



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 101561043 B

(45) 授权公告日 2013. 03. 06

(21) 申请号 200910134461. 7

CN 2658451 Y, 2004. 11. 24, 全文.

(22) 申请日 2009. 04. 16

CN 101089429 A, 2007. 12. 19, 全文.

(30) 优先权数据

审查员 金善科

2008-106292 2008. 04. 16 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 志水政纪 千田龙志 汤本岳

山口贤一

(74) 专利代理机构 北京金信立方知识产权代理

有限公司 11225

代理人 黄威 张彬

(51) Int. Cl.

F16H 61/02 (2006. 01)

(56) 对比文件

US 5813933 A, 1998. 09. 29, 全文.

JP 特开 2001-263473 A, 2001. 09. 26, 全文.

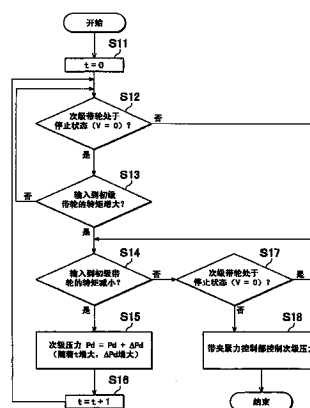
权利要求书 2 页 说明书 14 页 附图 9 页

(54) 发明名称

用于无级变速器的控制装置和控制方法

(57) 摘要

本发明公开了一种用于无级变速器 (18) 的控制装置, 所述控制装置包括夹紧力增大部 (156)。无级变速器 (18) 包括一对初级带轮 (42) 和次级带轮 (46), 传动带 (48) 缠绕在初级带轮 (42) 和次级带轮 (46) 上。无级变速器 (18) 的变速通过改变初级带轮 (42) 和次级带轮 (46) 的有效直径来执行。与判定出转矩容量不减小相比, 在次级带轮 (46) 处于停止状态或基本停止状态的同时, 当通过判定出输入到初级带轮 (42) 的驱动力减小等于或大于预定量的量而判定出转矩容量减小时, 夹紧力增大部 (156) 增大带夹紧力。



1. 一种用于无级变速器的控制装置,所述无级变速器包括一对初级带轮和次级带轮,其中,传动带缠绕在所述初级带轮和所述次级带轮上,并且所述无级变速器的变速通过改变所述初级带轮和所述次级带轮的有效直径来执行,所述控制装置的特征在于包括

夹紧力增大部(156),与判定出转矩容量不减小时相比,在所述次级带轮(46)处于停止状态或基本停止状态的同时,当通过判定出输入到所述初级带轮(42)的驱动力减小等于或大于预定量的量而判定出所述转矩容量减小时,所述夹紧力增大部(156)增大带夹紧力。

2. 根据权利要求1所述的控制装置,其中

在从判定出所述转矩容量减小时到输入到所述初级带轮(42)的所述驱动力增大时为止的期间,所述夹紧力增大部(156)抑制所述带夹紧力的增大。

3. 根据权利要求1所述的控制装置,其中

当判定出所述传动带(48)转动的转动量已经达到预定转动量时,所述夹紧力增大部(156)抑制所述带夹紧力的增大。

4. 根据权利要求1所述的控制装置,其中

随着判定出所述转矩容量减小的次数的增加,所述夹紧力增大部(156)增大所述带夹紧力。

5. 根据权利要求1所述的控制装置,其中

与判定出所述转矩容量不减小时相比,当判定出所述转矩容量减小时,所述夹紧力增大部(156)增大所述初级带轮(42)和所述次级带轮(46)中的一个的带夹紧力。

6. 根据权利要求5所述的控制装置,其中

当判定出所述传动带(48)在所述初级带轮(42)和所述次级带轮(46)中的所述一个的带夹紧力增大之后滑动时,所述夹紧力增大部(156)增大所述初级带轮(42)和所述次级带轮(46)中的另一个的带夹紧力。

7. 根据权利要求5所述的控制装置,其中

所述初级带轮(42)和所述次级带轮(46)中的所述一个的夹紧力为所述初级带轮(42)的夹紧力。

8. 根据权利要求1所述的控制装置,其中

所述传动带(48)包括环以及与所述环接合的元件;并且

所述传动带(48)利用所述元件来传送所述驱动力。

9. 根据权利要求1所述的控制装置,其中

与判定出所述转矩容量不减小时相比,在所述次级带轮(46)处于所述停止状态或所述基本停止状态的同时,当通过判定出输入到所述初级带轮(42)的所述驱动力在输入到所述初级带轮(42)的所述驱动力增大之后减小等于或大于所述预定量的量而判定出所述转矩容量减小时,所述夹紧力增大部(156)增大所述带夹紧力。

10. 一种控制无级变速器的方法,所述无级变速器包括一对初级带轮和次级带轮,其中,传动带缠绕在所述初级带轮和所述次级带轮上,并且所述无级变速器的变速通过改变所述初级带轮和所述次级带轮的有效直径来执行,所述方法的特征在于包括:

判定所述次级带轮(46)是否处于停止状态或基本停止状态;

在判定出所述次级带轮(46)处于所述停止状态或所述基本停止状态的同时,通过判定输入到所述初级带轮(42)的驱动力是否减小等于或大于预定量的量来判定转矩容量是否

减小;以及

与判定出所述转矩容量不减小时相比,当判定出所述转矩容量减小时,增大带夹紧力。

11. 根据权利要求 10 所述的方法,其中

在从判定出所述转矩容量减小时到输入到所述初级带轮(42)的所述驱动力增大时为止的期间,抑制所述带夹紧力的增大。

12. 根据权利要求 10 所述的方法,其中

当判定出所述传动带(48)转动的转动量已经达到预定转动量时,抑制所述带夹紧力的增大。

13. 根据权利要求 10 所述的方法,其中

所述带夹紧力随着判定出所述转矩容量减小的次数的增加而增大。

14. 根据权利要求 10 所述的方法,其中

在判定出所述次级带轮(46)处于所述停止状态或所述基本停止状态的同时,通过判定输入到所述初级带轮(42)的所述驱动力在输入到所述初级带轮(42)的所述驱动力增大之后是否减小等于或大于所述预定量的量来判定所述转矩容量是否减小。

用于无级变速器的控制装置和控制方法

技术领域

[0001] 本发明涉及一种用于无级变速器的控制装置、控制方法以及计算机可读存储介质。本发明尤其涉及一种在传动带不滑动的范围内最佳地控制带夹紧力的技术。

[0002] 背景技术

[0003] 现有一种用于车辆的无级变速器,其包括无级变速机构。该无级变速器利用缠绕在初级带轮和次级带轮上的传动带来传递动力。该变速机构的速度比通过改变初级带轮和次级带轮的有效直径来连续地改变。当使用该无级变速器时,因为速度比连续地变化,所以可以操作发动机以使发动机的工作点(operating point)尽可能地接近最佳燃料效率曲线。

[0004] 在无级变速器中,如果用于夹紧传动带的带夹紧力高,则转矩传递效率低。因此,可以想到减小用于夹紧传动带的带夹紧力。然而,如果用于夹紧传动带的带夹紧力减小,则传动带在初级带轮和/或次级带轮上滑动。结果,初级带轮、次级带轮以及传动带可能被磨损,并且无级变速器的耐久性可能降低。因此,通过使带夹紧力增大预定的富余量(margin)来防止传动带的滑动。

[0005] 例如,如果设置有上述无级变速器的车辆开始上坡前进,并且输入到无级变速器的转矩增大,则传动带可能滑动。例如,公开号为 2001-263473 的日本专利申请(JP-A-2001-263473)描述了一种用于无级变速器的液压控制装置,这是一种用于防止传动带滑动的技术。当车速低,并且难以检测输出转速时,变速控制阀打开,并且因此,用于夹紧传动带的带夹紧力变得不稳定。结果,传动带可能在带轮上滑动。因此,当车速低时,液压控制装置基于低速管道压力特征来控制液压,以防止传动带的滑动。当使用低速压力特征时,管道压力被设定为比使用用于正常行驶的管道压力特征时设定的值高的值。

[0006] 公开号为 2001-263473 的公开中描述的用于无级变速器的液压控制装置基于车速来控制管道压力。当车速低时,在车辆处于停止状态的同时,不管输入转矩是否增大和减小,管道压力仍然增大。即,即使带不可能滑动,只要车速低,带夹紧力就增大。因此,摩擦损失和泵气负载(pump load)大。

发明内容

[0007] 当传动带可能滑动时,本发明可靠地防止了传动带在带轮上的滑动,而当传动带不大可能滑动时,本发明减小了在传动带不滑动的范围内的摩擦损失和泵气负载。

[0008] 本发明的第一方案涉及一种用于无级变速器的控制装置,无级变速器包括一对初级带轮和次级带轮,其中,传动带缠绕在初级带轮和次级带轮上,并且无级变速器的变速通过改变初级带轮和次级带轮的有效直径来执行。所述控制装置包括夹紧力增大部,与判定出转矩容量不减小时相比,在次级带轮处于停止状态或基本停止状态的同时,当通过判定出输入到初级带轮的驱动力减小等于或大于预定量的量而判定出转矩容量减小时,夹紧力增大部增大带夹紧力。

[0009] 利用上述配置,在次级带轮处于停止状态或基本停止状态的同时,当输入到初级

带轮的驱动力减小等于或大于预定量的量时,即,当转矩容量减小,并且因此,传动带可能滑动时,带夹紧力增大。因此,无需不断地施加大的带夹紧力来防止传动带的滑动。这样,在所需的最小时段期间,带夹紧力增大。因此,可以减小摩擦损失和泵气损失。这是因为,在次级带轮处于停止状态或基本停止状态的同时,当输入到初级带轮的转矩减小时,即,当大的转矩已经被输入到初级带轮并且该转矩减小时,传动带与带轮之间的压力减小,并且因此,转矩容量减小。

[0010] 在上述方案中,在从判定出转矩容量减小时到输入到初级带轮的驱动力增大时为止的期间,夹紧力增大部可以抑制带夹紧力的增大。

[0011] 利用上述配置,如果带夹紧力不增大,则使得带夹紧力增大的正时接近于估计传动带滑动时的正时。这减小了带夹紧力增大的时段。因此,可以更有效地减小摩擦损失和泵气负载。这是因为,认为传动带可能在转矩容量减小之后输入到初级带轮的驱动力超过转矩容量时滑动。

[0012] 在上述方案中,当判定出传动带转动的转动量已经达到预定转动量时,夹紧力增大部可以抑制带夹紧力的增大。

[0013] 利用上述配置,带夹紧力增大直到已经减小的转矩容量增大并且传动带不可能滑动时为止。这减小了带夹紧力增大的时段。因此,可以更有效地防止传动带的滑动,并且减小摩擦损失和泵气负载。这是因为,当传动带转动时,已经由于输入到初级带轮的转矩的增大和减小而减小的传动带与带轮之间的压力逐渐增大,并且因此,转矩容量增大,即,已经减小的转矩容量增大。

[0014] 在上述方案中,夹紧力增大部可以随着判定出转矩容量减小的次数的增加而增大带夹紧力。

[0015] 利用上述配置,在次级带轮处于停止状态的同时,当输入到初级带轮的转矩多次增大和减小,并且转矩容量减小的减小量增大时,即,当传动带很可能滑动时,带夹紧力增大。因此,可以更可靠地防止传动带在带轮上的滑动。

