间常数。

[0061] 在步骤 S9(目标变速比设定装置)中,根据步骤 S7 或者 S8 中设定的时间常数设定目标变速比。其中,目标变速比被设定为以步骤 S7 或者 S8 中设定的时间常数即以当前可实现的最高变速速度进行变速时可使实际变速比跟随的最大变速比。

[0062] 在步骤 S10 中,根据目标变速比设定步进电动机 40 的指示值。

[0063] 其次,使用图 4、图 5 对本实施方式的作用进行说明。图 4 是表示现有例的变速控制的时序图,(a) 表示变速比,(b) 表示步进电动机指示值,(c) 表示主带轮压力以及副带轮压力。图 5 是表示本实施方式的带式无级变速器的变速控制的作用的时序图,(a) 表示变速比,(b) 表示步进电动机指示值,(c) 表示主带轮压力以及副带轮压力。

[0064] 首先,参照图 4 对现有例进行说明。当车辆在行驶中要求急剧的升档时,将步进电动机 40 向高侧进给,在时刻 t1,主带轮压力上升到能够产生的最大压力。但是,由于副带轮压力高,此外无法使其上升到管线压力的上限值以上,故无法确保差推力,变速延迟,而使得实际变速比与目标变速比的偏差增大。

[0065] 由此,使反馈修正量过大,使步进电动机 40 向高侧过量地进给,向主带轮缸室 11c 过量地供给液压,因此,在时刻 t2,实际变速比相对于目标变速比欠调。因此,为使欠调的实际变速比回归,而使步进电动机 40 向低侧进给,当将变速控制阀 32 的排放侧通路开放时,液压过量排放,使主带轮压力急剧降低,从而产生带打滑。

[0066] 下面,参照图 5 说明本实施方式的带式无级变速器变速控制装置的作用。当车辆在行驶中要求急剧升档时,将步进电动机 40 向高侧进给,在时刻 t1,主带轮压力上升到能够产生的最大压力。此时,根据管线压力上限值运算在主带轮压力能够实际产生的差推力,并使用该差推力运算可变速的变速速度(时间常数)。进而,根据该变速速度(时间常数)运算目标变速比,驱动步进电动机 40。

[0067] 由此,由于可使实际变速比跟随目标变速比,故反馈修正量不会过大,从而能够防止主带轮压力急剧降低而产生带打滑。

[0068] 以上,在本实施方式中,由于根据管线压力的上限值运算主带轮 11 能够产生的最大推力,并基于根据该最大推力运算的变速速度的上限值(时间常数的下限值)设定目标变速比,因此,即使从副带轮压力高的状态急剧地向高侧换档,也能够防止由于以超过变速速度上限值的速度进行变速,而使得实际变速比无法跟随目标变速比。因此,能够防止在实际变速比相对于目标变速比欠调,进而使欠调的实际变速比回归时,主带轮压力过量排放而产生带打滑。(对应技术方案 1)。

[0069] 此外,由于平衡推力与主带轮 11 的最大推力的差越大,将变速速度的上限值设定得越高(时间常数越小),因此能够根据差推力适当地设定能够实现的变速速度,从而能够防止实际变速比无法跟随目标变速比。(对应技术方案 2)

[0070] 进而,由于变速速度的上限值越高,将目标变速比设定得越高,因此能够防止实际变速比无法跟随目标变速比。(对应技术方案 3)

[0071] 进而,由于管线压力的上限值根据液压泵 34 的旋转速度运算,所以能够提高运算精度。(对应技术方案 4)