[0016] 在上述方案中,与判定出转矩容量不减小时相比,当判定出转矩容量减小时,夹紧力增大部可以增大初级带轮和次级带轮中的一个的带夹紧力。

[0017] 利用上述配置,通过增大初级带轮和次级带轮中的一个的带夹紧力来防止传动带的滑动。即,初级带轮和次级带轮的带夹紧力不都增大。因此,可以容易地执行该控制。

[0018] 在上述方案中,当判定出传动带在初级带轮和次级带轮中的所述一个的带夹紧力增大之后滑动时,夹紧力增大部可以增大初级带轮和次级带轮中的另一个的带夹紧力。

[0019] 利用上述配置,当判定出传动带在初级带轮和次级带轮中的所述一个的带夹紧力增大之后滑动时,初级带轮和次级带轮中的所述另一个的带夹紧力增大。因此,可以抑制管道压力的增大,并且可以进一步减小泵气损失。这是因为,如果判定出传动带在初级带轮和次级带轮中的所述一个的带夹紧力增大之后滑动,并且所述一个带轮的带夹紧力进一步增大,则仅通过所述一个带轮的带夹紧力来防止传动带的滑动,并且因此,需要高的管道压力。

[0020] 在上述方案中,初级带轮和次级带轮中的所述一个的带夹紧力可以是初级带轮的带夹紧力。

[0021] 传动带与初级带轮之间的压力可能减小。利用上述配置,初级带轮的带夹紧力增

大。因此,可以更有效地防止传动带的滑动。更具体地,在次级带轮处于停止状态的同时,当输入到初级带轮的驱动力增大然后减小时,因为大的转矩已经被施加到初级带轮上,并且转矩减小,所以传动带与带轮之间的压力减小。因此,认为传动带与初级带轮之间的压力可能减小。

[0022] 在上述方案中,传动带可以包括环以及与环接合的元件;并且传动带可以利用所述元件来传递驱动力。

[0023] 利用上述配置,当转矩容量因为大的转矩已经被施加到所述元件上并且所述转矩减小而减小,并且因此,传动带可能滑动时,带夹紧力增大。因此,无需不断地施加大的带夹紧力来防止传动带的滑动。因此,在所需的最小时段期间,带夹紧力增大。因此,可以减小摩擦损失和泵气负载。更具体地,在使用包括环以及元件的带的情况下,在次级带轮处于停止状态的同时,当转矩被输入到初级带轮时,在传动带的一部分中,元件之间的距离变短。然后,如果输入到初级带轮的转矩减小,因为大的转矩已经被施加到带的元件之间的距离已经为短的部分上,并且所述转矩减小,则元件相对于带轮移动以使元件之间的距离增大,并且因此,元件与带轮之间的压力减小。

[0024] 本发明的第二方案涉及一种控制无级变速器的方法,该无级变速器包括一对初级带轮和次级带轮,其中,传动带缠绕在初级带轮和次级带轮上,并且无级变速器的变速通过改变初级带轮和次级带轮的有效直径来执行。所述方法包括判定次级带轮是否处于停止状态或基本停止状态;在判定出次级带轮处于停止状态或基本停止状态的同时,通过判定输入到初级带轮的驱动力是否减小等于或大于预定量的量来判定转矩容量是否减小;以及与判定出转矩容量不减小时相比,当判定出转矩容量减小时,增大带夹紧力。

[0025] 利用上述配置,在次级带轮处于停止状态或基本停止状态的同时,当车辆在输入到初级带轮的驱动力增大之后开始运动,并且因此,转矩容量减小时,即,当传动带可能滑动时,带夹紧力增大。因此,无需不断地施加大的带夹紧力来防止传动带的滑动。因此,在所需的最小时段期间,带夹紧力增大。因此,可以减小摩擦损失和泵气负载。这是因为,在次级带轮处于停止状态或基本停止状态的同时,当输入到初级带轮的转矩减小时,即,当大转矩已经被输入到初级带轮并且所述转矩减小时,传动带与带轮之间的压力减小,并且因此,转矩容量减小。

[0026] 本发明的第三方案涉及一种计算机可读存储介质,该计算机可读存储介质存储适于实现控制无级变速器的方法的计算机可读代码,无级变速器包括一对初级带轮和次级带轮,其中,传动带缠绕在初级带轮和次级带轮上,并且无级变速器的变速通过改变初级带轮和次级带轮的有效直径来执行。所述方法包括判定次级带轮是否处于停止状态或基本停止状态;在判定出次级带轮处于停止状态或基本停止状态的同时,通过判定输入到初级带轮的驱动力是否减小等于或大于预定量的量来判定转矩容量是否减小;以及与判定出转矩容量不减小时相比,当判定出转矩容量减小时,增大带夹紧力。

附图说明

[0027] 本发明的特征、优点以及技术和工业意义将在下面结合附图对本发明的示例性实施方式的详细描述中进行描述,其中,相同的标记用于表示相同的元件,并且其中:图1为示出了应用本发明的一个实施方式的车辆传动装置的示意图;图2为示出了设置在车辆

中以控制例如图 1 中的车辆传动装置的控制系统的方框图；图 3 为示出了液压控制回路的主要部分的液压回路图，所述主要部分涉及用于无级变速器的带夹紧力控制和速比控制，以及根据换档杆的操作的用于前进离合器或后退制动器的接合压力控制；图 4 为示出了用于确定用于无级变速器的变速控制中的目标输入轴转速的变速图的一个示例的图；图 5 为示出了用于根据例如用于无级变速器的带夹紧力控制中的速度比来确定所需液压的所需液压图的一个示例的图；图 6 示出了速度比与推力比之间的关系，所述关系是利用车速作为参数来预先设定并且预先存储的；图 7 为示出了由图 2 中的电子控制单元执行的主要控制功能的功能方框图；图 8 为示出了由图 2 中的电子控制单元执行的控制操作的主要部分，即，被执行以在传动带不滑动的范围内最佳地控制带夹紧力的控制操作的流程图的一个示例；以及图 9 为示出了由图 2 中的电子控制单元执行的控制操作的主要部分，即，被执行以在传动带不滑动的范围内最佳地控制带夹紧力的控制操作的流程图的另一个示例。

具体实施方式

[0028] 以下，将结合图 1 至图 9 来描述根据本发明的一个实施方式的一种用于无级变速器的控制装置。图 1 为示出了应用本发明的车辆传动装置 10 的配置的示意图。车辆传动装置 10 是横向安装的自动变速器。车辆传动装置 10 可以用于前置发动机前轮驱动的车辆。来自发动机 12 的输出通过变矩器 14、前进-后退切换设备 16、无级变速器 (CVT) 18、齿轮减速设备 20 以及差速机构 22 而被传送到左右车轮 24L 和 24R。

[0029] 变矩器 14 包括连接到发动机 12 的输出轴上的泵叶轮 14p，以及连接到变矩器 14 的输出轴上的涡轮 14t。变矩器 14 利用液体来传递动力。锁止离合器 26 可以设置在变矩器 14 中。锁止离合器 26 利用例如液压控制回路中的锁止控制阀（未示出），通过将液压供给到接合侧的油室或分离侧的油室来接合和分离。当锁止离合器 26 完全接合时，泵叶轮 14p 与涡轮 14t 整体地旋转。

[0030] 前进/后退切换设备 16 包括用于前进的离合器 C1（以下，称为“前进离合器 C1”）、用于后退的制动器 B1（以下，称为“后退制动器 B1”）以及双小齿轮型行星齿轮单元。变矩器 14 的输出轴 34 整体地连接到太阳齿轮 16s 上。无级变速器 18 的输入轴整体地连接到行星齿轮架 16c 上。行星齿轮架 16c 与太阳齿轮 16s 通过前进离合器 C1 而选择性地彼此连接。内啮合齿轮 16r 通过后退制动器 B1 而选择性地固定到壳体 16p 上。前进离合器 C1 和后退制动器 B1 中的每一个均是由液压缸摩擦接合的液压式摩擦接合设备。当前进离合器 C1 接合，并且后退制动器 B1 分离时，形成了用于前进的动力传递路径。当前进离合器 C1 分离，并且后退制动器 B1 接合时，形成了用于后退的动力传递路径。当前进离合器 C1 和后退制动器 B1 均分离时，动力传递被中断，即，动力传递路径进入了动力传递中断状态（即，空档状态）。

[0031] 无级变速器 18 包括初级带轮 42、次级带轮 46 以及缠绕在初级带轮 42 和次级带轮 46 上的传动带 48。初级带轮 42 和次级带轮 46 中的每一个的有效直径均是可变化的。输入到初级带轮 42 的动力通过传动带 48 而被传送到次级带轮 46。

[0032] 初级带轮 42 包括固定旋转体 42a、可动旋转体 42b 以及初级液压缸 42c。固定旋转体 42a 连接到无级变速器 18 的输入轴 36 上。可动旋转体 42b 以使得可动旋转体 42b 不

能相对于输入轴 36 旋转并且可动旋转体 42b 相对于输入轴 36 在轴向上可移动的方式设置在输入轴 36 上。初级液压缸 42c 起到液压执行器的作用,并且施加推力以改变固定旋转体 42a 与可动旋转体 42b 之间的 V 形槽的宽度。次级带轮 46 包括固定旋转体 46a、可动旋转体 46b 以及次级液压缸 46c。固定旋转体 46a 固定到无级变速器 18 的输出轴 44 上。可动旋转体 46b 以使得可动旋转体 46b 不能相对于输出轴 44 旋转并且可动旋转体 46b 相对于输出轴 44 在轴向上可移动的方式设置在输出轴 44 上。次级液压缸 46c 起到液压执行器的作用,并且施加推力以改变固定旋转体 46a 与可动旋转体 46b 之间的 V 形槽的宽度。利用液压控制回路 100 (图 3),通过控制供给到初级液压缸 42c 的工作油的流量,以及从初级液压缸 42c 排出的工作油的流量,可变带轮 42 和 46 的 V 形槽的宽度被改变,并且可变带轮 42 和 46 的有效直径被改变,并且因此,速度比 γ ($=$ 输入轴转速 N_{IN} /输出轴转速 N_{OUT}) 被连续地改变。由于执行该控制,产生了初级压力 P_{in} ,初级压力 P_{in} 是用于初级液压缸 42c 的液压。同样,利用液压控制回路 100,控制次级压力 P_d 以防止传动带 48 的滑动,次级压力 P_d 是用于次级液压缸 46c 的压力。

[0033] 图 2 为示出了设置在车辆中以控制例如图 1 中的车辆传动装置 10 的控制系统的主要部分的方框图。电子控制单元 50 包括,例如 CPU、RAM、ROM 以及输入/输出接口。例如,CPU 利用 RAM 的暂时存储功能,通过执行根据预先存储在 ROM 中的程序的信号处理来执行对于发动机 12 的输出控制、对于无级变速器 18 的变速控制和带夹紧力控制,以及对于锁止离合器 26 的转矩容量控制。例如,可以独立地配置用于控制发动机 12 的 CPU 和用于控制用于无级变速器 18 和锁止离合器 26 的液压的 CPU。

[0034] 电子控制单元 50 接收指示与曲轴转角 A_{CR} 相对应的曲轴转速以及由发动机转速传感器 52 检测到的发动机转速 N_E 的信号;指示由涡轮增压器转速传感器 54 检测到的涡轮增压器转速 N_T 的信号;指示输入轴转速 N_{IN} 的信号,输入轴转速 N_{IN} 是输入到无级变速器 18 的转速,并且是由输入轴转速传感器 56 检测到的;指示与输出轴转速 N_{OUT} 相对应的车速 V 的车速信号,输出轴转速 N_{OUT} 是从无级变速器 18 输出的转速,车速 V 是由车速传感器 58 检测到的;指示设置在发动机 12 的进气管 32 (参考图 1) 中的电子节流阀 30 的打开量 θ_{TH} 的节流阀打开量信号,打开量 θ_{TH} 是由节流阀传感器 60 检测到的;指示冷却液温度 T_w 的信号,冷却液温度 T_w 是用于发动机 12 的冷却液的温度,冷却液温度 T_w 是由冷却液温度传感器 62 检测到的;指示工作油温度 T_{CVT} 的信号,工作油温度 T_{CVT} 是用于例如无级变速器 18 的液压回路中的工作油的温度,工作油温度 T_{CVT} 是由 CVT 工作油温度传感器 64 检测到的;指示加速踏板操作量 A_{CC} 的信号,加速踏板操作量 A_{CC} 是加速踏板 68 的操作量,加速踏板操作量 A_{CC} 是由加速踏板操作量传感器 66 检测到的;指示脚制动器的操作状态 B_{ON} 的制动操作信号,脚制动器是常用的制动器,脚制动器的操作状态是由脚制动器开关 70 检测到的;指示换挡杆 74 的杆位置 P_{SH} 的操作位置信号,杆位置 P_{SH} 是由杆位置传感器 72 检测到的;以及指示车辆的纵向上的加速度 G 的信号,加速度 G 是由加速度传感器 76 检测到的。

[0035] 电子控制单元 50 将用于控制来自发动机 12 的输出的发动机输出控制指令信号 S_E ,例如用于驱动节流阀执行器 78 以控制电子节流阀 30 的开闭的节流信号、用于控制从燃料喷射设备 80 喷射出的燃料的量的喷射信号,以及用于控制点火设备 82 执行点火时的发动机 12 的点火正时的点火正时信号输出到液压控制回路 100。同样,电子控制单元 50 输出用于改变无级变速器 18 的速度比 γ 的变速控制指令信号 S_T ,例如用于驱动控制供给到

初级液压缸 42c 以及从初级液压缸 42c 排出的工作油的流量的电磁阀 DS1 (图 3) 和电磁阀 DS2 (图 3) 的指令信号; 以及用于调节用于夹紧传动带 48 的带夹紧力的夹紧力控制指令信号 S_B , 例如用于驱动调节次级压力 P_d 的线性电磁阀 SLS (图 3) 的指令信号, 以及用于驱动控制管路液压 P_L 的线性电磁阀 SLT (图 3) 的指令信号。

[0036] 换挡杆 74 设置为使得驾驶员使用换挡杆 74 来选择档位。将换挡杆 74 手动地移动到顺序地布置的杆位置“P”、“R”、“N”、“D”以及“L”(参考图 3)。

[0037] 位置“P”是用于使车辆传动装置 10 中的动力传递路径进入动力传递中断状态, 并且利用机械停车机构来机械地锁定输出轴 44 的转动的停车位置。位置“R”是用于使输出轴 44 反向旋转的用于后退的位置。位置“N”是用于使车辆传动装置 10 中的动力传递路径进入动力传递中断状态的空档位置。位置“D”是用于选择自动变速模式并且在允许无级变速器 18 的变速的范围内执行自动变速控制的用于前进的位置。位置“L”是用于施加强强的发动机制动的发动机制动位置。因此, 位置“P”和位置“N”是在车辆需要停止时选择的非行驶位置。位置“R”、位置“D”以及位置“L”是当车辆需要行驶时选择的行驶位置。

[0038] 图 3 为示出了液压控制回路 100 的主要部分的液压回路图, 涉及用于无级变速器 18 的带夹紧力控制和变速控制。在图 3 中, 液压控制回路 100 包括次级压力控制阀 110, 其主要调节次级压力 P_d 以防止传动带 48 的滑动, 次级压力 P_d 是用于次级液压缸 46c 的液压; 以及速比控制阀 UP 114 和速比控制阀 DN 116, 其主要控制供给到初级液压缸 42c 以及从初级液压缸 42c 排出的工作油的流量以连续地改变速度比 γ ; 以及将初级压力 P_{in} 与次级压力 P_d 之间的比值控制到预定比值的推力比控制阀 118。

[0039] 管道液压 P_L 利用从由发动机 12 旋转的机械油泵 28 输出的工作油的压力作为源压力而由初级调节阀 (管道液压调节阀) 122 来调节。例如, 初级调节阀 122 是释放式阀。管道液压 P_L 基于控制液压 P_{SLT} , 根据例如发动机负载来调节, 控制液压 P_{SLT} 是从线性电磁阀 SLT 输出的液压。调节液压 P_M 用作控制液压 P_{SLT} 和控制液压 P_{SLS} 的源压力, 控制液压 P_{SLS} 是从线性电磁阀 SLS 输出的液压。同样, 调节液压 P_M 用作控制液压 P_{DS1} 和控制液压 P_{DS2} 的源压力, 控制液压 P_{DS1} 是从电磁阀 DS1 输出的液压, 控制液压 P_{DS2} 是从电磁阀 DS2 输出的液压。电子控制单元 50 执行用于电磁阀 DS1 和电磁阀 DS2 中的每一个的占空系数控制。调节液压 P_M 利用管道液压 P_L 作为源压力而由调节阀 124 调节为恒定压力。

[0040] 速比控制阀 UP 114 包括滑阀元件 114a、弹簧 114b、油室 114c 以及油室 114d。滑阀元件 114a 可在轴向上移动。滑阀元件 114a 位于升档位置或初始位置。当滑阀元件 114a 位于升档位置时, 管道液压 P_L 通过输入口 114i 和输入 / 输出口 114j 而被供给到初级带轮 42, 并且输入 / 输出口 114k 关闭。当滑阀元件 114a 位于初始位置时, 初级带轮 42 通过输入 / 输出口 114j 而连接到输入 / 输出口 114k 上。弹簧 114b 使滑阀元件 114a 朝向初始位置的方向推进。弹簧 114b 被容纳在油室 114c 中。油室 114c 接收控制液压 P_{DS2} 以在朝向初始位置的方向上将推力施加到滑阀元件 114a 上。油室 114d 接收控制液压 P_{DS1} 以在朝向升档位置的方向上将推力施加到滑阀元件 114a 上。

[0041] 速比控制阀 DN 116 包括滑阀元件 116a、弹簧 116b、油室 116c 以及油室 116d。滑阀元件 116a 可在轴向上移动。滑阀元件 116a 位于降档位置或初始位置。当滑阀元件 116a 位于降档位置时, 输入 / 输出口 116j 连接到排放口 EX 上。当滑阀元件 116a 位于初始位置时, 输入 / 输出口 116j 连接到输入 / 输出口 116k 上。弹簧 116b 使滑阀元件 116a 朝着初

始位置的方向推进。弹簧 116b 被容纳在油室 116c 中。油室 116c 接收控制液压 P_{DS1} 以在朝向初始位置的方向上将推力施加到滑阀元件 116a 上。油室 116d 接收控制液压 P_{DS2} 以在朝向降档位置的方向上将推力施加到滑阀元件 116a 上。

[0042] 在具有上述配置的速比控制阀 UP 114 和速比控制阀 DN 116 中,当滑阀元件 114a 由于弹簧 114b 的推进力而被保持在初始位置处时,即,如在速比控制阀 UP114 的在图 3 的中线的左侧上的部分中所示,当速比控制阀 UP 114 处于关闭状态时,输入 / 输出口 114j 连接到输入 / 输出口 114k,并且因此,允许初级带轮 42 中的工作油流到输入 / 输出口 116j。当滑阀元件 116a 由于弹簧 116b 的推进力而被保持在初始位置处时,即,如在速比控制阀 DN 116 的在图 3 中的中线的右侧上的部分中所示,当速比控制阀 DN 116 处于关闭状态时,输入 / 输出口 116j 连接到输入 / 输出口 116k,并且因此,允许从推力比控制阀 18 输出的推力比控制液压 P_{τ} 流到输入 / 输出口 114k。

[0043] 当控制液压 P_{DS1} 被供给到油室 114d 时,如在速比控制阀 UP 114 的在图 3 中的中线的右侧上的部分中所示,滑阀元件 114a 由于与控制液压 P_{DS1} 相对应的推力而克服弹簧 114b 的推进力朝着升档位置移动,并且管道液压 P_L 通过输入口 114i 和输入 / 输出口 114j 而与控制液压 P_{DS1} 相对应的流量被供给到初级液压缸 42c。另外,输入 / 输出口 114k 关闭,并且因此,朝向速比控制阀 DN 116 的工作油的流动被阻断。结果,初级压力 P_{in} 增大,并且初级带轮 42 的 V 形槽的宽度减小,并且因此,速度比 γ 减小。即,无级变速器 18 升档。

[0044] 当控制液压 P_{DS2} 被供给到油室 116d 时,如在速比控制阀 DN 116 的在图 3 中的中线的左侧上的部分中所示,滑阀元件 116a 由于与控制液压 P_{DS2} 相对应的推力而克服弹簧 116b 的推进力朝着降档位置移动,并且初级液压缸 42c 中的工作油通过输入 / 输出口 114j、输入 / 输出口 114k 以及输入 / 输出口 116j 而从排放口 EX 排出。结果,初级压力 P_{in} 减小,并且初级带轮 42 的 V 形槽的宽度增大,并且因此,速度比 γ 增大。即,无级变速器 18 降档。

[0045] 因此,管道液压 P_L 用作初级压力 P_{in} 的源压力。当输出控制液压 P_{DS1} 时,输入到速比控制阀 UP 114 的管道液压 P_L 被供给到初级液压缸 42c,并且因此,初级压力 P_{in} 增大,并且无级变速器 18 连续地升档。当输出控制液压 P_{DS2} 时,初级液压缸 42c 中的工作油从排放口 EX 排出,并且因此,初级压力 P_{in} 减小,并且无级变速器 18 连续地降档。

[0046] 例如,如图 4 所示,车速 V 与目标输入轴转速 N_{IN}^* 之间的关系利用加速踏板操作量 A_{CC} 作为参数来预先设定(即,变速图被预先设定),目标输入轴转速 N_{IN}^* 是输入到无级变速器 18 的目标转速。利用所述关系(变速图),基于由实际车速 V 和实际加速踏板操作量 A_{CC} 所指示的车辆状态来设定目标输入轴转速 N_{IN}^* 。无级变速器 18 的变速是通过执行反馈控制根据目标输入轴转速 N_{IN}^* 与实际输入轴转速(以下,称为“实际输入轴转速”) N_{IN} 之间的差 $\Delta N_{IN} (= N_{IN}^* - N_{IN})$ 来执行的,以使实际输入轴转速 N_{IN} 与目标输入轴转速 N_{IN}^* 一致。即,可变带轮 42 和 46 的 V 形槽的宽度通过将工作油供给到初级液压缸 42c/ 使工作油从初级液压缸 42c 排出来改变,并且因此,速度比 γ 通过反馈控制来连续地改变。

[0047] 图 4 所示的变速图可以被认为是变速条件。当车速 V 低时,目标输入轴转速 N_{IN}^* 被设定为使得速度比 γ 随着加速踏板操作量 A_{CC} 增加而增大。因为车速 V 与输出轴转速 N_{OUT} 相对应,所以目标输入轴转速 N_{IN}^* 与目标速度比 $\gamma^* (= N_{IN}^* / N_{OUT})$ 相对应,目标输入轴转速 N_{IN}^* 是输入轴转速 N_{IN} 的目标值。目标速度比 γ^* 被设定在最小速度比 γ_{min} 到最大速度比