[0072] 本发明不局限于以上说明的实施方式,在其技术思想的范围内可以进行各种变形和变更。

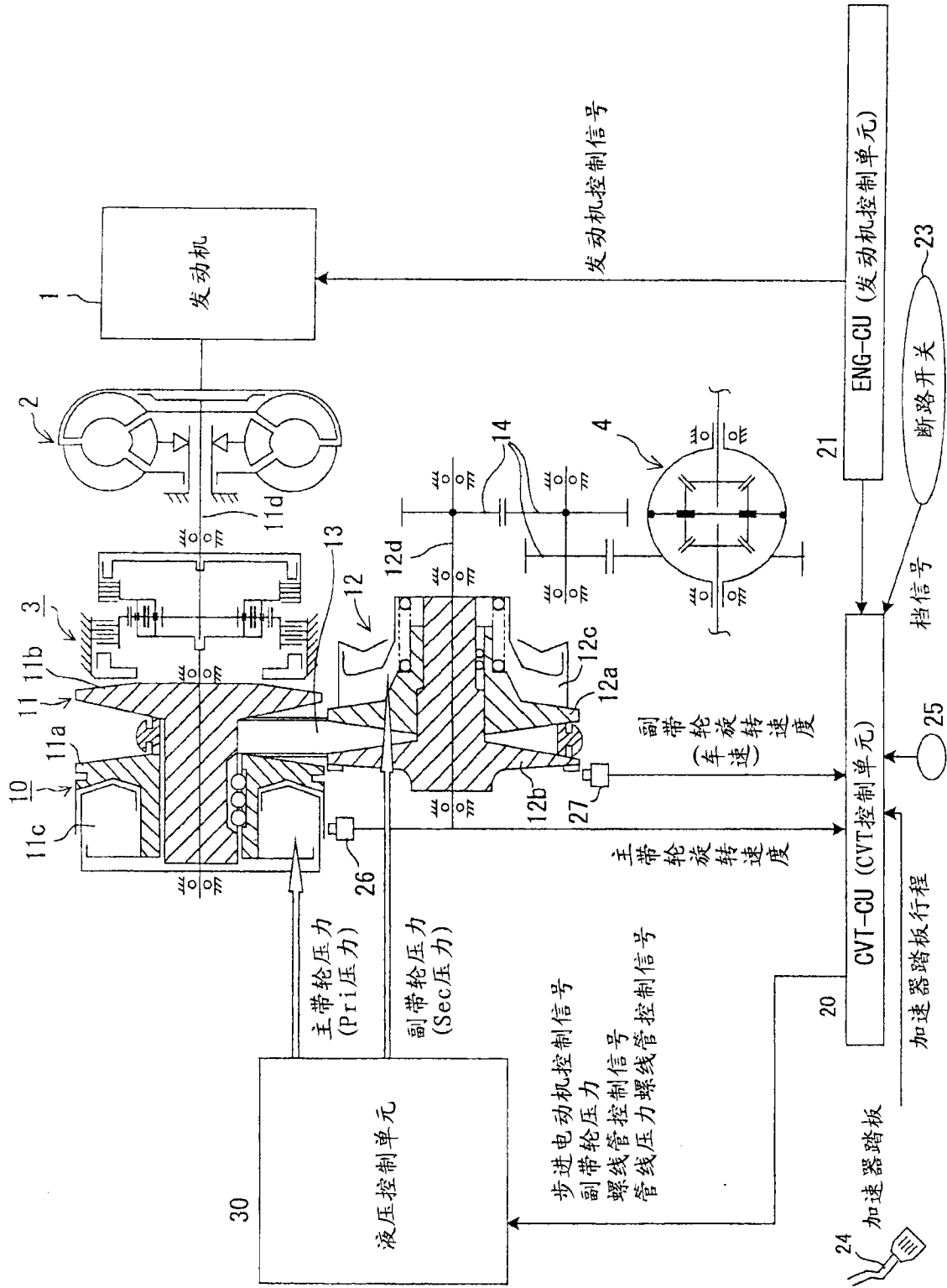