$\gamma_{\max}$ 的范围内。

[0048] 次级压力控制阀 110 包括滑阀元件 110a、弹簧 110b、油室 110c、反馈油室 110d 以及油室 110e。滑阀元件 110a 可在轴向上移动。因此,滑阀元件 110a 打开 / 关闭输入口 110i 以使管道液压 P_L 通过输入口 110i 而被输入到次级压力控制阀 110,并且次级压力 P_d 从输出口 110t 输出,并被供给到次级带轮 46 以及推力比控制阀 118。弹簧 110b 使滑阀元件 110a 在阀打开的方向上推进。弹簧 110b 被容纳在油室 110c 中。油室 110c 接收控制液压 P_{SLs} 以在阀打开的方向上将推力施加到滑阀元件 110a 上。反馈油室 110d 接收从输出口 110t 输出的次级压力 P_d ,以在阀关闭的方向上将推力施加到滑阀元件 110a 上。油室 110e 接收调节液压 P_M 以在阀关闭的方向上将推力施加到滑阀元件 110a 上。

[0049] 在利用上述配置的次级压力控制阀 110 中,通过利用控制液压 P_{SLs} 作为先导压力连续地调节管道液压 P_L ,次级压力 P_d 从输出口 110t 输出,以防止传动带 48 的滑动。因此,管道液压 P_L 用作次级压力 P_d 的源压力。

[0050] 例如,如图 5 所示,利用与传动转矩相对应的加速踏板操作量 A_{cc} 作为参数,根据经验来预先设定和存储速度比 γ 与所需液压(所需次级压力,带夹紧力) P_d^* 之间的关系,以防止传动带 48 的滑动。即,如图 5 所示来设定次级压力图。利用次级压力图,基于由实际速度比 γ 和实际加速踏板操作量 A_{cc} 所指示的车辆状态来确定(计算)所需次级压力 P_d^* 。控制用于次级液压缸 46c 的次级压力 P_d 以获得所需次级压力 P_d^* 。次级压力 P_d ,即,可变带轮 42 和 46 与传动带 48 之间的摩擦力,根据所需次级压力 P_d^* 而增大或减小。

[0051] 推力比控制阀 118 包括滑阀元件 118a、弹簧 118b、油室 118c 以及反馈油室 118d。滑阀元件 118a 可在轴向上移动。因此,滑阀元件 118 打开 / 关闭输入口 118i 以使管道液压 P_L 通过输入口 118i 而被输入到推力比控制阀 118,并且推力比控制液压 P_{τ} 从输出口 118t 输出,并被供给到速比控制阀 DN 116。弹簧 118b 使滑阀元件 118a 在阀打开的方向上推进。弹簧 118b 被容纳在油室 118c 中。油室 118c 接收次级压力 P_d 以在阀打开的方向上将推力施加到滑阀元件 118a 上。反馈油室 118d 接收从输出口 118t 输出的推力比控制液压 P_{τ} ,以在阀关闭的方向上将推力施加到滑阀元件 118a 上。

[0052] 当控制液压 P_{DS1} 和控制液压 P_{DS2} 均不被供给时,或当等于或高于预定压力的控制液压 P_{DS1} 和等于或高于预定压力的控制液压 P_{DS2} 均被供给,并且因此,速比控制阀 UP 114 和速比控制阀 DN 116 均被保持在初始位置处,即,速比控制阀 UP114 和速比控制阀 DN 116 均处于关闭状态时,推力比控制液压 P_{τ} 被供给到初级液压缸 42c,并且因此,初级压力 P_{in} 与推力比控制液压 P_{τ} 一致。换句话说,推力比控制阀 118 输出将初级压力 P_{in} 与次级压力 P_d 之间的比值保持在预定比值的推力比控制液压 P_{τ} ,即,初级压力 P_{in} 。

[0053] 例如,当车速低时,即,当车速比预定车速 V' 低时,输入轴转速传感器 56 检测输入轴转速 N_{IN} 的精度和车速传感器 58 检测车速 V 的精度低。因此,当车辆以低速行驶时或当车辆开始运动时,例如,执行所谓的限制控制而不是执行速度比 γ 的反馈控制,以使转速差 ΔN_{IN} 减小到零。在所述限制控制中,控制液压 P_{DS1} 和控制液压 P_{DS2} 均不被供给,并且速比控制阀 UP 114 和速比控制阀 DN 116 均处于关闭状态。因此,当车辆以低速行驶时,或当车辆开始运动时,与次级压力 P_d 成比例的初级压力 P_{in} 被供给到初级液压缸 42c 以使初级压力 P_{in} 与次级压力 P_d 之间的比值被保持在预定比值。因此,在从车辆停止到车辆以极低速度行驶时的期间,防止了传动带 48 的滑动。另外,例如,如果推力比 τ 能够被设定为比与

最大速度比 $\gamma_{\max}$ 相对应的值大的值,则车辆以最大速度比 $\gamma_{\max}$ 或接近最大速度比 $\gamma_{\max}$ 的速度比 $\gamma_{\max}'$ 适当地开始运动。预定车速 V' 是预定旋转构件的转速,例如,输入轴转速 N_{IN} 不能够被检测到时的车速 V 。即,预定车速 V' 比能够执行预定反馈控制的最低车速低。预定车速 V' 被设定为,例如大约 2km/h。

[0054] 图 6 示出了利用车速 V 作为参数来设定的速度比 γ 与推力比 τ 之间的关系。所述关系被预先设定并存储。在图 6 中示出了车速 V 的点划线利用考虑到初级液压缸 42c 和次级液压缸 46c 中的离心液压而计算出的推力比 τ 作为参数来设定。在执行限制控制时速度比 γ 被保持在的预定速度比利用点划线与实线的交点 (V_0 、 V_{20} 、 V_{50}) 来确定。例如,如图 6 所示,在根据本实施方式的无级变速器 18 中,如果在车速 V 为 0km/h 时,即,在车辆停止时执行所述限制控制,则速度比 γ 被保持在最大速度比 $\gamma_{\max}$,最大速度比 $\gamma_{\max}$ 为预定速度比。

[0055] 图 7 为示出了由电子控制单元 50 执行的主要控制功能的功能方框图。在图 7 中,目标输入旋转设定部 150 利用例如图 4 所示的预先存储的变速图,基于由实际车速 V 和实际加速踏板操作量 A_{CC} 所指示的车辆状态来顺序地设定目标输入轴转速 N_{IN}^* ,目标输入轴转速 N_{IN}^* 是输入轴转速 N_{IN} 的目标。

[0056] 变速控制部 152 根据转速差 $\Delta N_{\text{IN}} (= N_{\text{IN}}^* - N_{\text{IN}})$ 来执行无级变速器 18 的变速的反馈控制,以使实际输入轴转速 N_{IN} 与由目标输入旋转设定部 150 设定的目标输入轴转速 N_{IN}^* 一致,即,转速差 ΔN_{IN} 被减小到零。即,变速控制部 152 通过将变速控制指令信号(液压指令) S_{T} 输出到液压控制回路 100 来连续地改变速度比 γ 。变速控制指令信号 S_{T} 通过控制供给到初级液压缸 42c 以及从初级液压缸 42c 排出的工作油的流量来改变可变带轮 42 和 46 的 V 形槽的宽度,初级液压缸 42c 为驱动侧液压缸。

[0057] 带夹紧力设定部 154 基于由实际加速踏板操作量 A_{CC} 以及基于实际输入轴转速 N_{IN} 和输出轴转速 N_{OUT} 由电子控制单元 50 计算出的实际速度比 $\gamma (= N_{\text{IN}}/N_{\text{OUT}})$ 所指示的车辆状态来设定所需次级压力 P_d^* 。即,带夹紧力设定部 154 利用例如图 5 所示的根据经验来预先设定和存储的带夹紧力图,基于车辆状态来设定所需次级压力 P_d^* 。换句话说,带夹紧力设定部 154 设定次级液压缸 46c 的所需次级压力 P_d^* 。

[0058] 带夹紧力控制部 156 通过将调节用于次级液压缸 46c 的次级压力 P_d 的夹紧力控制指令信号 S_{B} 输出到液压控制回路 100 来增大/减小用于次级液压缸 46c 的次级压力 P_d ,以获得由带夹紧力设定部 154 设定的所需次级压力 P_d^* 。

[0059] 液压控制回路 100 通过操作电磁阀 DS1 和电磁阀 DS2 来控制供给到初级液压缸 42c 的工作油的量以及从初级液压缸 42c 排出的工作油的量,以使无级变速器 18 根据变速控制指令信号 S_{T} 来变速,初级液压缸 42c 为驱动侧液压缸。另外,液压控制回路 100 通过操作线性电磁阀 SLS 来调节次级压力 P_d ,以使次级压力 P_d 根据夹紧力控制指令信号 S_{B} 而增大/减小。

[0060] 除上述功能以外,在车速 V 等于或低于预定车速 V' 的条件下,变速控制部 152 利用推力比控制阀 118 来执行使初级压力 P_{in} 与次级压力 P_d 之间的比值保持在预定比值的限制控制,而非执行正常的变速控制,即使转速差 ΔN_{IN} 减小到零的速度比 γ 的反馈控制。即,在低车速时,变速控制部 152 通过将用于变速控制的变速指令(限制控制指令)信号 S_{T}' 输出到液压控制回路 100 而将无级变速器 18 的速度比 γ 控制到预定速度比。在低车速时

的变速控制通过将速比控制阀 UP 114 和速比控制阀 DN116 置于关闭状态下而使得无级变速器 18 的速度比 γ 等于预定速度比,以使工作油被限制在初级液压缸 42c 中。

[0061] 根据限制控制指令信号 S_1' ,防止了液压控制回路 100 操作电磁阀 DS1 和电磁阀 DS2,并且因此,速比控制阀 UP114 和速比控制阀 DN 116 被置于关闭状态下。另外,推力比控制阀 118 输出推力比控制液压 P_τ ,以使初级压力 P_{in} 与次级压力 P_d 之间的比值被保持在预定比值。

[0062] 传动带 48 的从初级带轮 42 朝着次级带轮 46 移动的部分可以是松弛的(以下,所述部分将被称为“松弛部”),而传动带 48 的从次级带轮 46 朝着初级带轮 42 移动的部分可以是绷紧的(以下,所述部分将被称为“绷紧部”)。在这种情况下,例如,当车辆处于停止状态时,如果在次级带轮 46 处于停止状态时输入到初级带轮 42 的转矩增大,则所述转矩被传递到传动带 48 的与初级带轮 42 接触的表面,并且传动带 48 被朝着次级带轮 46 推动。然而,次级带轮 46 不旋转,并且传动带 48 的与次级带轮 46 接触的表面不移动。因此,绷紧部的张力增大,并且松弛部的张力减小。然后,在次级带轮 46 保持停止的同时,如果输入到初级带轮 42 的转矩减小,则推动传动带 48 的力减小。因为大的转矩已经被输入到初级带轮 42 并且所述转矩减小,所以绷紧部的张力减小,并且松弛部的张力增大,并且同时,传动带 48 与带轮之间的压力减小。如果传动带 48 与带轮之间的压力减小,则转矩容量减小。因此,如果输入转矩再次增大,则输入转矩超过转矩容量,并且因此,传动带 48 可能滑动。

[0063] 因此,当次级带轮 46 处于停止状态时,在输入到初级带轮 42 的转矩增大然后减小的条件下,带夹紧力控制部 156 使初级压力 P_{in} 增大到比由变速控制部 152 设定的初级压力 P_{in}^* 的值高的值,以避免传动带 48 的滑动。

[0064] 更具体地,次级带轮停止判定部 162 例如基于由车速传感器 58 检测到的车速 V (即,输出轴转速 N_{out})是否等于或低于预定车速来判定次级带轮 46 是否处于停止状态,即,车速 V 被判定为基本是零。

[0065] 在次级带轮 46 处于停止状态的同时,转矩容量减小判定部 164 判定输入到初级带轮 42 的转矩是否增大然后减小。例如,在次级带轮停止判定部 162 判定出次级带轮 46 处于停止状态的同时,转矩容量减小判定部 164 基于由加速踏板操作量传感器 66 检测到的加速踏板操作量 A_{cc} 是否增大等于或大于第一个量然后减小等于或大于第二个量来判定输入到初级带轮 42 的转矩是否增大然后减小,加速踏板操作量 A_{cc} 是输入转矩信息的一个要素。第一个量可以比第二个量小。可以基于由节流阀传感器 60 检测到的节流阀打开量 θ_{th} 来判定输入到初级带轮 42 的转矩是否增大然后减小。

[0066] 滑动判定部 158 判定传动带 48 是否在带轮上滑动。例如,基于由输入轴转速传感器 56 检测到的初级带轮 42 的转速和速度比来计算理想的次级带轮转速,理想的次级带轮转速是传动带 48 在带轮上不滑动时的次级带轮 46 的理想转速。如果由车速传感器 58 检测到的次级带轮 46 的转速不同于理想的次级带轮转速,则滑动判定部 158 判定出传动带 48 在带轮上滑动。

[0067] 在次级带轮停止判定部 162 判定出次级带轮 46 处于停止状态的同时,在转矩容量减小判定部 164 判定出输入到初级带轮 42 的转矩增大然后减小的条件下,带夹紧力控制部 156 使初级压力 P_{in} 增大到比由变速控制部 152 设定的正常的初级压力 P_{in}^* 高预定值的值。预定值可以根据经验设定的恒定值,以防止传动带 48 的滑动,或预定值可以根据经验设

定以使预定值随着判定出转矩容量减小的次数的增加而增大。在本实施方式中,在次级带轮 46 处于停止状态的同时,因为即使次级压力 P_d 增大,初级带轮 42 与传动带 48 之间的压力也不大可能增大,所以初级压力 P_{in} 增大。然而,次级压力 P_d 可能增大,或初级压力 P_{in} 和次级压力 P_d 均可能增大。

[0068] 另外,当滑动判定部 158 判定出传动带 48 在初级压力 P_{in} 和次级压力 P_d 中的一个增大之后在带轮上滑动时,带夹紧力控制部 156 可以增大初级压力 P_{in} 和次级压力 P_d 中的另一个。

[0069] 图 8 为示出了由带夹紧力控制部 156 执行的控制操作的一个示例的流程图。在次级带轮 46 处于停止状态的同时,当通过判定出输入到初级带轮 42 的转矩增大然后减小而判定出转矩容量减小时,执行所述控制操作以增大次级压力 P_d 。例如,以极短的周期,例如,以几秒到几十秒的周期来执行所述控制操作,并且所述控制操作被反复地执行。

[0070] 首先,在步骤 S11 中,变量“ t ”的值被设定为 0。变量“ t ”代表在次级带轮 46 处于停止状态的同时判定出转矩容量减小的次数。变量“ t ”可以为整数。

[0071] 在执行步骤 S11 的处理之后,在步骤 S12 中,例如,基于车速 V (输出轴转速 N_{OUT}) 是否等于或低于预定速度来判定次级带轮 46 是否处于停止状态,即,车速 V 被判定为基本是零。当在步骤 S12 中作出否定的判定时,程序进行到步骤 S18。在步骤 S18 中,带夹紧力控制部 156 控制次级压力 P_d 。然后,程序结束。

[0072] 当在步骤 S12 中作出肯定的判定时,在步骤 S13 中,例如,基于由加速踏板操作量传感器 66 检测到的加速踏板操作量 A_{cc} 是否增大等于或大于预定值的值来判定输入到初级带轮 42 的转矩是否增大。当在步骤 S13 中作出否定的判定时,程序返回到步骤 S12。

[0073] 当在步骤 S13 中作出肯定的判定时,在步骤 S14 中,例如,基于由加速踏板操作量传感器 66 检测到的加速踏板操作量 A_{cc} 是否减小等于或大于预定值的值来判定输入到初级带轮 42 的转矩是否减小。当在步骤 S14 中作出否定的判定时,程序进行到步骤 S17。在步骤 S17 中,与在步骤 S12 中相同,判定次级带轮 46 是否处于停止状态。当在步骤 S17 中作出肯定的判定时,程序返回到步骤 S14。当在步骤 S17 中作出否定的判定时,在步骤 S18 中,带夹紧力控制部 156 控制次级压力 P_d ,然后,程序结束。

[0074] 当在步骤 S14 中作出肯定的判定时,在步骤 S15 中,次级压力 P_d 增大到比当前的次级压力 P_d 高预定值 ΔP_d 的值。预定值 ΔP_d 根据“ t ”的值来变化。随着“ t ”的值增大,预定值 ΔP_d 增大。

[0075] 在执行步骤 S15 中的处理之后,程序进行到步骤 S16。在步骤 S16 中,“ t ”的值被设定为通过对“ t ”的当前值增加 1 而获得的值。然后,程序返回到步骤 S12。

[0076] 在图 8 所示的控制操作中,在次级带轮 46 处于停止状态的同时,随着判定出输入到初级带轮 42 的转矩增大然后减小的次数的增加,次级压力 P_d 增加的预定值 ΔP_d 增大。因此,即使当转矩容量减小的减小量增大时,也能够可靠地抑制传动带 48 的滑动。

[0077] 图 9 为示出了由带夹紧力控制部 156 执行的控制操作的另一个示例的流程图。在次级带轮 46 处于停止状态的同时,当通过判定出输入到初级带轮 42 的转矩增大然后减小而判定出转矩容量减小时,执行所述控制操作以增大初级压力 P_{in} 。例如,以极短的周期,例如,以几秒到几十秒的周期来执行所述控制操作,并且所述控制操作被反复地执行。

[0078] 首先,在步骤 S21 中,例如,基于车速 V (输出轴转速 N_{OUT}) 是否等于或低于预定速度

来判定次级带轮 46 是否处于停止状态,即,车速 V 被判定为基本是零。当在步骤 S21 中作出否定的判定时,程序进行到步骤 S33。在步骤 S33 中,变速控制部 152 控制初级压力 P_{in} ,并且带夹紧力控制部 156 控制次级压力 P_d 。然后,程序结束。

[0079] 当在步骤 S21 中作出肯定的判定时,在步骤 S22 中,例如,基于由加速踏板操作量传感器 66 检测到的加速踏板操作量 A_{cc} 是否增大等于或大于预定值的值来判定输入到初级带轮 42 的转矩是否增大。当在步骤 S22 中作出否定的判定时,程序返回到步骤 S21。

[0080] 当在步骤 S22 中作出肯定的判定时,在步骤 S23 中,例如,基于加速踏板操作量 A_{cc} 是否减小等于或大于预定值的值来判定输入到初级带轮 42 的转矩是否减小,加速踏板操作量 A_{cc} 是由驾驶员操作的加速踏板的操作量,并且是由加速踏板操作量传感器 66 检测到的。当在步骤 S23 中作出否定的判定时,程序进行到步骤 S29。在步骤 S29 中,与在步骤 S21 中相同,判定次级带轮 46 是否处于停止状态。当在步骤 S29 中作出肯定的判定时,程序返回到步骤 S23。当在步骤 S29 中作出否定的判定时,在步骤 S33 中,变速控制部 152 控制初级压力 P_{in} ,并且带夹紧力控制部 156 控制次级压力 P_d ,然后,程序结束。

[0081] 当在步骤 S23 中作出肯定的判定时,在步骤 S24 中,与在步骤 S22 中相同,判定输入到初级带轮 42 的转矩是否增大。用于在步骤 S24 中判定转矩是否增大的阈值可以比用于在步骤 S22 中判定转矩是否增大的阈值小。当在步骤 S24 中作出否定的判定时,程序进行到步骤 S30。在步骤 S30 中,在步骤 S21 中作出肯定的判定之后,判定传动带 48 转动的转动量 N_b 是否比预定转动量 A 小。例如,基于由车速传感器 58 检测到的车速 V 和速度比来计算转动量 N_b 。当在步骤 S30 中作出肯定的判定时,程序返回到步骤 S24。当在步骤 S30 中作出否定的判定时,在步骤 33 中,变速控制部 152 控制初级压力 P_{in} ,并且带夹紧力控制部 156 控制次级压力 P_d 。然后,程序结束。当在步骤 S24 中作出肯定的判定时,在步骤 S25 中,初级压力 P_{in} 增大到比当前的初级压力 P_{in} 高预定值 ΔP_{in} 的值。

[0082] 在执行步骤 S25 中的处理之后,在步骤 S26 中,判定传动带 48 是否在带轮上滑动。例如,基于初级带轮 42 的转速和速度比来计算理想的次级转速,理想的次级转速是传动带 48 在带轮上不滑动时次级带轮 46 的理想转速。基于由车速传感器 58 检测到的次级带轮 46 的转速是否不同于理想的次级转速来判定传动带 48 是否在带轮上滑动。当在步骤 S26 中作出否定的判定时,程序进行到步骤 S31。在步骤 S31 中,与在步骤 S30 中相同,在步骤 S21 中作出肯定的判定之后,判定传动带 48 转动的转动量 N_b 是否比预定转动量 A 小。当在步骤 S31 中作出肯定的判定时,程序返回到步骤 S26。当在步骤 S31 中作出否定的判定时,在步骤 S33 中,变速控制部 152 控制初级压力 P_{in} ,并且带夹紧力控制部 156 控制次级压力 P_d 。然后,程序结束。

[0083] 当在步骤 S26 中作出肯定的判定时,在步骤 S27 中,次级压力 P_d 增大到比当前的次级压力 P_d 高预定值 ΔP_d 的值。

[0084] 在执行步骤 S27 中的处理之后,程序进行到步骤 S28。在步骤 S28 中,与在步骤 S26 中相同,判定传动带 48 是否在带轮上滑动。当在步骤 S28 中作出肯定的判定时,程序返回到步骤 S25。当在步骤 S28 中作出否定的判定时,程序进行到步骤 S32。在步骤 S32 中,与在步骤 S31 中相同,在步骤 S21 中作出肯定的判定之后,判定传动带 48 转动的转动量 N_b 是否比预定转动量 A 小。当在步骤 S32 中作出肯定的判定时,程序返回到步骤 S28。当在步骤 S32 中作出否定的判定时,在步骤 S33 中,变速控制部 152 控制初级压力 P_{in} ,并且带夹紧力

控制部 156 控制次级压力 P_d 。然后,程序结束。

[0085] 在图 9 所示的控制操作中,在次级带轮 46 处于停止状态的同时,如果判定出输入到初级带轮 42 的转矩增大然后减小,然后再次增大,则首先,初级压力 P_{in} 增大。因此,由于下列原因,可以更有效地防止传动带 48 的滑动。因为大的转矩已经被施加到初级带轮 42 上并且所述转矩减小,所以传动带 48 与带轮之间的压力减小。因此,认为传动带 48 与初级带轮 42 之间的压力可能减小。