图 1

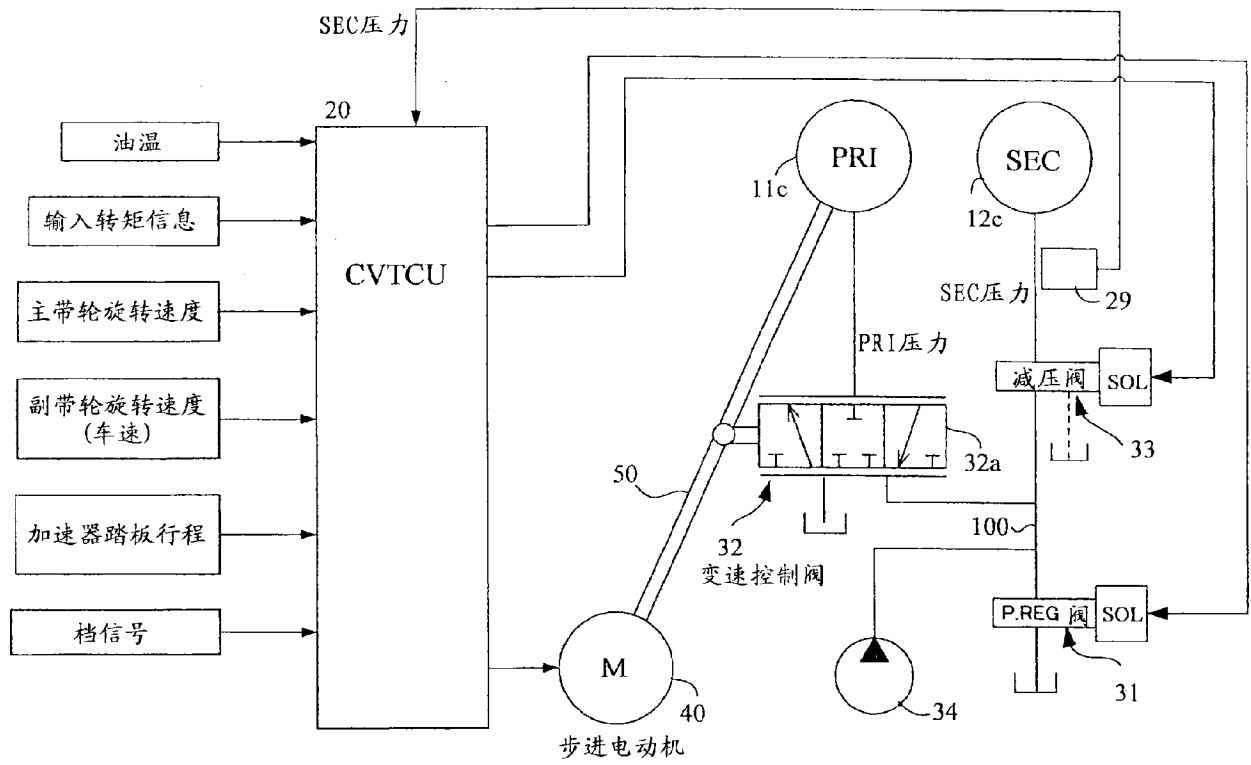


图 2