[0086] 同样,在次级带轮 46 处于停止位置的同时,在判定出输入到初级带轮 42 的转矩增大,然后减小,然后再次增大之前,变速控制部 152 控制初级压力 P_{in} ,并且带夹紧力控制部 156 控制次级压力 P_d 。这减小了初级压力 P_{in} 和次级压力 P_d 增大的时段。因此,可以更有效地减小摩擦损失和泵气负载。这是因为认为在转矩容量减小之后,传动带 48 在输入到初级带轮 42 的转矩超过转矩容量时滑动。

[0087] 同样,当传动带 48 转动的转动量 N_b 等于或大于预定转动量 A 时,变速控制部 152 控制初级压力 P_{in} ,并且带夹紧力控制部 156 控制次级压力 P_d 。这减小了初级压力 P_{in} 和次级压力 P_d 增大的时段。因此,可以更有效地防止传动带 48 的滑动,并且减小摩擦损失和泵气负载。这是因为当传动带 48 转动时,已经由于输入到初级带轮 42 的转矩的增大和减小而减小的传动带 48 与带轮之间的压力逐渐增大,并且因此,转矩容量增大,即,已经减小的转矩容量增大。

[0088] 同样,当判定出传动带 48 滑动时,初级压力 P_{in} 和次级压力 P_d 交替地增大。因此,可以防止由于初级压力 P_{in} 的过度增大而引起的速度比的变化,并且可以抑制传动带 48 的滑动。

[0089] 如上所述,在本实施方式中,在次级带轮停止判定部 162 判定出次级带轮 46 处于停止状态的同时,在转矩容量减小判定部 164 判定出输入到初级带轮 42 的转矩增大然后减小的条件下,带夹紧力控制部 156 使当前的初级压力 P_{in} 增大到比由变速控制部 152 设定的正常的初级压力 P_{in}^* 高预定值的值,或使当前的次级压力 P_d 增大到比由带夹紧力设定部 154 设定的所需次级压力 P_d^* 高预定值的值。即,当输入到初级带轮 42 的转矩增大然后减小,并且因此,转矩容量减小并且传动带 48 可能滑动时,初级压力 P_{in} 或次级压力 P_d 增大。因此,无需不断地施加大的压力来防止传动带 48 的滑动。因此,在所需的最小时段期间,初级压力 P_{in} 或次级压力 P_d 增大。这提高了燃料效率。

[0090] 尽管已经结合附图详细地描述了本发明的实施方式,但是本发明可以以其它实施方式实现。例如,尽管在上述实施方式中使用了判定次级带轮 46 是否处于停止状态的次级带轮停止判定部 162,但是可以使用判定次级带轮 46 是否处于基本停止状态的次级带轮基本停止判定部。当使用次级带轮基本停止判定部时,在使用次级带轮 46 处于停止状态的条件步骤 (S12、S19、S21 和 S29) 中,可以使用次级带轮 46 处于基本停止状态的条件。可以使用次级带轮 46 的转速等于或低于预定转速的条件。例如,当由车速传感器 58 检测到的次级带轮 46 的转速比预定转速低时,次级带轮基本停止判定部判定出次级带轮 46 处于基本停止状态。

[0091] 在上述实施方式中,例如,输入轴转速 N_{IN} 被用作预定旋转构件的转速,并且与输入轴转速 N_{IN} 有关的目标输入轴转速 N_{IN}^* 也被使用。然而,代替输入轴转速 N_{IN} 和目标输入轴转速 N_{IN}^* ,可以使用发动机转速 N_E 和与发动机转速 N_E 有关的目标发动机转速 N_E^* ,或涡轮

机转速 N_t 和与涡轮机转速 N_t 有关的目标涡轮机转速 N_t^* 。因此,尽管在上述实施方式中输入轴转速传感器 56 被用作转速传感器,但是可以设置检测需要被控制的转速的适当的转速传感器。

[0092] 在上述实施方式中,变矩器 14 被用作液压动力传递设备。然而,可以使用诸如不具有增强转矩的功能的液力联轴节的其它的液力动力传递设备。同样,液力动力传递设备不是必须设置的。

[0093] 可以将上述实施方式应用到传递驱动力的带上。由于下列原因,将上述实施方式应用到包括环和元件的带上是更有效的。在使用包括环和元件的带的情况下,在次级带轮处于停止状态的同时,当输入到初级带轮的转矩增大时,所述转矩被传递到与初级带轮接触的元件,并且所述元件被朝着次级带轮推动。然而,次级带轮不旋转,并且与次级带轮接触的元件不移动。因此,元件之间的距离在带的一部分中变短。然后,当输入到初级带轮的转矩减小时,推动元件的力减小。因为大的转矩已经被施加到带的在元件之间距离已经为短的部分上,并且所述转矩减小,所以元件与带轮之间的压力减小。

[0094] 在上述实施方式中,在次级带轮 46 处于停止状态的同时,当输入到初级带轮 42 的转矩减小时,初级压力 P_{in} 或次级压力 P_d 增大。然而,在初级带轮 42 处于停止状态的同时,当输入到次级带轮 46 的转矩减小时,初级压力 P_{in} 或次级压力 P_d 可能增大。

[0095] 上述实施方式将被认为是示例性的而非限制性的。本发明可以在基于本领域技术人员知识改进的各种实施方式中被实现。

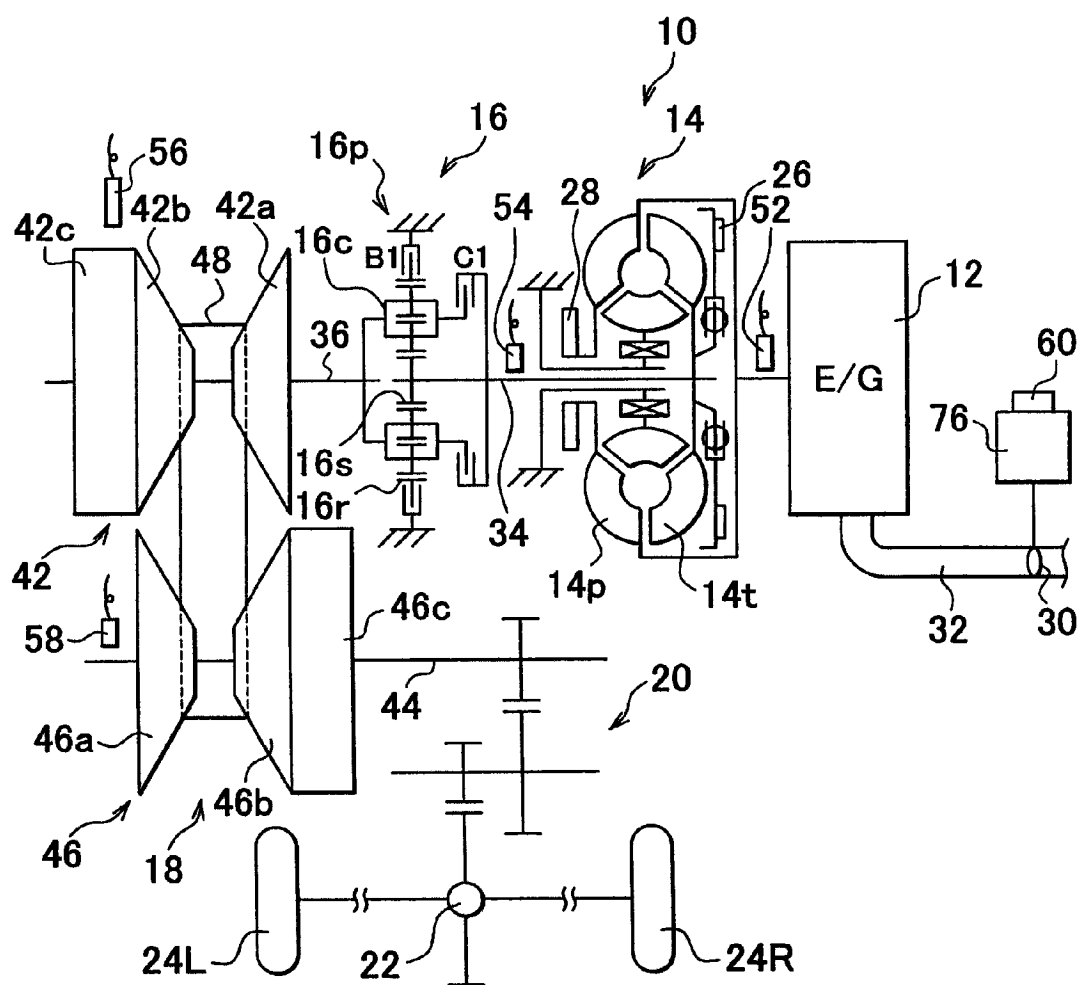


图 1

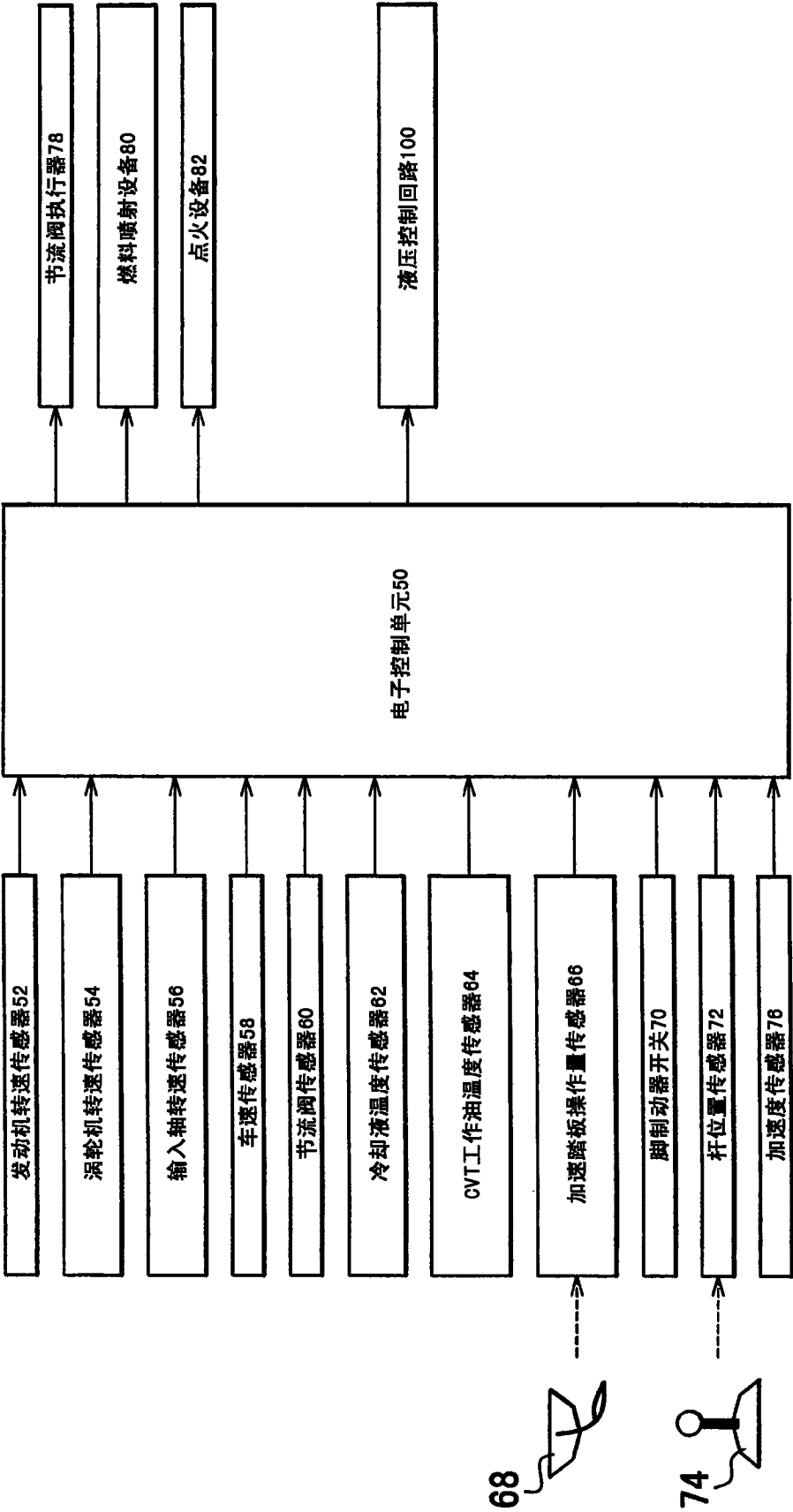


图 2

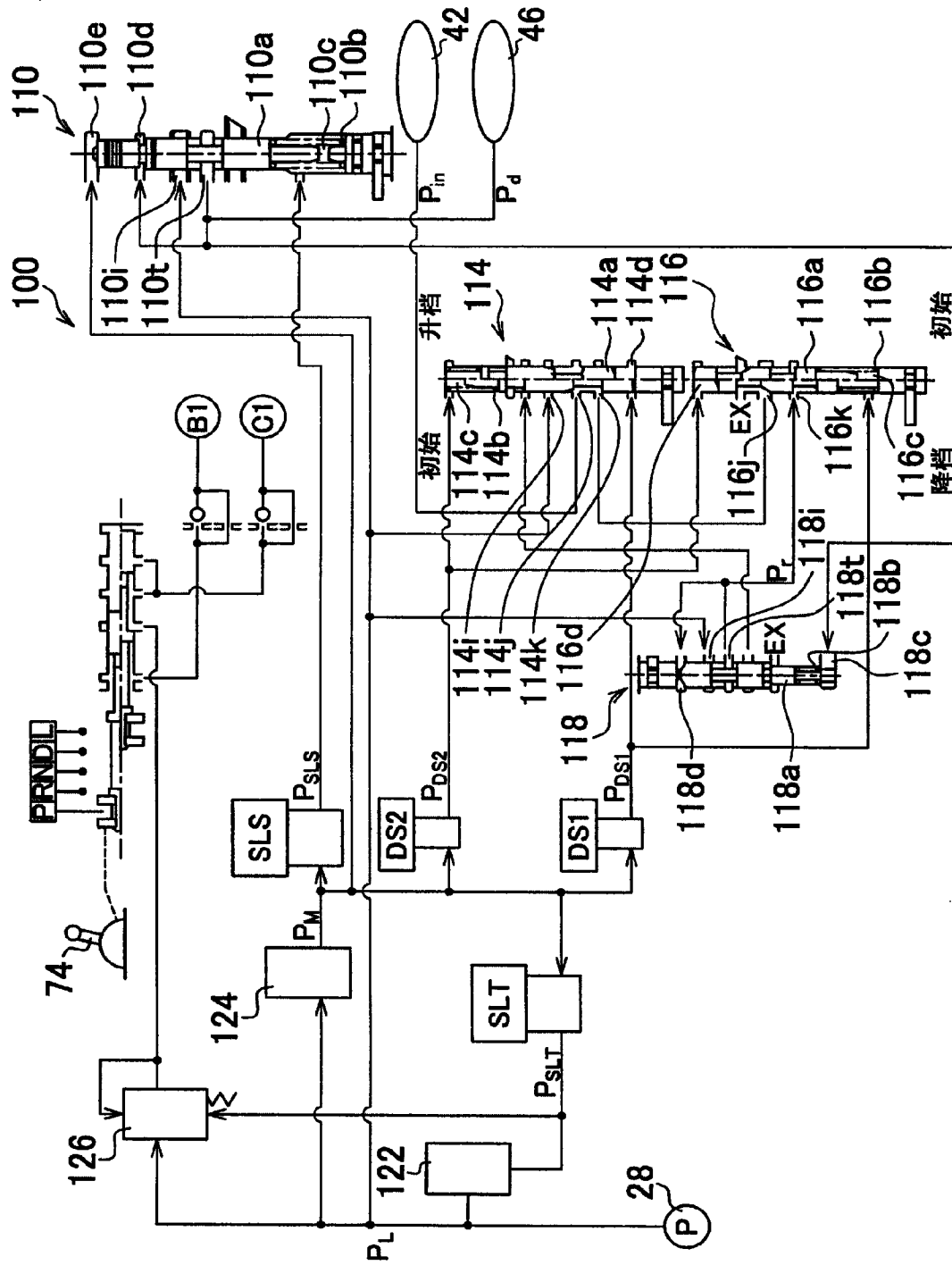


图 3

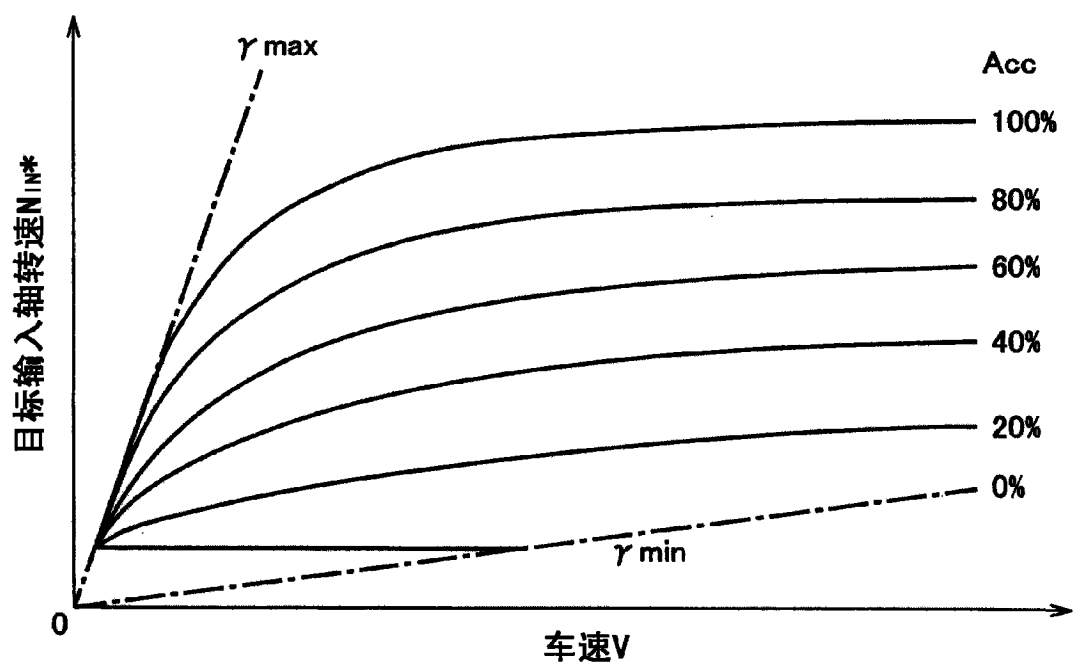