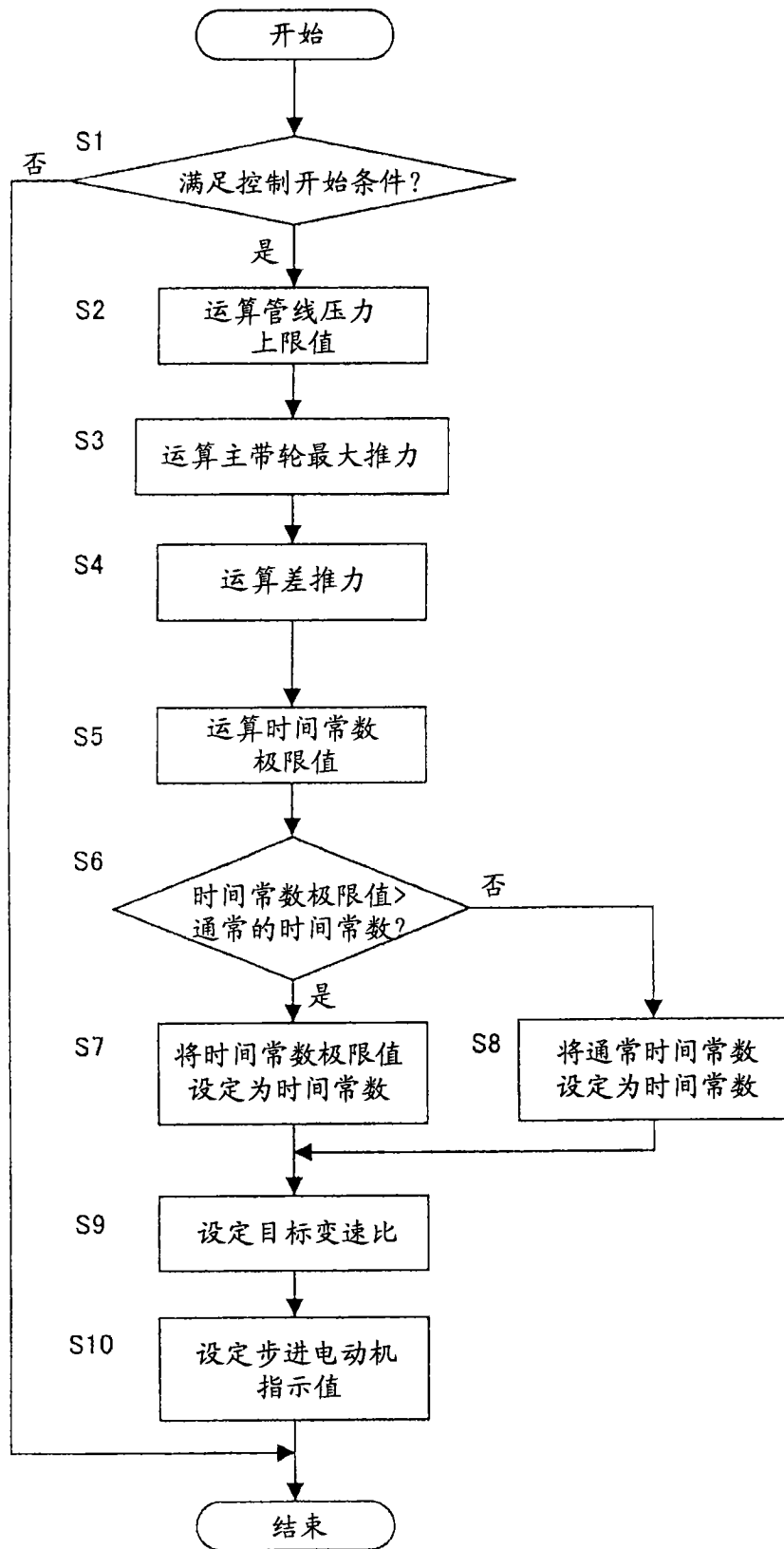


图 3

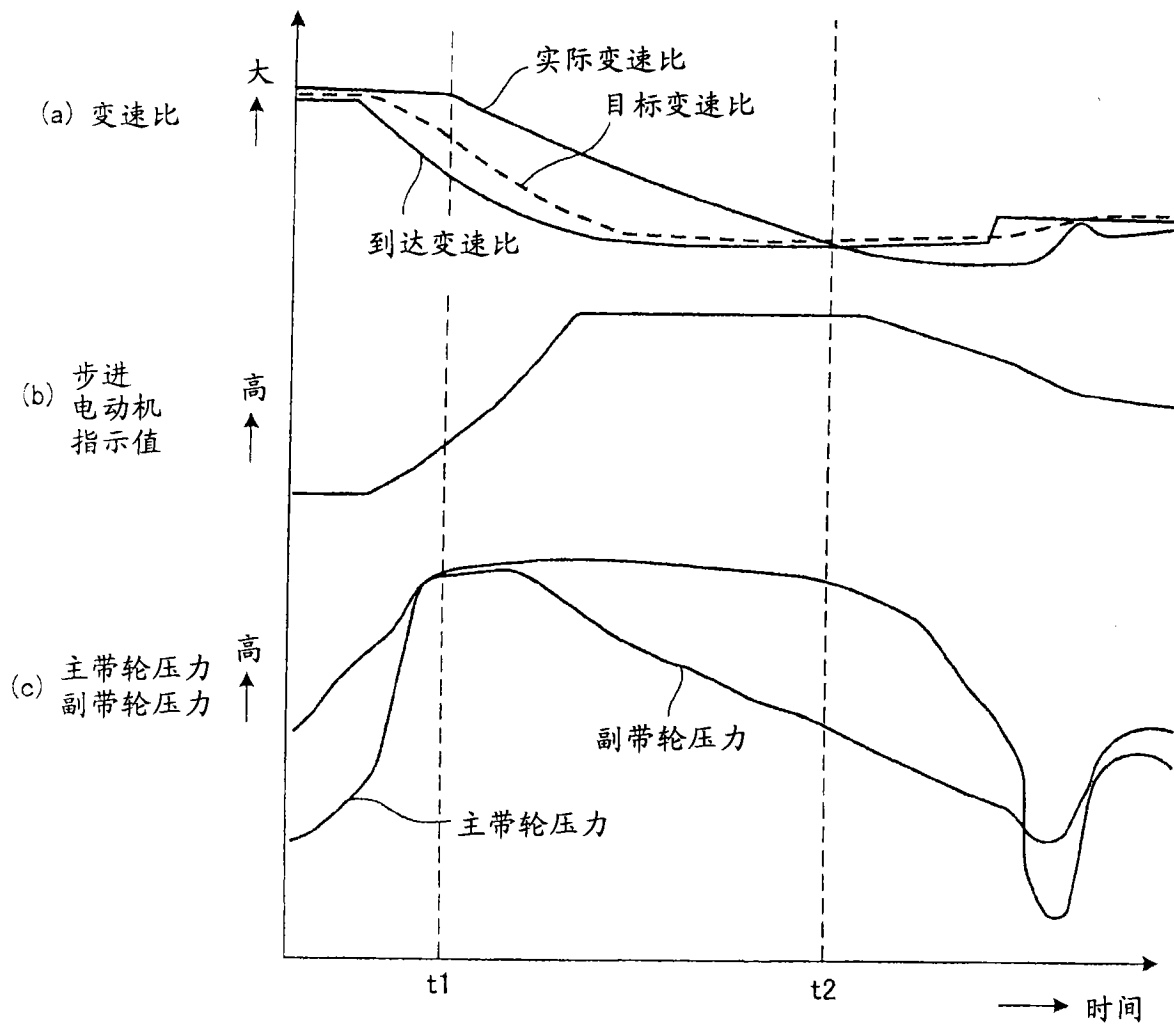


图 4

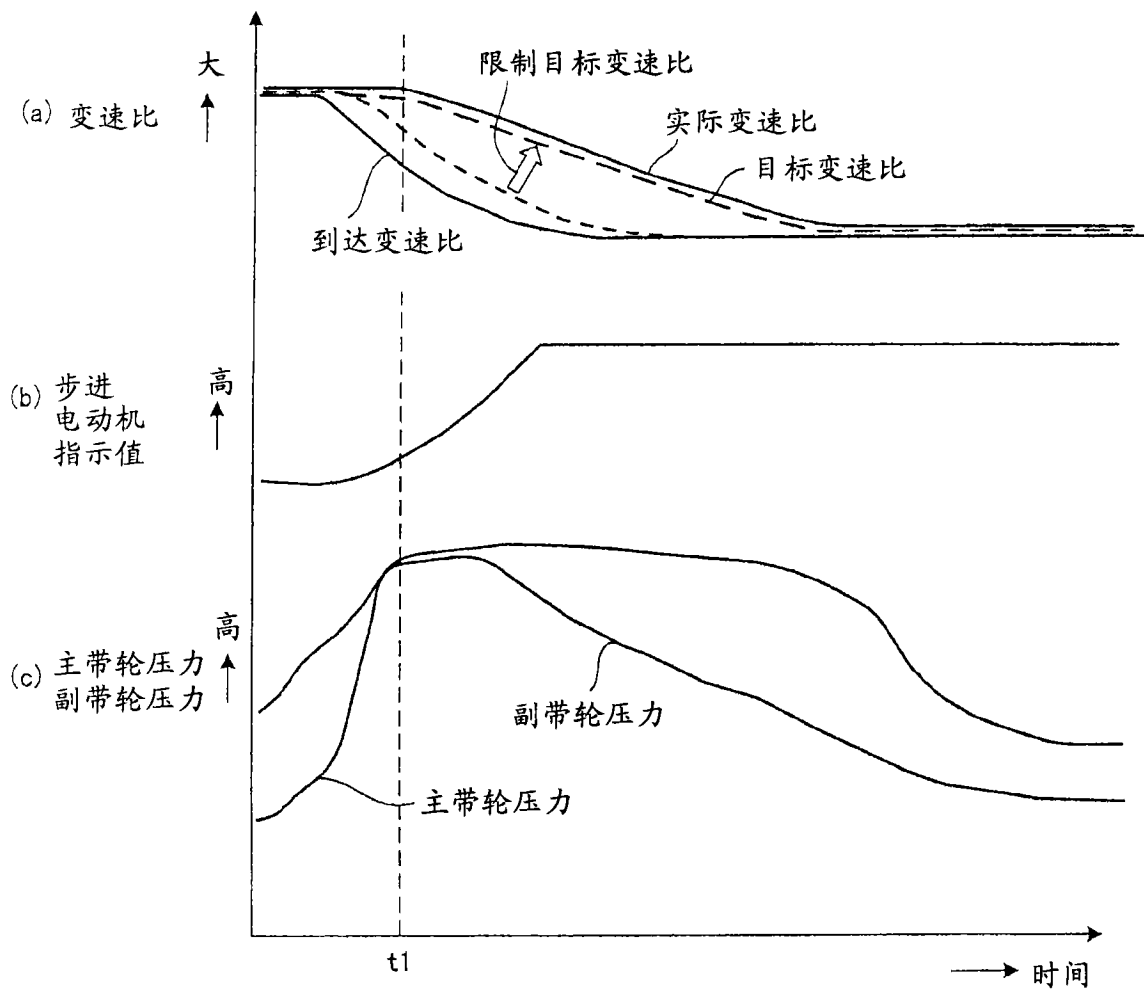


图 5