图 4

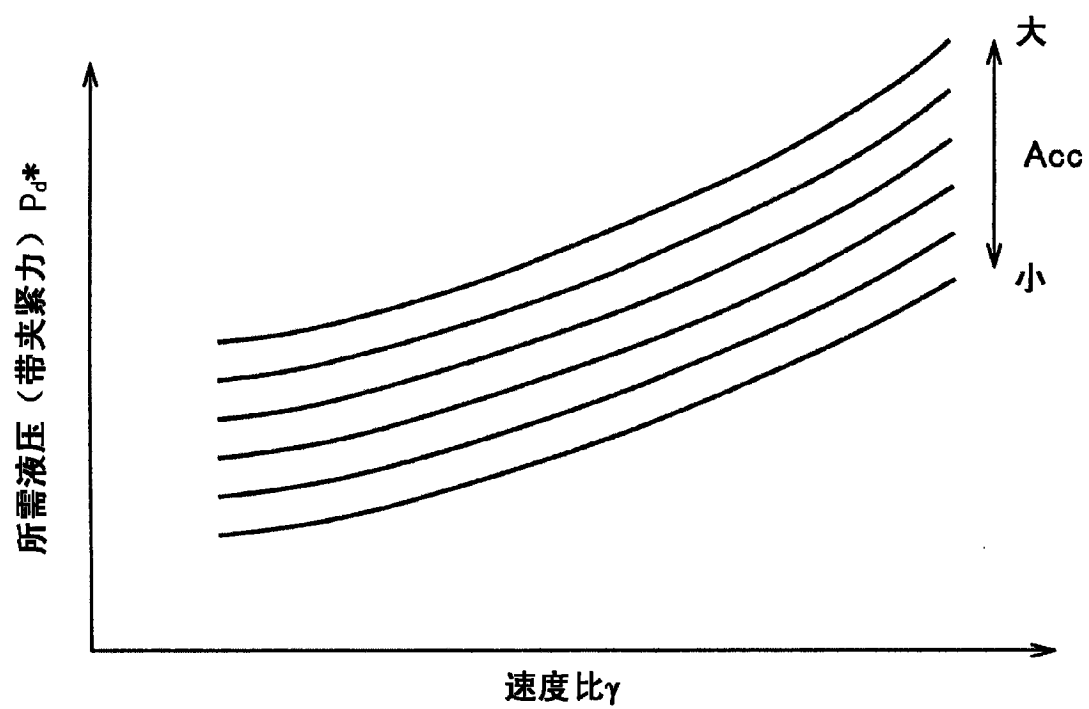


图 5

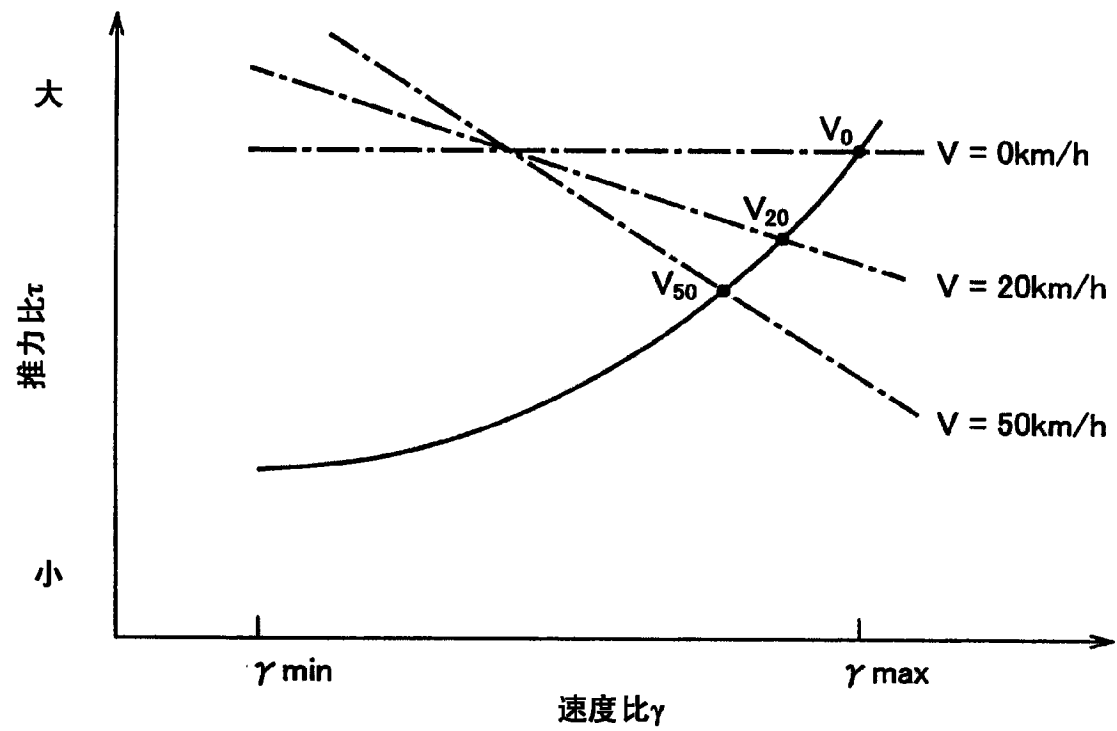


图 6

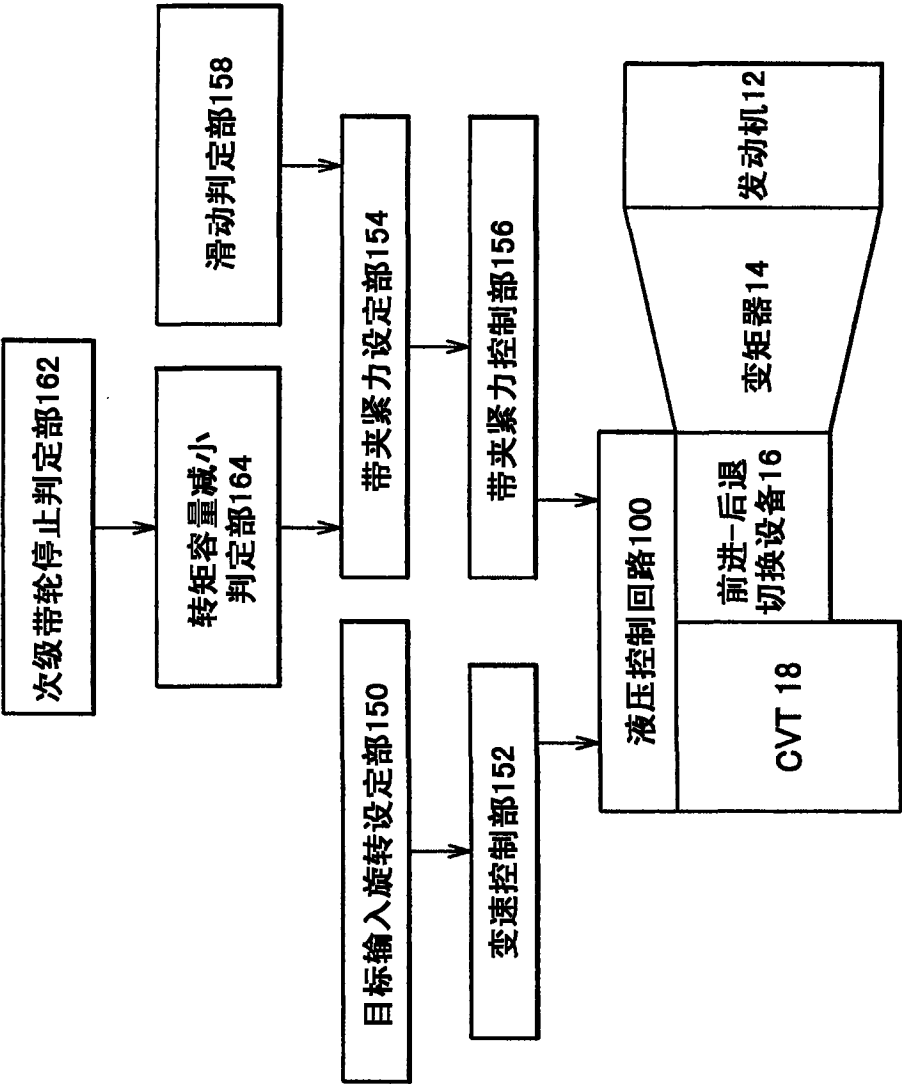


图 7

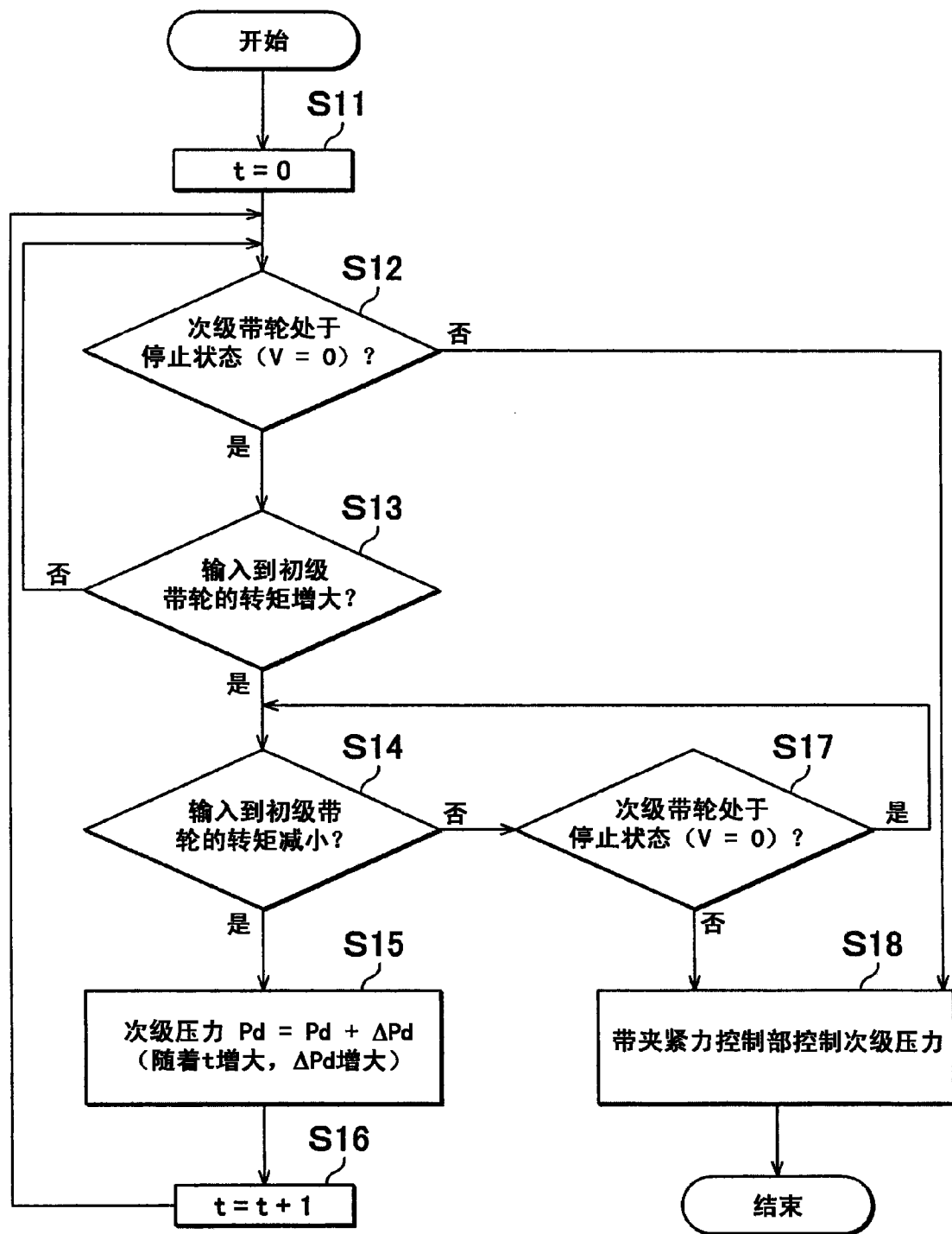


图 8

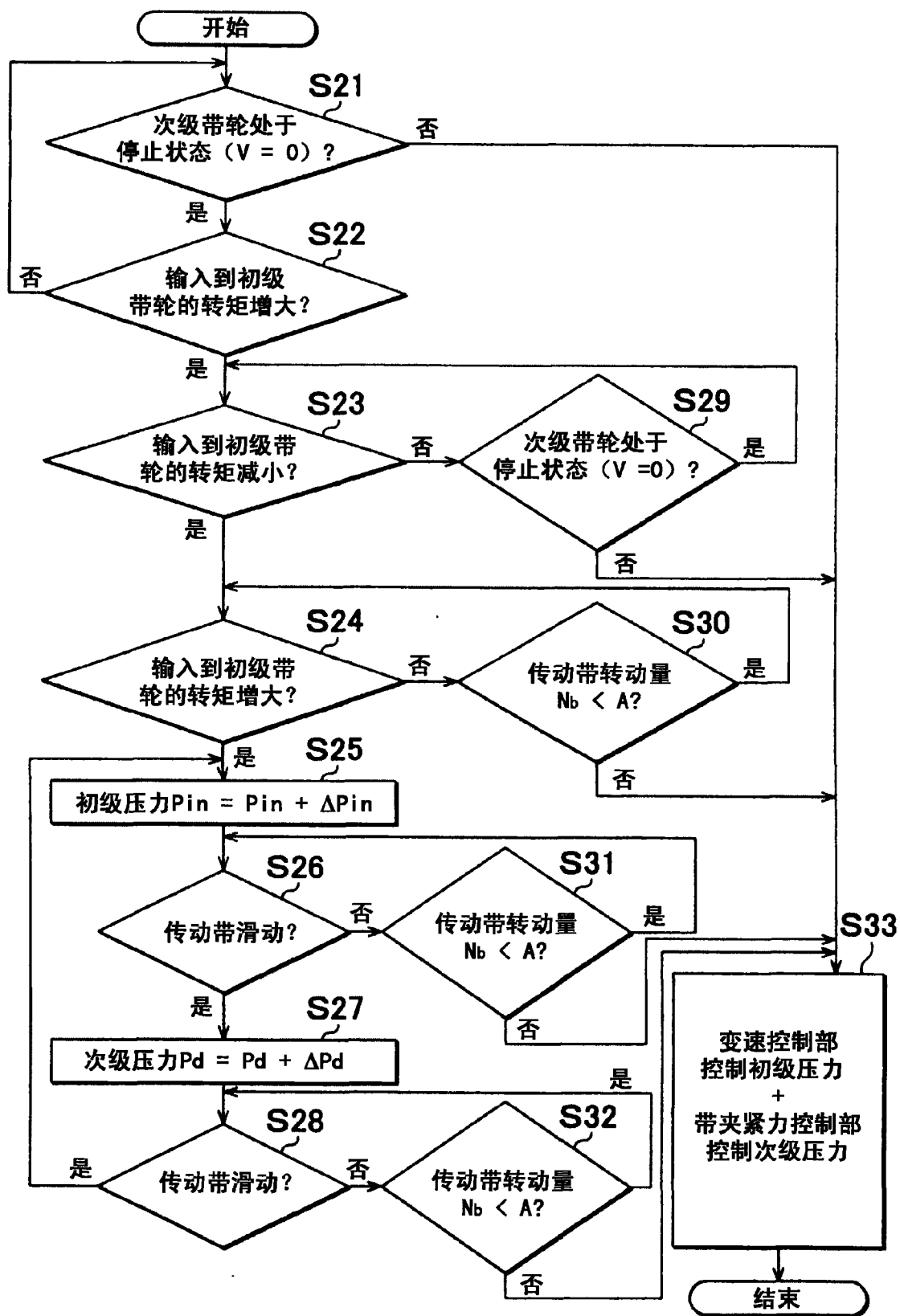


图 9